



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# ANALÝZA DYNAMIKY HYBRIDNÍCH POHONNÝCH JEDNOTEK S VYPÍNÁNÍM VÁLCŮ

DYNAMICS ANALYSIS OF HYBRID POWERTRAIN WITH CYLINDER DEACTIVATION

## DIZERTAČNÍ PRÁCE

DOCTORAL THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Kateřina Fridrichová

## ŠKOLITEL

SUPERVISOR

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

BRNO 2025



## ABSTRAKT

V posledních letech se automobilový průmysl zaměřuje zejména na snižování produkce emisí CO<sub>2</sub>, což prakticky znamená také snižování spotřeby paliva. Toho je možné dosáhnout zvyšováním účinnosti spalovacích motorů pomocí vypínání válců. Díky vypínání válců dochází k zážehům jen ve vybraných válcích, což umožňuje úspornější jízdu při nižších zatíženích motoru. Aktuálním trendem v automobilovém odvětví je hybridizace. Hybridní pohonná jednotka díky přidanému elektromotoru/generátoru také umožňuje snížit spotřebu paliva. Vypínání válců navíc způsobuje zvýšení vibrací, které je možné kompenzovat pomocí variabilního průběhu točivého momentu elektrického točivého stroje. Cílem této dizertační práce je vyvinout metodiku dynamických simulací mild-hybridní pohonné jednotky s vypínáním válců a posoudit přínos vyhlazování točivého momentu u tohoto typu hnacího ústrojí. Výsledky jsou získány ze simulace dynamiky hybridní pohonné jednotky a ověřeny dostupnými experimenty.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Vypínání válců, hybridizace, snížení emisí CO<sub>2</sub>, dynamika klikového mechanismu, vyhlazování točivého momentu, multi-body systém

## ABSTRACT

Automotive industry is focused on CO<sub>2</sub> emission reduction, and the emission is dependent on fuel consumption. Better fuel economy can be achieved by increasing the efficiency of internal combustion engines by implementing cylinder deactivation. This technology achieves the fuel consumption benefit by firing only some of the cylinders when the engine load is low. Modern trend in automotive industry is hybridisation. A hybrid powertrain allows fuel consumption to be further reduced by adding a motor/generator. Deactivating some of the cylinders leads to higher vibration that can be compensated by torque generated by the electric motor. The aim of the thesis is to create a methodology for dynamic simulations of mild-hybrid powertrain with cylinder deactivation and to assess the benefit of using torque smoothing in this kind of powertrain. The results are obtained by dynamic simulations of hybrid powertrain and verified by available experiments.

## KEYWORDS

Cylinder deactivation, hybridisation, CO<sub>2</sub> emission reduction, cranktrain dynamics, torque smoothing, multi-body system

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

FRIDRICHOVÁ, Kateřina. *Analýza dynamiky hybridních pohonných jednotek s vypínáním válců*. Online, dizertační práce. Václav PÍŠTĚK (školitel). Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2025. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/172124>.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracovala jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Václava Píštěka, DrSc., a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 31. prosince 2025

.....

Kateřina Fridrichová

## PODĚKOVÁNÍ

V první řadě opravdu velmi děkuji Ing. Lubomíru Drápalovi, Ph.D., za odborné vedení i veškerou pomoc a podporu, jež byla pro zpracování celé práce naprosto klíčová. Děkuji také svému školiteli prof. Ing. Václavu Pištěkovi, DrSc., za vstřícný přístup v průběhu celého studia a kolegům z Ústavu automobilního a dopravního inženýrství za jejich podporu.

Dále bych chtěla poděkovat společnosti Škoda Auto a.s. za možnost být součástí průmyslového doktorandského programu. Velký dík patří zejména Ing. Lukáši Šopíkovi i Ing. Václavu Uzlíkovi za cenné rady, podporu a vedení při zpracovávání dizertační práce. Děkuji také celému oddělení EPO/5, na němž jsem měla možnost v rámci doktorandského programu působit.

Za pomoc při technickém experimentu velmi děkuji Ing. Pavlu Urbanovi, Tomáši Dlaskovi, Ing. Miroslavu Dalíkovi, Ing. Pavlu Dlaskovi a celému týmu, jenž se na realizaci podílel. Za významnou pomoc a velkou míru osobního nasazení při tvorbě externího řízení elektrického točivého stroje děkuji Ing. Jakubu Macháčovi a Karlu Šrytrovi. Také bych chtěla poděkovat Ing. Jiřímu Kubíčkoví za pomoc s úvodním technickým experimentem a Ing. Jiřímu Borovičkoví za pomoc s měřením elektrického točivého stroje na stavu ve Škoda Auto.

Ráda bych poděkovala také Dr. Arthuru Backovi za vedení a podporu v průběhu stáže ve firmě FEV Software and Testing Solutions GmbH a Ing. Radomíru Prušovi, Ph.D., za pomoc při měření elektrického točivého stroje na VUT.

V neposlední řadě děkuji také svému manželovi a rodině, kteří mi byli v průběhu studií vždy velkou oporou.

Děkuji také společnosti Beta, jež Ústavu automobilního a dopravního inženýrství poskytuje software ANSA, jež jsem využívala při zpracování této dizertační práce.

# OBSAH

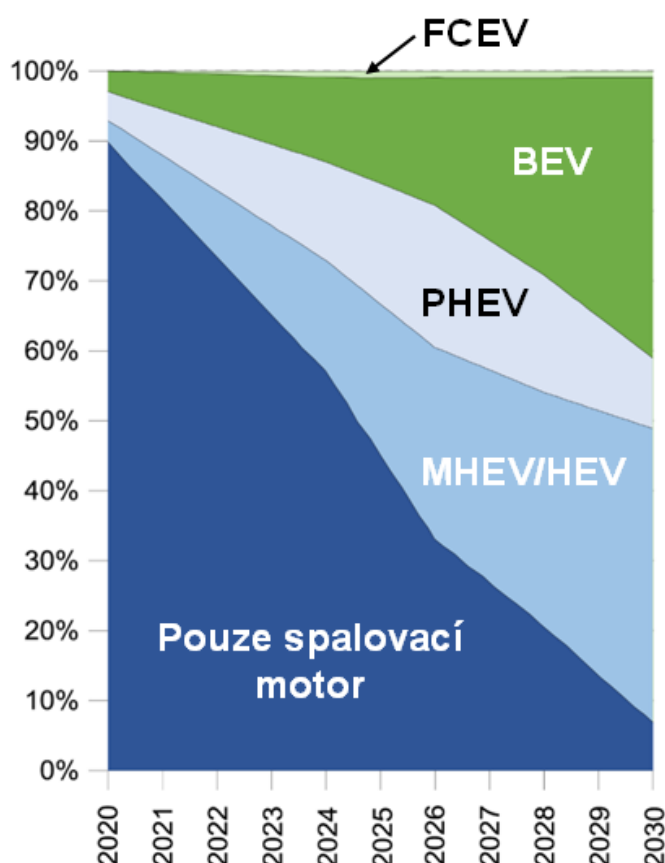
<b>ÚVOD .....</b>	<b>9</b>
<b>1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ.....</b>	<b>11</b>
1.1 Vypínání válců.....	11
1.1.1 Média uvnitř válce .....	13
1.1.2 Negativní důsledky .....	14
1.1.3 Konstrukční řešení vypínání ventilů.....	15
1.1.4 Snížení spotřeby paliva a emisí .....	18
1.1.5 Kombinace s dalšími technikami.....	20
1.2 Hybridní pohonné jednotky .....	21
1.2.1 NVH charakteristiky hybridních pohonů .....	21
1.2.2 NVH elektrického točivého stroje .....	26
1.2.3 Mild-hybridní pohonné jednotky.....	30
<b>2 ANALÝZA, INTERPRETACE A ZHODNOCENÍ POZNATKŮ .....</b>	<b>31</b>
<b>3 VYMEZENÍ CÍLŮ DIZERTAČNÍ PRÁCE .....</b>	<b>32</b>
3.1 Vědecké otázky a pracovní hypotézy .....	32
3.2 Postup při řešení dizertační práce .....	33
<b>4 MATERIÁLY A VĚDECKÉ METODY.....</b>	<b>35</b>
4.1 Výpočtový model spalovacího motoru.....	36
4.1.1 Diskretizace CAD modelů.....	36
4.1.2 Modální redukce .....	39
4.1.3 Technický experiment .....	40
4.1.4 Model klikového mechanismu v prostředí MBS.....	41
4.1.5 Zatížení a ztrátový výkon ložisek .....	45
4.2 Výpočtový model elektrického točivého stroje .....	48
4.2.1 Simulace elektromagnetických účinků .....	48
4.2.2 Technický experiment .....	50
4.2.3 Model elektrického točivého stroje v prostředí multi-body .....	54
4.3 Výpočtový model mild-hybridní pohonné jednotky s vypínáním válců .....	55
4.3.1 Technický experiment .....	55
4.3.2 Model mild-hybridní pohonné jednotky v prostředí multi-body.....	60
<b>5 VÝSLEDKY DIZERTAČNÍ PRÁCE.....</b>	<b>66</b>
5.1 Výpočtový model odpovídající měření .....	66
5.1.1 Výsledky technického experimentu.....	66
5.1.2 Validace modelu s vyhlazováním točivého momentu.....	70
5.1.3 Potenciál vyhlazování točivého momentu u dané pohonné jednotky.....	71
5.1.4 Vibrace elektrického točivého stroje .....	75
5.2 Výpočtový model s náhradním elektrickým točivým strojem .....	76
5.2.1 Torzní kmitání .....	77
5.2.2 Únavová životnost .....	86
5.2.3 Zatížení ložisek.....	90
5.2.4 Ztrátový výkon ložisek .....	94

---

<b>6</b>	<b>DISKUZE.....</b>	<b>96</b>
	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>98</b>
	<b>POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE.....</b>	<b>100</b>
	<b>PUBLIKACE AUTORA K TÉMATU DIZERTAČNÍ PRÁCE .....</b>	<b>113</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ .....</b>	<b>115</b>
	<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>119</b>

## ÚVOD

V současné době je stále více než 95 % veškeré silniční dopravy obsluhováno vozidly se spalovacími motory [1] a předpokládá se, že i v následujících letech bude podíl vozidel se spalovacími motory významný, jak zobrazuje *obr. 1.*, neboť to jsou všechna vozidla vyjma FCEV a BEV. Zároveň v nedávné době například vedení koncernu Stellantis ustoupilo od původního cíle, jímž bylo přestat do roku 2030 vyrábět vozidla s konvenčním pohonem [2]. Vývoj spalovacích motorů je tedy stále aktuální téma, a to zejména v oblasti snižování emisí CO<sub>2</sub>, jelikož se požadavky na tyto emise nejen v Evropské unii nadále zpřísňují.

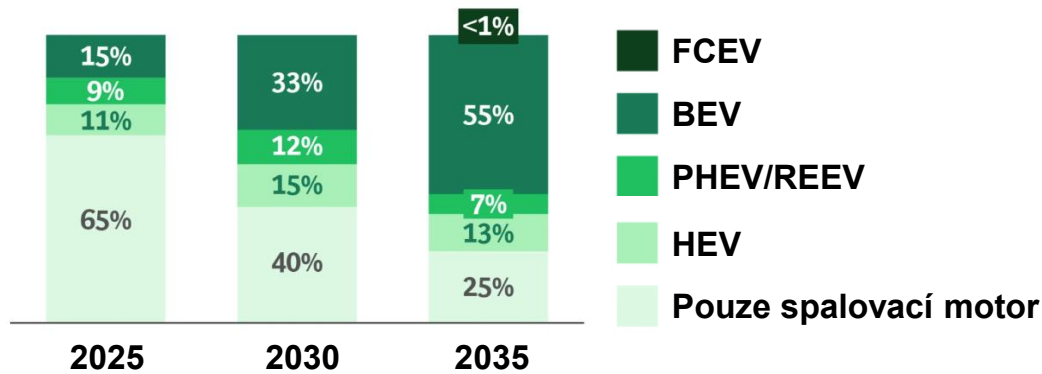


*Obr. 1* Predikce množství nových prodaných vozidel v zemích Evropské unie [3]

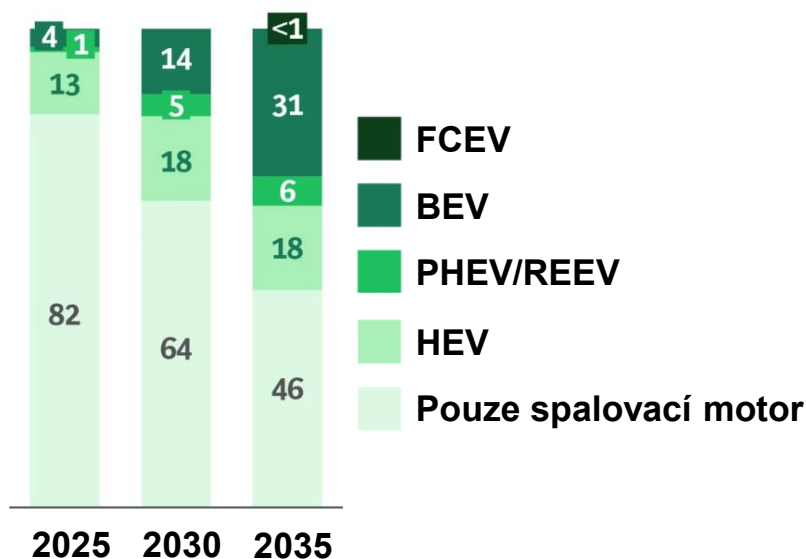
Aktuální studie z roku 2025 předpokládá v rámci celého světa větší podíl osobních vozidel pouze se spalovacím motorem [4], jak je možné vidět na *obr. 2*. V kategorii lehkých užitkových vozidel je predikovaný výrazně mírnější nárůst elektromobility než u osobních vozidel [4], jak zobrazuje *obr. 3*.

Evropská unie stanovila limit flotilových emisí pro výrobce automobilů v letech 2025–2029 na 93,6 g CO<sub>2</sub>/km [5]. V roce 2030 klesne tento limit na 49,5 g CO<sub>2</sub>/km [5]. Jednou z možností, jak evropským normám vyhovět, je zvyšování účinnosti zážehových motorů např. pomocí vypínání válců. Vypínání válců je technika, jenž napomáhá ke snížení spotřeby paliva, a tedy také emisí CO<sub>2</sub>. Zároveň přináší možnost pracovat v úsporném režimu, ale neustále disponovat dostatečnou výkonovou rezervou. Vypínání válců s sebou však přináší i negativa, zejména zvýšení vibrační pohonné jednotky.

Z důvodu přísnosti emisních limitů je také možné pozorovat zvýšení produkce hybridních vozidel. Hybridní pohonné jednotky jsou poháněny minimálně ze dvou různých zdrojů. V dnešní době se jedná zejména o spalovací motory doplněné o elektrické točivé stroje, jež umožňují rekuperaci energie. Tato dizertační práce se věnuje mild-hybridní koncepci pohonné jednotky, kde je elektrický točivý stroj spojen se spalovacím motorem pomocí řemene na předním konci klikového hřídele.



Obr. 2 Predikce prodeje osobních vozidel dle typu pohonu [4]



Obr. 3 Predikce prodeje lehkých užitkových vozidel dle typu pohonu [4]

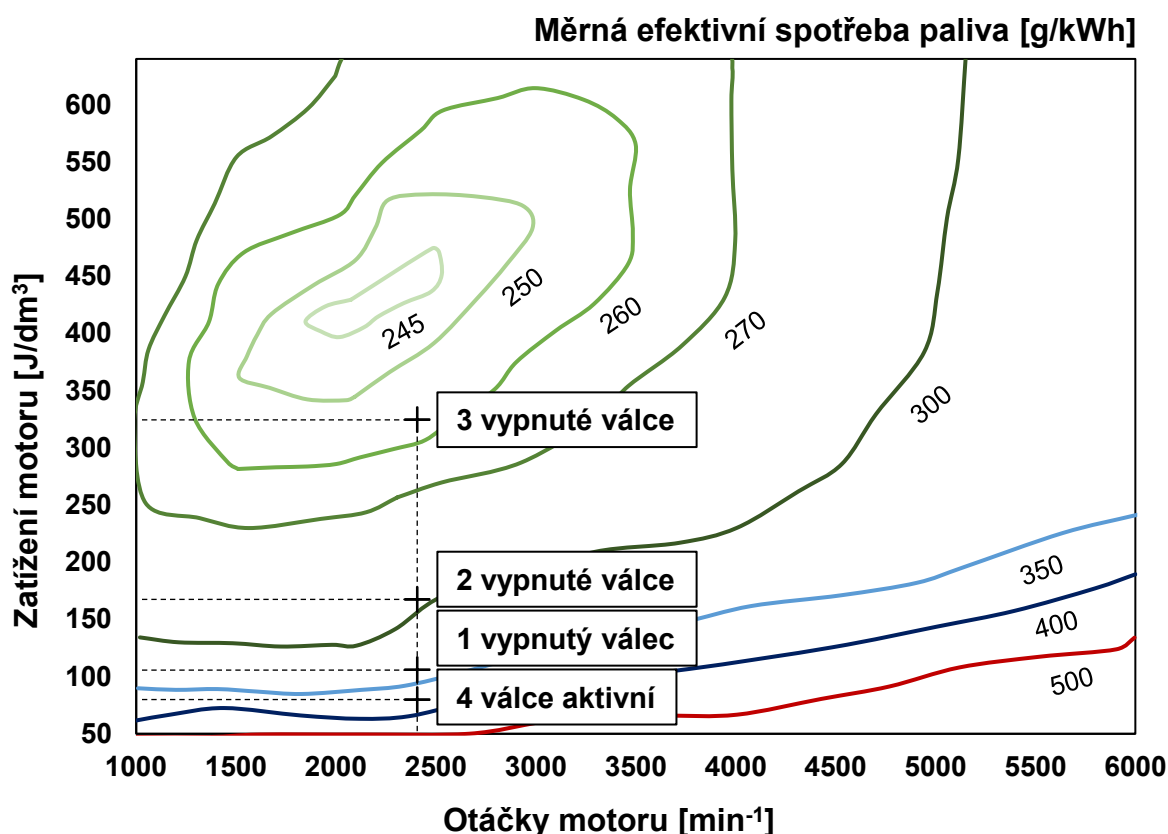
Součinnost hybridizace a vypínání válců může přinášet mnoho výhod, a jedná se tedy o perspektivní koncept. Tato práce se zabývá snížením vibrací vznikajících v hybridní pohonné jednotce s vypínáním válců. Cílem je vytvoření experimentálně ověřeného modelu dynamiky hnacího ústrojí, pomocí něž je možné tyto vibrace vyhodnocovat a následně snižovat. Díky možnosti nastavení časově proměnného točivého momentu elektrického točivého stroje je možné dosáhnout snížení nerovnoměrnosti chodu způsobenou spalovacím motorem, což může rozšířit pracovní oblast vypínání válců, a dosáhnout tak snížení spotřeby paliva.

# 1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

Rešeršní část práce zahrnuje dvě oblasti. První část pojednává o vypínání válců, jeho výhodách i problémech a druhá se zaměřuje na hybridní pohony a elektrické točivé stroje, zejména z hlediska NVH charakteristik.

## 1.1 VYPÍNÁNÍ VÁLCŮ

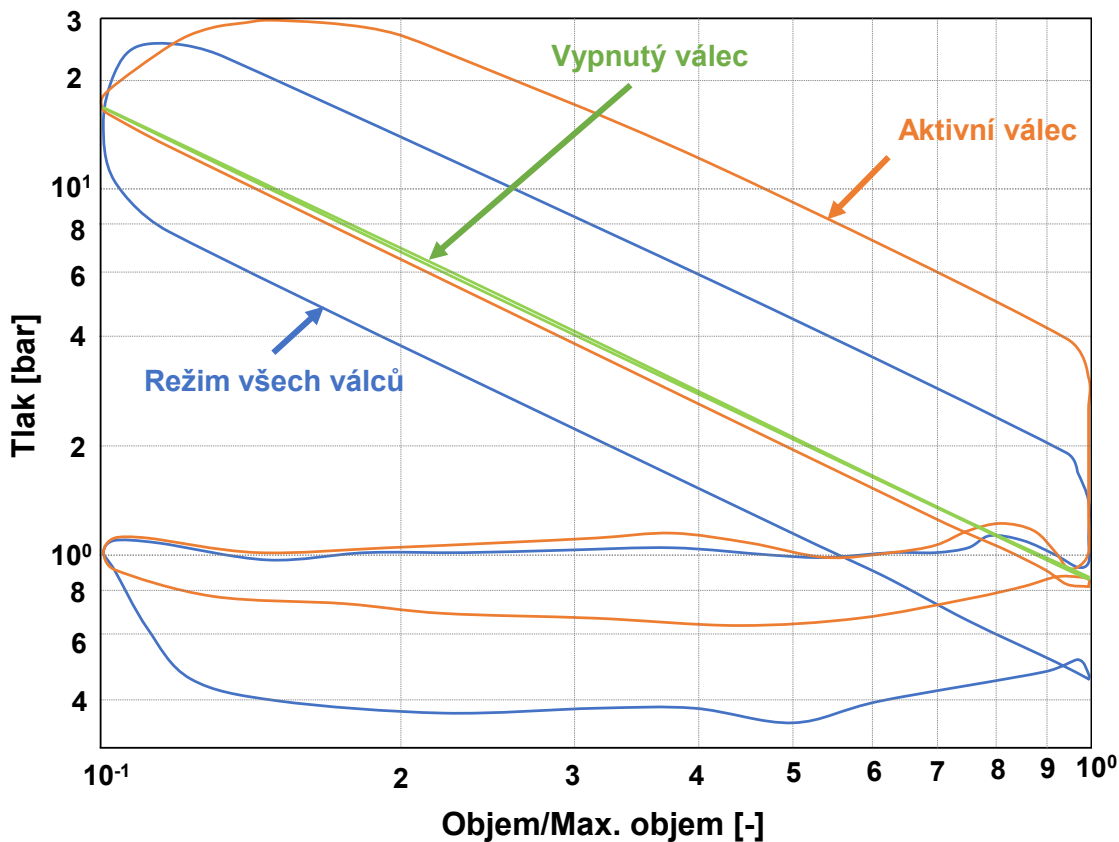
Podstatou vypínání válců je deaktivace ventilů a vstřikování u konkrétních válců. V režimu částečného zatížení motor pracuje méně efektivně, protože se spotřebuje mnohem větší poměrné množství paliva na samotný chod motoru vůči pohonu vozidla. Nejnižší spotřeby vzhledem k získanému výkonu je dosaženo udržováním motoru v oblasti nejnižší měrné efektivní spotřeby paliva při vysokém zatížení [6]. Vypínání válců umožní pracovat aktivním válcům při vyšším zatížení, a tedy v oblasti nižší měrné efektivní spotřeby. Tento posun pracovního bodu je možné vidět v úplné charakteristice motoru na *obr. 4*. Při snižování počtu aktivních válců v částečném zatížení se snižuje měrná efektivní spotřeba motoru [7].



*Obr. 4* Úplná charakteristika motoru s vyznačením zátěžného bodu při vypínání válců [7]

Vypínání válců pozitivně ovlivňuje také průběh spalování a snižuje tepelné ztráty stěnami válce [8]. V režimu vypínání válců je možné více otevřít škrtecí klapku [9], což vede k výraznému snížení ztrát spojených s výměnou náplně [10]. Na *obr. 5* je možné vidět indikátorový diagram v logaritmickém měřítku. Maximální tlak v aktivním válci v režimu vypínání válců je vyšší než v režimu všech válců. Nízkotlaková část indikátorového diagramu je

v režimu vypínání válců výrazně menší, jelikož se snižují ztráty spojené s výměnou náplně. Ve vypnutém válci dochází pouze ke kompresi a expanzi uzavřeného plynu [11].



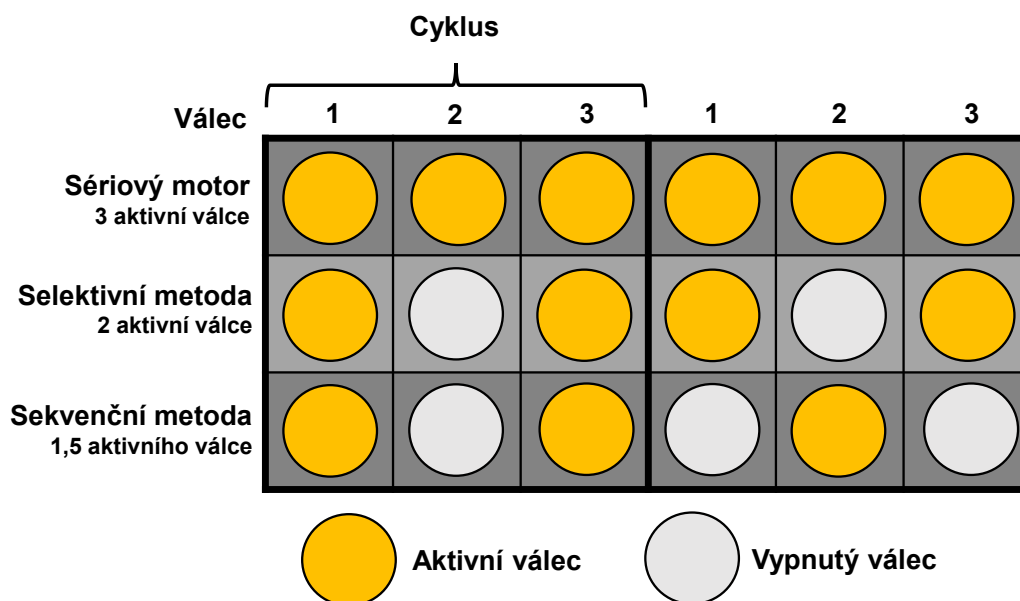
Obr. 5 Indikátorový diagram čtyřválcového motoru se zdvihovým objemem 1,6 l [11]

Počátky vypínání válců se datují až do druhé poloviny 19. století, kdy bylo použito pro regulaci otáček u jednoválcového motoru traktoru [12]. V dalších letech mnoho výrobců automobilů implementovalo tuto techniku do svých vozidel. Problémem však byla zejména spolehlivost tohoto systému [13]. V dnešní době je vypínání válců běžně používáno v sériové výrobě. Trendem je tuto techniku používat u motorů s menším počtem válců a menším zdvihovým objemem.

Vypínání válců se používá téměř výhradně u zážehových motorů. U vznětových motorů je dosaženo nižší spotřeby paliva pouze při velmi nízkém zatížení [14]. Hlavní výhodou vypínání válců u vznětových motorů je zvýšení teploty výfukových plynů. Vyšší teplota napomáhá efektivnějšímu následnému zpracování výfukových plynů v katalyzátoru [15].

Nejčastěji používanou metodou vypínání válců je tzv. selektivní vypínání válců, kde jsou předem určeny válce, které budou po požadovaný čas deaktivovány. Oproti tomu sekvenční metoda spočívá v možnosti vypnout libovolný válec na libovolný počet cyklů. Je tedy možné, aby v každém cyklu byl jiný počet aktivních válců [16]. Pomocí sekvenčního vypínání válců je možné dosáhnout ještě větší úspory paliva než při použití selektivní metody. Bez zohlednění vlivu na vibrace motoru by systém vypínání válců mohl hypoteticky úplně nahradit škrticí klapku. Množství nasávaného vzduchu by bylo regulováno pouze počtem aktivních válců [17]. Vše závisí pouze na použitém algoritmu, který je nutné přidat do řídicí

jednotky. Na *obr. 6* je možné vidět porovnání selektivní a sekvenční metody u tříválcového motoru. U sekvenčního vypínání válců bylo dosaženo vypnutí 1,5 válce, jelikož v prvním cyklu byly aktivní dva válce a ve druhém pouze jeden.



*Obr. 6* Porovnání selektivního a sekvenčního vypínání válců

Přepínání mezi režimem vypínání válců a režimem všech válců nesmí být rozpoznatelné řidičem. K vypnutí válců může dojít pouze za určitých podmínek. Existuje řada parametrů, které musí být ve stanoveném rozmezí hodnot, jako např. točivý moment, teplota motorového oleje, otáčky motoru či teplota výfukových plynů před katalyzátorem [18]. Pokud jsou tyto podmínky splněny, řídicí jednotka přerušuje vstřikování paliva do daných válců, dále uzavře ventily vypínaných válců, upraví vstřikování u aktivních válců a více otevře škrticí klapku.

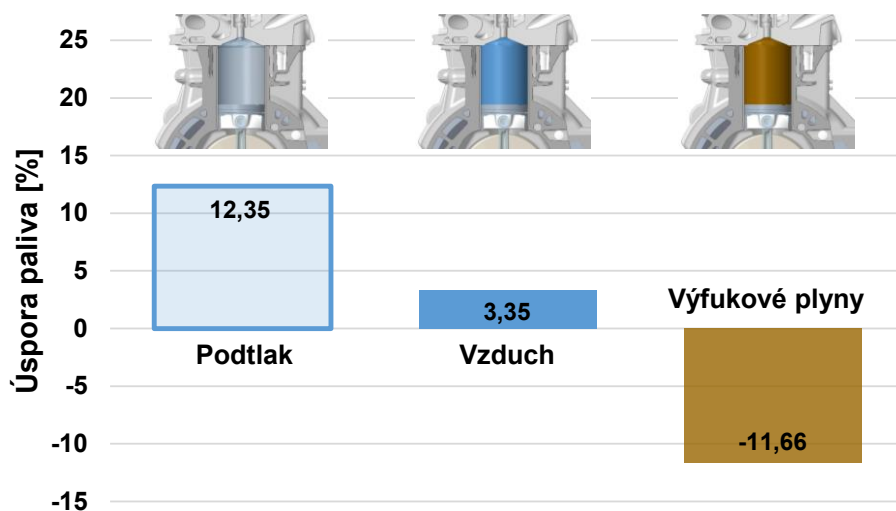
### 1.1.1 MÉDIA UVNITŘ VÁLCE

Vypínání válců je možné rozdělit podle média uzavřeného uvnitř válce. Uzavření výfukových plynů a jejich stlačení a expanze vedou ke zvýšení teploty plynů samotných. Při vyšších teplotách není problém válec znovu zapnout. Zároveň jsou vyšší teploty výhodné pro následné zpracování výfukových plynů. Výfukové plyny ale mohou způsobit výraznější tlakové pulzace, což může vést k narušení pravidelnosti chodu klikového hřídele a k vyšším třecím ztrátám [19]. Tyto tlaky mohou být dokonce vyšší než v aktivním válci. Pro dosažení úspory paliva musí tedy válce zůstat vypnuty po delší dobu. Po zhruba deseti cyklech se tlak ustálí na přibližně stejných hodnotách jako při použití čistého vzduchu [20].

Druhou možností je ve válci ponechat čistý vzduch. Při opětovné aktivaci válce je však problém s tvorbou směsi u daného válce či s ovlivněním lambda regulace, pokud k zážehu ve dříve vypnutém válci nedojde. Lambda sonda by při přepnutí do režimu všech válců mohla detekovat chudší směs a výrazně zvýšit podíl paliva [21; 22]. Výhodou použití čistého vzduchu je, že ve válci zůstane velmi nízký tlak, a tedy také velmi malé síly oproti těm, které vznikají u válců s uzavřenými výfukovými plyny. Narušení pravidelnosti chodu je výrazně nižší než při použití výfukových plynů [19]. V obou případech se plyn uzavřený ve vypnutých

válcích chová jako pneumatická pružina [23]. Střední ztrátový tlak válce pracujícího jako pneumatická pružina je velmi nízký a činí přibližně 0,02 bar [24; 25]. Jelikož mají různá média uvnitř válců své výhody a nevýhody, bylo by možné při vypínání válců jednoho motoru střídat tato média v závislosti na provozních podmínkách, např. při studeném startu [26].

Třetím způsobem je nízkotlaká metoda, tedy stav blízcí se prázdnému uzavřenému válci. Sací ventily se v tomto případě musí uzavřít před výfukovými ventily, které odvedou obsah válce ven a ve válci vznikne podtlak. Nízkotlaká metoda se prozatím nepoužívá z důvodu velkého rizika nasání motorového oleje do spalovacího prostoru [19]. Spalování motorového oleje by vedlo k negativnímu zvýšení nežádoucích emisí při zpětné aktivaci daného válce [20]. Na obr. 7 je možné vidět porovnání těchto tří metod u tříválcového motoru se sekvenčním vypínáním válců při středním efektivním tlaku 2 bar a otáčkách  $2000 \text{ min}^{-1}$ . Z těchto výsledků také vyplývá, že uzavření výfukových plynů není vhodné používat v kombinaci se sekvenčním vypínáním válců [19].



Obr. 7 Úspora paliva získaná při sekvenčním vypínání válců s různými médii uvnitř vypnutých válců [19]

### 1.1.2 NEGATIVNÍ DŮSLEDKY

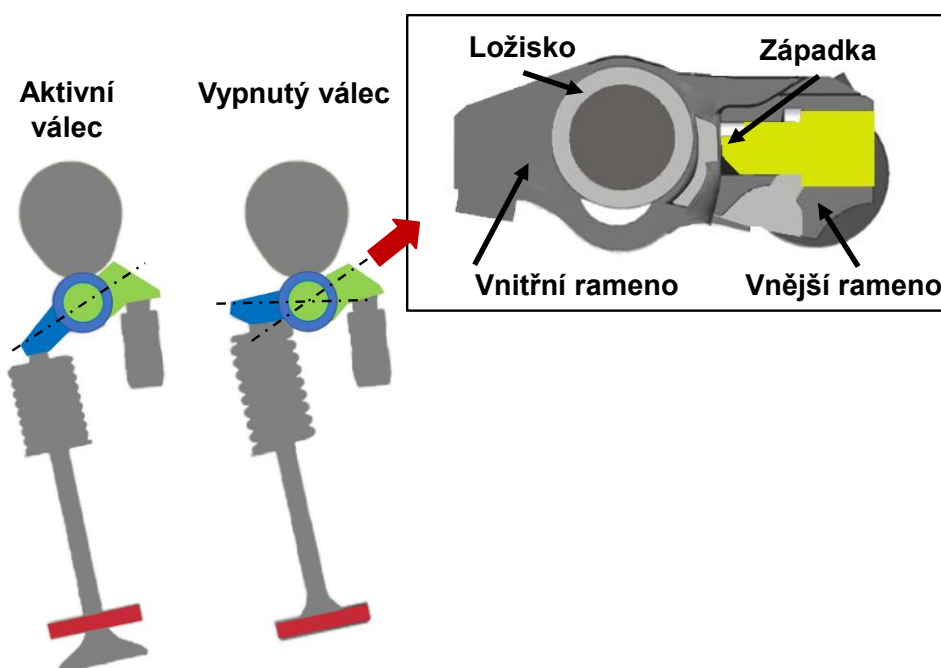
Vypínání válců má však také četná úskalí. Po vypnutí válců dochází stále ke ztrátám z důvodu pohánění vypnutého válce a z důvodu větších sil působících na komponenty aktivních válců. Při simulacích tříválcového motoru se zdvihovým objemem 1,0 l odpovídaly termodynamické ztráty však pouze 2,2–3,2 J za otáčku [27]. Tato hodnota odpovídá střednímu tlaku ztrát 0,022–0,032 bar. Větším problémem jsou třecí ztráty, jelikož jejich závislost na zatížení motoru je nelineární. Třecí ztráty tedy narůstají v aktivních válcích, ale úměrně se nesnižují ve vypnutých válcích [28]. U ložiskových pánví může docházet až ke smíšenému mazání [29; 30]. Zatímco v aktivních válcích je vyšší teplota, a tedy také menší dynamická viskozita mazacího oleje, ve vypnutých válcích je tato viskozita vyšší, což vede také k vyšším třecím ztrátám [31]. Vypínání válců zvyšuje teplotní namáhání komponent [27]. Dalšími úskalími jsou nerovnoměrné opotřebení a zvýšená spotřeba motorového oleje, který proniká do vypnutých válců [32].

Vypínání válců negativně ovlivňuje NVH charakteristiky, tedy zvýšení hluku i lineárních a torzních vibrací [33]. Všechny metody vypínání válců vedou k torznímu namáhání v hnacím ústrojí, tedy k vyšším amplitudám a nižším budicím frekvencím [34]. Nižší frekvence zážehů způsobuje také nárůst nižších řádů harmonických složek. Dnes je navíc trendem používat vypínání válců u motorů s nízkým počtem válců, kde je tento problém ještě závažnější [33]. Většina z výše zmiňovaných problémů se týká zejména selektivního vypínání válců. Sekvenční metoda eliminuje problém s nerovnoměrným opotřebením komponent či s nasáváním motorového oleje, jelikož je válec vypnut po kratší dobu, někdy pouze po dobu jednoho cyklu [35].

### 1.1.3 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ VYPÍNÁNÍ VENTILŮ

Nejjednodušším způsobem, jak implementovat vypínání válců u motorů bez variabilního zdvihu ventilů je pouze zamezit vstřikování paliva do určitých válců. V tomto případě se však nesnižují ztráty spojené s výměnou náplně a vzniká problém s ředěním a ochlazováním výfukových plynů [36]. Aby tedy mělo vypínání válců smysl a přínos z hlediska spotřeby paliva, tak je nezbytné vypínat ventily rozvodového mechanismu.

Existuje řada způsobů vypínání ventilů, zde je zmíněno pouze několik z nich. U motorů s variabilním zdvihem ventilů v některých případech stačí pouze přidat software do řídicí jednotky. Variabilní zdvih ventilů v kombinaci s vypínáním válců navíc umožňuje dosahovat ještě lepších výsledků v oblasti spotřeby paliva [37; 38; 39; 40]. První z možností, jak realizovat vypínání válců u motoru bez variabilního zdvihu ventilů, je použití přepínatelných rozvodových pák, které jsou zobrazeny na *obr. 8*.

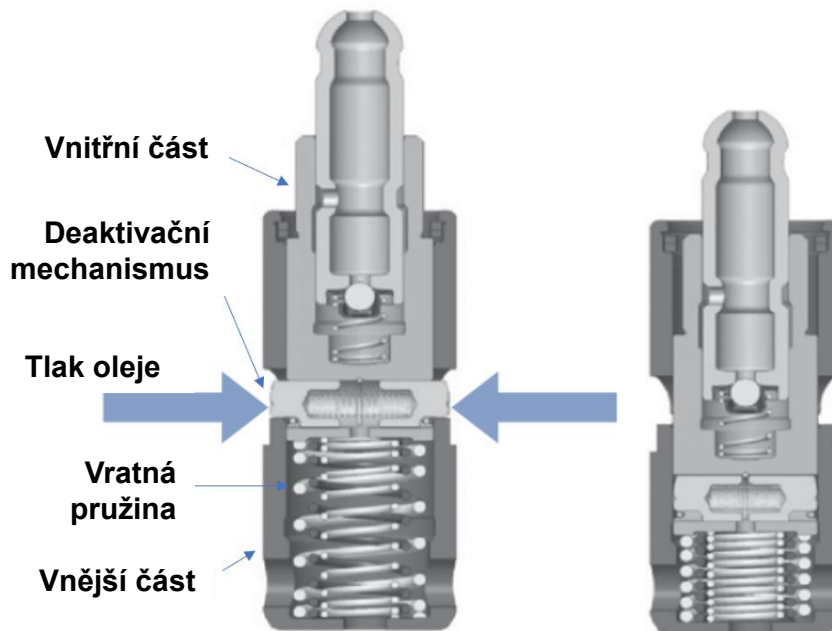


*Obr. 8* Přepínatelná jednostranně uložená rozvodová páka

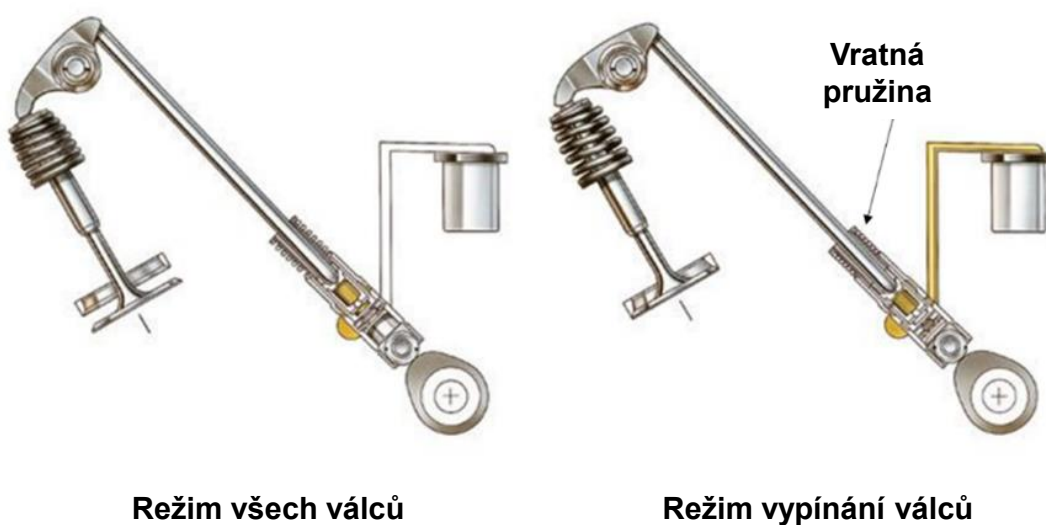
Rozvodová páka sestává ze dvou ramen, jednoho na straně hydraulické podpěry, druhého na straně ventilu. V zablokovaném stavu jsou ramena spojena pomocí západky a celý systém

se chová jako běžná jednostranně uložená páka [41]. V odblokovaném stavu jsou ramena hydraulicky rozpojena a zdvih ventilů je nulový [42; 43].

Další možností je přepínatelná hydraulická podpěra. Její vnitřní část je spojena s vnější částí, tlak oleje však způsobí jejich rozpojení. V odblokovaném stavu se tedy při působení vačky pohybuje pouze vnitřní část a zdvih ventilů je nulový. Při zpětné aktivaci válce se tato hydraulická podpěra vrací do původního stavu pomocí vratné pružiny [19]. Tento systém je zobrazen na *obr. 9* a šipky označují místo aplikace tlaku oleje. Na stejném principu funguje i přepínatelné hydraulické zdvihátko, které je možné vidět na *obr. 10* [44].

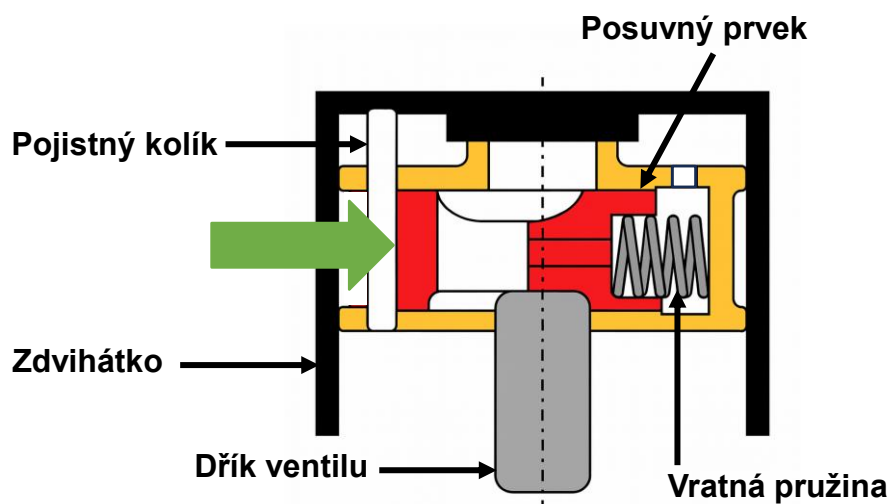


*Obr. 9* Přepínatelná hydraulická podpěra [19]



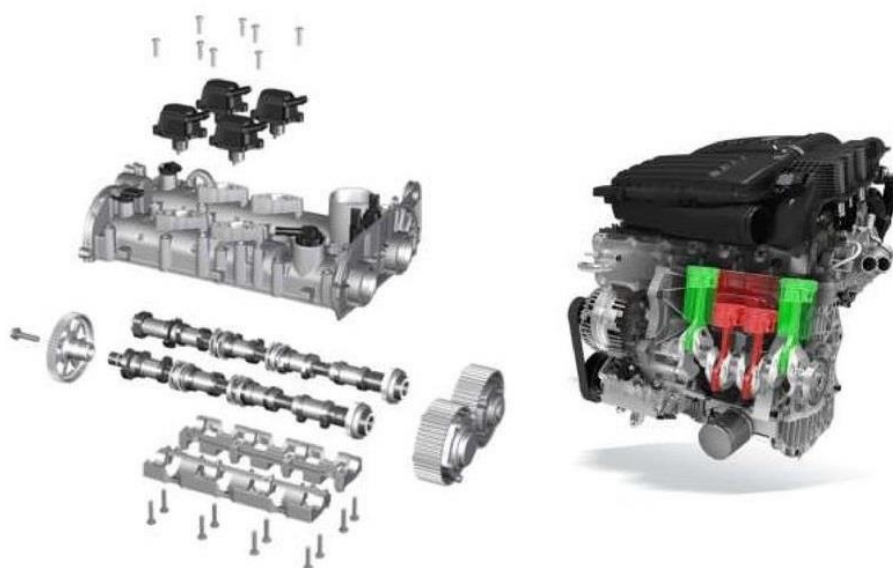
*Obr. 10* Přepínatelné hydraulické zdvihátko [45]

Dále je možné použít přepínatelné hrníčkové zdvihátko, které je zobrazeno v režimu zapnutého válce na *obr. 11*. Když je válec zapnutý, tak se posuvný prvek opírá o pojistný kolík umístěný v jeho drážce. Ventil je deaktivován posunem posuvného prvku, který je ovládán tlakem oleje v místě označeném zelenou šipkou. Při vypnutí daného ventilu se dřík zasune do posuvného prvku, což umožní přenos silového působení od vačky pouze na zdvihátko, ne však na dřík ventilu [46].



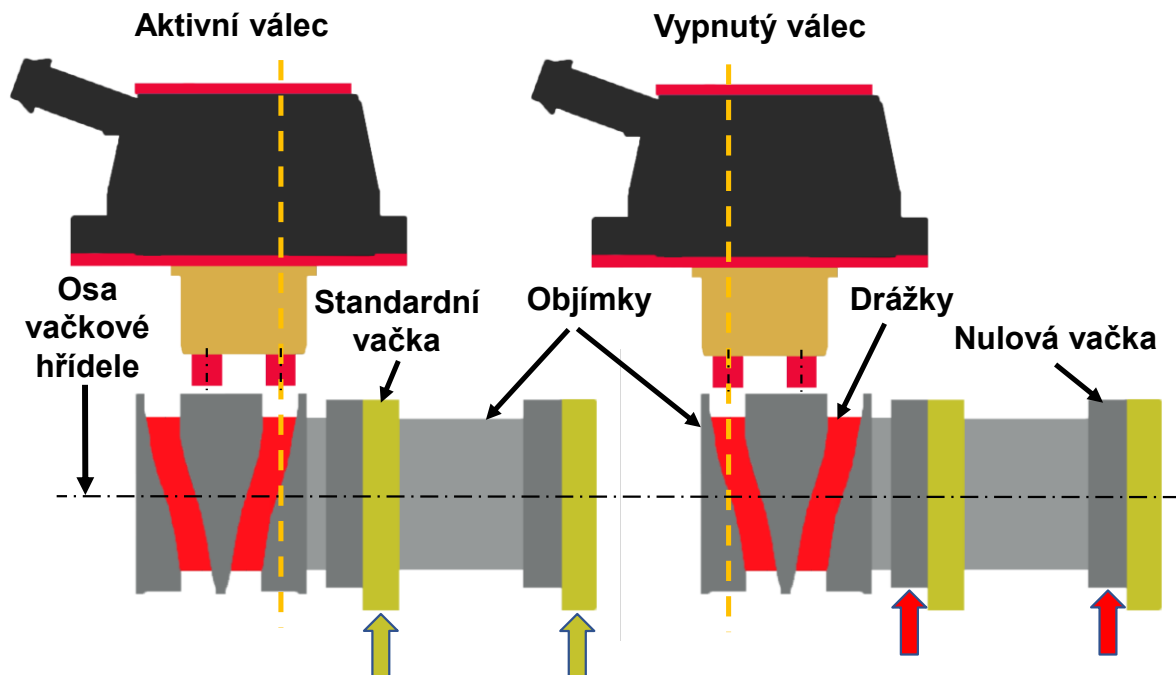
*Obr. 11* Přepínatelné hrníčkové zdvihátko

Systémy vypínání válců jsou většinou ovládány elektrohydraulicky. Tyto systémy mají sice pomalejší odezvu, ale jsou obecně jednodušší a nevyžadují náročné konstrukční úpravy [19]. Existují však také elektromechanické systémy, jako např. vačkový hřídel s posuvnými válcovými objímkami, jež používá skupina Volkswagen. Tento systém je zobrazen na *obr. 12* a *obr. 13*.



*Obr. 12* Řadový čtyřválec VW 1,4 l TSI s vypínáním válců [47]

Tyto objímky jsou pomocí přímého drážkování spojeny s vačkovým hřídelem, ale mohou se po něm axiálně posouvat a na jejich konci se nachází část s vodicími drážkami ve tvaru Y. Když nastavovač zasune kolík do vodicí drážky, čímž posune objímku, tak na rozvodovou páku doléhá nulová vačka (profil odpovídá základní kružnici) a zdvih ventilů je nulový [8]. Druhá z dvojice drážek slouží ke zpětné aktivaci. Tento systém se dnes již v sériové výrobě používá také v úpravě, která umožňuje kromě vypínání válců také změnu zdvihu ventilů pro dosažení Millerova cyklu.



Obr. 13 Posuvné vačkové objímky (šipkami je vyznačena poloha rozvodových pák)

Samostatnou kapitolou jsou pak již zmíněné motory s variabilním zdvihem ventilů. Příkladem je technika UniValve [48] či UniAir [20]. Existuje také řada návrhů, jenž spočívá v přidavných ventilech v sání a ve výfuku. Tento přístup však nikdy nebyl použit v sériové výrobě zejména z důvodu špatného utěsnění [49; 50]. Zatímco u selektivního vypínání válců je možné přepínatelné komponenty umístit jen u některých válců, u sekvenčního vypínání válců je nutné jimi osadit všechny válce, což vede také ke zvýšení ceny.

#### 1.1.4 SNÍŽENÍ SPOTŘEBY PALIVA A EMISÍ

Nelze obecně určit míru snížení spotřeby paliva při použití vypínání válců. Závisí to na mnoha faktorech jako je zejména typ a zdvihový objem motoru, pokročilost systémů či testovací jízdní cyklus. Pro názornost jsou v tab. 1 porovnány některé studie zabývající se vypínáním válců. Hodnoty označené jako  $p_e$  odpovídají střednímu efektivnímu tlaku a  $\epsilon_k$  kompresnímu poměru.

Nejlepších výsledků v oblasti procentuálního snížení spotřeby paliva je dosaženo u motorů s vyšším zdvihovým objemem. V Evropě je dnes standardem pro měření na válcové zkušební testovací cyklus WLTC. Snížení spotřeby paliva přímo souvisí se snížením emisí, zvláště pak emisí CO<sub>2</sub>.

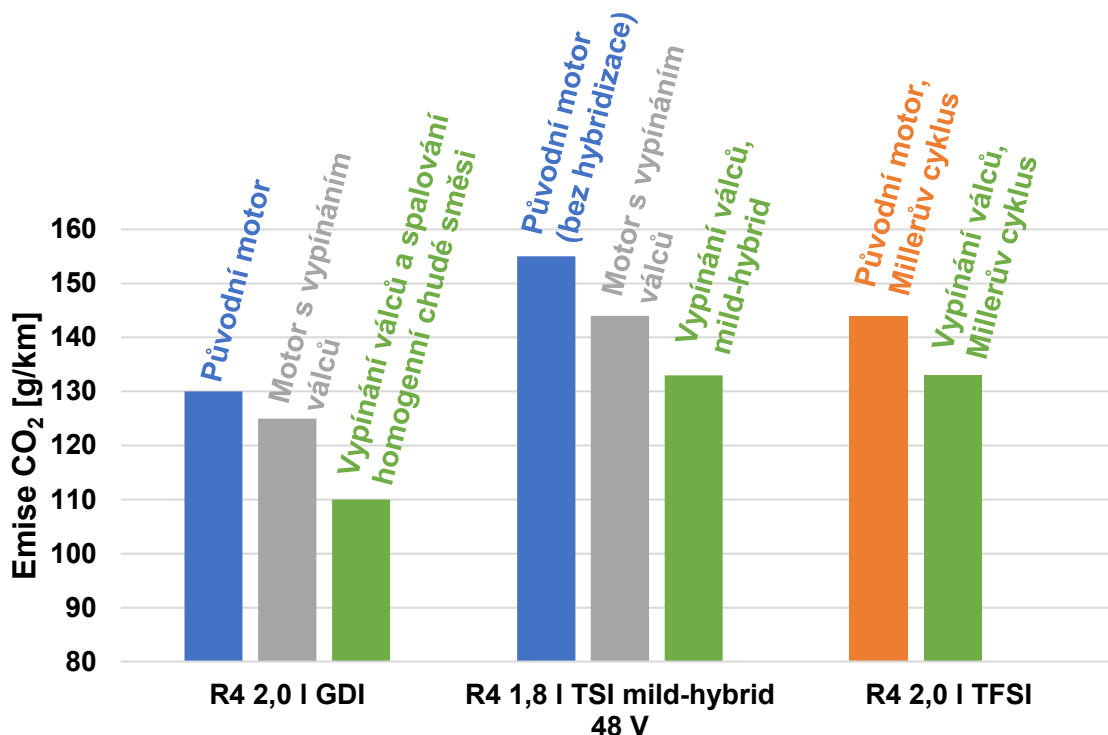
Tab. 1 Porovnání snížení spotřeby paliva při použití vypínání válců dle různých publikovaných studií odpovídající situaci v roce 2020

Specifikace motoru	Zdroj	Rok	Typ vypínání válců	Testovací cyklus (provozní podmínky)	Snížení spotřeby paliva
V8 6,2 l OHV VVT $\varepsilon_k = 10,4 : 1$	[13]	2013	Sekvenční	U.S. FTP HFET	Až 21 %, 14 % při zlepšení NVH
V6 3,9 l OHV 2007 GM Impala	[51]	2007	Vypnutí poloviny motoru (3 válce)	EPA City	5,5 %
				EPA Highway	7,5 %
R4 1,8 l TSI VW Jetta	[52]	2019	Sekvenční	US-City Highway	7,8 %
				WLTP	6,4 %
R4 1,6 l $\varepsilon_k = 10,0 : 1$	[53]	2005	Selektivní, dva válce vypnuty	NEDC	10 %
R4 1,6 l Přímé vstřikování, přeplňování, Univalve	[48]	2013	Selektivní, dva válce vypnuty	2000 min <sup>-1</sup> , $p_e = 2$ bar	18,5 %
				2000 min <sup>-1</sup> , $p_e = 3$ bar	15 %
R4 1,4 l TSI VW EA211 $\varepsilon_k = 10,5 : 1$	[36]	2018	Selektivní, jeden válec vypnut (bez deaktivace ventilů)	25 různých otáčkových bodů při různém zatížení	1,23 % (kumulativní)
R4 1,4 l TSI	[8]	2012	Selektivní, dva válce vypnuty	NEDC	0,4 l/100 km (při jízdě po městě až 1 l/100 km)
R4 1,1 l motocykl $\varepsilon_k = 11,0 : 1$	[46]	2010	Selektivní, dva válce vypnuty	NEDC	24,7 % ECO 46,4 % (vypínání válců při volnoběhu)
R3 1,0 l EcoBoost Ford Focus, přeplňování	[54]	2016	Selektivní, jeden válec vypnut	Test odpovídající dopravním podmínkám v okolí Kolína nad Rýnem	4 %
			Sekvenční		6 %
R3 1,0 l	[27]	2016	Selektivní, jeden válec vypnut	NEDC	3,6 %
				FTP-75	3,5 %
				WLTC/ CADC	1 % či méně

Emise  $\text{NO}_x$  jsou závislé zejména na teplotě spalování, zatížení a koncentraci kyslíku. Při vyšším zatížení roste teplota a také množství emisí  $\text{NO}_x$ . Vyšší produkci těchto emisí je možné kompenzovat vyšší mírou recirkulace výfukových plynů a vhodným návrhem systému následného zpracování výfukových plynů, jelikož účinnost katalyzátoru narůstá se zvyšující se teplotou [55]. U čtyřválcového motoru se zdvihovým objemem 1,6 l bylo vypínáním válců dosaženo snížení emisí  $\text{NO}_x$  až o 28 % dle testovacího cyklu NEDC [53]. Pomocí vypínání válců je možné snížit také emise oxidu uhelnatého díky zvýšení termické účinnosti. Zvýšení přívodu vzduchu do aktivních válců napomáhá dokonalému spalování, jehož produktem je  $\text{CO}_2$  namísto CO. Snížení emisí uhlovodíku je způsobeno vyšší teplotou stěny válce a optimalizací spalování [56]. U čtyřválcového zážehového motoru se zdvihovým objemem 2,0 l bylo dosaženo vypínáním dvou válců snížení emisí CO až o 8,5 %, emisí  $\text{NO}_x$  až o 10 % a emisí uhlovodíků o 8,7 % při plném zatížení a otáčkách  $3000 \text{ min}^{-1}$  [31].

### 1.1.5 KOMBINACE S DALŠÍMI TECHNIKAMI

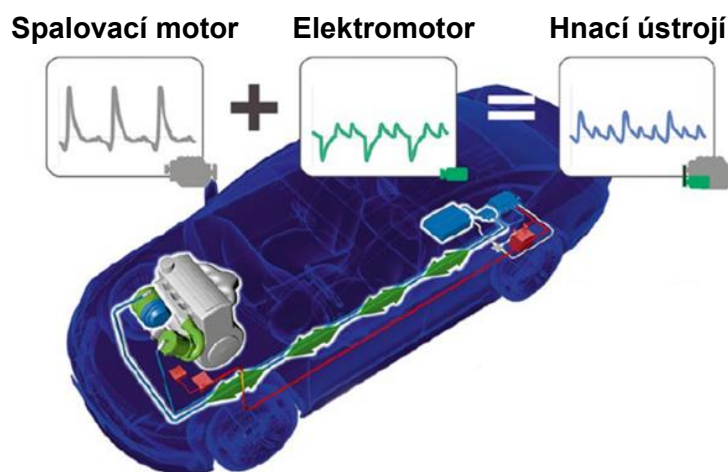
Vypínání válců je možné kombinovat s dalšími technikami úspory paliva, a dosáhnout tím ještě nižší spotřeby. Výsledky, kterých bylo dosaženo při různých kombinacích s vypínáním válců, jsou porovnány na obr. 14. Příkladem dobré součinnosti může být kombinace se spalováním homogenní chudé směsi (součinitel přebytku vzduchu 1,7). Vypínání válců rozšiřuje pracovní oblast této techniky. Tu není totiž možné použít při nízkých zatíženích z důvodu nestability spalovacího procesu. Podobně tomu je i u motorů s Millerovým cyklem.



Obr. 14 Emise  $\text{CO}_2$  při kombinaci vypínání válců s dalšími technikami dle WLTC [14; 57; 58]

Velký potenciál má vypínání válců v hybridních pohonných jednotkách [59]. U mild-hybridu je možné rozšířit pracovní oblast sekvenčního vypínání válců a dosáhnout tak dalšího snížení

spotřeby paliva. Výhodou je zejména možnost vyhlazování točivého momentu elektrickým točivým strojem. S tímto přístupem se experimentuje zejména proto, že vypínání válců vede k větším rozestupům mezi jednotlivými zážehy, a tudíž se rezonance nízkých řádů harmonických složek nerovnoměrnosti chodu klikového mechanismu mohou objevit i v pracovním rozsahu otáček motoru. Elektromotor/generátor vytváří takový průběh točivého momentu, aby nedocházelo ke zhoršování NVH charakteristik při vypínání válců [52; 58]. Princip vyhlazování točivého momentu je zobrazen na *obr. 15*. Právě tento přístup je blíže zkoumán v této dizertační práci.



*Obr. 15* Vyhlazování točivého momentu [52]

## 1.2 HYBRIDNÍ POHONNÉ JEDNOTKY

Hybridní automobily jsou taková vozidla, jež je možné pohánět ze dvou různých zdrojů. Obsahují nejčastěji elektromotor/generátor a spalovací motor. Z důvodu stále se zpřísnujících emisních norem a tlaku na snižování emisí CO<sub>2</sub> se v dnešní době mnoho výrobců automobilů zaměřuje na vývoj hybridních pohonů. Výhodou je zejména nižší spotřeba paliva. Energie přeměněná při brzdění a jízdě z kopce může sloužit k dobíjení baterie díky funkci regenerativního brzdění. Nevýhodou hybridizace je zejména složitost celého systému.

Výhodou součinnosti spalovacího motoru s elektromotorem/generátorem je také možné snížení vibrací [60]. Spalovací motor pracuje periodicky, což vede k nekonstantnímu průběhu točivého momentu, při vypínání válců se tento problém ještě zhoršuje. Nechtěné výkyvy točivého momentu je možné zmírnit pomocí vhodného časově proměnného točivého momentu elektrického točivého stroje. Této metodě se říká vyhlazování točivého momentu [61].

### 1.2.1 NVH CHARAKTERISTIKY HYBRIDNÍCH POHONŮ

Hybridizace s sebou přináší také změnu NVH charakteristik. Vibrace i hluk hybridních pohonných jednotek se liší od konvenčních vozidel zejména z důvodu jiného charakteru provozování spalovacího motoru a specifických komponent hybridního pohonu [62; 63].

Vibrace pohonné jednotky mohou vést ke strukturálním vibracím a hluku v interiéru, což snižuje jízdní komfort. U spalovacího motoru narůstá míra vibrací zejména z důvodu přechodu přes oblast vlastní frekvence systému při spouštění a vypínání motoru. U hybridních vozidel se však spouští a vypíná motor výrazně častěji. Výhodou však je možnost snížení vibrací díky elektrickému točivému stroji [64], jelikož spalovací motor může být provozován častěji v částečném zatížení či být úplně vypnutý.

Nejprve je nutné rozdělit problematiku na spalovací motor a elektrický točivý stroj. V závislosti na provozním stavu mohou být zdroje hluku a vibrací spalovacího motoru v hybridní pohonné jednotce rozděleny do tří kategorií: spouštění, volnoběh a vypínání motoru. Při spouštění a vypínání motoru dochází ke změnám tlaku při výměně náplně, dalšími důvody pro zhoršení NVH charakteristik je nutné roztáčení klikového hřídele, náhlá změna točivého momentu a nedokonalá kompenzace průběhu točivého momentu [65]. Kompenzovat točivý moment spalovacího motoru elektrickým točivým strojem v situacích jako je spouštění či vypínání motoru je velmi složité a je nutné použít komplexní řídicí algoritmy. Tímto tématem se zabývá řada publikací [66; 67; 68]. Problémy ve fázi volnoběhu jsou zejména rozdíly mezi spalovacími tlaky a nestabilní tlak ve spalovacím prostoru [69].

Řada zdrojů hluku je u konvenčních vozidel maskována zvukem spalovacího motoru. Při plně elektrické jízdě se tedy projeví nejen hluk způsobený komponentami jako vodní čerpadlo, ale také zvuk samotného elektrického točivého stroje. Tento vysokofrekvenční hluk může být pro řidiče mnohem rušivější, než je tomu u spalovacího motoru, zejména při nízkých rychlostech [70]. Povaha těchto hluků vyžaduje nové konstrukční a materiálové přístupy [71].

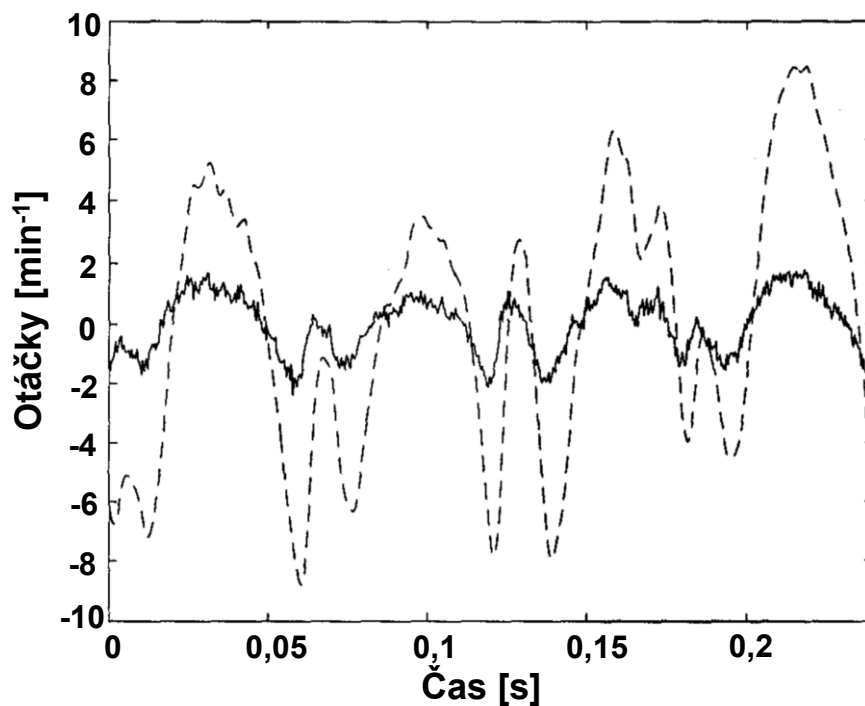
Zdroje negativních NVH projevů elektrických točivých strojů mohou být rozděleny do tří kategorií: elektromagnetický hluk, mechanický hluk a aerodynamický hluk. Elektromagnetický hluk zahrnuje zejména řady harmonických složek pulzně šířkové modulace vstupního napětí a řady harmonických složek plynoucí z provozu elektrického točivého stroje. Mechanický hluk způsobuje rotor, ložisko či kartáče a tření sběrného kroužku a komutátoru. Aerodynamický hluk sestává z hluku ventilátoru a otáčejícího se rotoru. Tento druh hluku je dominantní zejména při vysokých otáčkách elektrického točivého stroje [65]. Původcem NVH problémů v pohonné jednotce je také spojka a planetová převodovka [72].

V plně elektrickém režimu jsou primární příčinou nízkofrekvenčních vibrací výkyvy točivého momentu elektrického točivého stroje [73]. Optimalizací (zejména v oblasti pulzně šířkové modulace signálu) je možné dosáhnout snížení vibrací u motoru s permanentními magnety až o 35 % při různých provozních podmínkách [65]. Snížení přenosu vibrací elektrického točivého stroje je možné také docílit pomocí vhodného uložení pohonné jednotky [74].

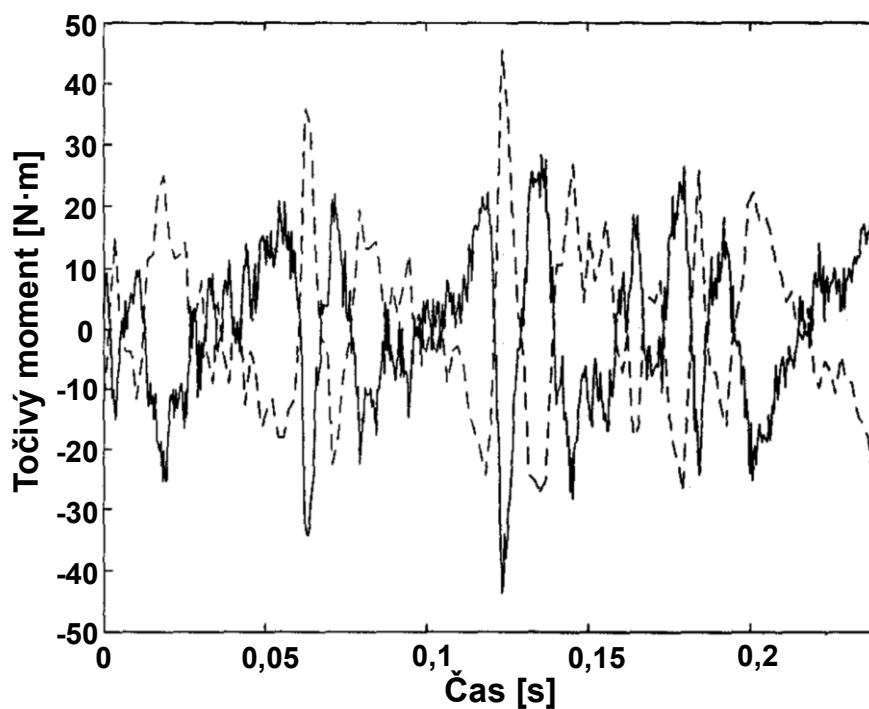
Elektrický točivý stroj může být v hybridní pohonné jednotce také použit pro eliminaci výkyvů točivého momentu spalovacích motorů [65]. Elektrický točivý stroj může fungovat jako generátor v případě, že spalovací motor produkuje nadbytečný točivý moment, a jako motor, když je točivý moment nedostatečný. Tento motor/generátor má vyšší rozsah výkonu než běžné startéry, což zároveň umožňuje rychlejší spouštění spalovacího motoru [75; 76].

Další možností použití elektrického točivého stroje je tzv. aktivní setrvačnický, který má v sobě zabudovaný elektrický točivý stroj. Aktivní setrvačnický zmenšuje amplitudu oscilací otáček přibližně pětikrát až desetkrát, jak je možné vidět na *obr. 16* [77]. Na *obr. 17* je možné vidět oscilace točivého momentu elektrického točivého stroje a spalovacího motoru. Tyto oscilace

by měly být v ideálním případě přesně opačné u elektrického točivého stroje a spalovacího motoru, aby bylo dosaženo snížení nerovnoměrnosti chodu.

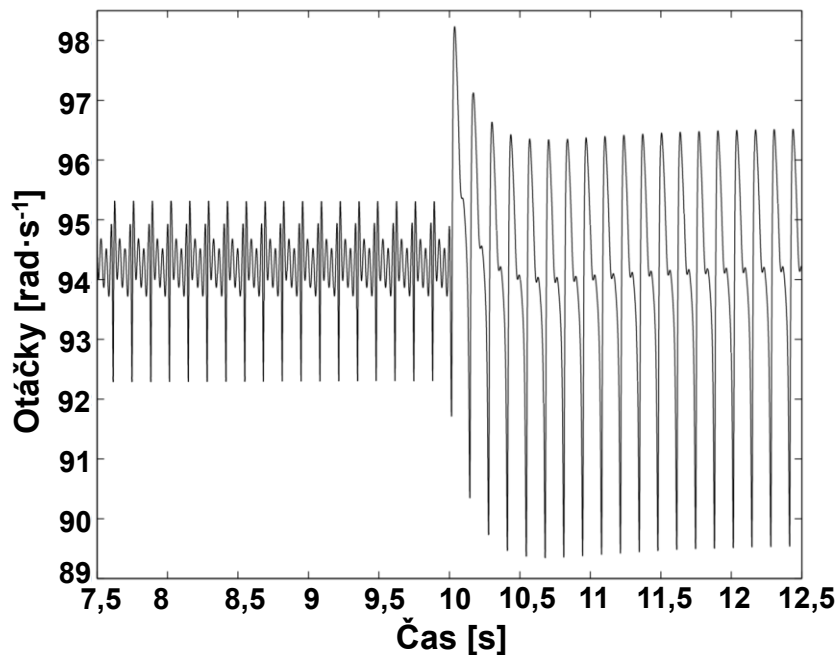


Obr. 16 Oscilace otáček s aktivním setrvačником (plná čára) a s konvenčním setrvačником (čárkovaná čára) [77]

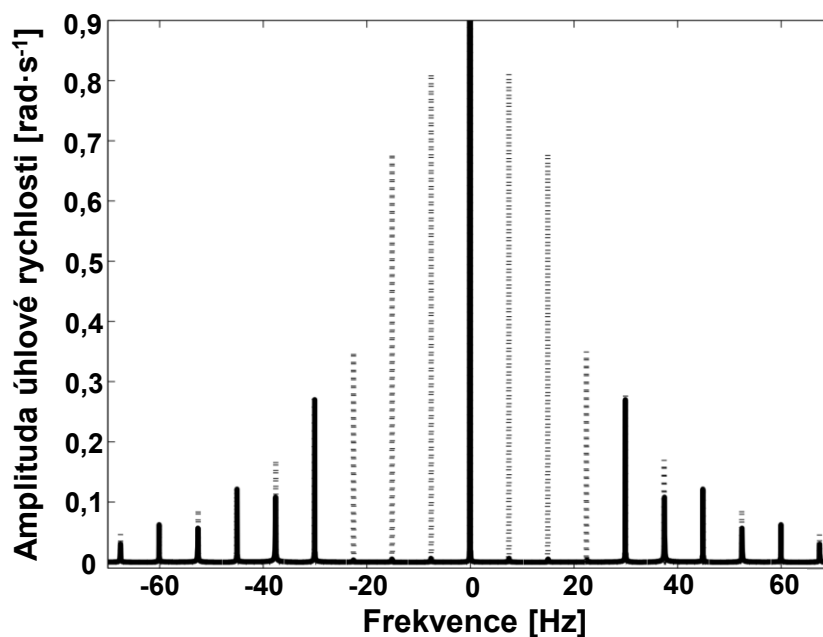


Obr. 17 Průběh točivého momentu elektrického točivého stroje (plná čára) a spalovacího motoru (čárkovaná čára) [77]

Jádrem celé techniky vyhlazování točivého momentu je použití vhodného řízení [78]. Řídicí jednotka má za úkol monitorovat aktuální stav a určit výsledný točivý moment. Tato řídicí jednotka tedy nastaví takový točivý moment dodávaný elektrickým točivým strojem, aby byl dosažen požadovaný výsledný točivý moment s co nejnižšími oscilacemi [79]. Na *obr. 18* jsou zobrazeny otáčky pohonné jednotky s aktivním řízením a bez něj. Tento rozdíl je poté zobrazen i ve frekvenční doméně (*obr. 19*), kde je zřejmé, že první tři řády byly téměř eliminovány.



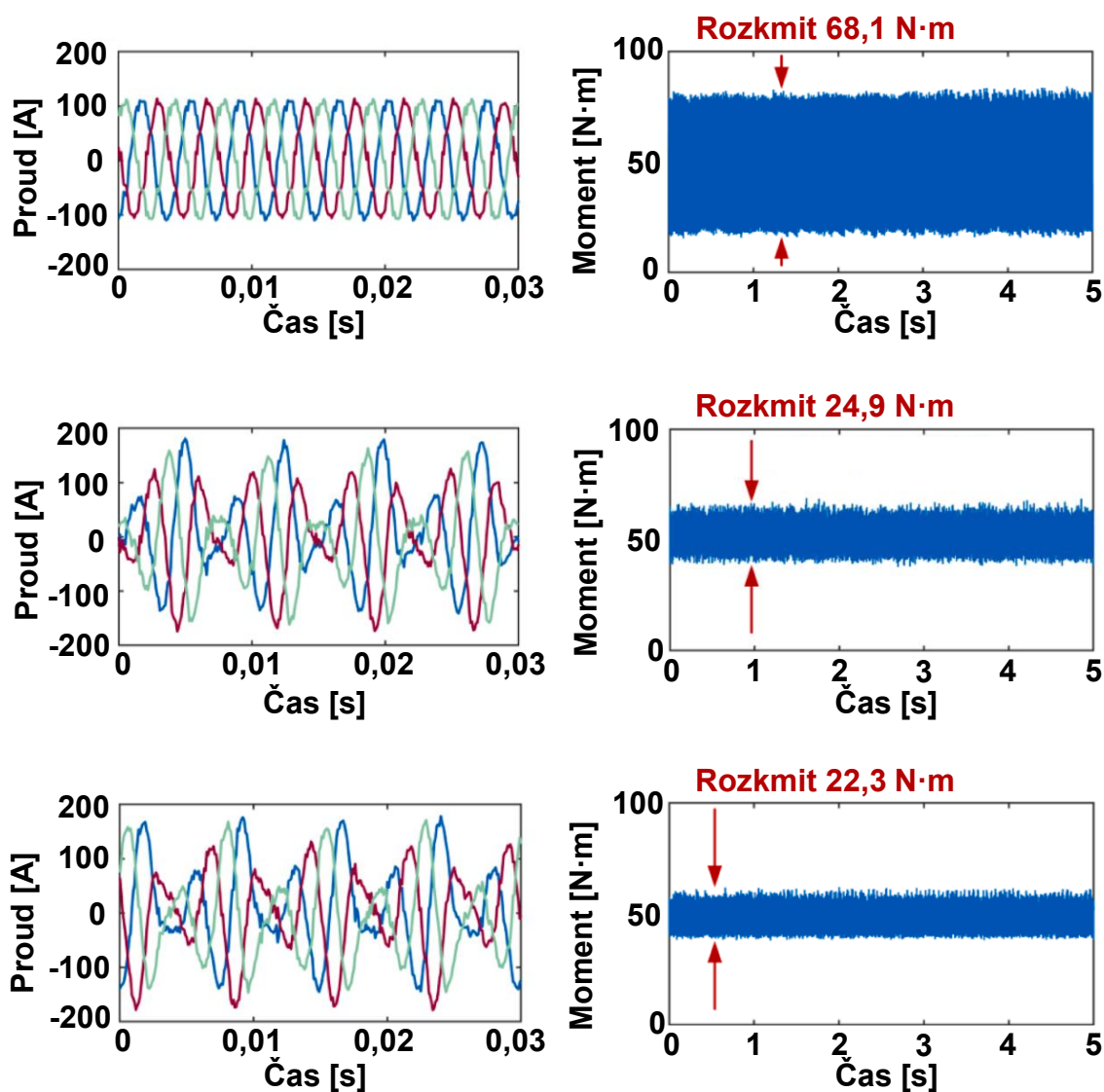
*Obr. 18* Oscilace otáček (prvních 10 s použito aktivní řízení) [79]



*Obr. 19* FFT analýza otáček pohonné jednotky s aktivním řízením (plná čára) a bez něj (tečkovaná čára) [79]

Cílem dizertační práce je snížení torzních vibrací způsobené vypínáním válců. Výhodou přístupu, jenž je v této práci použit, je zejména předvídatelnost dynamických dějů při vypínání válců. Je tedy možné v reálném čase či dokonce s předstihem reagovat vhodným průběhem točivého momentu elektrického točivého stroje na průběh momentu spalovacího motoru. Právě rychlost výpočtu požadovaného momentu elektrického točivého stroje je limitujícím faktorem pro snižování vibrací v hybridních pohonných jednotkách [80].

Požadovaný točivý moment elektrického točivého stroje lze získat buzením specifickým periodickým proudem [80]. U paralelního hybridu se čtyřválcovým motorem a elektrickým točivým strojem s permanentními magnety bylo touto metodou dosaženo výsledků zobrazených na *obr. 20*. Jsou zde zobrazeny proudy v jednotlivých fázích vinutí statoru a moment na vstupním hřídeli převodovky v časové doméně.

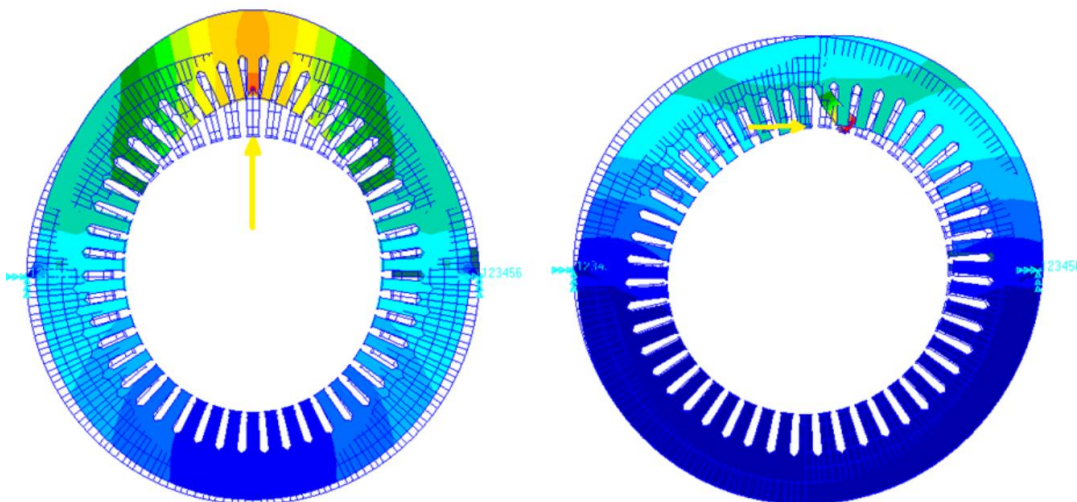


*Obr. 20* Proudů na vinutí statoru a odpovídající průběh točivého momentu na vstupním hřídeli převodovky v základním stavu a při dvou variantách buzení specifickým periodickým proudem [80]

### 1.2.2 NVH ELEKTRICKÉHO TOČIVÉHO STROJE

Základní rozdělení zdrojů hluku a vibrací u elektrických točivých strojů bylo již popsáno výše. Nyní je potřeba se blíže zaměřit na příčiny vzniku vibrací spojené s elektromagnetickými silami. Nejčastějším typem elektrického točivého stroje používaného v automobilovém průmyslu je motor s permanentními magnety. Používá se zejména kvůli své vysoké účinnosti, vysoké hustotě výkonu/kroutičího momentu a relativně nízké úrovni vibrací a hluku [81].

Elektromagnetické vibrace jsou parazitním jevem elektrických točivých strojů a jejich hlavním zdrojem je stator, tedy přesněji radiální (normálové) a tangenciální (tečné) elektromagnetické síly působící na povrch zubů statoru. Primárním zdrojem hluku jsou radiální síly a řada již publikovaných studií se zaměřuje pouze na důsledky působení těchto sil [82]. Vliv tangenciálních sil však není zanedbatelný. I když jsou menší než radiální, tak tangenciální pohyby zubů statoru jsou často mnohonásobně větší než radiální pohyby u důležitých vlastních tvarů kmitání elektrického točivého stroje [83]. Tangenciální zatížení může interagovat s radiálním zatížením v závislosti na příslušném prostorovém řádu harmonické složky [82]. Prostorové řády vystihují prostorové rozložení fyzikální veličiny podle sinusové funkce podél vnitřního obvodu statoru. Posuvy způsobené radiální a tangenciální silou působící na zub statoru jsou zobrazeny na *obr. 21*.



*Obr. 21* Radiální (vlevo) a tangenciální (vpravo) síla působící na vybraný zub statoru [82]

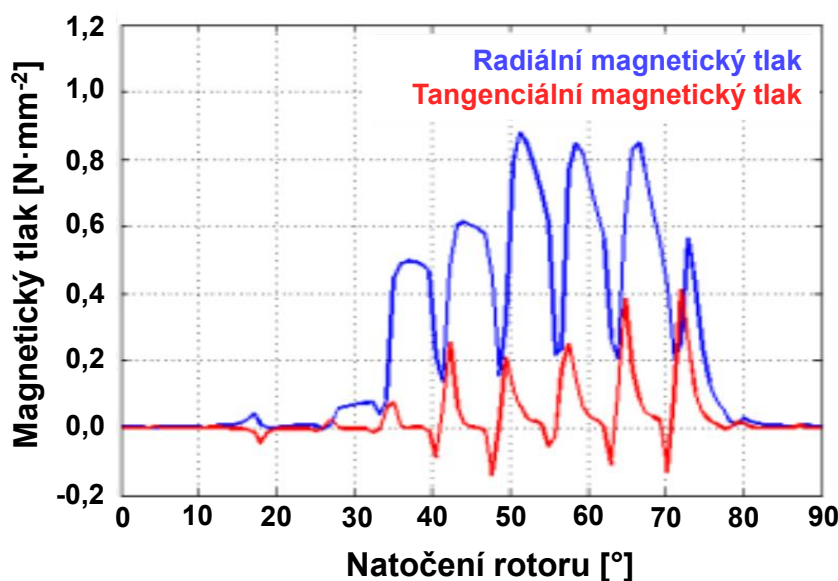
Elektrický stroj je napájen sinusovými proudy, které vytváří Maxwellův tlak působící na stator, tedy přesněji na rozhraní mezi dvěma materiály s odlišnou permeabilitou [82]. V případě elektrických strojů se tento tlak počítá na rozhraní mezi vzduchovou mezerou a vnitřním povrchem statoru. Pro zjednodušení se pro výpočty ve vzduchové mezeře používá permeabilita vakua  $\mu_0$ . Při těchto výpočtech je se vychází z Maxwellova tenzoru. Maxwellův tlak neboli plošnou hustotu síly v radiálním a tangenciálním směru ( $\sigma_r$  a  $\sigma_t$ ) lze vyjádřit následujícími vztahy [82]:

$$\mathbf{B} = \mu_0 \mathbf{H}, \quad (1)$$

$$\sigma_r = \frac{(B_r^2 - B_t^2)}{2\mu_0}, \quad (2)$$

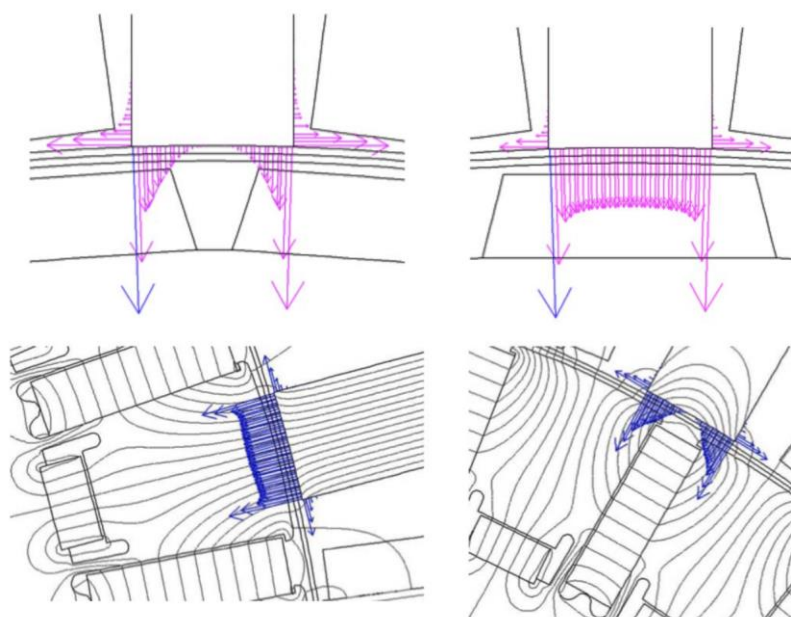
$$\sigma_t = \frac{B_r B_t}{\mu_0}, \quad (3)$$

kde  $\mathbf{B}$  představuje magnetickou indukci a  $\mathbf{H}$  intenzitu magnetického pole.  $B_r$  a  $B_t$  jsou složky magnetické indukce v radiálním a tangenciálním směru. Průběh Maxwellova tlaku u výpočtového modelu synchronního stroje s vinutým rotorem je možné vidět na *obr. 22*. U zobrazeného průběhu je možné si všimnout kmitání hodnot, které je způsobeno drážkováním statoru.



*Obr. 22* Maxwellův tlak v závislosti na natočení rotoru [82]

Síly působící na zuby statoru při dvou různých pozicích rotoru s permanentními magnety ve stavu bez zátěže je možné vidět na *obr. 23*. Jedná se o dvě různá konstrukční řešení. Síly směřují na obrázku vždy ze zubu statoru směrem k magnetům.



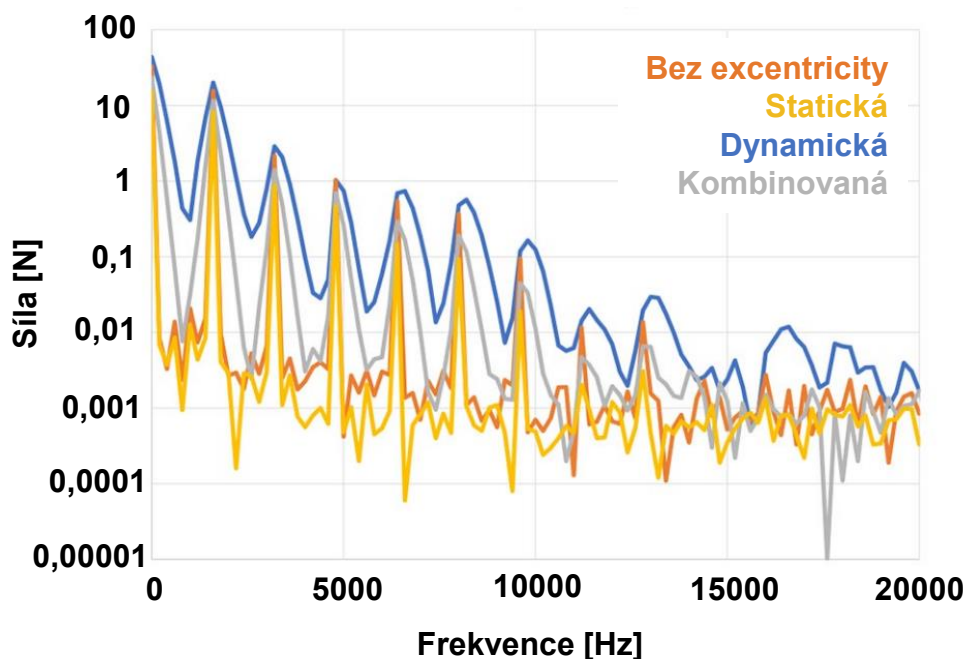
*Obr. 23* Síly na zubu statoru u dvou různých konstrukčních řešení [84]

Tangenciální síly však také vytváří točivý moment. Významným problémem z hlediska vibrací a hluku elektrických točivých strojů jsou výkyvy točivého momentu [85]. Tyto výkyvy je možné snížit vhodnou úpravou řízení elektrického točivého stroje či změnou konstrukce [84]. Již při konstrukčním návrhu by totiž měly být zohledněny vibrace statoru. Jednou z nejjednodušších konstrukčních úprav pro snížení vibrací je zešíkmení rotoru či statoru [86].

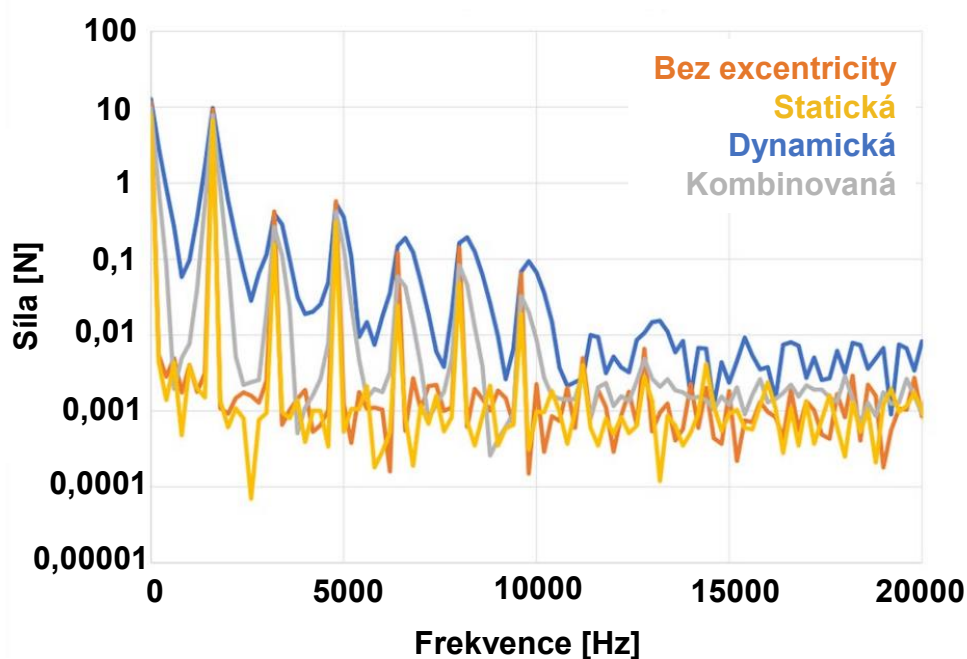
Na vibrační projevy elektrických točivých strojů má vliv také drážkování, krokovací (cogging) moment, který je způsobený přitažlivými silami mezi zuby a permanentními magnety, dále také saturace, nerovnoměrná magnetizace, harmonické složky v napájecím napětí a pulzně šířková modulace, magnetostrikce a excentricita [87].

Při simulacích elektrického točivého stroje s permanentními magnety se 48 drážkami statoru a 8 póly na rotoru byl vyhodnocován vliv excentricity na radiální a tangenciální síly [88]. Excentricita rotoru se obvykle rozděluje na statickou a dynamickou. Statická excentricita představuje pevný posun osy rotoru, často způsobený nepřesnostmi při montáži nebo tolerancemi součástí během výroby. Dynamická excentricita vzniká např. opotřebením ložisek nebo nesouosostí hřídele během provozu a odchylka se mění v závislosti na otáčení rotoru [88].

Simulačně pak byl porovnáván režim bez excentricity, statická excentricita, která byla modelována s posunem o 50 % jmenovité velikosti vzduchové mezery, a dalším režimem byla dynamická excentricita, kde byla uvažována sinusová změna 50% posunu v závislosti na natočení rotoru. Poslední konfigurací byla kombinovaná excentricita, která spojovala 25% statický posun s 25% sinusovou dynamickou složkou [88]. Výsledky zobrazené na *obr. 24* byly vyhodnocovány ve frekvenční doméně pro jeden vybraný zub statoru. Kromě radiálních sil byly vyhodnoceny také tangenciální síly, což je zobrazeno na *obr. 25*.

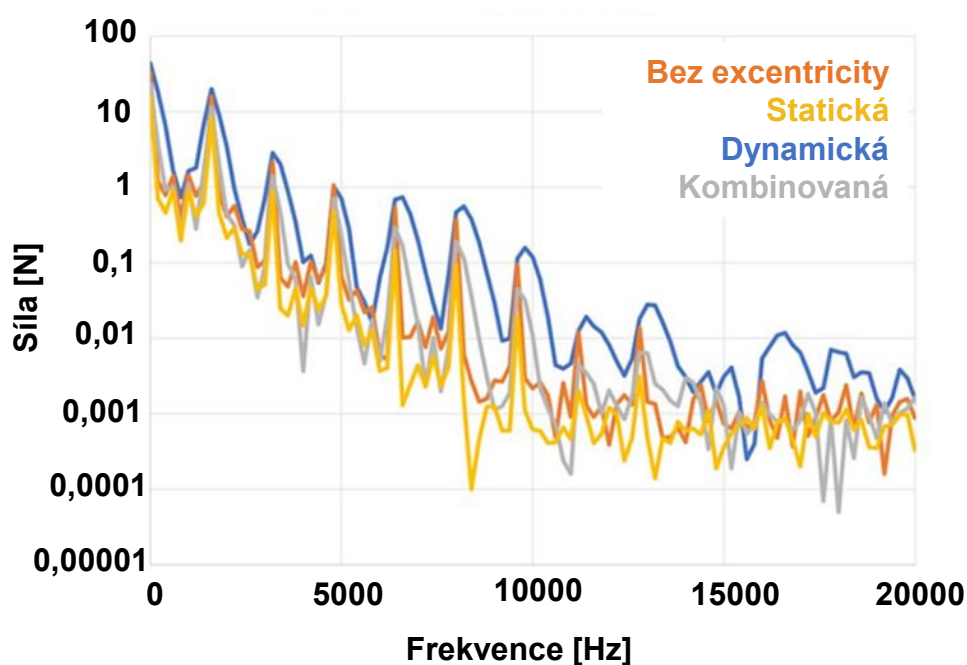


Obr. 24 Radiální síly na vybraném zubu statoru při různé excentricitě [88]



Obr. 25 Tangenciální síly působící na zub statoru při různé excentricitě [88]

Na obr. 26 je následně zobrazen vliv nejen excentricity, ale i nerovnoměrné magnetizace, na radiální sílu působící na zub statoru.

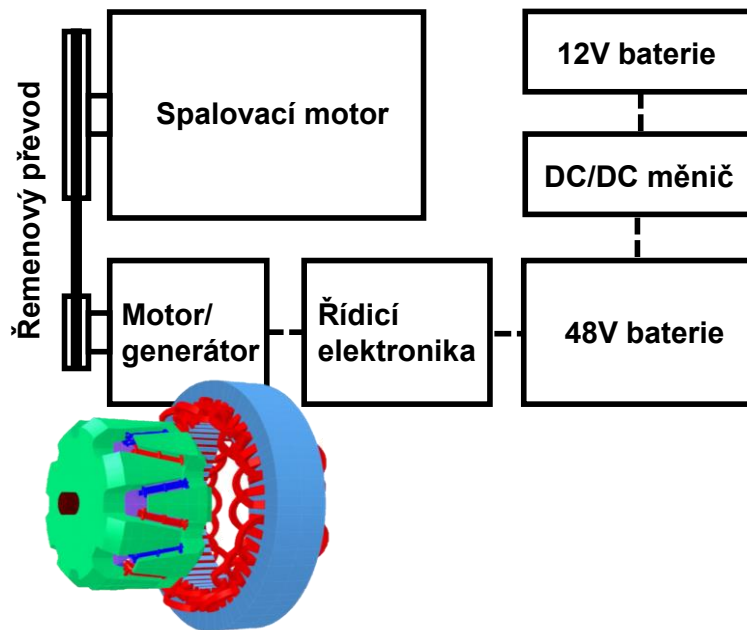


Obr. 26 Radiální síly působící na zub statoru se zahrnutím vlivu nerovnoměrné magnetizace [88]

V rámci této dizertační práce však nebyla při simulacích elektrického točivého stroje excentricita ani nerovnoměrná magnetizace uvažována.

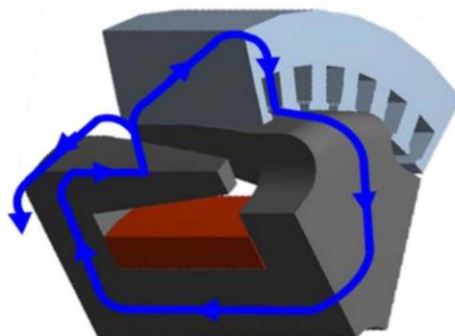
### 1.2.3 MILD-HYBRIDNÍ POHONNÉ JEDNOTKY

Existuje řada koncepcí mild-hybridních pohonů. V této dizertační práci je dle dohody s průmyslovým partnerem použit drápkový elektromotor/generátor. Elektrický točivý stroj s drápkou je již několik desetiletí používán jako automobilový alternátor spojený s klikovým mechanismem pomocí řemenového převodu na předním konci klikového hřídele. Již před více než dvaceti lety použila Toyota ve svém modelu Crown Royal poprvé tento elektrický stroj jako elektromotor/generátor v mild-hybridním provedení s 42V sítí [89]. Dnes je běžnější použití 48V sítě, avšak princip fungování zůstal stejný, jak je zobrazeno na obr. 27.



Obr. 27 Schéma mild-hybridního pohonu [90]

Z hlediska názvosloví hybridních pohonů se jedná o topologii P0, tedy nejnižší stupeň hybridizace s elektrickým točivým strojem o výkonu 10–20 kW s absencí plně elektrického pohonu vozidla. I tak s sebou tato koncepce přináší řadu výhod jako je snížení spotřeby paliva, možnost náhrady startéru a možnost rekuperace [90]. Tento typ elektrického točivého stroje má buzené rotorové pole. Mezi drápkou se nachází cívka, která jednotlivé drápkou rozdělí na sever a jih. Pro zvýšení účinnosti lze mezi póly rotoru vložit magnety [91]. Tvar rotoru je u tohoto typu elektrického točivého stroje komplexní a směr magnetického toku je naznačen na obr. 28.



Obr. 28 Řez elektrickým točivým strojem s vyznačením směru magnetického toku (modrá šipka) [91]

## 2 ANALÝZA, INTERPRETACE A ZHODNOCENÍ POZNATKŮ

Ze současného stavu poznání je možné usoudit, že vypínání válců je vzhledem ke stále se zpřísnujícím emisním limitům velmi aktuální téma, jelikož umožňuje spalovacím motorům pracovat s vyšší účinností při částečných zatíženích, a tedy také s nižší spotřebou paliva. Tato technika také vykazuje velmi dobré výsledky při použití v hybridních pohonných jednotkách. Spalovací motor pracuje periodicky, což vede k nekonstantnímu průběhu točivého momentu, při vypínání válců se tento jev ještě zvyrazňuje. Nežádoucí výkyvy točivého momentu je možné zmírnit pomocí vhodného časově proměnného točivého momentu elektrického točivého stroje, tedy pomocí vyhlazování točivého momentu. U vyšších stupňů hybridizace kombinace s vypínáním válců nepřináší takové množství výhod jako u mild-hybridů, jelikož je možné provozovat spalovací motor pouze v oblasti s nízkou měrnou efektivní spotřebou. Při nízkém zatížení je pak k pohonu použit pouze elektrický točivý stroj. Z tohoto důvodu byla pro zpracování dizertační práce zvolena po dohodě s průmyslovým partnerem právě mild-hybridní koncepce.

Nástrojem pro nalezení vhodné strategie vypínání válců pro konkrétní motor je multi-body simulace. Díky ní je možné zkoumat vibrace komplexních pohonných jednotek. Elektrický točivý stroj sice umožňuje použít vyhlazování točivého momentu, ale zároveň také sám vytváří vibrace způsobené zejména elektromagnetickými silami. Tyto vstupy pro simulace dynamiky celé pohonné jednotky je nutné získat na základě multifyzikálních simulací založených na metodě konečných prvků. Je zřejmé, že vibrace elektrického točivého stroje budou výrazně nižší než vibrace spalovacího motoru. Tato část práce má však sloužit zejména pro tvorbu metodiky výpočtů dynamiky elektrických točivých strojů a pro hlubší pochopení dynamických dějů při součinnosti těchto dvou typů pohonu.

Na základě rešerše odborných článků je zřejmé, že existují místa, kde je třeba rozšířit dosavadní oblast poznání, tzv. bílá místa. Kromě rozšíření poznatků o vypínání válců u hybridních pohonných jednotek a tvorby metodiky dynamických simulací hybridních pohonných jednotek by se práce měla hlouběji zabývat následujícími oblastmi:

- návrh vyhlazování točivého momentu, jenž je možné jednoduše implementovat při použití pouze sériových dílů,
- torzní vibrace hybridní pohonné jednotky při různých zátěžných stavech i režimech vypínání válců při použití vyhlazování točivého momentu a možné rozšíření pracovní oblasti vypínání válců,
- vliv vypínání válců a vyhlazování točivého momentu na zatížení ložisek a únavovou životnost klikového hřídele,
- vibrace elektrického točivého stroje.

Z důvodu utajení jsou dle dohody s průmyslovým partnerem v této dizertační práci vyhodnoceny výsledky v poměrných jednotkách.

### 3 VYMEZENÍ CÍLŮ DIZERTAČNÍ PRÁCE

Podstatou dizertační práce je zhodnocení dynamiky komplexní hybridní pohonné jednotky s vypínáním válců a vyhlazováním točivého momentu. Cílem dizertační práce je potvrzení či vyvrácení stanovených hypotéz. K tomu je nutné vytvořit model pro simulace dynamiky hybridní pohonné jednotky. Pro tento model je zapotřebí získat řadu vstupů z technických experimentů, geometrie i z výsledků dílčích simulací. Hlavním cílem práce je vytvořit výpočtový model hybridní pohonné jednotky s vypínáním válců a analyzovat vibrace této pohonné jednotky a možnosti vyhlazování točivého momentu pomocí elektromotoru. Ke splnění hlavního cíle je nutné splnit jednotlivé dílčí cíle:

- získat tlak ve spalovacím prostoru zkoumaného motoru v různých režimech vypínání válců,
- vytvořit výpočtový model spalovacího motoru s vypínáním válců,
- návrh kompenzace točivého momentu pomocí jeho vyhlazování,
- analýza vibrací pohonné jednotky i samotného elektromotoru/generátoru.

#### 3.1 VĚDECKÉ OTÁZKY A PRACOVNÍ HYPOTÉZY

##### Vědecká otázka 1

*Je možné rozšířit pracovní oblast vypínání válců při implementaci této techniky v hybridních pohonných jednotkách při použití sériového elektrického točivého stroje?*

Pracovní oblast vypínání válců je omezena nejen z hlediska zatížení, ale také z hlediska vibrací. V případě, že by při konkrétních podmínkách v režimu vypínání válců docházelo k neúnosnému zvýšení torzních vibrací, je nutné pro tyto podmínky nastavit, aby při nich byl motor vždy v režimu všech válců. Pomocí vyhlazování točivého momentu elektrickým točivým strojem je možné omezit výkyvy točivého momentu způsobující vibrace, a tedy by bylo možné rozšířit pracovní oblast vypínání válců o tyto problematické zátěžné stavy. Záměrem této dizertační práce je využít k vyhlazování točivého momentu sériový elektrický točivý stroj, jenž může mít omezené možnosti z hlediska rychlosti změny točivého momentu. Důležitou součástí práce je návrh takového řízení, jež je jednoduše implementovatelné bez nutnosti větších úprav. Je tedy nutné ověřit pravdivost následující hypotézy:

##### Pracovní hypotéza 1

*Vyhlazování točivého momentu umožní rozšíření pracovní oblasti vypínání válců i s použitím sériového elektrického točivého stroje.*

##### Vědecká otázka 2

*Jaký vliv má vypínání válců a vyhlazování točivého momentu na zatížení ložisek a únavovou životnost?*

Práce se primárně zaměřuje na vyhodnocení torzních vibrací, jež jsou nejdůležitější u motorů s vypínáním válců. Vypínání válců a vyhlazování točivého momentu může mít však vliv i na zatížení ložisek a jejich ztrátový výkon či na únavovou životnost klikového hřídele. Součinitel bezpečnosti vůči meznímu stavu trvalé pevnosti nesmí klesnout pod hodnotu vycházející z metodiky průmyslového partnera. Zatížení ložisek i ztrátový výkon při vypínání válců budou porovnány s výsledky při maximálním zatížení v režimu všech válců a tyto

výsledky by se neměly příliš lišit, aby se zamezilo nutnosti konstrukčních úprav daných komponent. Cílem práce tedy bude ověřit následující pracovní hypotézu:

### **Pracovní hypotéza 2**

*Vypínání válců v kombinaci s vyhlazováním točivého momentu nezvýší neúměrně zatížení ložisek či ztrátový výkon a součinitel bezpečnosti vůči meznímu stavu trvalé pevnosti u klikového hřídele neklesne vlivem vypínání válců pod minimální stanovenou hodnotu.*

### **Vědecká otázka 3**

*Existují takové režimy elektrického točivého stroje, ve kterých by neměl být elektrický točivý stroj v dané pohonné jednotce provozován, aby nedocházelo ke vzniku nežádoucích vibrací?*

Elektrický točivý stroj v hybridních pohonných jednotkách umožňuje použít již zmiňované vyhlazování točivého momentu, čímž snižuje vibrace, které by se mohly přenášet na další části vozidla. Při provozu elektrických točivých strojů však také vznikají vibrace vlivem mechanického pohybu součástí i elektromagnetických sil. Doplnkovou součástí práce bude tedy také zkoumat vibrace elektrického točivého stroje a ověřit tuto hypotézu:

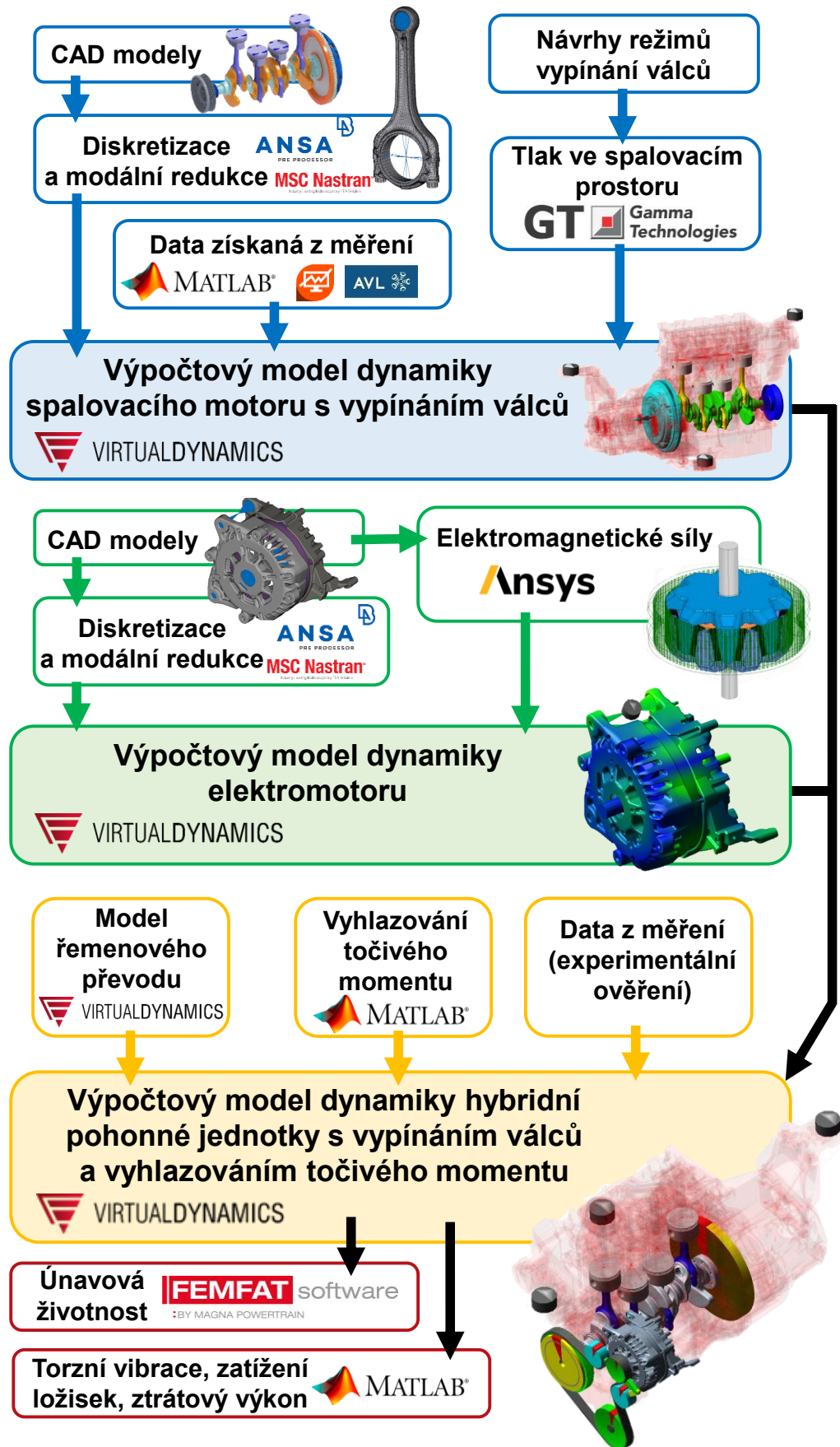
### **Pracovní hypotéza 3**

*Existují takové režimy elektrického točivého stroje, ve kterých by neměl být tento elektrický točivý stroj provozován z důvodu vzniku nežádoucích vibrací.*

## **3.2 POSTUP PŘI ŘEŠENÍ DIZERTAČNÍ PRÁCE**

Tato dizertační práce se zabývá velmi rozsáhlou a komplexní problematikou, a je tedy nutné získat velké množství vstupních dat. Na počátku je třeba provést několik úvodních experimentů pro naladění výpočtového modelu dynamiky spalovacího motoru v prostředí Virtual Dynamics. Důležitou součástí tohoto modelu jsou diskretizovaná a modálně redukovaná tělesa částí a sestav pohonné jednotky. Výchozí digitální konstrukční modely pocházejí ze Škoda Auto. Následně je přepracován model termodynamiky výchozího motoru v prostředí GT-SUITE tak, aby bylo možné simulovat vypínání válců. Simulované průběhy tlaku ve spalovacím prostoru při různých režimech vypínání válců byly získány v rámci spolupráce v projektu Národní centrum kompetence inženýrství pozemních vozidel Josefa Božka (TN02000054).

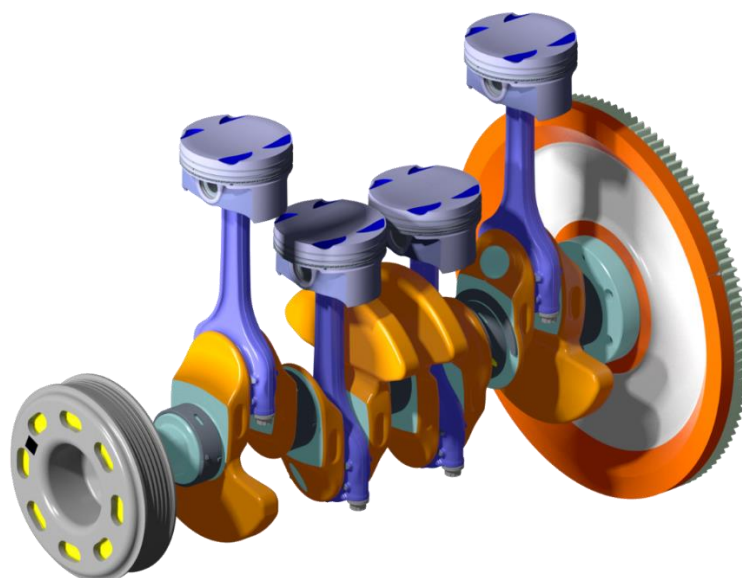
Budící účinky elektrického točivého stroje v podobě elektromagnetických sil působících na zuby statoru jsou získány z modelu elektrického točivého stroje v prostředí ANSYS Electronics Desktop. Pro vytvoření tohoto modelu je nutné provést experimenty na samotném elektrickém točivém stroji. Dalším krokem je spojit model motoru a elektrického točivého stroje pomocí řemene v prostředí Virtual Dynamics. Model s elektrickým točivým strojem a řemenem je třeba naladit, a tedy je zapotřebí provést další technický experiment, který sloužil v omezené míře také k experimentálnímu ověření vyhlazování točivého momentu. Moment elektrického točivého stroje sloužící k vyhlazování točivého momentu spalovacího motoru je navržen na základě snížení amplitudy konkrétních dominantních harmonických složek. Jakmile je tento model kompletní, je možné z výsledků simulací vyhodnotit torzní vibrace, zatížení a třecí ztráty hlavních ložisek i únavovou životnost klikového hřídele pro vybrané režimy. Názorně je tento postup zobrazen na *obr. 29*.



Obr. 29 Schéma postupu řešení dizertační práce

## 4 MATERIÁLY A VĚDECKÉ METODY

Tato dizertační práce je zpracována ve spolupráci se společností Škoda Auto. Na základě dohody s průmyslovým partnerem je pro tuto práci navržena mild-hybridní pohonná jednotka se spalovacím motorem o zdvihovém objemu 1,5 l. Jedná se o řadový zážehový čtyřválcový motor z řady EA211. Model odpovídajícího klikového mechanismu je zobrazený na *obr. 30*.



*Obr. 30* Model klikového mechanismu motoru 1,5 MPI

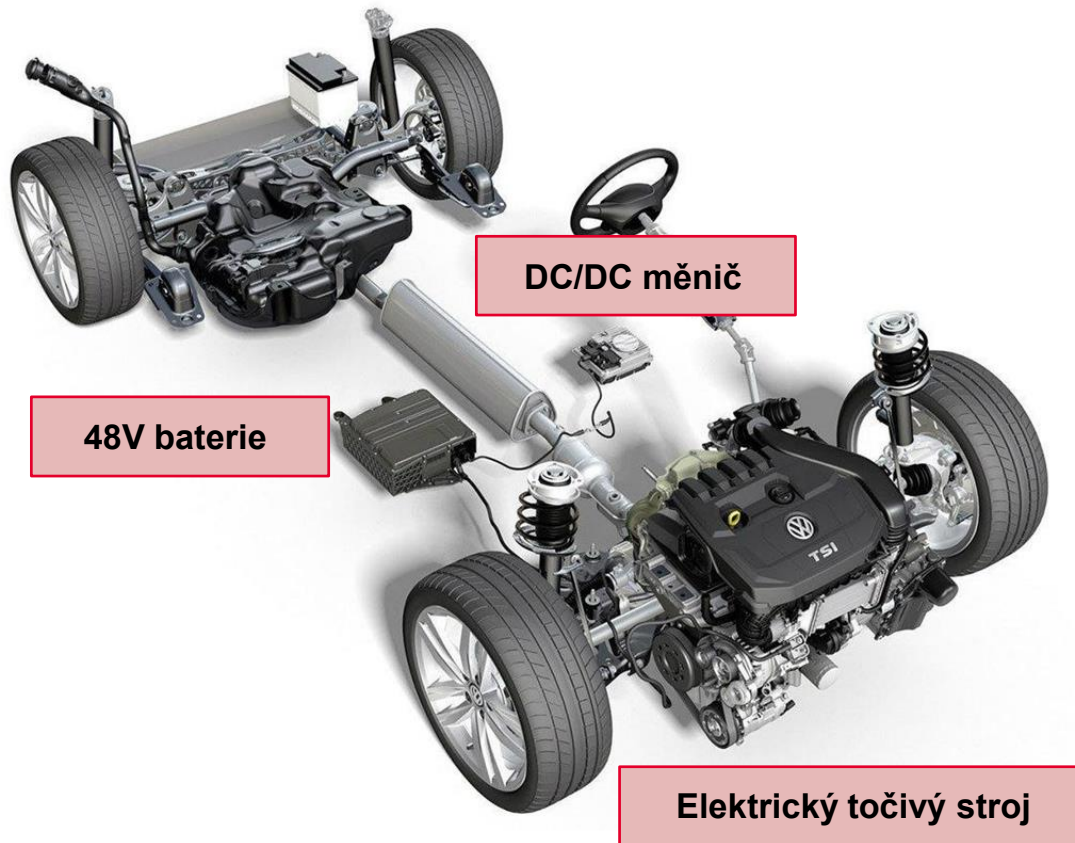
Tato pohonná jednotka je doposud (12/2025) předmětem výzkumu a není sériově vyráběna. Spalovací motor i elektrický točivý stroj se všemi díly řemenového převodu se však sériově vyrábějí, byť jsou součástí jiných pohonných jednotek. Základní parametry spalovacího motoru jsou uvedeny v *tab. 2*.

*Tab. 2* Parametry měřeného motoru

Zdvihový objem	1498 cm <sup>3</sup>
Vrtání	74,5 mm
Zdvih	85,9 mm
Délka ojnice	140 mm
Kompresní poměr	11 : 1
Výkonová varianta	81 kW

Na předním konci klikového hřídele je pomocí řemene připojen elektrický točivý stroj, který je používán v mild-hybridních pohonných jednotkách koncernu Volkswagen. Jedná se o elektromotor/generátor s buzeným rotorem a 16 permanentními magnety. Tento elektrický točivý stroj je sice šestifázový, avšak tři fáze jsou používány pro motorový a tři fáze pro generátorový režim. Výkonová elektronika je na bázi MOSFET. Maximální krátkodobý

výkon tohoto elektrického točivého stroje je 9 kW v motorickém režimu a 12 kW v generátorovém režimu. Součástí systému je také baterie umístěná pod sedadlem spolujezdce a DC/DC měnič pro spojení s 12V palubní sítí, jak je možné vidět na obr. 31.



Obr. 31 Schéma mild-hybridního pohonu koncernu Volkswagen [92]

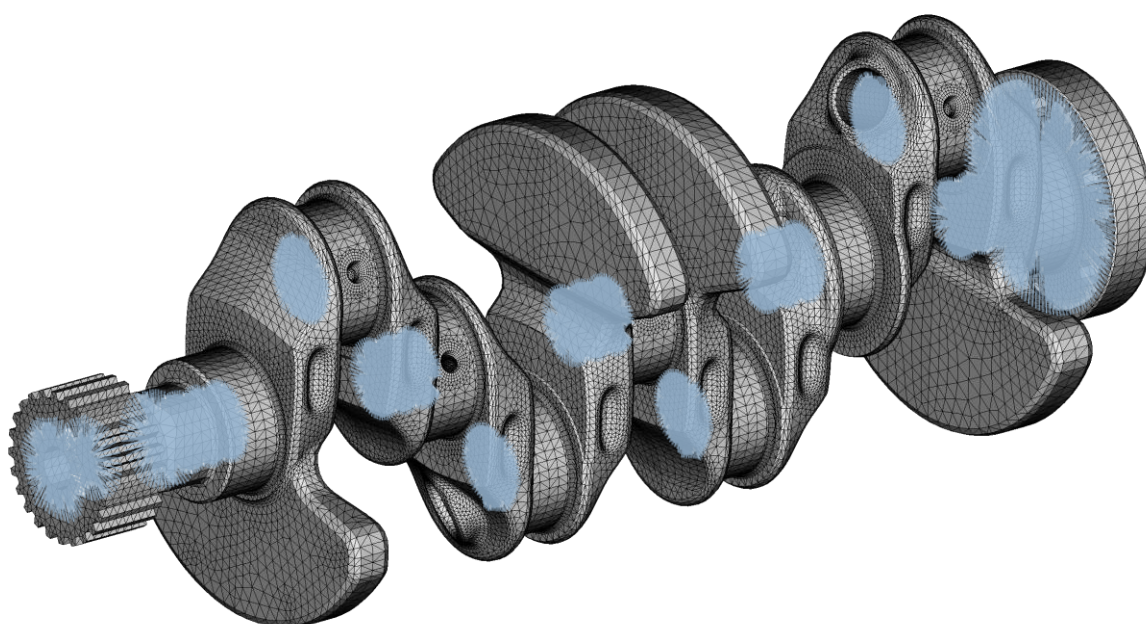
## 4.1 VÝPOČTOVÝ MODEL SPALOVACÍHO MOTORU

V následujících kapitolách jsou blíže popsány jednotlivé kroky, které vedly k získání vstupních dat pro vytvoření modelu pohonné jednotky v prostředí Virtual Dynamics.

### 4.1.1 DISKRETIZACE CAD MODELŮ

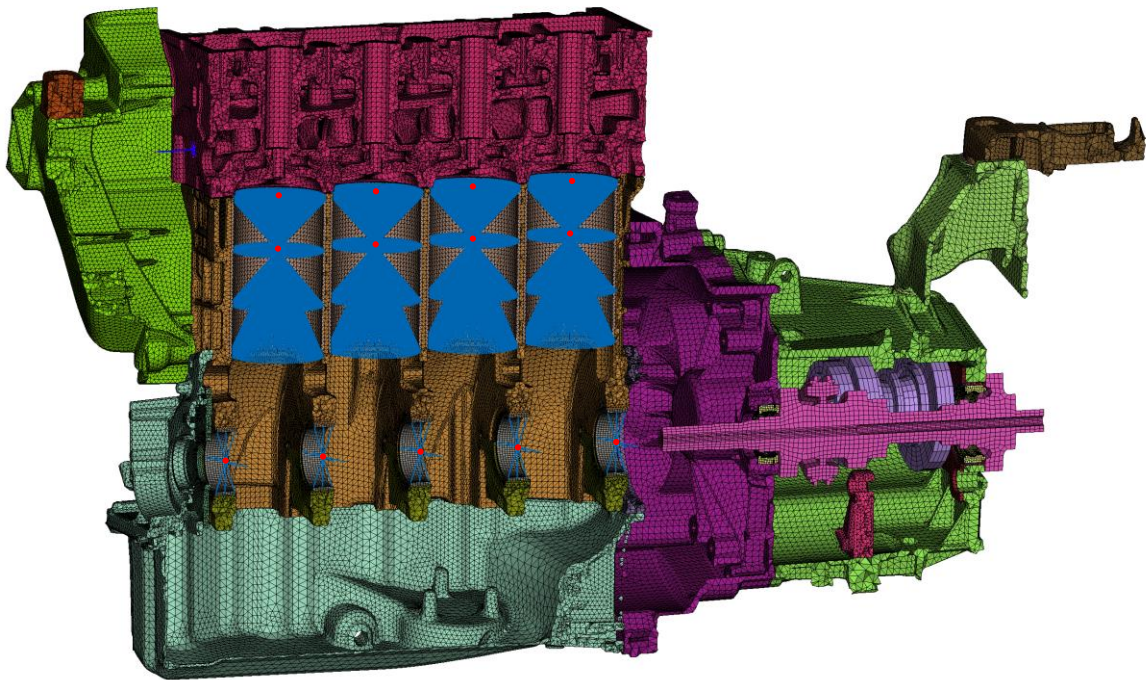
Nejprve je nutné geometrický model diskretizovat, aby poté mohly být pomocí metody konečných prvků vypočteny vlastní tvary a vlastní frekvence daných těles. V rámci této dizertační práce se jedná o modely klikového hřídele, ojnic, setrvačnicku a bloku motoru, který je redukován společně s dalšími komponentami. Pro následnou modální redukci je třeba vytvořit uzly rozhraní. Jsou to uzly, na které lze aplikovat vazby či zatížení. Tyto uzly musí být propojeny se strukturou modelu, což je zaručeno použitím prutových prvků RBE3. Diskretizace je provedena v softwaru ANSA, modální redukce pak v softwaru Nastran.

Při diskretizaci klikového hřídele jsou vytvořeny tři uzly rozhraní pro každý hlavní čep a jeden pro každý ojniční čep, dále tři uzly rozhraní pro definici dalších částí klikového hřídele. Dva z těchto uzlů rozhraní se nacházejí na předním konci, kde jeden slouží k napojení řemenice s tlumičem torzních kmitů, druhý k aplikaci redukovaného momentu setrvačnosti, jenž nahrazuje pohon rozvodového mechanismu. Jeden uzel na zadním konci klikového hřídele slouží k připojení setrvačnicku. Tyto uzly jsou spojeny se strukturou pomocí prutových prvků. U hlavních a ojničních čepů zasahují tyto prutové prvky do 60 % průměru daného čepu. Pro diskretizaci jsou použity zejména čtyřstěny, v oblasti přechodových poloměrů a vyústění mazacích kanálů jsou použity šestistěnné prvky pro následnou analýzu životnosti. Tento klikový hřídel s prutovými náhradami je možné vidět na *obr. 32*. Při následné modální redukci bylo uvažováno 60 vlastních tvarů. Klikový hřídel je redukován společně s řemenicí pro pohon rozvodů a s hmotným bodem odpovídající svým momentem setrvačnosti pohonu olejového čerpadla.



*Obr. 32* Model klikového hřídele s prutovými prvky

Dalším krokem je diskretizace bloku motoru. Pro přesnější výsledky jsou spolu s blokem modálně redukovány i další díly jako např. spodní víko, hlava válců či převodová skříň, což je možné vidět na *obr. 33*. Uzly rozhraní (vyznačeny červeně) odpovídají pěti hlavním ložiskům a čtyřem vložkám válců. U hlavních ložisek je zobrazeno pouze několik prutových náhrad, avšak ve výpočtovém modelu vedou tyto prutové prvky ke všem povrchovým uzlům daného ložiska. Další čtyři uzly rozhraní v horní oblasti válců jsou zde umístěny pro aplikaci zatížení v podobě průběhu tlaku ve spalovacím prostoru. Tři uzly rozhraní jsou vytvořeny pro uložení pohonné jednotky, ty však vyznačeny červeně nejsou. Jednotlivé komponenty jsou spojeny pomocí tuhých prutových prvků RBE2. Šrouby jsou nahrazeny hmotnými body. Na rozdíl od prutových prvků RBE3 zvyšují prvky RBE2 tuhost dané struktury. Pánve hlavních ložisek jsou diskretizovány pomocí šestistěnných prvků. Stejná síť je vytvořena i na bloku v místě dotyku s pánvemi hlavních ložisek. Tyto uzly na pánvích hlavních ložisek a bloku jsou následně ztotožněny. Při modální redukci byly uvažovány vlastní frekvence do výše 2 kHz.



Obr. 33 Řez diskretizovaným modelem bloku motoru s dalšími komponentami

Při diskretizaci ojnice jsou vytvořeny dva uzly rozhraní, v malém a velkém oku. Pouze u modelu ojnice jsou komponenty spojeny pomocí kontaktů. Při modální redukci je uvažováno 30 vlastních tvarů. Model ojnice je možné vidět na obr. 34. V některých simulacích byl použit také pružný setrvačnick.



Obr. 34 Diskretizace ojnice motoru 1,5 MPI

#### 4.1.2 MODÁLNÍ REDUKCE

U simulací dynamiky klikového mechanismu je důležité uvažovat pružné deformace, což je zaručeno modální redukcí diskretizovaných těles. Pro použití modelu v softwaru Virtual Dynamics je nutné vytvořit MNF soubor (Modal Neutral File). To je možné provést právě v programu Nastran, který provede modální redukci tělesa tzv. Craig-Bamptonovou metodou. Předpokladem jsou malé deformace pružného tělesa a metoda je založena na principu lineární superpozice vlastních tvarů. Modální redukce tedy vychází z předpokladu, že skutečnou deformaci lze aproximovat lineární kombinací malého počtu vlastních tvarů, jestliže každý vlastní tvar je násoben příslušným poměrným součinitelem (modální souřadnicí).

Stupně volnosti pružného tělesa se dělí do dvou skupin – stupně volnosti uzlů rozhraní ( $\mathbf{u}_E$ ) a vnitřních uzlů tělesa ( $\mathbf{u}_I$ ). Dohromady tvoří vektor deformací tělesa  $\mathbf{u}$ . Symbol  $\Phi_C$  značí matici vazebných módů (constraint modes) a  $\Phi_N$  matici normálních módů (normal modes),  $\mathbf{E}$  je jednotková matice,  $\mathbf{q}$  jsou zobecněné souřadnice. Modální souřadnice se značí  $\mathbf{q}_N$  a souřadnice uzlů rozhraní  $\mathbf{q}_E$ . Stupně volnosti deformací uzlů rozhraní a deformací vnitřních uzlů se určí následovně [93]:

$$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} \mathbf{u}_E \\ \mathbf{u}_I \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{E} & \mathbf{0} \\ \Phi_C & \Phi_N \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{q}_E \\ \mathbf{q}_N \end{bmatrix}. \quad (4)$$

Pro vnitřní uzly tedy platí, že část deformace je dána vlastními tvary struktury a část pohybu uzlů rozhraní. Uzly rozhraní nejsou redukovány a mají stejný význam jako původní stupně volnosti, jak vyjadřují následující vztahy [93]:

$$\mathbf{u}_E = \mathbf{q}_E, \quad (5)$$

$$\mathbf{u}_I = \Phi_C \mathbf{q}_E + \Phi_N \mathbf{q}_N. \quad (6)$$

Normální módy jsou skutečné vlastní módy pružného tělesa získané při modální analýze při zamezení pohybu všech uzlů rozhraní. I relativně malý počet normálních módů dostatečně popisuje dynamické chování pružného tělesa [93]. Vazební módy jsou statické tvary, které jsou získány při buzení každého stupně volnosti uzlu rozhraní jednotkovým posuvem (či natočením), když je zamezeno pohybu všech ostatních uzlů rozhraní.

Výhodou Craig-Bamptonovy redukce je výrazné snížení počtu stupňů volnosti pružného tělesa. Fyzické souřadnice jsou transformovány na zobecněné souřadnice a také redukováná matice tuhosti a redukováná matice hmotnosti jsou transformovány na zobecněné matice tuhosti ( $\hat{\mathbf{K}}$ ) a hmotnosti ( $\hat{\mathbf{M}}$ ) [93]:

$$\hat{\mathbf{M}} = \begin{bmatrix} \mathbf{E} & \mathbf{0} \\ \Phi_C & \Phi_N \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{EE} & \mathbf{M}_{EI} \\ \mathbf{M}_{IE} & \mathbf{M}_{II} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{E} & \mathbf{0} \\ \Phi_C & \Phi_N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{\mathbf{M}}_{CC} & \hat{\mathbf{M}}_{NC} \\ \hat{\mathbf{M}}_{CN} & \hat{\mathbf{M}}_{NN} \end{bmatrix}, \quad (7)$$

$$\hat{\mathbf{K}} = \begin{bmatrix} \mathbf{E} & \mathbf{0} \\ \Phi_C & \Phi_N \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{EE} & \mathbf{K}_{EI} \\ \mathbf{K}_{IE} & \mathbf{K}_{II} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{E} & \mathbf{0} \\ \Phi_C & \Phi_N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{\mathbf{K}}_{CC} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \hat{\mathbf{K}}_{NN} \end{bmatrix}. \quad (8)$$

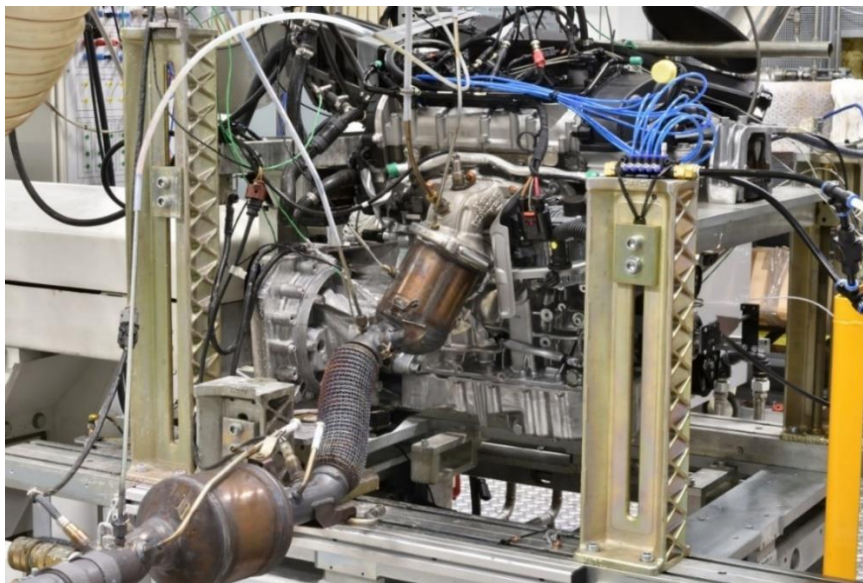
Jednotlivé členy redukováné matice tuhosti jsou matice tuhosti stupňů volnosti uzlů rozhraní ( $\mathbf{K}_{EE}$ ), matice tuhosti pro vazby uzlů rozhraní s vnitřními uzly ( $\mathbf{K}_{EI}$ ), matice tuhosti pro vazby vnitřních uzlů s uzly rozhraní ( $\mathbf{K}_{IE}$ ) a matice tuhosti stupňů volnosti vnitřních uzlů ( $\mathbf{K}_{II}$ ). Členy zobecněné matice tuhosti jsou pak vazebná matice tuhosti ( $\hat{\mathbf{K}}_{CC}$ ) a modální matice

tuhosti ( $\hat{\mathbf{K}}_{NN}$ ). Analogicky je možné popsat i matice hmotnosti. Modální souřadnice jsou bezrozměrné, avšak pohyby uzlů rozhraní jsou v jednotkách délky či natočení. Také jednotky tuhosti závisí na tom, jestli se jedná o axiální, či torzní tuhost. U matice hmotnosti se v případě rotace udává moment setrvačnosti.

Nevýhodou metody je, že matice hmotnosti není diagonální (existuje spojení mezi vazebnými a normálními módy), což znemožňuje efektivní časovou integraci. Pro získání diagonální matice je nutná analýza vlastního problému pomocí ortogonální transformace, čímž se získá výsledná pohybová rovnice systému [93]. Ortogonalizací je získána tzv. Craig-Bamptonova reprezentace původního systému (nejedná se tedy o vlastní tvary původního systému) [93]. Systém nemá vazby na okolí, a tedy je prvních šest vlastních frekvencí nulových. Vektor všech stupňů volnosti pružného tělesa obsahuje tedy šest stupňů volnosti pohybu jako tuhého tělesa a dále stupně volnosti modálních souřadnic elastických deformací. Po exportu ze softwaru Nastran jsou v programu ADAMS Flex odebrány vnitřní uzly, což umožní zmenšit velikost souboru redukováného modelu bez ovlivnění přesnosti výsledků. Tyto modely jsou importovány do prostředí programu Virtual Dynamics.

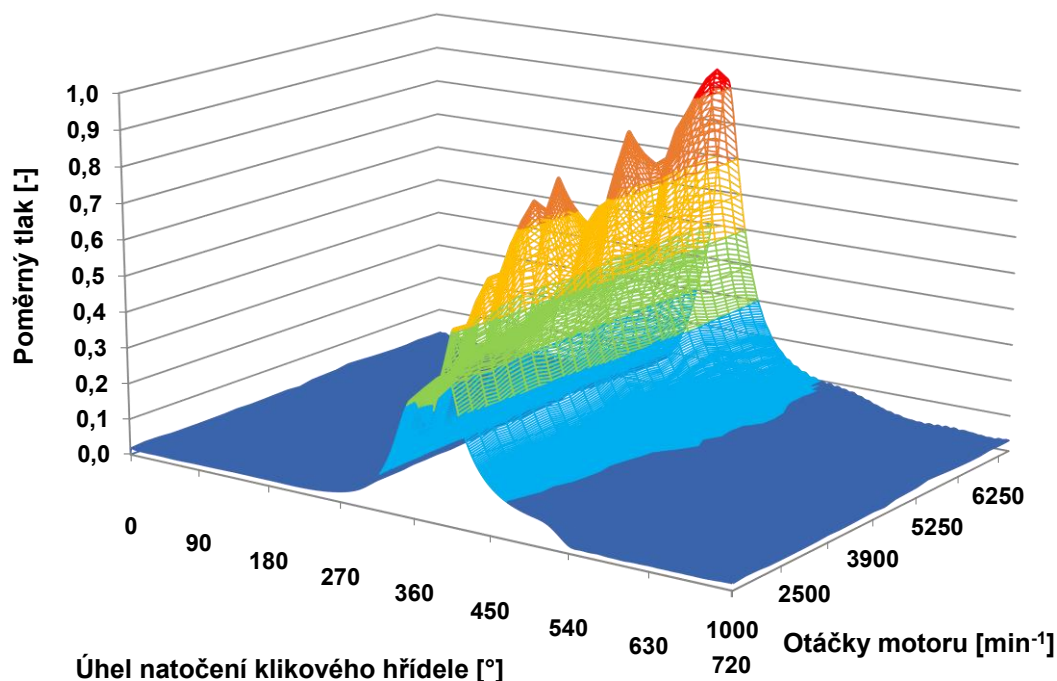
#### 4.1.3 TECHNICKÝ EXPERIMENT

V rámci dizertační práce byla provedena řada měření. Účelem úvodního měření na dynamometru v laboratořích společnosti Škoda Auto je získat data potřebná pro naladění modelu dynamiky klikového mechanismu s tzv. pevnou řemenicí pohonu příslušenství, tedy řemenicí bez tlumiče torzních kmitů, a následně s tlumičem torzních kmitů. Cílem je zejména získat hodnoty torzního kmitání předního konce klikového hřídele a tlaky ve spalovacím prostoru. Měřena je také vnější otáčková charakteristika, teplota motorového oleje před čističem a teplota pryžového prvku tlumiče torzních kmitů. Výsledky jsou získány pro plné a poloviční zatížení (dle otevření škrticí klapky) v ustáleném režimu při otáčkách  $1000 \text{ min}^{-1}$  až  $6500 \text{ min}^{-1}$  s krokem  $250 \text{ min}^{-1}$  a pro stejná zatížení a rozmezí otáček je také měřen rozběh motoru za 550 s a 1100 s. Všechna měření probíhala bez pohonu externích příslušenství, tedy bez drážkového řemene. Fotodokumentaci z tohoto měření je možné vidět na *obr. 35*. Data z měření jsou následně zpracována v programu AVL Concerto.



*Obr. 35* Měření na dynamometru

Měřeními jsou získány hodnoty pulzního signálu otáček z inkrementálního snímače řemenice klikového hřídele. Tyto hodnoty jsou následně přepočteny na úhlovou rychlost a u měření ustáleného stavu je provedena synchronní filtrace z 200 cyklů. Poté je provedena harmonická analýza, na jejímž základě je model laděn. Synchronní filtrace je provedena také pro průběhy tlaku ve spalovacím prostoru. U zážehových motorů se projevuje mezicyklová variabilita, jejíž vliv je nutné eliminovat právě tímto statistickým zpracováním. Tyto hodnoty tlaku slouží jako vstup do simulací dynamiky. Průběhy tlaku v prvním válci u klikového mechanismu s pevnou řemenicí je možné vidět na *obr. 36*.



*Obr. 36* Průběh tlaku ve spalovacím prostoru prvního válce při plném zatížení motoru

#### 4.1.4 MODEL KLIKOVÉHO MECHANISMU V PROSTŘEDÍ MBS

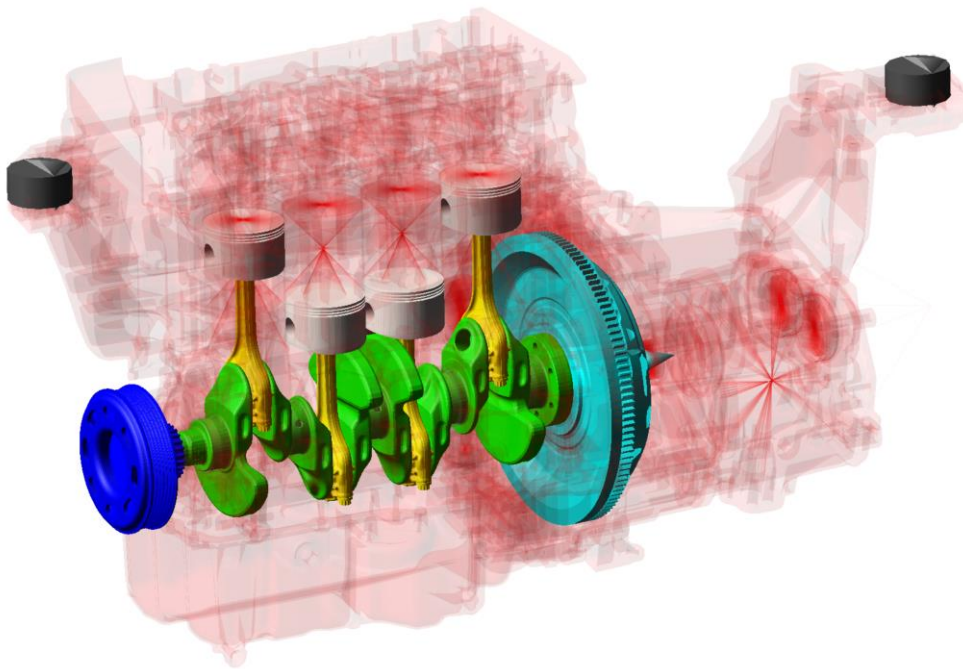
Dynamika klikového mechanismu je simulována v prostředí Virtual Dynamics od společnosti Enorise (dříve FEV Software and Testing Solutions). Jedná se o nadstavbu softwaru ADAMS. Díky simulacím dynamiky je možné částečně nahradit některé nákladné technické experimenty. Virtuální pohonná jednotka umožňuje získat požadované výsledky snadněji a rychleji. Technický experiment je sice stále velmi důležitý, avšak je možné jej použít pouze pro ladění modelu a ověření simulací. Ověření je nutné zejména z toho důvodu, že se jedná o numerické řešení.

Pro simulaci dynamiky jsou nejčastěji využívány výpočtové modely na bázi MBS (Multi-Body System). Zkoumané sestavy se skládají z tuhých a pružných těles, vazeb mezi nimi a silových prvků. Jedná se o simulace v časové doméně, které jsou založené na sestavení soustavy diferenciálních pohybových rovnic pomocí Lagrangeových multiplikátorů [93]:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} - \mathbf{Q} + \mathbf{C}_q^T \boldsymbol{\lambda} = \mathbf{0}, \quad (9)$$

kde  $\mathbf{M}$  je matice hmotnosti,  $\mathbf{Q}$  je vektor zatížení,  $\mathbf{C}_q$  je Jakobiho matice vazeb. Společně s rovnicemi vazeb je možné získat výsledné hodnoty pro daný vektor zobecněných souřadnic  $\mathbf{q}$  a Lagrangeových multiplikátorů  $\lambda$ . Lagrangeovy multiplikátory slouží k zavedení omezení při výpočtu. Podrobněji je pozadí multi-body simulací popsáno v [94; 95].

Kromě modálně redukovaných pružných těles, viz kap. 4.1.1 a 4.1.2, výpočtový model obsahuje také tuhá tělesa (např. písty a pístní čepy). Tuhá tělesa jsou definována hmotností, polohou těžiště a tenzorem setrvačnosti. Tato data jsou získána z CAD modelů. Zmiňovaný MBS model je zobrazen na *obr. 37*. Pro tvorbu lůžek pohonné jednotky byl nejprve použit lineární model uložení s konstantními hodnotami směrových tuhostí a tlumení. Po druhém provedeném měření však byl tento model nahrazen modelem pryžového lůžka s předepsanými nelineárními směrovými tuhostmi. Teplota oleje je v modelu nastavena dle měření, při kterém byl použit motorový olej viskozitní třídy SAE 0W-20.



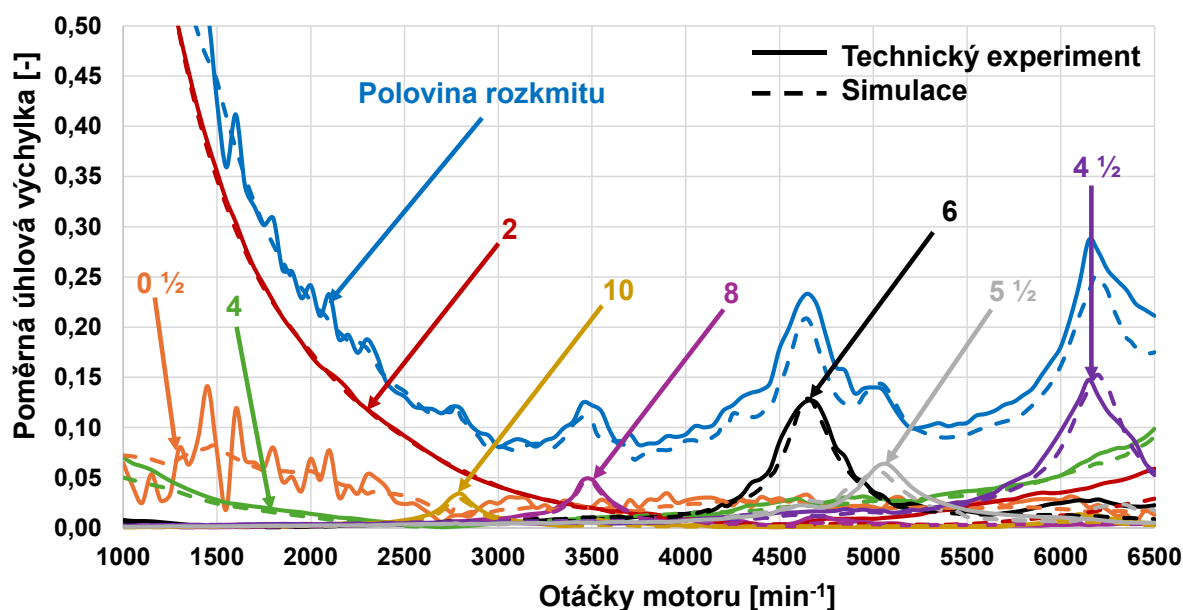
*Obr. 37* Výpočtový model dynamiky klikového mechanismu

Ložiska pístních čepů a vložky válců jsou modelovány pouze zjednodušeně jako kinematické vazby. Hlavní i ojniční ložiska jsou definována jako tuhá 3D hydrodynamická, tzn. pružné deformace nemají vliv na tvar mazací vrstvy. Třírozměrná metoda zahrnuje do výpočtu i naklápění čepu. Při výpočtu program využívá předem vypočítanou hydrodynamickou databázi, která zahrnuje také vliv tvaru a polohy rozváděcí drážky oleje. Výhoda tuhých ložisek spočívá zejména v jejich nižší výpočetní náročnosti. V tomto prvním modelu je uvažována pouze zjednodušená definice lůžek pohonné jednotky. Je zde zadána pouze směrová lineární tuhost a tlumení.

V multi-body systému je poté pružným tělesům přiřazeno modální tlumení. To vyjadřuje poměr tlumení k tzv. kritickému tlumení (zcela eliminuje harmonické kmitání). V softwaru Virtual Dynamics je nastaveno modální tlumení dle frekvence – do 100 Hz 0,01; od 100 Hz do 1000 Hz 0,1; nad 1000 Hz 1. Jelikož jsou vlastní frekvence komponent vysoké a překračují hranici 1000 Hz, tak není možné toto základní nastavení použít. Ve výpočtovém modelu je

použito tlumení závislé na pořadí vlastních tvarů, jehož hodnoty jsou stanoveny experimentálně. Napojení motoru k dynamometru vychází z diskretizace torzního řetězce mezi motorem a dynamometrem, kde tuhosti jsou určeny na základě analytických výpočtů v kombinaci s daty od výrobců některých částí řetězce a tlumení je určeno na základě experimentů.

Vstupem do tohoto modelu jsou již zmiňované tlaky ve válcích z měření. Následně je ze simulace vyhodnocena vždy úhlová rychlost řemenice pro pohon příslušenství. Harmonická analýza této veličiny je porovnána s výsledky z měření. Míru shody mezi výpočtovým modelem a skutečným měřením s pevnou řemenicí je možné vidět na *obr. 38*. Výsledky technického experimentu jsou zobrazeny plnou čarou, simulace pak čárkovaně. Jelikož se jedná o první a základní model, tak ladění probíhalo detailně s velmi jemným časovým krokem při simulacích i při vyhodnocování výsledků měření.

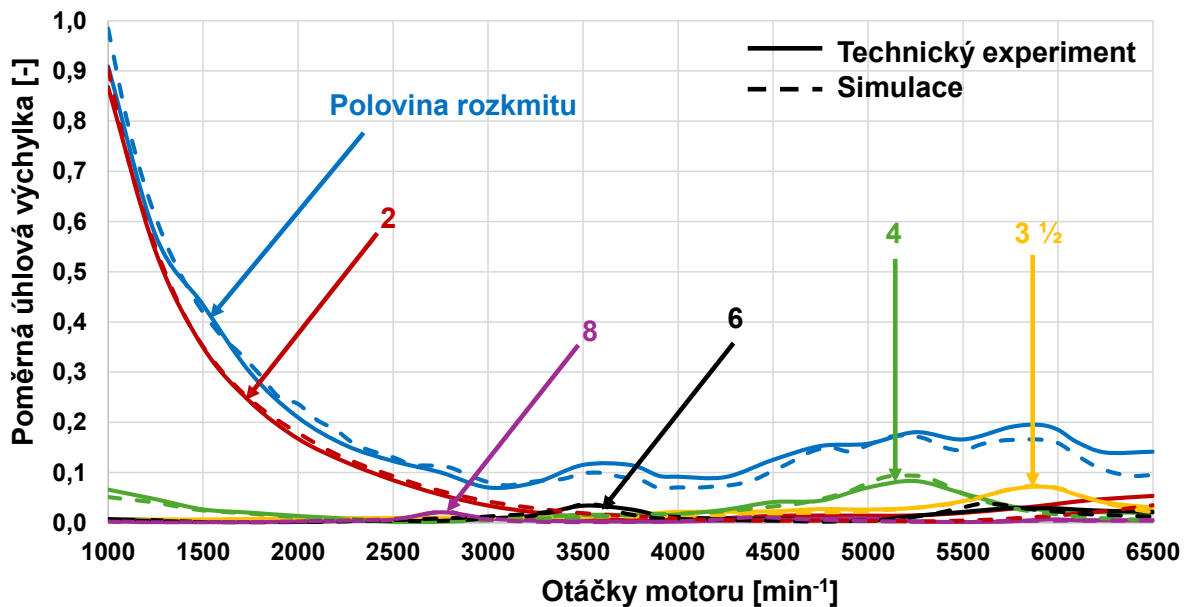


*Obr. 38* Harmonická analýza úhlové výchylky řemenice bez tlumiče torzních kmitů

Na klikový hřídel působí v motoru periodicky proměnné momenty způsobené silami od tlaku plynů a setrvačnými silami posuvných částí klikového mechanismu. Právě tyto momenty jsou příčinou vzniku torzních vibrací. Torzní kmitání je v této práci popisováno pomocí poloviny rozkmitu úhlové výchylky řemenice a jejího rozkladu na harmonické složky. Tato veličina v sobě zahrnuje torzní deformace součástí i nerovnoměrnost chodu danou rezonancemi nízkých řádů. Rozkmit je dán rozdílem mezi minimální a maximální hodnotou úhlové výchylky řemenice ve vyhodnocovaném cyklu.

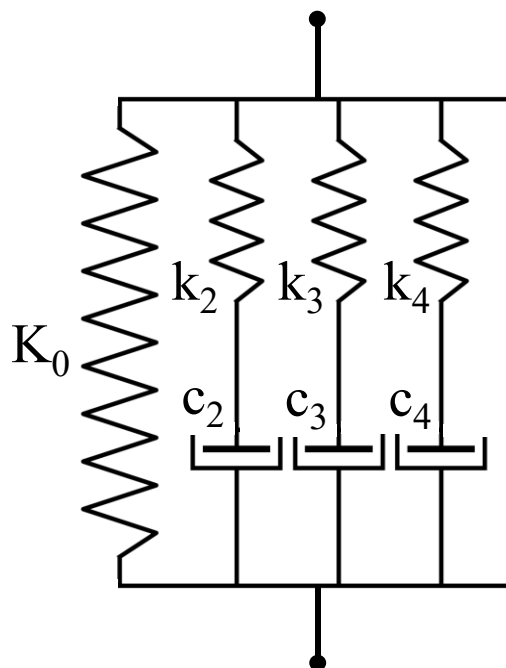
Vstupem do výpočtu je úhlová rychlost řemenice vyhodnocovaná v časové oblasti. Následně je provedena harmonická analýza, při které je celkový průběh rozložen do harmonických složek, jež jsou násobky 0,5. Důvodem je, že cyklus spalovacího motoru odpovídá dvěma otáčkám klikového hřídele a řád harmonické složky odpovídá násobku otáčkové frekvence hřídele. Největší vydatnost rezonancí mají hlavní řády, což jsou u čtyřválcového motoru násobky 2, a významné jsou i řády jim blízké. Torzní vibrace klikového hřídele lze snížit vhodnou volbou tlumiče torzních kmitů. Porovnání výsledků harmonické analýzy

pro řemenici s tlumičem je možné vidět na *obr. 39*. Na základě těchto porovnání je výpočtový model klikového mechanismu považován za naladěný. Korelace výsledků je velmi dobrá.



*Obr. 39* Harmonická analýza úhlové výchylky řemenice s tlumičem torzních kmitů

Pryžový tlumič torzních kmitů je v prostředí Virtual Dynamics modelován pomocí rozšířeného Poynting-Thomsonova modelu, který je zobrazen na *obr. 40*. Jedná se tedy o Maxwell-Wiechertův model, který sestává ze tří Maxwellových větví a paralelní pružiny [96]. Výpočtový model zahrnuje také vliv teploty na tuhost pryžového prvku. Tato závislost je stanovena na základě [97].



*Obr. 40* Model tlumiče torzních kmitů

Komplexní torzní tuhost ( $K^*$ ) se skládá z reálné (elastické) a imaginární (disipativní) části a je vyjádřena vztahem:

$$K^*(j\omega) = K'(\omega) + jK''(\omega), \quad (10)$$

kde  $\omega$  představuje úhlovou rychlost,  $K'$  je reálná a  $K''$  imaginární složka torzní tuhosti. Při detailním rozepsání pro pryžový model tlumiče torzních kmitů vypadá zápis následovně:

$$K^*(j\omega) = K_0 + \sum_{i=2}^4 \frac{k_i(\omega\lambda_i)^2}{1 + (\omega\lambda_i)^2} + j \left( \sum_{i=2}^4 \frac{k_i\omega\lambda_i}{1 + (\omega\lambda_i)^2} \right), \quad (11)$$

$$\lambda_i = \frac{c_i}{k_i}, \quad (12)$$

kde  $K_0$  je tuhost paralelní pružiny a  $k_i$  a  $c_i$  jsou torzní tuhosti a tlumení jednotlivých členů v Maxwellových větvích [98]. Pomocí reálné a imaginární části je možné získat ztrátový součinitel  $\chi$  či ztrátový úhel  $\delta$  [99]. Vztah pro výpočet ztrátového součinitele, resp. úhlu, lze definovat na úrovni materiálových vlastností, nebo vlastnosti výpočtového modelu. Pro druhý případ platí:

$$\chi = \tan\delta = \frac{K''}{K'}. \quad (13)$$

#### 4.1.5 ZATÍŽENÍ A ZTRÁTOVÝ VÝKON LOŽISEK

Kromě torzních vibrací je v rámci této práce vyhodnoceno také zatížení ložisek a jejich ztrátový výkon. Zatížení ložisek je hodnoceno pomocí relativní excentricity a maximální síly působící na kluzné ložisko. Síly působící na ložiska vychází z numerické integrace tlakového pole v klínové mazací mezeře. Relativní excentricita vyjadřuje polohu čepu vůči ložisku pomocí vztahu:

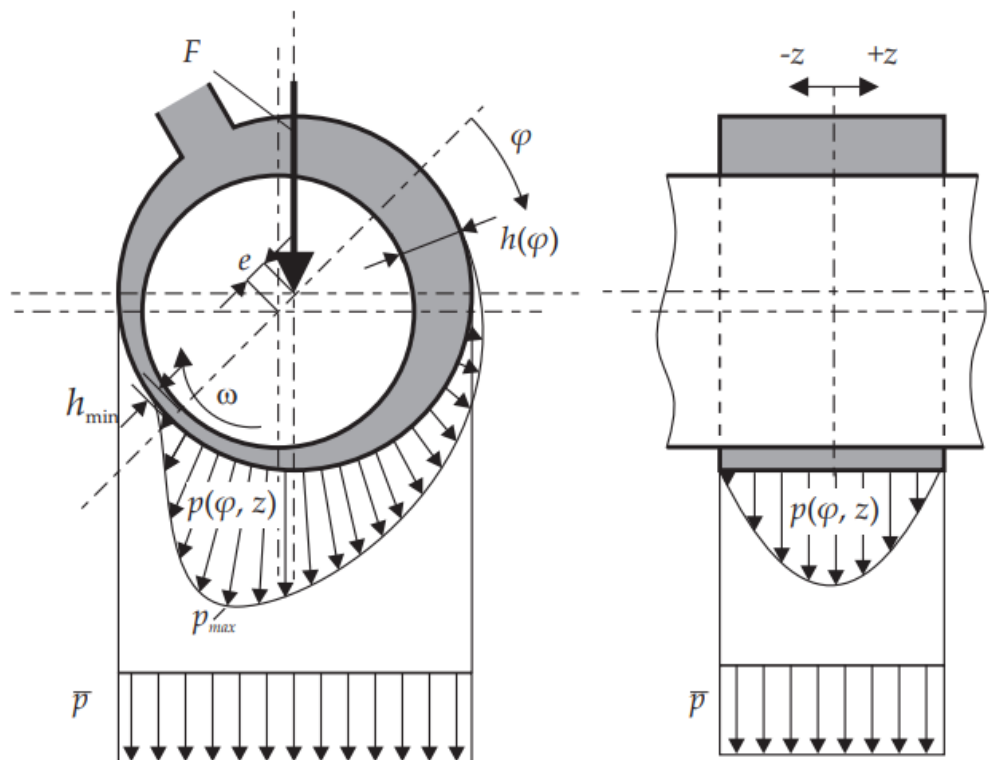
$$\varepsilon = \frac{2e}{D_{\text{loz}} - D_c}, \quad (14)$$

kde  $e$  představuje vzdálenost středů ložiska a čepu,  $D_{\text{loz}}$  je vnitřní průměr zalisovaných ložiskových pánví a  $D_c$  je průměr čepu. Relativní excentricita nabývá hodnot od 0 do 1 a vyjadřuje míru vymezení ložiskové vůle. Na základě relativní excentricity a radiální ložiskové vůle ( $c_{\text{loz}}$ ) je možné stanovit nejmenší tloušťku mazací vrstvy takto:

$$h_{\text{min}} = \frac{(1 - \varepsilon)c_{\text{loz}}}{2}. \quad (15)$$

Minimální tloušťka mazací vrstvy je společně s rozložením tlaku ( $p$ ) v ložisku zobrazena na obr. 41. Vztahy pro ložiska se běžně udávají v souřadnicích  $\varphi$  a  $z$ . U čtyřválcových motorů dosahuje nejvyšší relativní excentricity třetí hlavní ložisko v oblasti vysokých otáček. Důvodem je dominantní vliv setrvačných účinků oproti silám od tlaku plynů. Zatížení od tlaku plynů se totiž s rostoucími otáčkami příliš nemění, ale setrvačné účinky narůstají

s druhou mocninou úhlové rychlosti. Třetí ložisko je nejvíce zatěžováno zejména vlivem vnitřních momentů od setrvačných sil rotujících a posuvných částí. Navzdory tomu, že výslednice těchto momentů je nulová, tak je nutné zohlednit, že momenty od setrvačných sil rotujících částí se vyrovnávají zejména ve třetím hlavním ložisku. Čtyřválcový motor je možné rozdělit na dvě části. První část obsahuje první a druhý válec, druhá část zbylé dva. Tyto dvě části jsou vůči sobě symetrické, a tedy i příslušné momenty budou mít stejnou velikost, ale opačný směr [100].



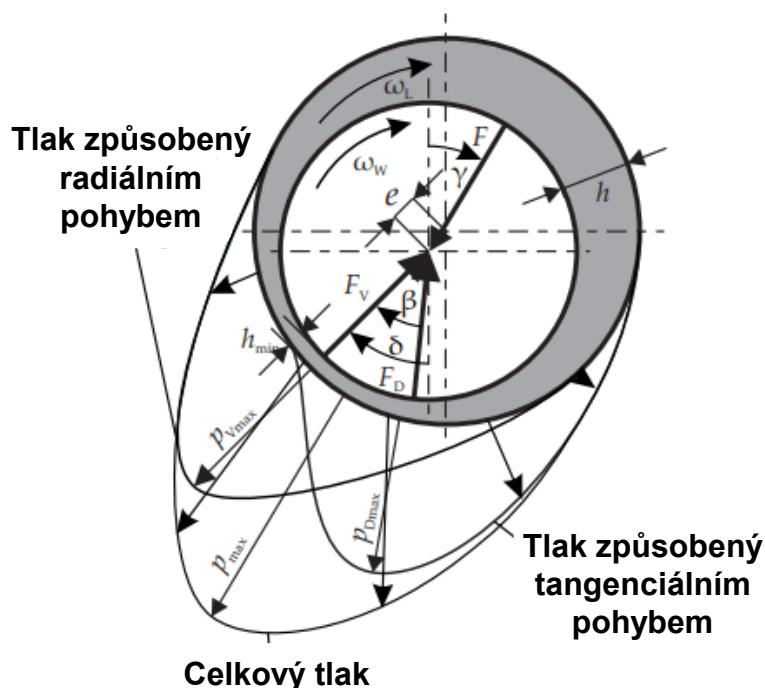
Obr. 41 Rozložení tlaku v kluzném ložisku [101]

Hlavní a ojnicní ložiska jsou modelována pomocí hydrodynamického (HD) modelu ložisek z důvodu úspory výpočetního času. Elastohydrodynamický (EHD) model ložisek v kombinaci s pohonem příslušenství neúnosně prodlužoval délku simulace. Třecí moment je pro kluzná ložiska v prostředí Virtual Dynamics počítán následovně [98]:

$$M_f = \frac{\eta b_{\text{loz}} D_{\text{loz}}^3}{4c_{\text{loz}}} \left( \frac{\pi\omega}{\sqrt{1-\varepsilon^2}} + 0,5 |\omega_q| S_{\text{OD}} \varepsilon \sin\beta \right), \quad (16)$$

kde  $\eta$  je dynamická viskozita maziva a  $\omega$  úhlová rychlost otáčení čepu. Viskozita je silně závislá na teplotě, což simulace také zohledňuje. Šířka ložiska je označena jako  $b_{\text{loz}}$  a  $\omega_q$  značí efektivní hydrodynamickou úhlovou rychlost maziva v místě minimální tloušťky mazacího filmu. Zmíněný vztah sestává ze statické a dynamické části výpočtu. Statická část vychází z Petrovovy rovnice [102]. Dynamická část vychází z aproximačních rovnic dle metody Eberhard-Lang-Butenschön [103] a ve výpočtu využívá Sommerfeldovo číslo pro rotaci  $S_{\text{OD}}$ . Jedná se o bezrozměrný parametr, který vystihuje zvýšení tlaku v důsledku tangenciálního pohybu čepu [101]. Ke zvýšení tlaku dochází také vlivem radiálního pohybu způsobujícího

vytlačování maziva, jak je zobrazeno na obr. 42. Tangenciální síla je v obr. 42 označena jako  $F_D$ , radiální jako  $F_V$ . Nositelky těchto sil svírají mezi sebou úhel  $\beta$ .



Obr. 42 Tlak v kluzném ložisku [103]

Se zvyšujícími se otáčkami rostou třecí síly, a tedy také ztrátový výkon ložisek. Při měření byl použit olej s označením SAE 0W-20, který má nízkou viskozitu, což vede ke snížení třecích ztrát. Problémem je oblast vyšších otáček, kde může docházet ke smíšenému až meznímu mazání, což naopak vede ke zvýšení třecích ztrát [104]. Výpočtový model však tuto skutečnost nezahrnuje, jelikož se tato dizertační práce věnuje zejména oblasti nízkých otáček. Třecí výkon je pak dopočítán z momentu a úhlové rychlosti:

$$P_f = M_f \omega. \quad (17)$$

Výpočet tlaku v kluzném ložisku vychází z Reynoldsovy rovnice. Pro základní výpočty se běžně uvažuje předpoklad nulové axiální rychlosti a zanedbání radiálního průtoku u mazacího filmu. Dále se předpokládá také konstantní viskozita maziva a aproximace pro nekonečně dlouhé ložisko. Tato zjednodušení vedou na jednorozměrnou rovnici, která v ložiskových souřadnicích vypadá takto [102]:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) = 6\eta U R_c \frac{\partial h}{\partial \varphi}, \quad (18)$$

kde  $U$  je relativní kluzná rychlost a  $R_c$  je poloměr čepu [105]. Po dosazení vztahu pro tloušťku mazacího filmu  $h$ :

$$h = c_{1oz}(1 + \varepsilon \cos \varphi) \quad (19)$$

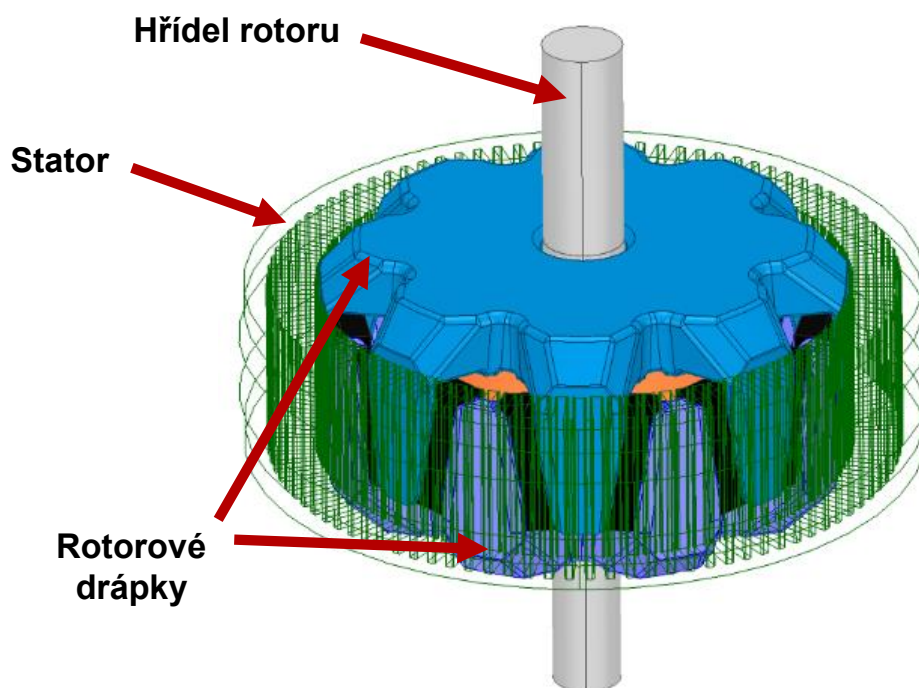
je možné provést integraci a vyjádřit vztah pro tlak.

## 4.2 VÝPOČTOVÝ MODEL ELEKTRICKÉHO TOČIVÉHO STROJE

Další dílčí částí této práce je vytvoření výpočtového modelu elektrického točivého stroje. Pro získání validních výsledků je třeba provést komplexní multifyzikální simulace.

### 4.2.1 SIMULACE ELEKTROMAGNETICKÝCH ÚČINKŮ

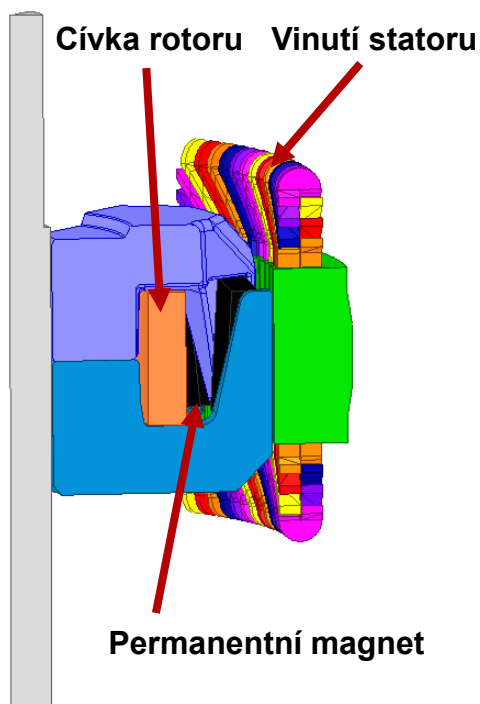
Pro simulace dynamiky elektrického točivého stroje je zapotřebí získat průběh radiálních a tangenciálních sil. Pro tyto účely je zvoleno prostředí ANSYS Electronics Desktop. Z důvodu komplexního tvaru elektrického točivého stroje jsou prováděny simulace 3D modelu. Tento model je možné vidět na *obr. 43*. Pro přehlednost je zde stator zobrazen s částečnou průhledností a bez vinutí.



*Obr. 43* Model elektrického točivého stroje v prostředí ANSYS Electronics Desktop

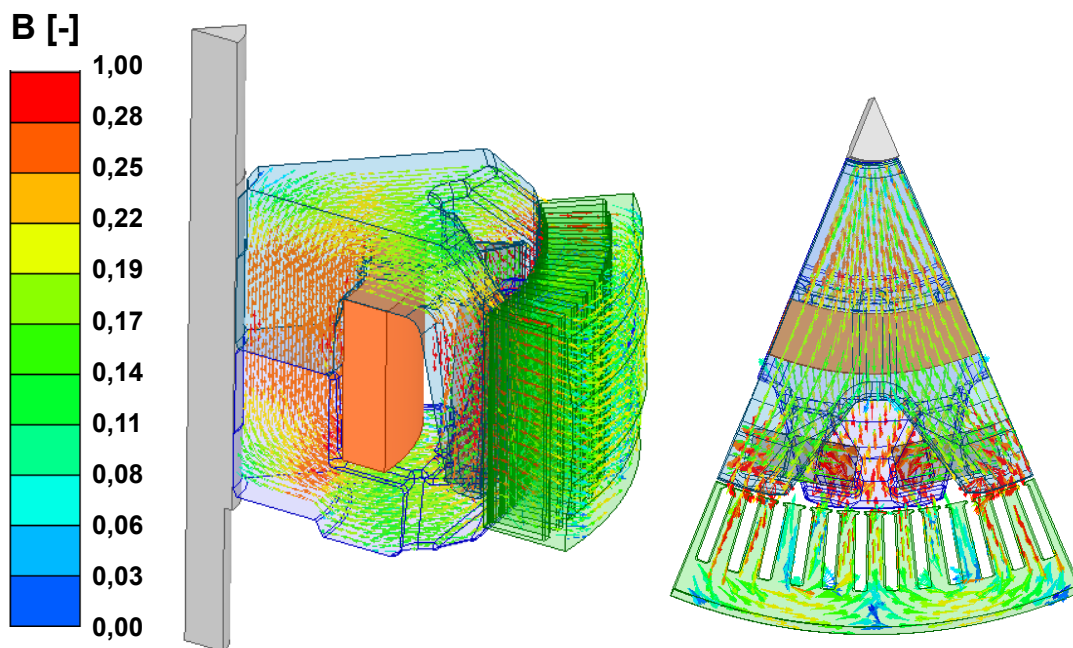
Simulace ve 3D prostředí jsou výpočetně náročné. Při simulacích je tedy uvažován pouze osminový model, který je zobrazen na *obr. 44*. Geometrie statoru a rotoru je částečně importována a vinutí jsou následně vytvořena v prostředí ANSYS. Stator má 96 drážek a v každé drážce jsou dva vodiče. Zapojení je dvakrát do hvězdy. Trojice fází jsou od sebe posunuté o  $30^\circ$ . Získat data pro vytvoření modelu elektrického točivého stroje je obtížné, jelikož se jedná o díl od externího dodavatele.

Elektrický točivý stroj je simulován primárně v režimu generátoru. Z důvodu nutnosti velmi rychlých změn požadavku na točivý moment není možné při technickém experimentu použít standardní koncept řízení s dedikovanou řídicí jednotkou komunikující po sběrnici CAN. Elektrický točivý stroj je tedy nutné řídit externě a je výrazně jednodušší vytvořit externí řízení pouze pro generátorový režim než pro motorový. Simulace elektrického točivého stroje jsou prováděny pouze pro ustálené otáčkové stavy při různých budicích proudech.



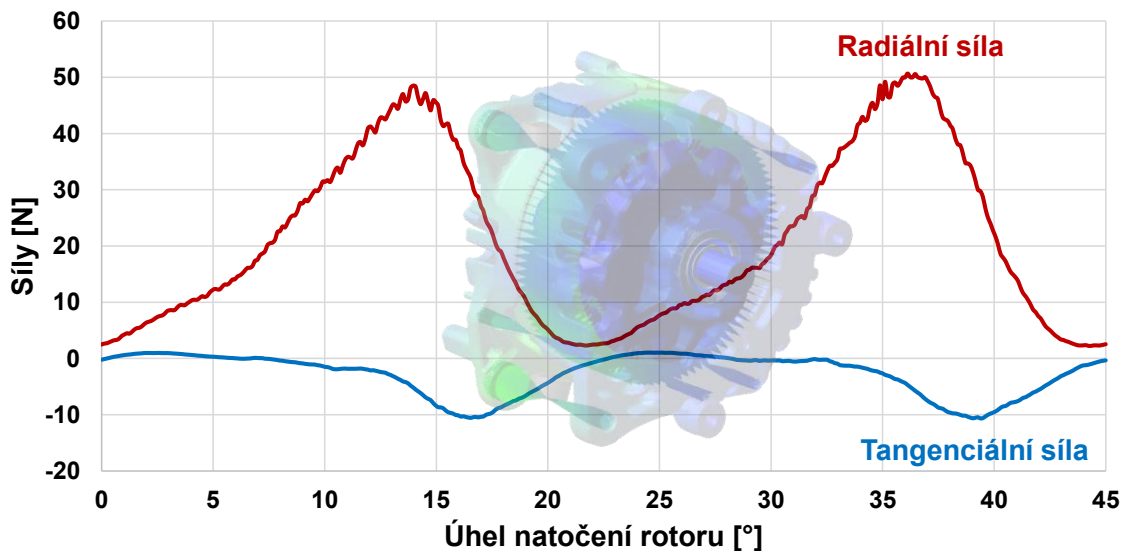
Obr. 44 Osminový model elektrického točivého stroje

Na obr. 45 je zobrazeno elektromagnetické pole rotoru a statoru. Směr je vyznačen pomocí šipek. Pole z rotorových pólových nástavců se uzavírá tangenciálně přes stator. Škála poměrných hodnot elektromagnetické indukce je nastavena tak, aby každá hodnota větší než 0,28 byla zobrazena stejnou barvou jako nejvyšší dosažená hodnota.



Obr. 45 Elektromagnetická indukce při buzení rotoru 3,25 A při otáčkách rotoru 7500 min<sup>-1</sup>

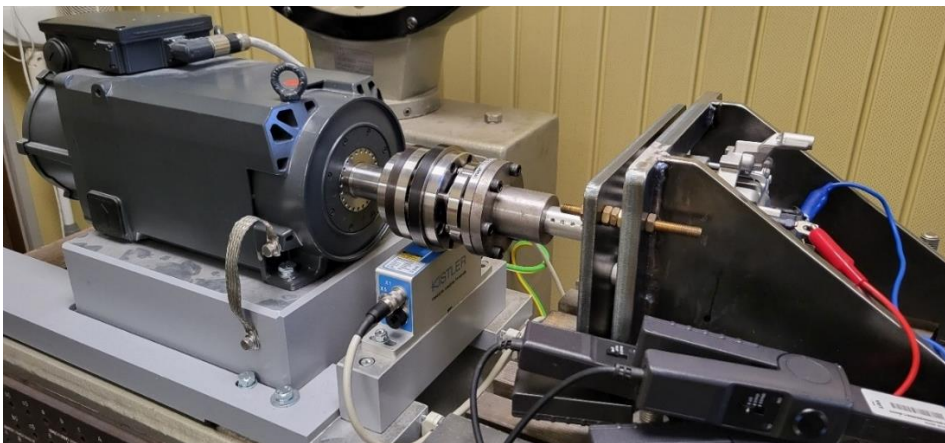
Výsledkem simulací je odebrání moment a síly působící na zuby statoru. Příklad těchto sil je zobrazen na *obr. 46*. Následně je vždy proveden kontrolní výpočet. Při násobení tangenciálních sil všech zubů vnitřním poloměrem statoru je získán celkový točivý moment. Tangenciální síly jsou v tomto případě zobrazeny jako záporné, jelikož se jedná o generátorový moment.



*Obr. 46* Průběh radiální a tangenciální síly na jeden zub statoru při otáčkách rotoru  $7500 \text{ min}^{-1}$

#### 4.2.2 TECHNICKÝ EXPERIMENT

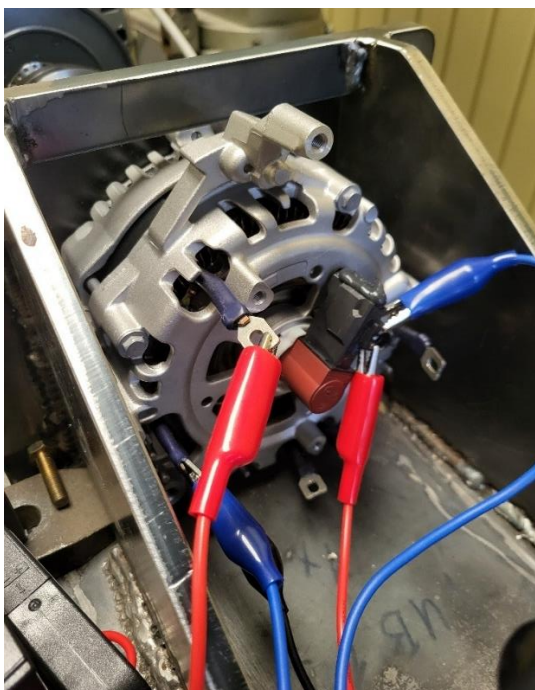
U elektrického točivého stroje byla provedena dvě měření na testovacím stavu bez spalovacího motoru. První měření probíhalo v laboratořích VUT a sloužilo zejména k získání referenčních hodnot proudů ve vinutích a odebrání momentu. Tyto hodnoty následně sloužily k naladění modelu elektrického točivého stroje. Zkušební stav upravený pro tyto účely je zobrazený na *obr. 47*. Konstantní otáčky byly udržovány pomocí výkonnějšího elektrického točivého stroje a moment byl měřen snímačem od firmy KISTLER.



*Obr. 47* Měření elektrického točivého stroje na testovacím stavu

Z elektrického točivého stroje je demontována řídicí elektronika. Důvodem jsou zejména omezené možnosti řízení momentu elektrického točivého stroje. Použitá řídicí jednotka komunikuje po sběrnici CAN s pevnou šířkou pásma  $500 \text{ kbit}\cdot\text{s}^{-1}$ , a je tak schopna přijímat požadavky na změnu točivého momentu maximálně v intervalu 10 ms. Pro účely experimentu je však třeba použít frekvenci minimálně o řád vyšší tak, aby byl elektrický točivý stroj schopen měnit aktuální hodnotu točivého momentu v řádu jednotek ms. Po komunikaci s dodavatelem však bylo zřejmé, že by úprava řídicí jednotky byla příliš nákladná pro jednorázové použití. Právě z tohoto důvodu je nutné použít externí řízení elektrického točivého stroje.

I když se jedná o šestifázový stroj, tak pro režim generátoru jsou použity pouze tři fáze. Tyto tři fáze jsou zapojeny do můstkového usměrňovače a poté k zátěži. Na *obr. 48* je možné si všimnout nejen zapojení zmiňovaných tří fází, ale také buzení rotoru, který je přes sběrací kroužky napájen stejnosměrným proudem.



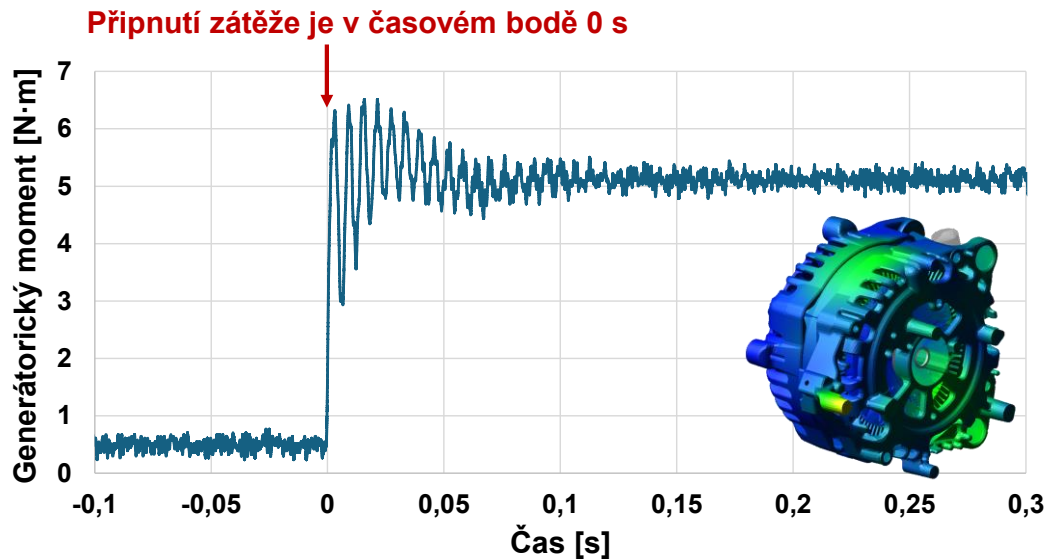
*Obr. 48* Zapojení fází a buzení rotoru na testovacím stavu

Cílem měření bylo také získat reakční dobu momentu při změně zatížení. Proto byl při měření použit spínač, který odpojoval a připojoval zátěž. U elektrického točivého stroje byl změřen multimetrem odpor  $R$  a indukčnost  $L$  statorového vinutí. Z těchto hodnot je možné vypočítat časovou konstantu  $\tau$  [106], která představuje hodnotu, za kterou bude dosaženo 63,2 % požadovaného proudu [107]:

$$\tau = \frac{L}{R}. \quad (20)$$

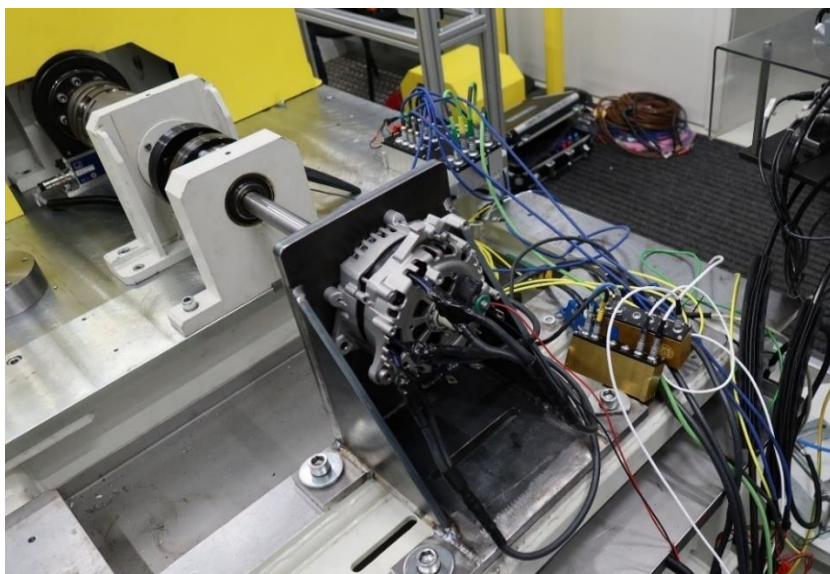
Při budicím proudu 4 A je pro tento elektrický točivý stroj vypočtena hodnota časové konstanty 2,06 ms. Pro získání momentové změny musí být tato proudová časová konstanta vynásobena konstantou elektrického točivého stroje. Právě momentovou konstantu by bylo možné zjistit pomocí měření. Nebylo to však realizováno, jelikož připojování a odpojování zátěže způsobilo výrazné zakmitání, jak je možné vidět na *obr. 49*. Je však možné

si všimnout, že reakce na změnu zatížení je téměř okamžitá. To je velmi důležité pro realizaci vyhlazování točivého momentu. Důležitým parametrem elektrického točivého stroje je pro tuto aplikaci momentový gradient, který je vyjádřen v  $\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{ms}^{-1}$ .



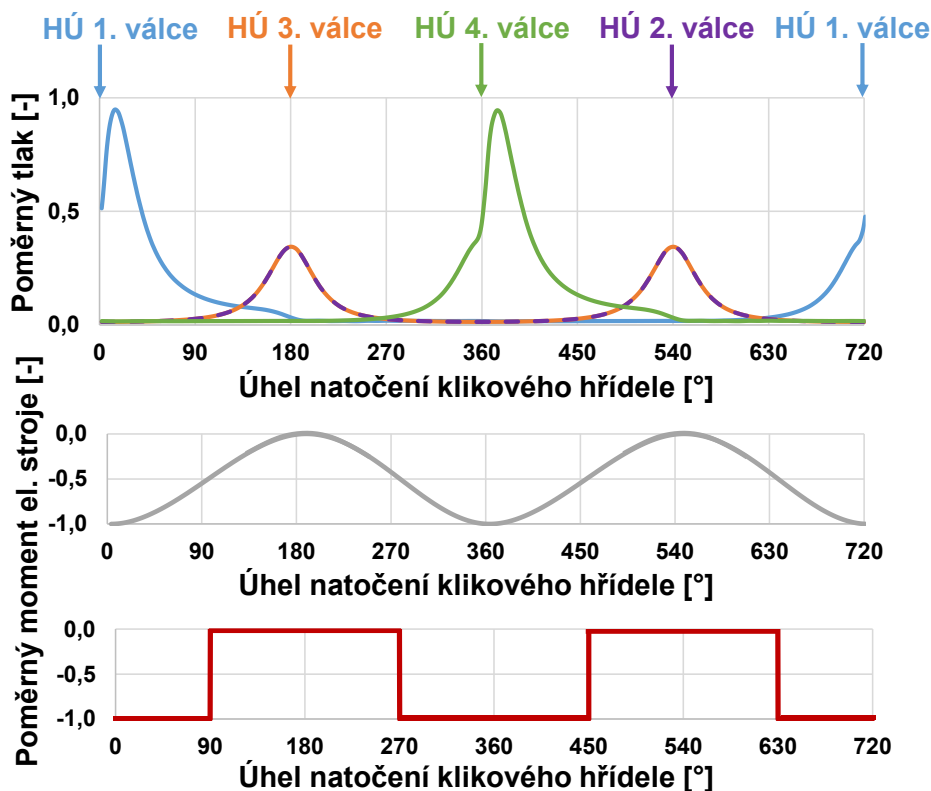
Obr. 49 Změna momentu po připojení zátěže při budícím proudu rotoru 5 A, při otáčkách  $1500 \text{ min}^{-1}$  a proudu zátěže 40 A

Jelikož z důvodu zakmitání nebylo možné získat přesnou hodnotu momentové změny, bylo nutné navrhnout signál, jenž bude použit pro experimentální ověření vyhlazování točivého momentu, a následně ověřit, zda elektrický točivý stroj dokáže na základě tohoto signálu dostatečně rychle měnit točivý moment. Právě k tomu sloužilo druhé měření elektrického točivého stroje, které probíhalo již na zkušebním stavu společnosti Škoda Auto, což je možné vidět na obr. 50. Zkušební stav je u obou měření velmi podobný, rozdíl je pouze v zapojení zátěže. Řízení elektrického točivého stroje bylo vytvořeno ve spolupráci s oddělením, jež se zabývá vývojem elektrických komponent.



Obr. 50 Technický experiment na zkušebním stavu Škoda Auto

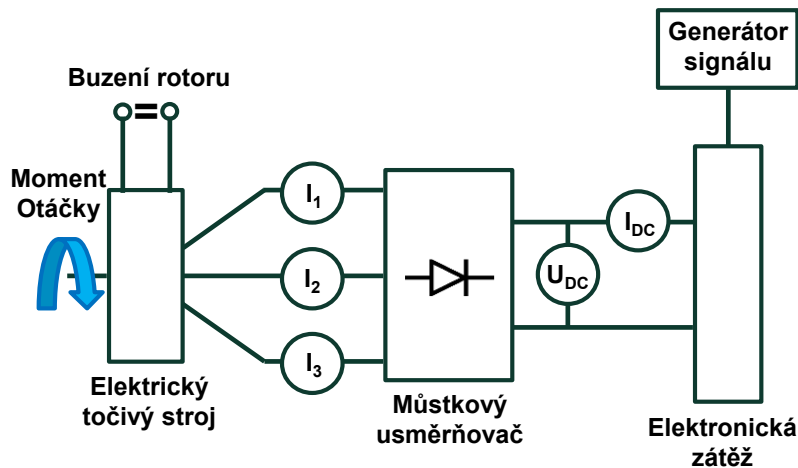
Při návrhu signálu pro řízení odběru momentu je uvažován režim selektivního vypínání válců, kde jsou dva prostřední válce vypnuty. Pro co největší jednoduchost je zvolen takový průběh, který odebírá moment při zážehu v aktivním válci. Naopak pokud je zážeh v neaktivním válci vynechán, tak je elektrický točivý stroj odpojen od zátěže a pouze se protáčí. Jsou uvažovány dva typy signálu – obdélníkový a sinus. Tento tvar charakterizuje pouze signál pro řízení zátěže, a tedy samotný průběh momentu není ideální sinus ani obdélník vlivem dalších elektronických součástek. Průběh ideálního odebíraného momentu a tlaku v jednotlivých válcích spalovacího motoru v závislosti na natočení klikového hřídele při  $1000 \text{ min}^{-1}$  je zobrazen na *obr. 51*.



*Obr. 51* Tlak ve spalovacím prostoru a ideální odebíraný moment

Na základě tohoto měření je možné konstatovat, že externí řízení elektrického točivého stroje funguje a že elektrický točivý stroj reaguje na změnu dostatečně rychle. Z důvodu nízké vzorkovací frekvence měření momentu odebíraného elektrickým točivým strojem na zkušební stav však není možné určit přesné zpoždění mezi signálem ovládajícím zátěž a změnou točivého momentu elektrického točivého stroje. Otáčky elektrického točivého stroje jsou téměř 2,5krát větší než otáčky spalovacího motoru. Je tedy třeba navrhnout takové řízení elektrického točivého stroje, jež bude schopné velmi rychle reagovat.

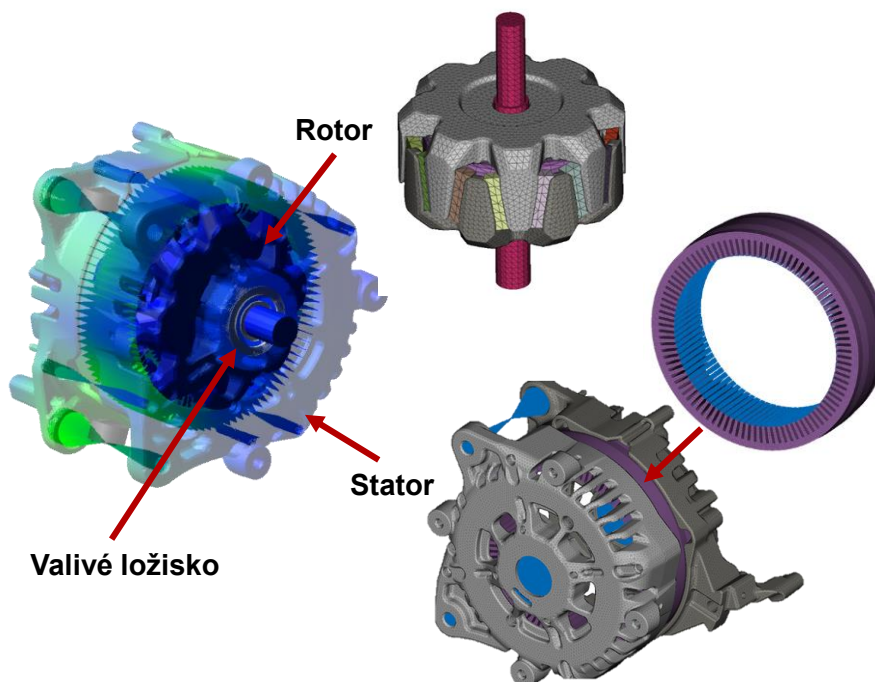
U tohoto řízení jsou opět tři fáze elektrického točivého stroje připojeny na můstkový usměrňovač. Za usměrňovačem je připojena elektronická stejnosměrná zátěž Kikusui PLZ1004W s boosterem PLZ2004WB, který navyšuje její výkon o 2000 W. Pro generování ovládacího signálu pro řízení zátěže je použit funkční generátor Keysight EDU33212A. Všechny elektrické veličiny jsou měřeny pomocí EtherCAT a CAN modulů od firmy CSM. Rotor je buzen konstantním proudem 10 A za pomoci napájecího zdroje Keysight E36234A. Zjednodušené schéma zapojení je zobrazeno na *obr. 52*.



Obr. 52 Schéma zapojení řízení elektrického točivého stroje

#### 4.2.3 MODEL ELEKTRICKÉHO TOČIVÉHO STROJE V PROSTŘEDÍ MULTI-BODY

Model v prostředí Virtual Dynamics sestává z rotoru, statoru, který je modálně redukován spolu se skříní, a ze dvou valivých ložisek. Na obr. 53 je možné vidět model pro simulace dynamiky a jednotlivé diskretizované díly. Pro každý zub statoru je vytvořen vlastní uzel rozhraní. Další uzly rozhraní jsou vytvořeny pro aplikování momentu na rotor, uložení rotoru ve skříní a pro spojení elektrického točivého stroje s blokem motoru. Vstupem do této simulace je soubor vlastností, kde je pro několik zátěžných stavů a při různých otáčkách zadán točivý moment a síly působící na zuby statoru. Pokud není konkrétní provozní bod specifikován v souboru vlastností, software interpoluje ze zadaných hodnot.



Obr. 53 Výpočtový model elektrického točivého stroje a diskretizované díly

### 4.3 VÝPOČTOVÝ MODEL MILD-HYBRIDNÍ POHONNÉ JEDNOTKY S VYPÍNÁNÍM VÁLCŮ

V laboratořích Škoda Auto bylo provedeno další měření, které zahrnovalo také zjednodušené selektivní vypínání válců, řemenový převod a řízení elektrického točivého stroje. I když toto měření může sloužit k potvrzení přínosu vyhlazování točivého momentu, tak rozhodně nevystihuje jeho širší možnosti. Pro tyto účely byl vytvořen druhý simulační model, který místo elektrického točivého stroje uvažuje pouze momentový vstup elektrického točivého stroje vhodného pro tuto aplikaci. Na tomto modelu je pak testována řada sekvencí vypínání válců a možnosti jeho vyhlazování.

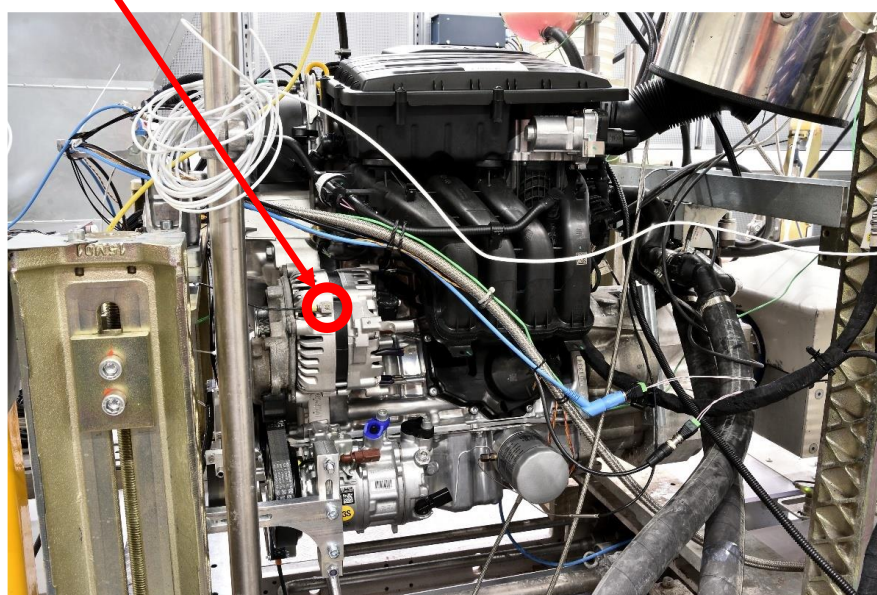
#### 4.3.1 TECHNICKÝ EXPERIMENT

Tento technický experiment je rozdělen do několika částí. Jeho cílem je získat data pro naladění výpočtového modelu mild-hybridní pohonné jednotky a ověřit, zda je možné elektrický točivý stroj v této topologii použít pro vyhlazování točivého momentu. Při měření bylo nutné udělat řadu kompromisů jak z hlediska implementace vypínání válců, tak při řízení elektrického točivého stroje.

#### MOTOR BEZ VYPÍNÁNÍ VÁLCŮ A POHONU PŘÍSLUŠENSTVÍ

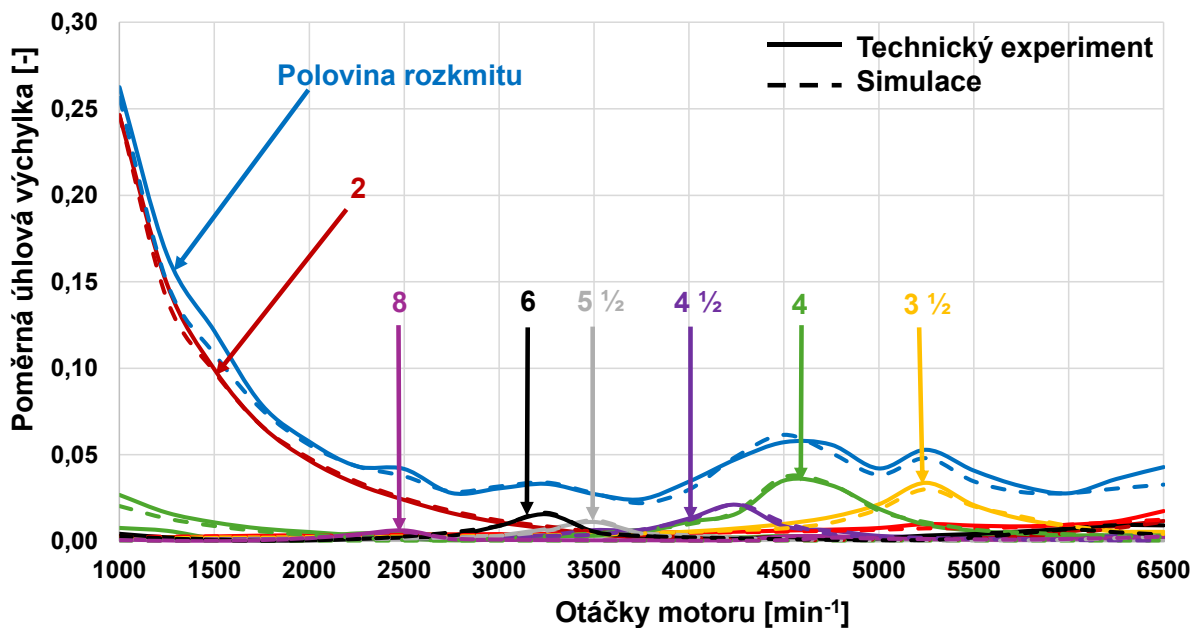
Nejprve jsou opět provedeny funkční zkoušky na motoru bez vypínání válců a bez pohonu příslušenství. U všech částí zkoušek je snímána řada parametrů. Kromě indikace a úhlové rychlosti řemenice a setrvačniku jsou na motor také umístěny akcelerometry pro vyhodnocení vibrací ve třech osách. Motor na motorové zkušebně je zobrazen na *obr. 54*. Následně jsou data statisticky zpracována stejně jako při předešlém měření.

#### Umístění akcelerometru na skříni elektrického stroje



*Obr. 54* Funkční zkoušky pohonné jednotky

Při tomto měření je použit pryžový tlumič torzních kmitů, který je běžně používán v mild-hybridních pohonech koncernu Volkswagen. Nejprve je model s tímto tlumičem laděn dle výsledků měření. Měření bez pohonu příslušenství jsou prováděna pro otáčky motoru od  $1000 \text{ min}^{-1}$  do  $6500 \text{ min}^{-1}$  s krokem  $250 \text{ min}^{-1}$ . Dále jsou také měřena částečná zatížení a rozběh motoru ve zmiňovaném otáčkovém rozsahu za 110 s. Porovnání harmonické analýzy úhlové výchylky řemenice získané z měření a ze simulace je možné vidět na *obr. 55*. V této harmonické analýze jsou nastaveny stejné poměrně jednotky jako u všech výsledků harmonických analýz v této kapitole, aby byla zaručena porovnatelnost. Validace je provedena nejen v plném, ale i v částečném zatížení.

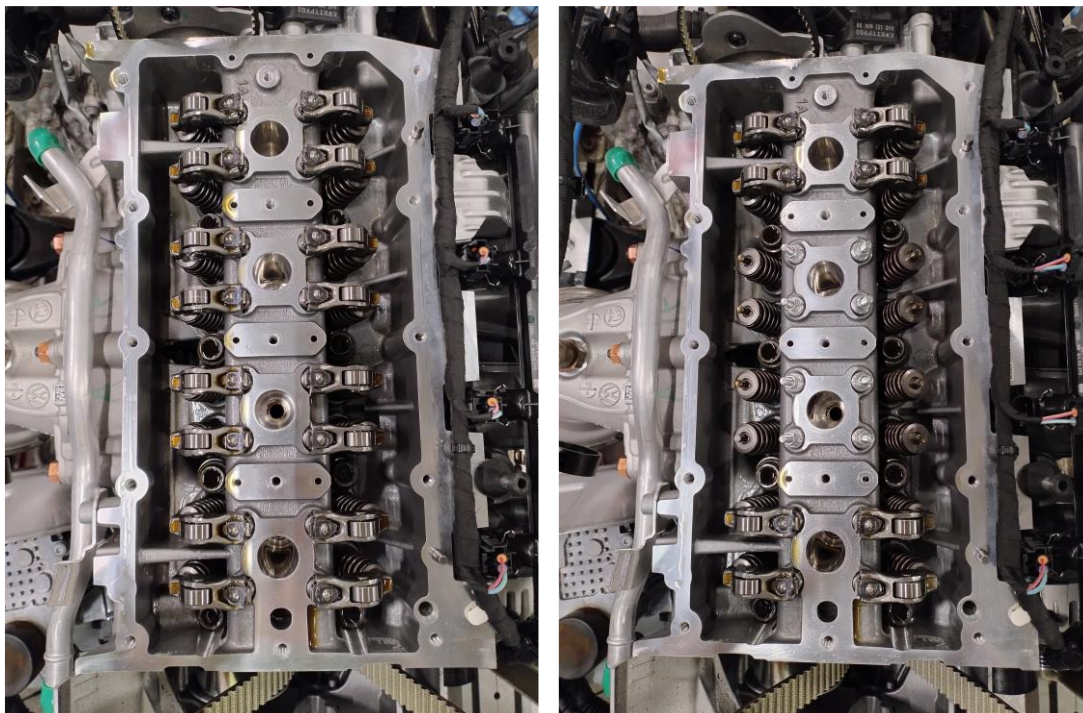


*Obr. 55* Harmonická analýza úhlové výchylky řemenice v modelu bez pohonu příslušenství v režimu všech válců

## VYPÍNÁNÍ VÁLCŮ

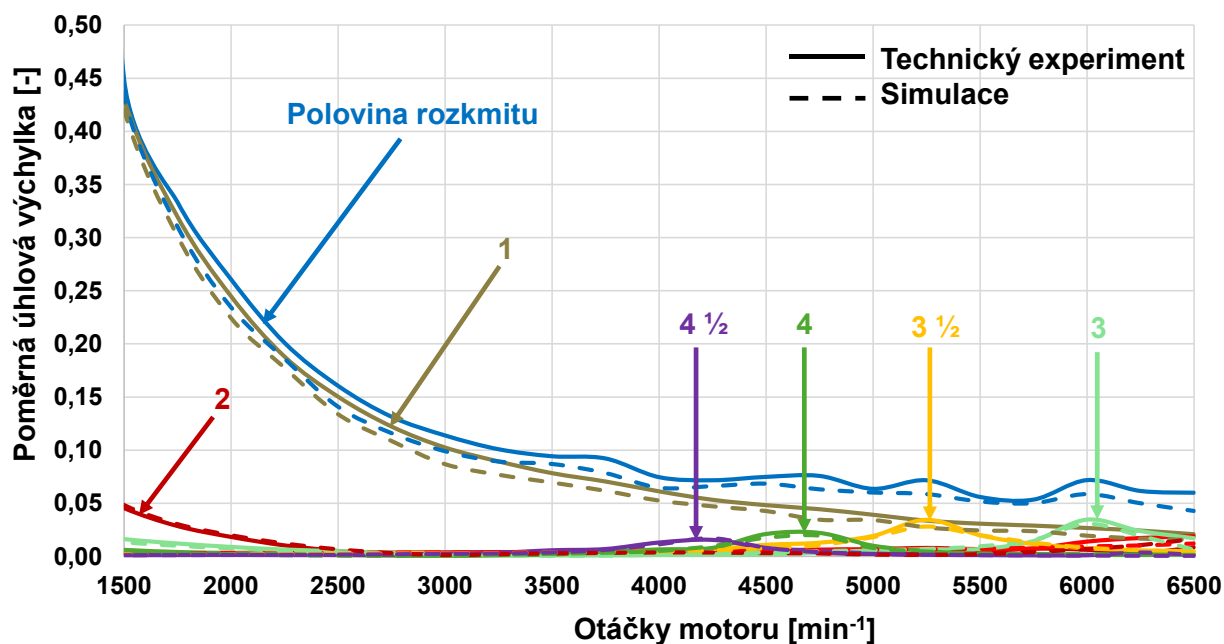
Při vývoji motoru 1,5 MPI se nevažovalo využití vypínání válců a upravené víko motoru s nastavovači používané v koncernu Volkswagen u jiných motorů není s tímto motorem kompatibilní. Nutnou úpravu hlavy motoru pro technický experiment je možné vidět na *obr. 56*. Vypínání válců je provedeno pomocí odebrání vahadel. Vahadla jsou odebrána u dvou prostředních válců a hydraulické podpěry jsou nahrazeny záslepkami. Jedná se tedy v principu o selektivní vypínání vnitřních válců. Dle pořadí válců tedy dochází k zážehu jednou za otáčku klikového hřídele.

Vypínání válců výrazně zvyšuje torzní vibrace. Výpočtový model byl laděn tak, aby odpovídal také režim vypínání válců. Porovnání harmonických analýz úhlové výchylky řemenice je možné vidět na *obr. 57*. Pro zprovoznění motoru v režimu dvou válců bylo nutné přenastavit řídicí jednotku.



Obr. 56 Úprava hlavy pro experimentální ověření modelu s vypínáním válců

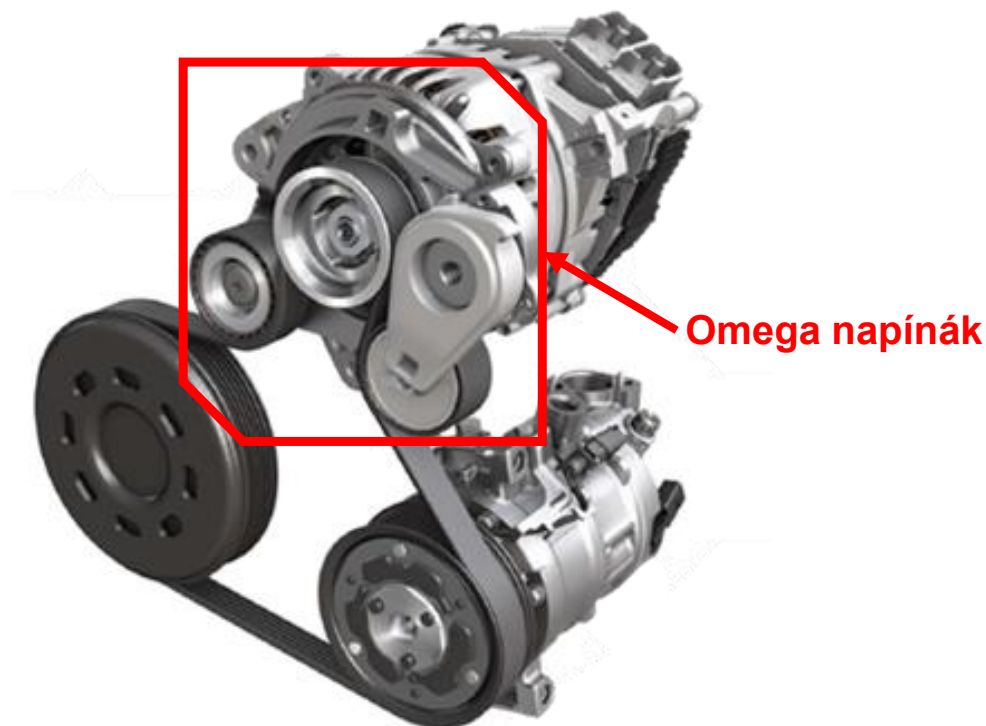
Jelikož se jedná o nestandardní režim s výrazně vyšší nerovnoměrností chodu, tak do měření zasahoval řídicí systém dynamometru nežádoucími časově proměnnými změnami zátěže v daném otáčkovém bodě, což v nejnižších otáčkách způsobilo výrazný nárůst řádu 0,5 současně s polovinou rozkmitu úhlové výchylky řemenice. Porovnání je tudíž provedeno pro otáčky motoru od  $1500 \text{ min}^{-1}$ .



Obr. 57 Harmonická analýza úhlové výchylky řemenice v modelu bez pohonu příslušenství v režimu vypínání válců

## ŘEMENOVÝ PŘEVOD A ŘÍZENÍ ELEKTRICKÉHO TOČIVÉHO STROJE

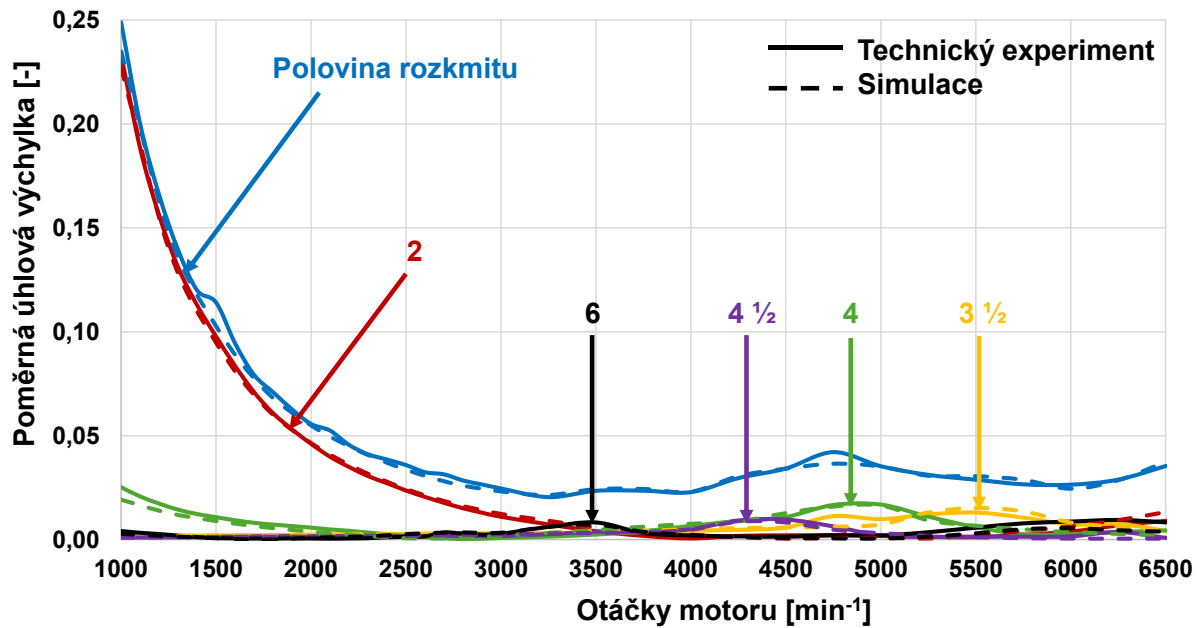
V další fázi měření je přes řemenici připojen řemenem také elektrický točivý stroj a kompresor klimatizace. Spojka pohonu kompresoru klimatizace je rozpojena a jeho řemenice se pouze protáčí z důvodu snížení počtu neznámých pro ladění výpočtového modelu. Napnutí řemene je zajištěno tzv. omega napínákem. Tento díl má tvar podkovy a se skříní elektrického točivého stroje je spojen třecí vazbou. Dále sestává ze dvou napínacích kladek, jedna je spojena přímo s tělesem napínáku a druhá je na rameni napínáku. Celý mechanismus včetně omega napínáku je zobrazen na *obr. 58*. Na zkušebním stavu jsou na motor přidány zmiňované díly a měření je provedeno ve stejném otáčkovém rozsahu jako pro motor bez pohonu příslušenství. Zvolený otáčkový krok je  $100 \text{ min}^{-1}$  v rozmezí od  $1000 \text{ min}^{-1}$  do  $3000 \text{ min}^{-1}$  a  $250 \text{ min}^{-1}$  pro vyšší otáčky.



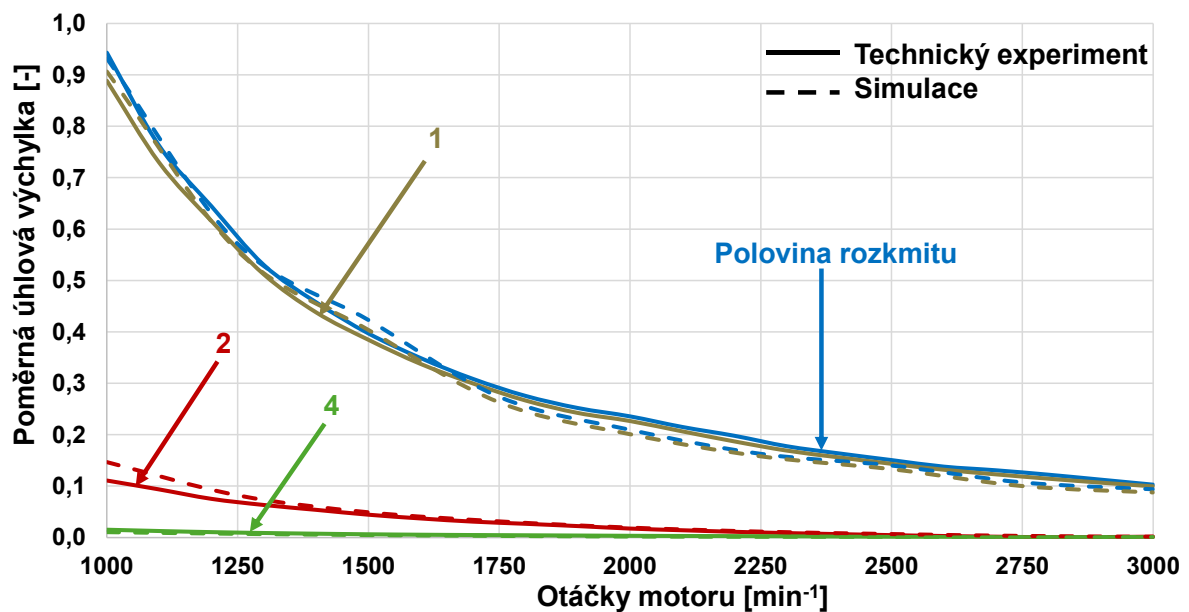
*Obr. 58* Pohon příslušenství na předním konci klikového hřídele [92]

Díky této části měření je možné naladit výpočtový model řemene. Kontrola tohoto naladění je provedena opět na základě harmonické analýzy úhlové výchylky řemenice. Výsledky tohoto porovnání je možné vidět na *obr. 59*. Úhlová výchylka řemenice s řemenem je zejména ve vyšších otáčkách nižší. Měření s řemenem bylo také snímáno kamerou, aby bylo možné vyhodnotit pohyby omega napínáku. Ve výpočtovém modelu je řemen vytvořen z jednotlivých prvků o délce 1 mm, aby byla zaručena co největší přesnost simulace.

Režim vypínání válců s řemenovým převodem byl měřen pouze v otáčkovém rozsahu  $1000 \text{ min}^{-1}$  až  $3000 \text{ min}^{-1}$ . Vypínání válců obecně vykazuje lepší výsledky v nižších otáčkách a z dřívějších simulací a získaných parametrů elektrického točivého stroje se již před započítáním měření předpokládalo, že vyhlazování točivého momentu má největší význam v omezeném otáčkovém spektru. Vypínání vnitřních válců výrazně zvyšuje amplitudu harmonické složky 1. řádu. Porovnání měření a simulace je možné vidět na *obr. 60*.



Obr. 59 Harmonická analýza úhlové výchylky řemenice v modelu s pohonem příslušenství v režimu všech válců



Obr. 60 Harmonická analýza úhlové výchylky řemenice v modelu s pohonem příslušenství v režimu vypínání válců

Jelikož nebylo možné při předchozím měření stanovit rychlost náběhu točivého momentu, bylo měření provedeno několikrát s různým posuvem řídicího signálu zátěže. Nejprve byl přidán další snímač polohy klikového hřídele, který detekoval pozici, kdy je klikový hřídel natočen o  $270^\circ$  od horní úvratí prvního válce. Právě v tento okamžik by mělo v ideálním případě dojít k odběru momentu ve formě sinusového či obdélníkového signálu. Tato varianta byla měřena pro obdélníkový i sinusový signál. Obdélníkový signál byl následně posunut o  $90^\circ$  a  $180^\circ$  natočení klikového hřídele, sinusový signál byl posunut o  $180^\circ$  natočení klikového hřídele v každém měřeném otáčkovém bodě.

Výsledky z tohoto měření jsou statisticky zpracovány stejně jako v předchozích krocích. Následně je z výsledků harmonické analýzy vybrán takový signál, u nějž je dosaženo největšího snížení torzních vibrací, respektive nejmenší amplitudy 1. řádu harmonické složky. Proud a napětí byly zaznamenávány pomocí softwaru ETAS INCA. Na motoru nebylo možné měřit přímo točivý moment odebíraný elektrickým točivým strojem. Jelikož však bylo měřeno napětí a proud za usměrňovačem, tak je možné určit elektrický výkon  $P$ , který se získá jako součin napětí  $U$  a proudu  $I$ :

$$P = U I. \quad (21)$$

Točivý moment je pak možné získat podílem elektrického výkonu a úhlové rychlosti elektrického točivého stroje. Tato hodnota může poskytnout alespoň přibližnou představu o velikosti odebíraného momentu.

#### 4.3.2 MODEL MILD-HYBRIDNÍ POHONNÉ JEDNOTKY V PROSTŘEDÍ MULTI-BODY

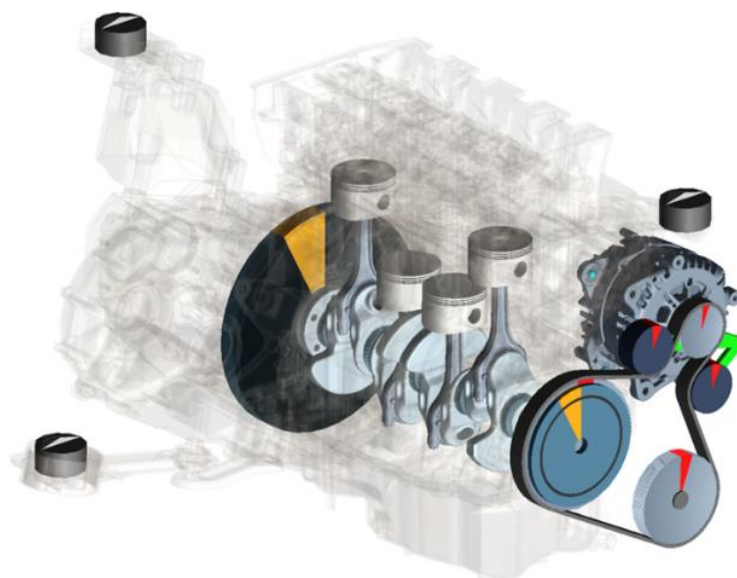
Technický experiment je z hlediska možností vypínání válců a řízení elektrického točivého stroje poněkud omezený. Z tohoto důvodu slouží měření spíše k naladění modelu a k experimentálnímu ověření vyhlazování točivého momentu. Aby bylo možné lépe popsat možnosti vyhlazování točivého momentu, tak je třeba výpočtový model modifikovat. V novém modelu je elektrický točivý stroj nahrazen pouze momentovým vstupem. Tyto dva modely jsou blíže popsány níže.

#### VÝPOČTOVÝ MODEL ODPOVÍDAJÍCÍ MĚŘENÍ

V prostředí Virtual Dynamics je vytvořen model, který je naladěn přímo na měření. Tento model obsahuje kromě spalovacího motoru také řemenem připojený elektrický točivý stroj s pružným rotorem i statorem se skříní. Skříň elektrického točivého stroje je pomocí uzlů rozhraní připojena na blok motoru. V tomto modelu jsou použity reprezentace lůžek pohonné jednotky, jejichž směrové tuhosti odpovídají jmenovitým hodnotám lůžek použitých při měření. Je zde použit tlumič torzních kmitů stejné řady, avšak s jiným indexem vůči prvnímu měření. Výsledky torzního kmitání se tedy mohou lišit od předchozích výsledků. Grafické zobrazení tohoto výpočtového modelu je možné vidět na *obr. 61*.

Při měření s řízením elektrického točivého stroje nastaly komplikace z důvodu odpojování zátěže. Při otáčkách spalovacího motoru vyšších než  $1500 \text{ min}^{-1}$  (tedy přibližně při otáčkách elektrického točivého stroje  $3692 \text{ min}^{-1}$ ) byl překračován maximální výkon elektronické zátěže (i při použití boosteru). Jedná se o ochranné opatření zátěže. Vzhledem k indukčnímu charakteru vinutí elektrického točivého stroje docházelo při odpojování zátěže k výrazným zákmitům proudu. Řízení elektrického točivého stroje při vyšších otáčkách než  $1500 \text{ min}^{-1}$  tedy nefungovalo takový způsobem, jak bylo navrženo, z důvodu omezených technických parametrů laboratorního vybavení.

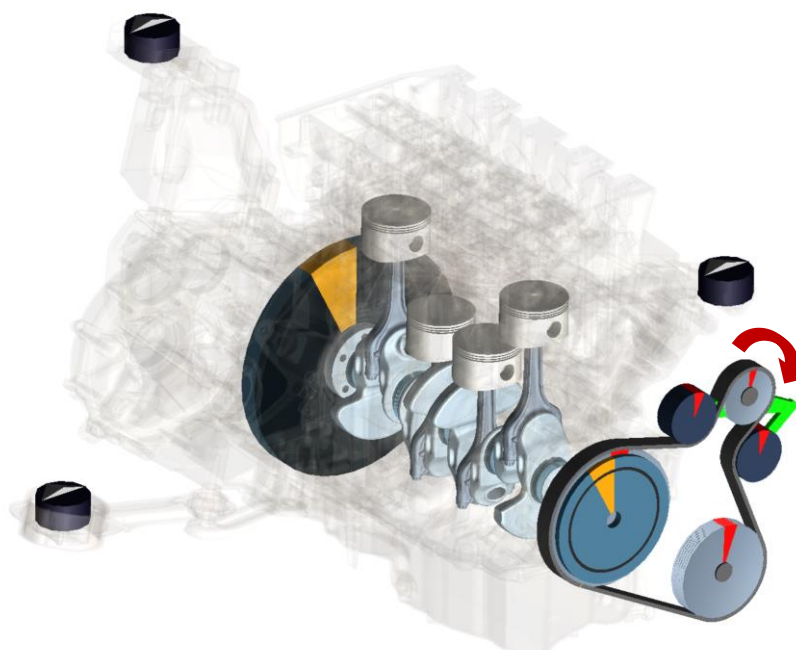
Porovnání z hlediska vyhlazování točivého momentu je tedy provedeno pouze v rozmezí od  $1000 \text{ min}^{-1}$  do  $1500 \text{ min}^{-1}$ . Při vyšších otáčkách se výsledky všech variant téměř neliší. Navzdory zmíněnému omezení se experimentálně podařilo prokázat funkčnost vyhlazování točivého momentu, viz kapitola 5.1.



Obr. 61 Výpočtový model odpovídající měření

#### VÝPOČTOVÝ MODEL S NÁHRADNÍM ELEKTRICKÝM TOČIVÝM STROJEM

Poté, co bylo dokázáno, že je vyhlazování točivého momentu s dostupnou technikou realizovatelné, bylo zapotřebí se zaměřit na různé sekvence vypínání válců a možnosti vyhlazování torzních vibrací pomocí točivého momentu elektrického točivého stroje vhodného pro tuto aplikaci. Ve výpočtovém modelu je elektrický točivý stroj nahrazen pouze hřídelem, na nějž je přiváděn či odebírán točivý moment. Tento model je zobrazen na obr. 62.



Obr. 62 Výpočtový model s náhradním elektrickým točivým strojem (červenou šipkou je označena aplikace momentu)

Data potřebná k vytvoření modelu elektrického točivého stroje jsou pouze velmi těžko dostupná. Při návrhu momentového vstupu byla uvažována podmínka momentového gradientu maximálně  $1 \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{ms}^{-1}$ . Tato hodnota byla diskutována jak s odborníky ze Škoda Auto, tak z Ústavu výkonové elektrotechniky a elektroniky Fakulty elektrotechniky a komunikačních technologií VUT v Brně.

Hodnota momentového gradientu závisí na momentu setrvačnosti. Při hledání ideálního elektrického točivého stroje pro tuto aplikaci je stěžejní poměr výkonu vůči hmotnosti, což je parametr, který se běžně u dostupných elektrických točivých strojů pohybuje okolo hodnoty  $1 \text{ kW}\cdot\text{kg}^{-1}$ . U automobilových elektrických točivých strojů většinou není prioritou nízký moment setrvačnosti, a tedy je při konstrukčních návrzích velký prostor pro zlepšení v této oblasti. Nižší poměr výkonu ku hmotnosti mívají letecké elektrické točivé stroje, a s dnešní technikou je možné dosáhnout až více než  $16 \text{ kW}\cdot\text{kg}^{-1}$  [108].

Velmi významnou roli ve stanovení možností elektrického točivého stroje hrají i další komponenty, zejména měnič. Odpor a indukčnost vinutí jsou limitující parametry rychlosti změny proudové, potažmo momentové. Právě odpor a indukčnost vinutí je nutné překonat napětím. Pro rychlejší změnu je třeba pracovat s vyšším napětím. Problém však může nastat ve vysokých otáčkách. Čím jsou otáčky vyšší, tím je menší rozdíl mezi napětím měniče a indukovaným napětím. Při konstrukci elektrického točivého stroje a elektroniky vhodné pro účely této dizertační práce je tedy nutné počítat s dostatečnou rezervou napětí, a to i ve vyšších otáčkách.

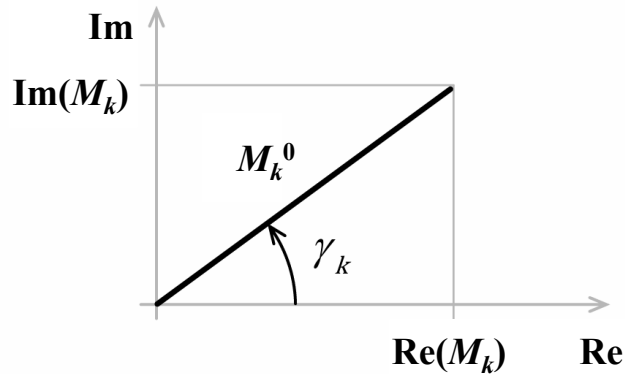
Při návrhu parametrů by bylo vhodné uvažovat motor s menším počtem závitů a větší tloušťkou drátu, jelikož by indukované napětí bylo menší a zvýšila by se přetížitelnost. V automobilních aplikacích není potřeba tak dynamické chování jako je vyžadováno pro účely této dizertační práce. Dalším předpokladem této aplikace je intenzivní chlazení. V některých aplikacích koncernu Volkswagen je již elektrický točivý stroj použitý při měření v rámci této dizertační práce opatřen vodním chlazením.

Průběh momentu pro snížení torzních vibrací je navržen tak, aby jeho střední hodnota byla nulová, tedy aby nedocházelo ke změně celkového točivého momentu v rámci délky sekvence vypínání válců. Elektrický točivý stroj přechází několikrát z motorového do generátorového režimu. Zpoždění způsobené přechodem z jednoho režimu do druhého je zanedbatelné.

Jakmile jsou definovány možnosti elektrického točivého stroje, je nutné stanovit moment elektrického točivého stroje, který by sloužil k vyhlazování točivého momentu spalovacího motoru, a tím přispěl ke snížení torzních vibrací. Hlavní výhodou tohoto přístupu je, že řídicí jednotka nemusí průběh momentu počítat a vyhodnocovat v reálném čase. U předem definované sekvence vypínání válců je možné očekávat zvýšení amplitudy konkrétních harmonických složek. Torzní vibrace je tedy možné predikovat a účinně začít potlačovat ještě dříve, než samotný cyklus spalovacího motoru započne, aby bylo eliminováno zpoždění. Řízení vyhlazování točivého momentu tedy funguje jako knihovna předem určených reakcí na vybrané sekvence vypínání válců.

Algoritmus vyhlazování točivého momentu spočívá v harmonické analýze průběhu točivého momentu, jenž je vyhodnocen mezi přírubou na klikovém hřídeli a setrvačnickem. Harmonická analýza je způsob, jak popsat libovolný periodický průběh pomocí součtu sinusových a kosinusových průběhů (harmonických složek), jejichž kmitočty jsou násobkem základního kmitočtu signálu. Řád harmonické složky se určuje na základě toho, kolik period má

jednotlivá harmonická složka za jednu otáčku klikového hřídele. Rozklad na jednotlivé harmonické složky lze vyjádřit také v komplexním oboru. Reálná část reprezentuje kosinusové průběhy a imaginární část sinusové průběhy [109]. Komplexní číslo nese informaci o amplitudě a fázovém úhlu harmonické složky, jenž je na *obr. 63* označen jako  $\gamma_k$ . Amplituda je zde označena jako  $M_k^0$ , jelikož se je jedná o průběh točivého momentu.



*Obr. 63* Amplituda a fázový posun harmonické složky řádu  $k$

Elektrický točivý stroj je v těchto simulacích vypnut a pouze se protáčí. Harmonická analýza je primárně provedena pro nejnižší otáčkový bod, jelikož potenciál vyhlazování točivého momentu i míra torzních vibrací je nejvyšší v nízkých otáčkách. Pro větší přesnost jsou vstupem do algoritmu výsledky z multi-body simulace, avšak charakter momentu při dané sekvenci vypínání válců by bylo možné získat i analyticky. Analytický výpočet točivého momentu však na rozdíl od multi-body simulace uvažuje konstantní úhlovou rychlost klikového hřídele. K největším odchylkám od konstantní úhlové rychlosti dochází právě při nízkých otáčkách, tedy v oblasti, která je klíčová pro stanovení kompenzačního momentu. Harmonická analýza je tedy provedena pro moment získaný ze simulací na základě následujících vztahů [109]:

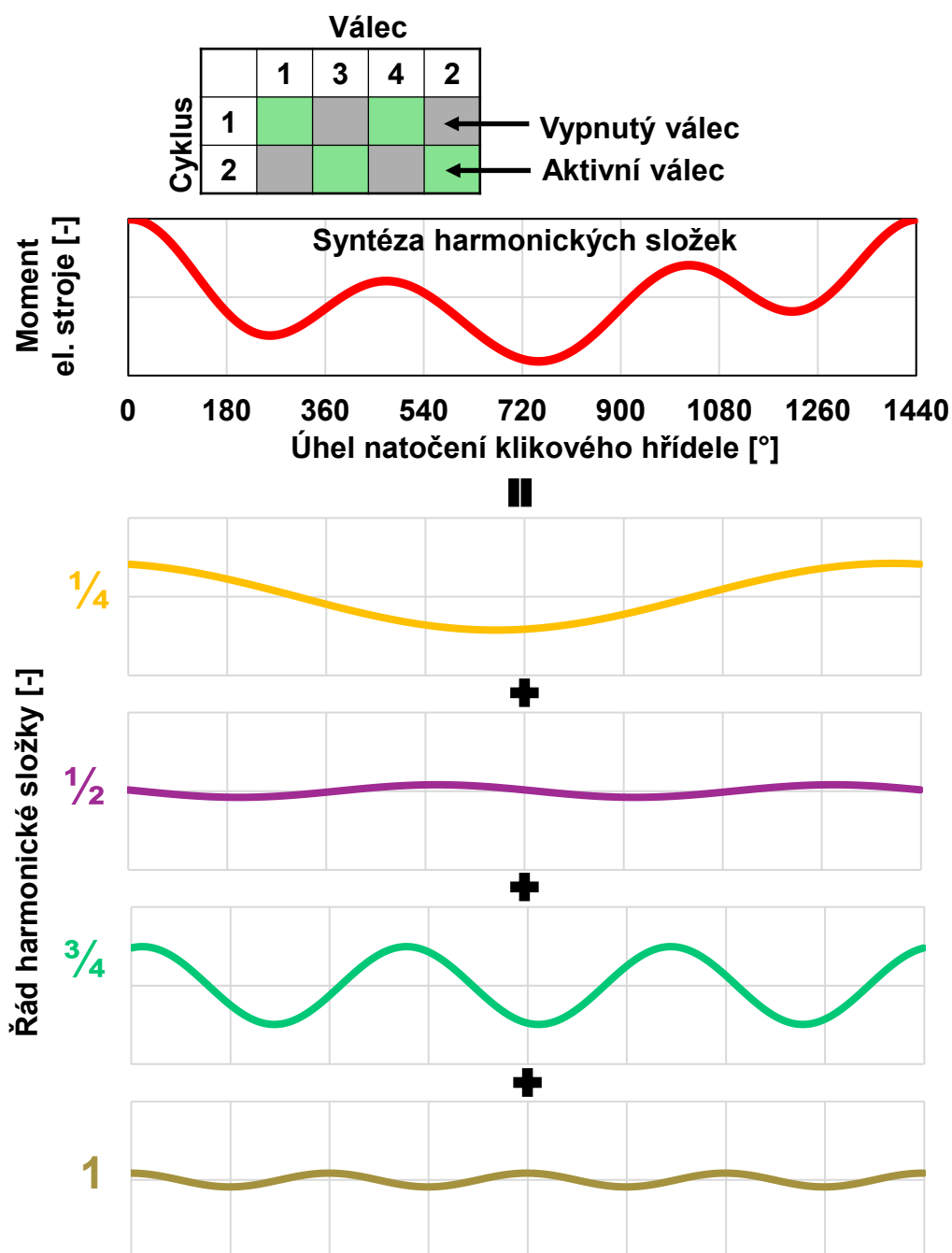
$$M_k = \frac{2}{n} \sum_{l=0}^{n-1} M_l e^{j\left(2\pi k \frac{l}{n}\right)}, \quad (22)$$

$$M_k^0 = \sqrt{[\operatorname{Re}(M_k)]^2 + [\operatorname{Im}(M_k)]^2}, \quad (23)$$

kde  $n$  je počet diskretních vzorků,  $M_l$  je hodnota momentu  $l$ -tého vzorku a  $M_k$  je komplexní reprezentace harmonické složky  $k$ . U spalovacího motoru v režimu všech válců proběhne celý čtyřdobý cyklus u všech válců za dvě otáčky klikového hřídele. Tudíž řád harmonické složky stanovený dle (22) je třeba vydělit dvěma, neboť harmonické složky se vztahují k nejdůležitější veličině motoru, a to je jeho frekvence otáček. U různých variant sekvence vypínání válců se však opakuje celá sekvence za více než dvě otáčky klikového hřídele. Je tedy třeba počítat s vyšším počtem otáček a zároveň s nižšími řády harmonických složek.

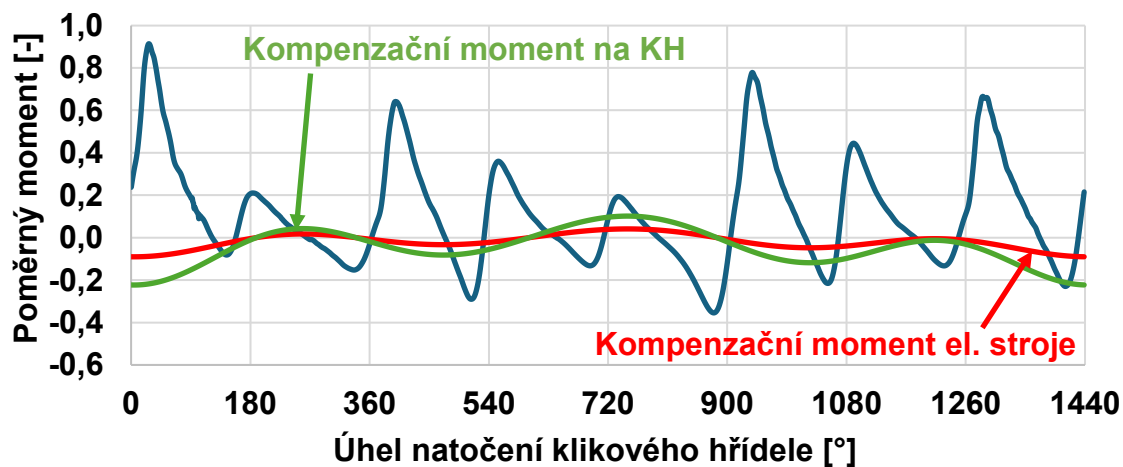
Po provedení harmonické analýzy jsou vybrány ty řády, které budou kompenzovány. Jedná se o nízké řády. Zprv proto, že právě nízké řády dosahují ve zkoumaném otáčkovém rozsahu vyšších amplitud, a zároveň vyžadují menší rychlost reakce točivého momentu elektrického točivého stroje. Vybrané harmonické složky následně tvoří opačnou hodnotu kompenzačního momentu. Tento moment je přepočítán pro každý otáčkový bod tak,

aby splňoval podmínku maximálního gradientu  $1 \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{ms}^{-1}$ , a je následně přiveden na hřídel spojený s řemenicí elektrického točivého stroje ve výpočtovém modelu. Příklad syntézy jednotlivých harmonických složek pro tvorbu kompenzačního momentu je zobrazen na obr. 64. Jedná se o kompenzační moment odpovídající sekvenci vypínání válců s označením C, která je dva cykly dlouhá a jejíž schéma je zobrazeno v tabulce v horní části obrázku. Kompenzační moment je v tomto případě vytvořen ze čtyř zobrazených harmonických složek.



Obr. 64 Harmonické složky pro vytvoření kompenzačního momentu a jejich součet, tedy použitý kompenzační moment (červeně), pro sekvenci C

Původní moment mezi přírubou klikového hřídele a setrvačником je možné vidět na *obr. 65*. Kompenzační moment elektrického točivého stroje je v obrázku zobrazen červeně. Díky převodovému poměru řemenového převodu je však tento moment na klikovém hřídeli až 2,46krát větší. Průběh kompenzačního momentu na klikovém hřídeli při zanedbání prokluzu řemene je zobrazen zeleně.



*Obr. 65* Moment mezi přírubou na klikovém hřídeli a setrvačником (modře) a odpovídající kompenzační moment pro sekvenci C

## 5 VÝSLEDKY DIZERTAČNÍ PRÁCE

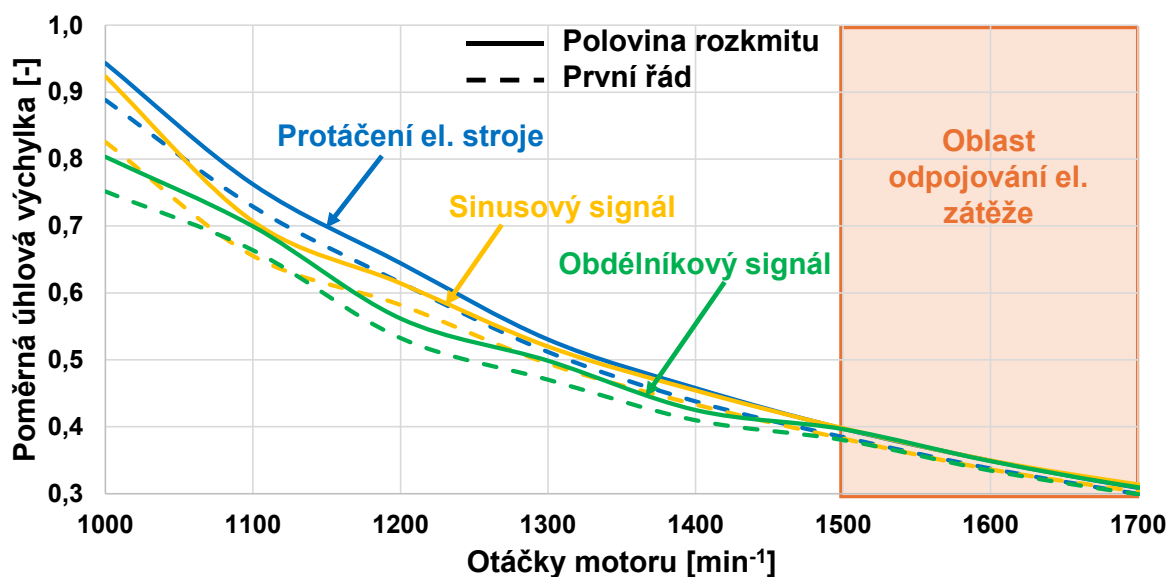
Výsledky získané ze simulací hybridní pohonné jednotky jsou vždy vzorkovány s krokem  $1^\circ$  natočení klikového hřídele, aby bylo možné postihnout i prudké změny v průběhu jednotlivých veličin. Při simulacích je uvažováno nejméně 28 rozběhových cyklů, aby došlo k ustálení všech přechodových jevů a plnému rozvinutí rezonančních amplitud. Jednotlivé výsledky získané pro model s elektrickým točivým strojem z měření i pro model s náhradním elektrickým točivým strojem jsou popsány níže.

### 5.1 VÝPOČTOVÝ MODEL ODPOVÍDAJÍCÍ MĚŘENÍ

Cílem technického experimentu bylo v první řadě ověřit, zda vhodný průběh momentu elektrického točivého stroje může snížit torzní vibrace pohonné jednotky při vypínání válců. Po vyhodnocení výsledků pak tato data byla použita pro ladění výpočtového modelu. Pomocí ověřeného výpočtového modelu tak bylo možné určit, jaký potenciál by mělo vyhlazování točivého momentu v této pohonné jednotce.

#### 5.1.1 VÝSLEDKY TECHNICKÉHO EXPERIMENTU

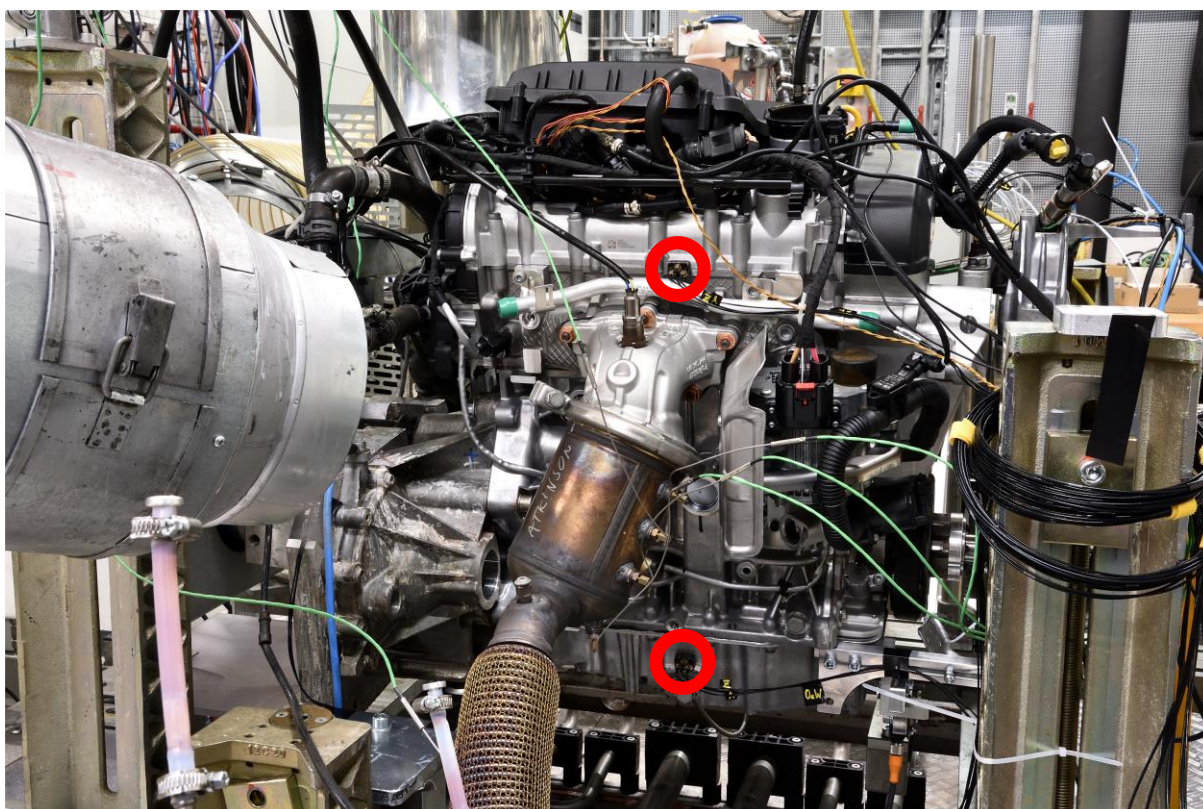
V rámci měření bylo aplikováno vyhlazování točivého momentu pomocí obdélníkového a sinusového průběhu. Na *obr. 66* jsou zobrazeny výsledky harmonické analýzy úhlové výchylky řemenice z měření, jež dopovídají vypnutí dvou vnitřních válců bez vyhlazování točivého momentu a dvou variant vyhlazování točivého momentu. Plnou čarou je vždy zobrazena polovina rozkmitu úhlové výchylky řemenice, čárkovaně je zobrazen průběh prvního řádu harmonické složky. Cílem vyhlazování točivého momentu je v tomto případě snížit právě amplitudu prvního řádu.



Obr. 66 Porovnání úhlové výchylky řemenice při aplikaci vyhlazování točivého momentu a bez něj při technickém experimentu se selektivním vypínáním válců

Pro lepší přehlednost je graf zobrazen pouze do  $1700 \text{ min}^{-1}$ . Je možné si všimnout, že v oblasti do  $1500 \text{ min}^{-1}$  dochází ke snížení 1. řádu harmonické složky, a tedy také poloviny rozkmitu úhlové výchylky řemenice. Polovina rozkmitu úhlové výchylky řemenice se ve vyšších otáčkách pro všechny zmiňované varianty neliší. Na základě těchto výsledků je však možné potvrdit teorii, že vhodný moment elektrického točivého stroje může snižovat torzní vibrace hybridní pohonné jednotky. Obdélníkový průběh vykazuje větší snížení poloviny rozkmitu úhlové výchylky řemenice, jelikož má větší plnost průběhu ovládacího signálu.

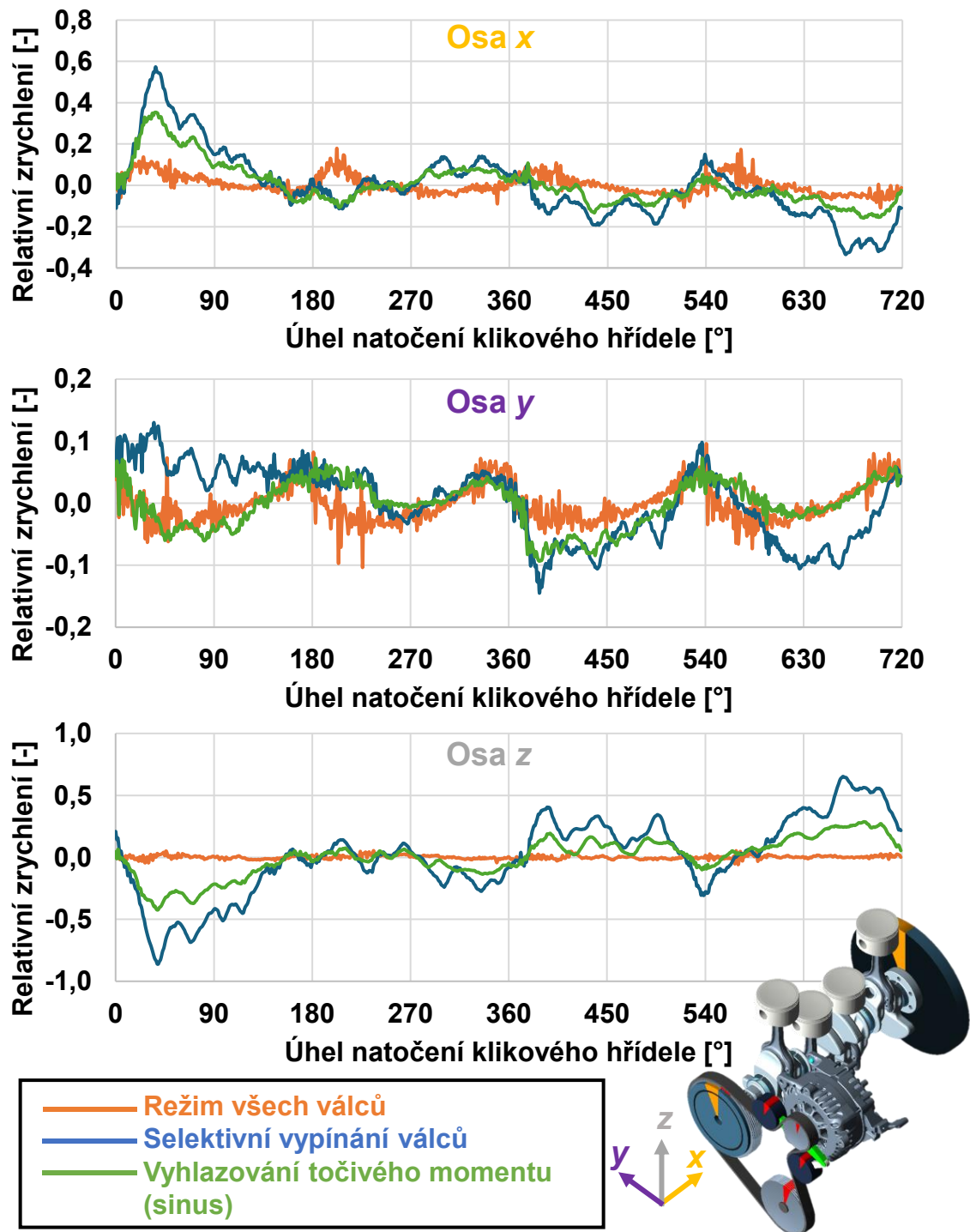
V rámci měření byly zaznamenávány také hodnoty ze tří akcelerometrů umístěných na skříní elektrického točivého stroje, na spodním víku motoru a na víku hlavy válců. Přesné pozice akcelerometrů umístěných na motoru jsou zobrazeny červeně na *obr. 67*.



*Obr. 67* Umístění akcelerometrů při měření na motorové zkušebně

Akcelerometry jsou použity pro určení vlivu vypínání válců a vyhlazování točivého momentu na vibrace ve třech osách. Pro názornost je vybrán jeden otáčkový bod, pro který jsou lineární vibrace v jednotlivých směrech porovnány. Hodnoty získané z akcelerometrů v otáčkách motoru  $1400 \text{ min}^{-1}$  jsou zobrazeny na *obr. 68*, *obr. 69* a *obr. 70*. Osa  $x$  je osou klikového hřídele. Výsledky označené jako režim všech válců odpovídají přibližně 50% zatížení motoru a jsou zobrazeny oranžově.

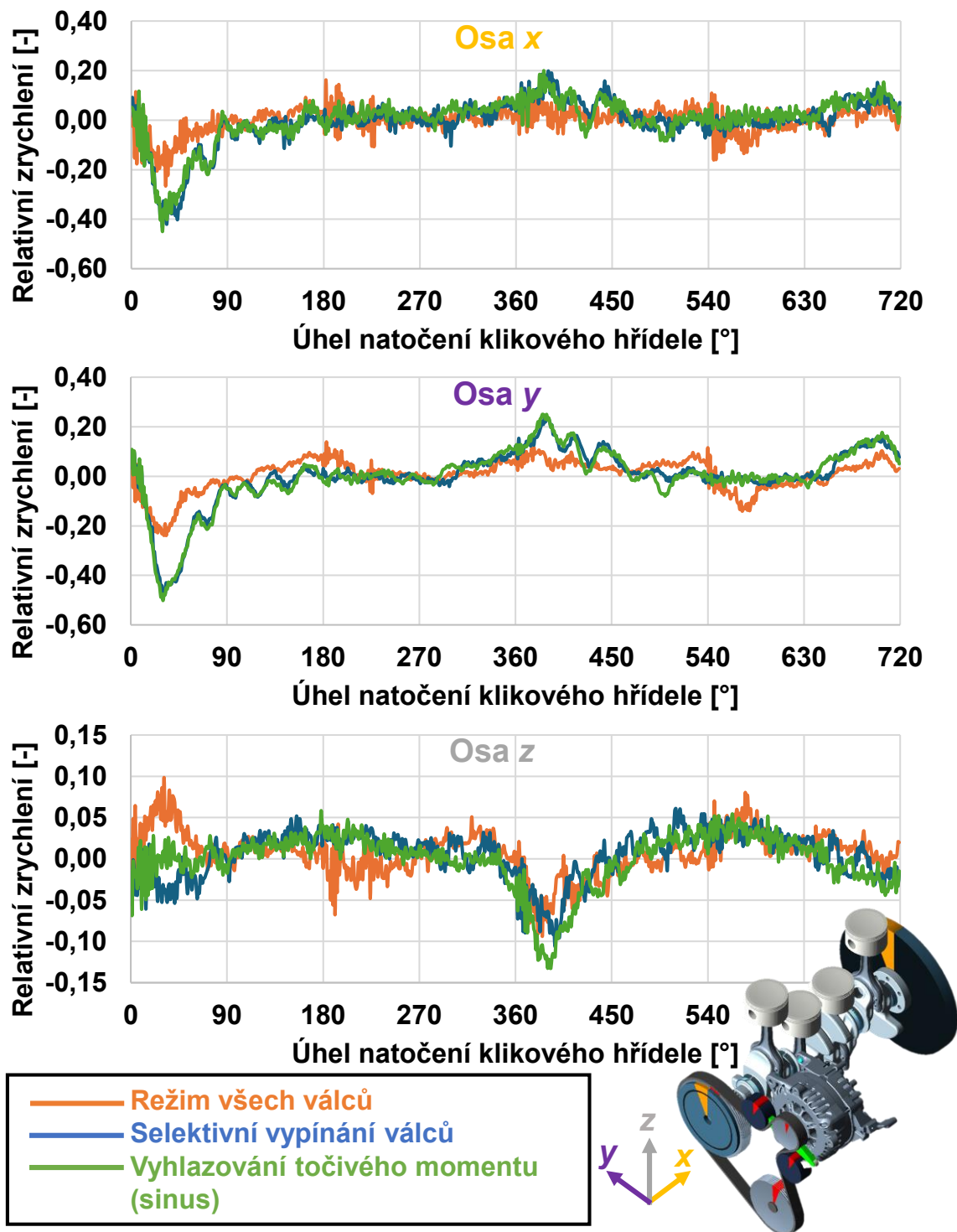
U těchto výsledků je možné si všimnout vyšších vibrací zejména v oblasti zážehů 2. a 3. válce, které jsou u dalších variant vypnuté. Všechny výsledky jsou zobrazeny v rámci jednoho cyklu a tyto výsledky jsou zpracovány pomocí synchronní filtrace. Pro názornost je pod grafy zobrazen model motoru a odpovídající souřadný systém.



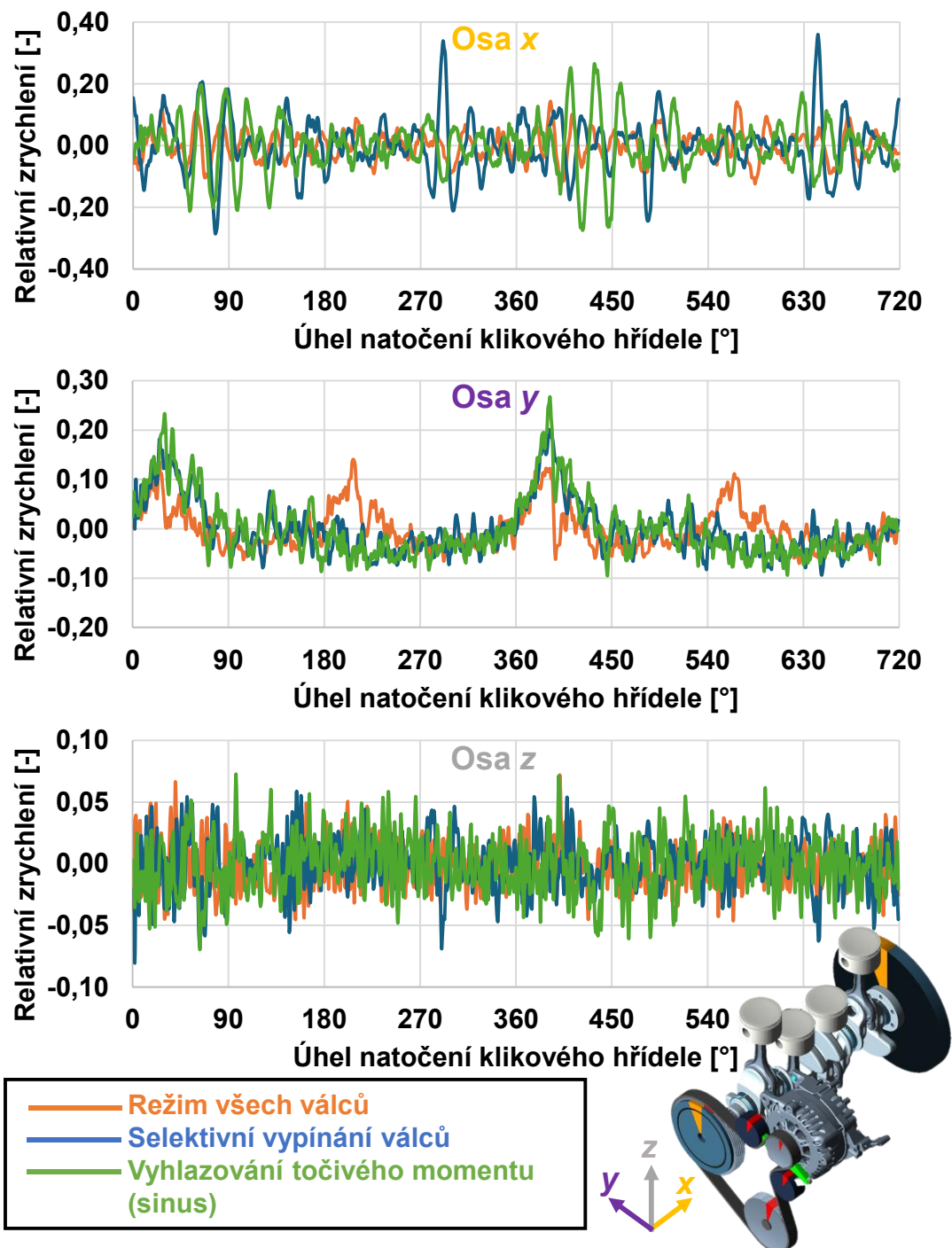
Obr. 68 Experimentálně získané výsledky při otáčkách motoru  $1400 \text{ min}^{-1}$  z akcelerometru umístěném na víku hlavy válců

Dle očekávání vykazuje režim všech válců nejnižší zrychlení na měřených pozicích. Je tedy možné potvrdit, že vypínání válců, jež je zobrazeno modrou čarou, zvyšuje nejen torzní vibrace, ale i vibrace ve třech osách. Významný vliv na přenos vibrací dále do struktury karoserie vozidla mají také vlastnosti lůžek pohonné jednotky. U vozidel se nejčastěji měří vibrace na pojezdu sedadla řidiče a na volantu. Bylo by tedy vhodné zabývat se i možnými úpravami uložení pohonné jednotky, což je však nad rámec této dizertační práce.

Vyhlazování točivého momentu pomocí sinusového signálu pro řízení odebíraného momentu je zobrazeno zeleně a je zde možné vidět snížení vibrací zejména u výsledků z akcelerometru na víku hlavy válců. U zbylých dvou akcelerometrů je přínos z hlediska vibrací napříč otáčkovým spektrem sporný.



Obr. 69 Experimentálně získané výsledky při otáčkách motoru  $1400 \text{ min}^{-1}$  z akcelerometru umístěném na spodním víku motoru

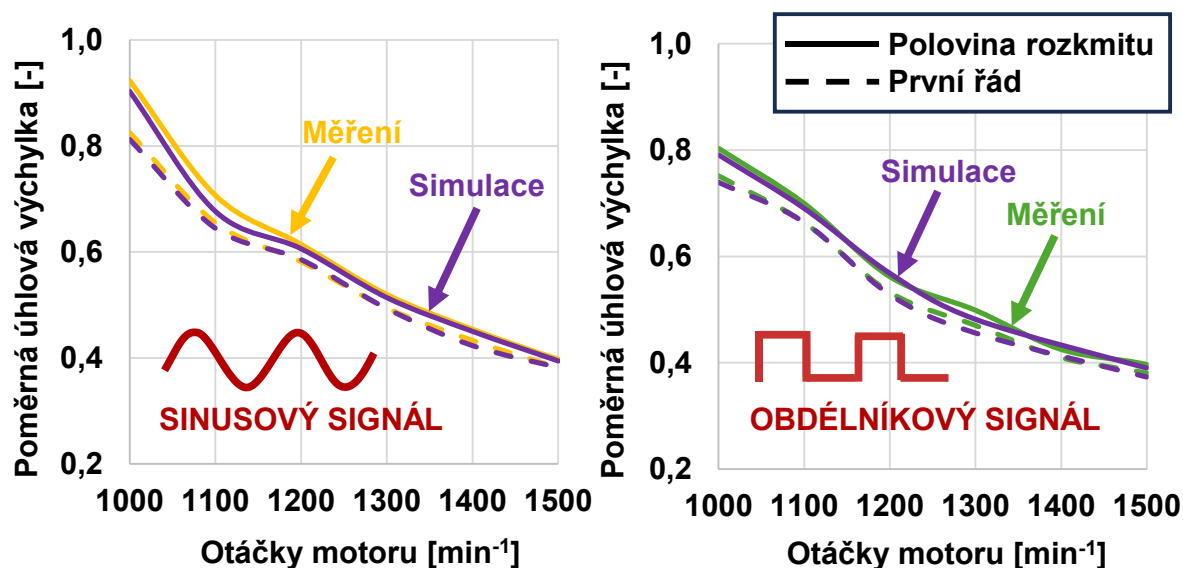


Obr. 70 Experimentálně získané výsledky při otáčkách motoru  $1400 \text{ min}^{-1}$  z akcelerometru umístěném na skříni elektrického točivého stroje

### 5.1.2 VALIDACE MODELU S VYHLAZOVÁNÍM TOČIVÉHO MOMENTU

Dalším krokem je validace modelu s vyhlazováním točivého momentu. Oba přístupy popsané v předchozí kapitole, tedy sinusový a obdélníkový signál, jsou aplikovány při simulacích v prostředí Virtual Dynamics. Výsledky vyhlazování točivého momentu získané z technického experimentu a ze simulace jsou porovnány na obr. 71. Výsledky technického

experimentu zobrazené na následujícím obrázku jsou shodné s *obr. 66*. Kromě poloviny rozkmitu řemenice na předním konci klikového hřídele je zobrazen i průběh prvního řádu harmonické složky, jelikož se jedná o řád, jenž je snižován daným průběhem kompenzačního momentu. V zobrazených výsledcích je možné vidět velkou míru shody mezi naměřenými daty a výpočtovým modelem



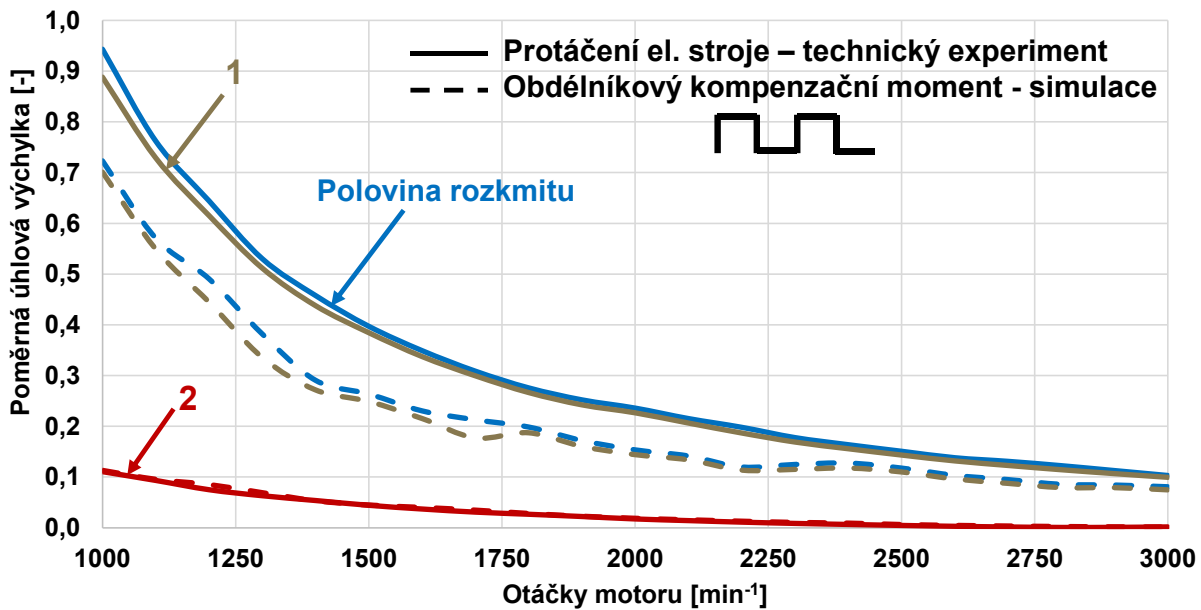
*Obr. 71* Validace výpočtového modelu pro dvě varianty průběhu kompenzačního momentu

### 5.1.3 POTENCIÁL VYHLAZOVÁNÍ TOČIVÉHO MOMENTU U DANÉ POHONNÉ JEDNOTKY

Díky technickému experimentu je možné prokázat vliv vyhlazování točivého momentu na torzní vibrace a zároveň vytvořit ověřený výpočtový model. Samotné měření však mělo řadu úskalí a kompromisů způsobených zejména dostupnou technikou a cenovou náročností experimentu. Použitý elektrický točivý stroj se ukázal jako vhodný pro aplikaci požadovaného momentu. Problémem je pouze jeho řízení. Použití vyhlazování točivého momentu má v této pohonné jednotce velký potenciál.

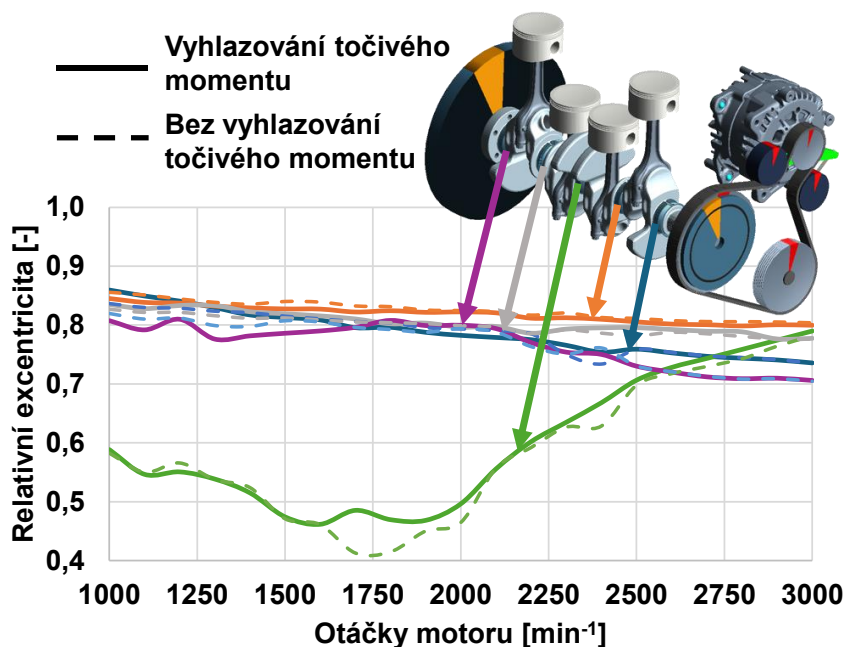
Pro nastínění tohoto potenciálu je třeba uvažovat maximální moment, jenž je schopen tento elektrický točivý stroj odebírat. Dalším krokem je tedy simulace s obdélníkovým průběhem momentu, jehož maximální hodnota odpovídá maximální možné hodnotě momentu elektrického točivého stroje dle dokumentace. Tato maximální hodnota s otáčkami klesá. Obdélníkový průběh je vybrán, jelikož dosahuje dle měření lepších výsledků oproti sinusovému signálu. Na *obr. 72* je možné vidět významné snížení poloviny rozkmitu úhlové výchylky řemenice způsobené snížením 1. řádu harmonické složky. Následující simulace jsou prováděny pro otáčkový rozsah 1000–3000 min<sup>-1</sup> s krokem 100 min<sup>-1</sup>, jelikož právě pro tento rozsah je proveden technický experiment v režimu vypínání válců.

V dalších kapitolách je nastíněn ještě větší potenciál vyhlazování točivého momentu, jelikož při sekvenčním vypínání válců se zvyšují amplitudy nižších harmonických složek než 1. Tyto harmonické složky mají delší periodu, a je tedy jednodušší vytvořit kompenzační moment elektrického točivého stroje, respektive elektrický točivý stroj je schopný díky delší periodě dosáhnout vyšší amplitudy momentu při stejném gradientu.



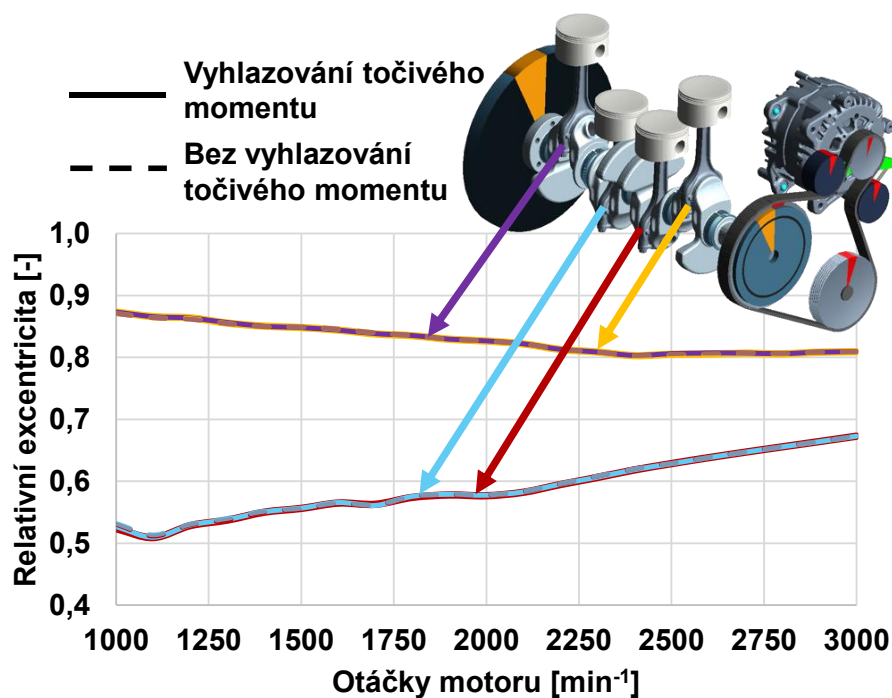
Obr. 72 Potenciál snížení torzních vibrací u mild-hybridní pohonné jednotky

Výsledkem simulací je také zatížení ložisek. Prvním kritériem je relativní excentricita. Vyhlazování točivého momentu má pouze velmi malý vliv na zatížení ložisek. Vlivem vypínání válců se výrazně snižuje relativní excentricita třetího hlavního ložiska, jak je možné vidět na obr. 73. Relativní excentricita je v režimu všech válců zpravidla nejvyšší u 2. a 4. hlavního ložiska. Zde je možné vidět nárůst zatížení u 1. a 5. ložiska, jež dosahují podobné míry excentricity jako dvě zmíněná nejzatěžovanější ložiska.



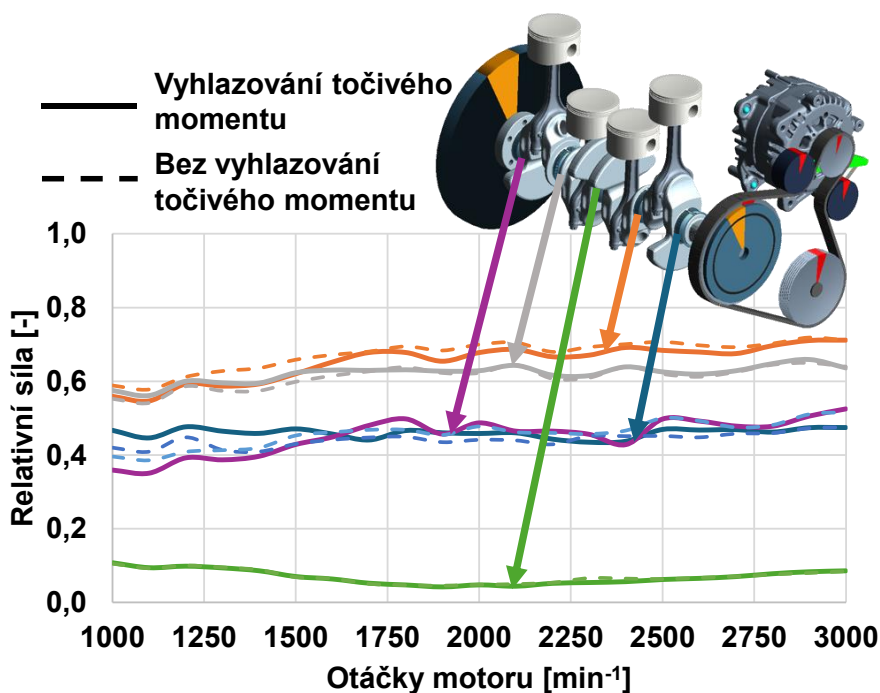
Obr. 73 Relativní excentricita hlavních ložisek

U ojnicích ložisek je tomu velmi podobně relativní excentricita narůstá u aktivních válců, tedy u 1. a 4. válce, a klesá u prostředních vypnutých válců, jak je možné vidět na obr. 74. V této simulaci jsou použity tlaky ve spalovacím prostoru získané z technického experimentu.



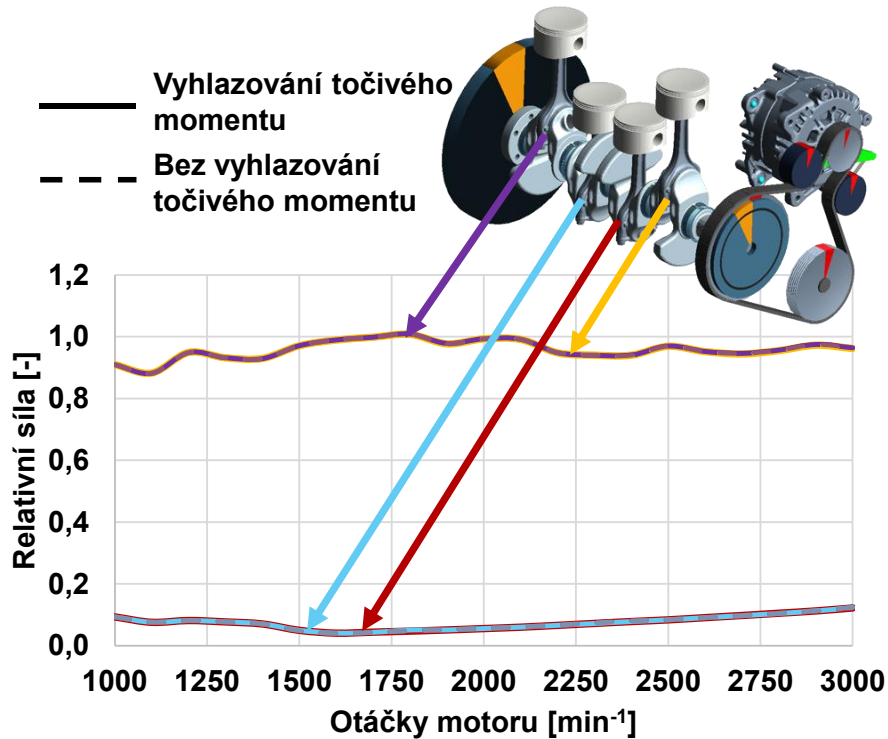
Obr. 74 Relativní excentricita ojničních ložisek

Výsledky odpovídající vypnutým válcům s vyhlazováním momentu i bez něj jsou natolik podobné, že se průběhy v grafech překrývají. Podobně je tomu také u aktivních válců. Z hlediska maximální síly působící na ložisko je nejvíce zatížené druhé a čtvrté ložisko, jak je tomu i v režimu všech válců. Třetí hlavní ložisko je výrazně odlehčené, jak je možné vidět na obr. 75.



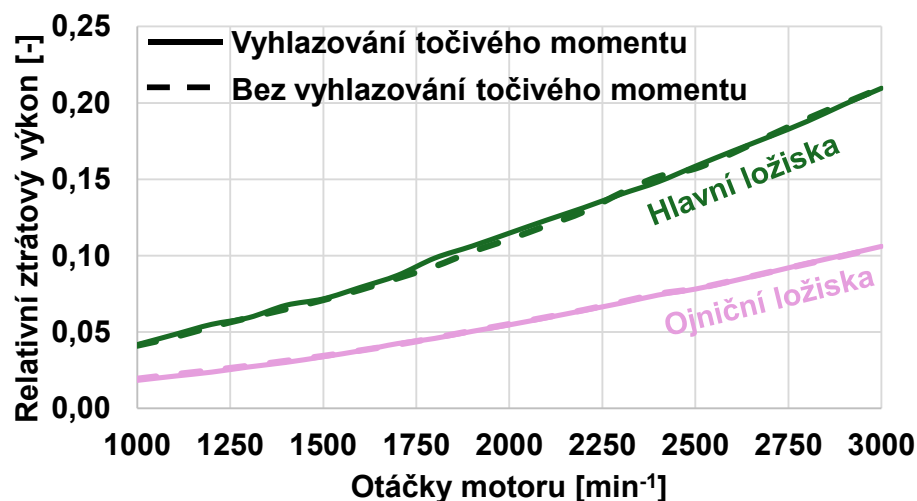
Obr. 75 Maximální síla působící na hlavní ložiska

Vyšších sil je dosaženo u ojničních ložisek, jak je možné vidět na *obr. 76*. Měřítka na svislé ose použitá u grafů vyjadřujících zatížení ložisek jsou porovnatelná s výsledky v následujících kapitolách.



*Obr. 76* Maximální síla působící na ojniční ložiska

Výsledky ztrátového výkonu ložisek jsou zobrazeny na *obr. 77*. Jedná se o součet ztrátového výkonu ze všech pěti hlavních ložisek a ze čtyř ojničních ložisek.

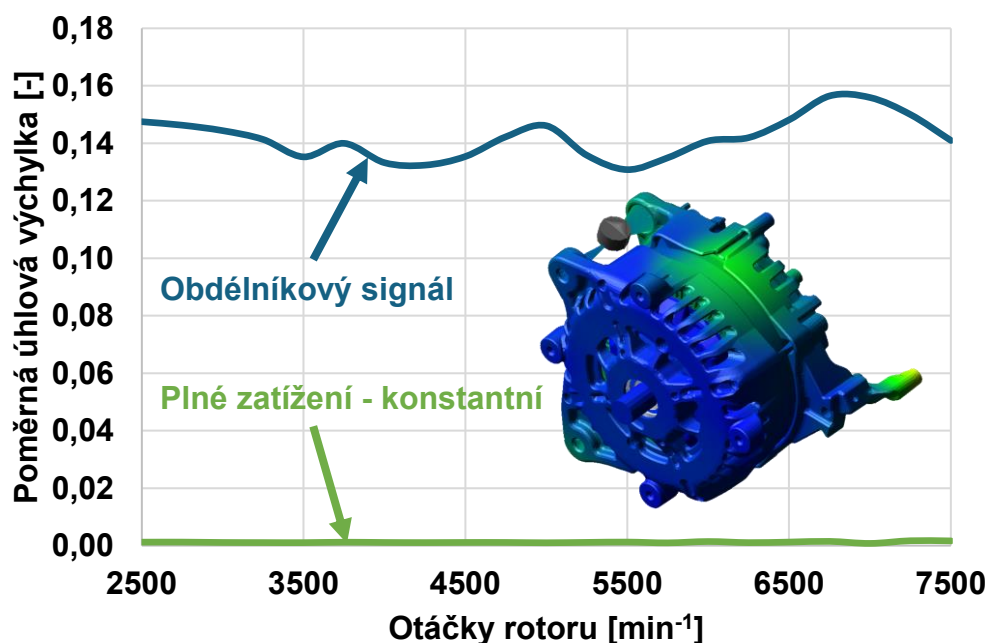


*Obr. 77* Ztrátový výkon hlavních a ojničních ložisek

#### 5.1.4 VIBRACE ELEKTRICKÉHO TOČIVÉHO STROJE

Metodika navržená v této práci umožňuje také ověřit, jestli z hlediska vibrací elektrického točivého stroje existuje takový režim, jenž by nebyl provozně přípustný. Na základě výsledků z akcelerometru na skříni elektrického točivého stroje se neprokázalo, že by vyhlazování točivého momentu mělo výrazný vliv na vibrace ve třech osách. Dle videozáznamů z měření je možné si všimnout, že hlavním zdrojem vibrací skříně motoru je zejména omega napínák, jenž je se skříní spojen třecí vazbou. Pohyby omega napínáku jsou výrazně ovlivněny průběhem točivého momentu. Vzhledem k velmi mírnému zvýšení vibrací na skříni je možné konstatovat, že izolace omega napínáku je provedena pro účely vyhlazování točivého momentu velmi vhodně.

Dále je provedena harmonická analýza úhlové výchylky rotoru v místě připojení řemenice. Aby byly omezeny vlivy spalovacího motoru, tak je elektrický točivý stroj simulován samostatně. Nejprve je provedena simulace při plném zatížení v režimu motoru. Poté je vybrán z hlediska dynamiky nejvíce problematický průběh momentu. Jedná se o obdélníkový průběh použitý v předchozí podkapitole, avšak tentokrát v motorickém režimu. Maximální moment je v obou případech stanoven na 30 N·m. Výsledky poloviny rozkmitu úhlové výchylky řemenice pro dva zkoumané stavy je možné vidět na *obr. 78*.



*Obr. 78* Porovnání poloviny rozkmitu úhlové výchylky řemenice elektrického točivého stroje

Aby bylo možné propojit signál odpovídající otáčkám klikového hřídele a otáčkovou frekvenci elektrického točivého stroje, tak je provedeno zjednodušení, kde převodový poměr mezi řemenicí elektrického točivého stroje a řemenicí klikového hřídele činí zaokrouhlenou hodnotu 2,5. Poté je simulováno a vyhodnocováno pět otáček rotoru, ve kterých by proběhl jeden cyklus spalovacího motoru. Signál pro řízení elektrického točivého stroje tedy odpovídá obdélníkovému signálu z *obr. 51*.

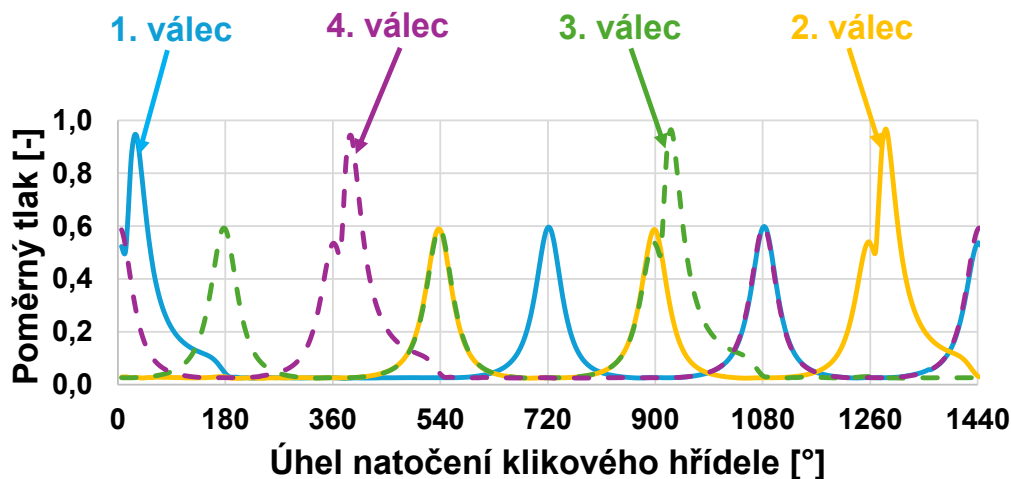
Při plném zatížení je dosaženo pouze velmi malé výchylky. Při přivedení obdélníkového signálu pro řízení požadavku na moment torzní vibrace výrazně vzrostly, a to zejména díky

řádu 0,4. Řády harmonických složek jsou tu vztaženy k otáčkám rotoru, a tedy tento řád vyjadřuje děj opakující se dvakrát za pět otáček rotoru elektrického točivého stroje. Tento řád je dán právě obdélníkovým signálem. Simulace byla provedena pro rozsah otáček elektrického točivého stroje 2500–7500  $\text{min}^{-1}$ , což odpovídá přibližně otáčkám klikového hřídele v rozmezí 1000–3000  $\text{min}^{-1}$ .

Měřítka na svislé ose je nastaveno tak, aby hodnota 1 odpovídala maximální výchylce řemenice spalovacího motoru v režimu všech válců. Je tedy zřejmé, že se v tomto případě nejedná o zanedbatelnou hodnotu torzních vibrací na elektrickém točivém stroji. Pro toto porovnání byl však vybrán extrémní průběh zahrnující velké a téměř okamžité změny momentu. Touto simulací je dokázáno, že torzní vibrace elektrického točivého stroje v režimu vypínání válců narostou, avšak nepřekročí hodnotu, jež by jakkoliv ovlivnila komfort řidiče jedoucího ve vozidle s touto pohonnou jednotkou. Při použití takto prudkých změn v průběhu momentu je možné předpokládat výrazné zvýšení namáhání řemene, které by bylo vhodné experimentálně ověřit dlouhodobými zkouškami opotřebení řemene.

## 5.2 VÝPOČTOVÝ MODEL S NÁHRADNÍM ELEKTRICKÝM TOČIVÝM STROJEM

Pro model s náhradním elektrickým točivým strojem je navržena řada sekvencí vypínání válců. U všech sekvencí je v aktivních válcích uvažován tlak jako při plném zatížení. Tedy při 1D simulacích je uvažována plně otevřená škrticí klapka. Počet aktivních válců tak přímo udává zatížení motoru a bylo by možné v ideálním případě regulaci pomocí škrticí klapky nahradit regulací na základě počtu aktivních válců. Ve vypnutých válcích dochází jen ke kompresi a následné expanzi bez výměny náplně. Průběh tlaku ve spalovacím prostoru pro vybranou sekvenci je zobrazen na *obr. 79*.



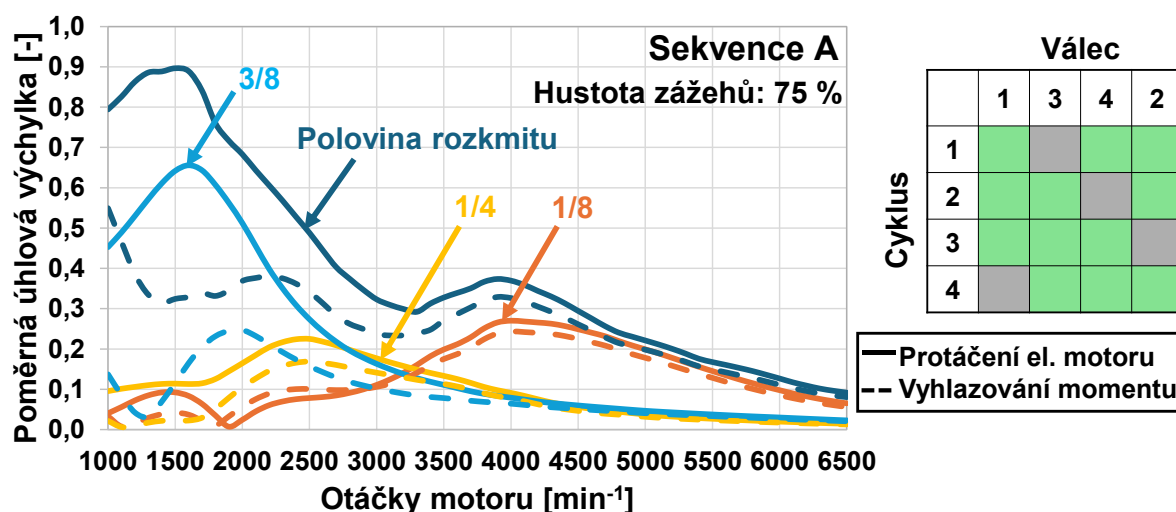
*Obr. 79* Průběh tlaku ve spalovacím prostoru odpovídající sekvenci C při otáčkách motoru 1000  $\text{min}^{-1}$

V rámci této části práce jsou vybrány sekvence s různým počtem cyklů i různým zatížením. Vyskytuje se však také řada sekvencí, které odpovídají stejnému zatížení, aby bylo možné tyto varianty mezi sebou porovnat. Snahou je popsat co největší spektrum sekvencí a porovnat jejich vliv na klikový mechanismus. Jednotlivé sekvence a výsledky použití kompenzačního momentu elektrického točivého stroje jsou porovnány od nejvyššího zatížení k nejnižšímu.

Pro lepší orientaci jsou jednotlivé sekvence popsány pomocí tzv. hustoty zážehů, která je vypočtena jako procentuální podíl počtu zážehů při vypínání válců vůči počtu zážehů v režimu všech válců. Všechny výsledky jsou prezentovány v poměrných jednotkách, ale škála je pro všechny výsledky v rámci této kapitoly stejná. Všechny simulace jsou prováděny s otáčkovým krokem  $100 \text{ min}^{-1}$ .

### 5.2.1 TORZNÍ KMITÁNÍ

U první sekvence vypínání válců, která je označena písmenem A, je hustota zážehů 75 %. Sekvence trvá čtyři cykly, a tedy je nutné vyhodnocovat harmonické složky jako násobky čísla 0,125, neboli  $1/8$ . Plně jsou zobrazeny výsledky odpovídající hybridní pohonné jednotce s vypínáním válců a protáčením elektrického točivého stroje. Čárkovaně jsou zobrazeny výsledky stejného výpočtového modelu, avšak při použití vyhlazování točivého momentu pomocí elektrického točivého stroje. Při vyhlazování jsou zvoleny tři harmonické složky pro snižování nerovnoměrnosti chodu. Jedná se o řády  $1/8$ ,  $1/4$  a  $3/8$ . Schéma této sekvence a výsledky harmonické analýzy jsou zobrazeny na *obr. 80*.

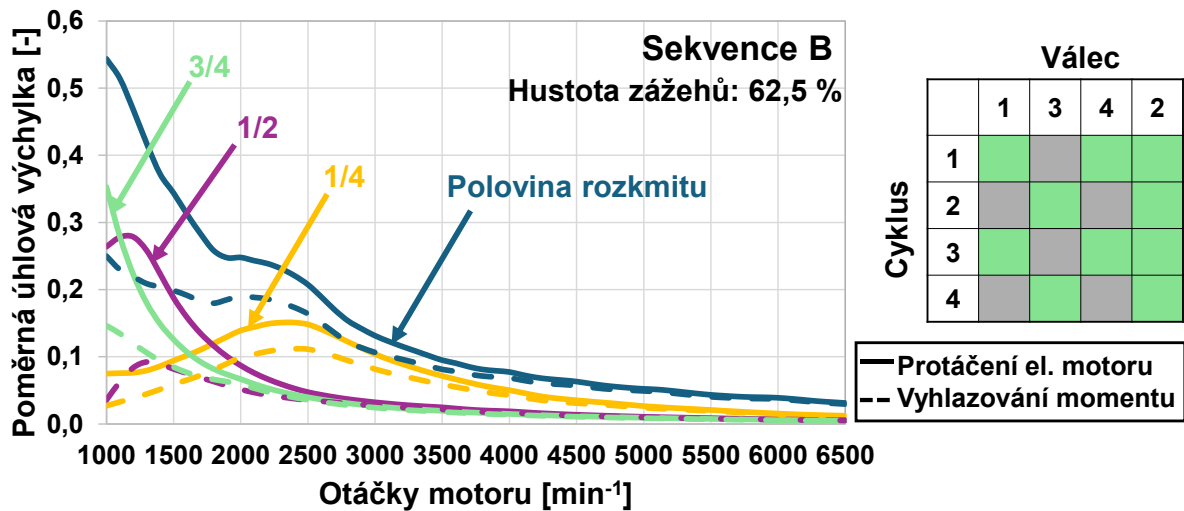


*Obr. 80* Vliv vyhlazování točivého momentu na úhlovou výchylku řemenice u sekvence A

Je možné si všimnout výrazného snížení amplitudy kompenzovaných harmonických složek a s tím související poloviny rozkmitu úhlové výchylky řemenice. Při otáčkách  $1400 \text{ min}^{-1}$  je dosaženo maximálního snížení poloviny rozkmitu úhlové výchylky řemenice až o 64,8 %. Jelikož je kompenzační moment navrhován primárně pro  $1000 \text{ min}^{-1}$ , tak je možné předpokládat, že v některých otáčkových bodech může amplitudu určité harmonické složky zvýšit. V tomto případě se jedná o řád  $1/8$  v rozmezí otáček od  $1800 \text{ min}^{-1}$  do  $2800 \text{ min}^{-1}$ . Jeho zvýšení je však vyváжено snížením amplitud dalších harmonických složek.

Další sekvence vypínání válců je označena písmenem B a odpovídá hustotě zážehů 62,5 %. Zatímco druhý válec zůstává stále zapnutý, ostatní válce střídají aktivní a deaktivovaný cyklus. Délka sekvence je stejná jako u sekvence A, a tedy jsou vyhodnocovány harmonické složky s krokem  $1/8$ . Kompenzační moment zahrnuje harmonické složky od  $1/8$  do  $3/4$ . Výsledky této kompenzace a nejvýznamnější rozdíly amplitud harmonických složek jsou

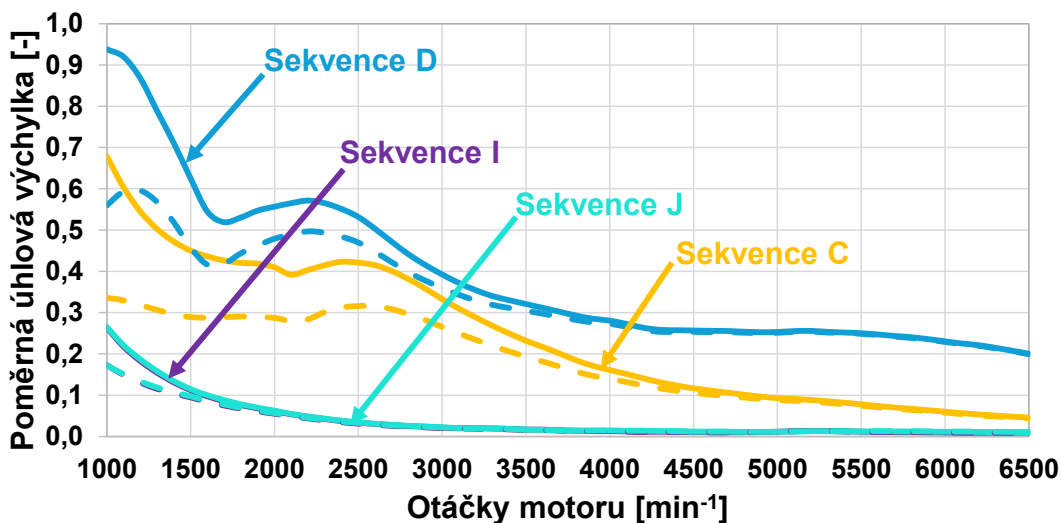
zobrazeny na *obr. 81*. K největšímu snížení poloviny rozkmitu úhlové výchylky řemenice o 54 % došlo při nejnižších otáčkách.



*Obr. 81* Vliv vyhlazování točivého momentu na úhlovou výchylku řemenice u sekvence B

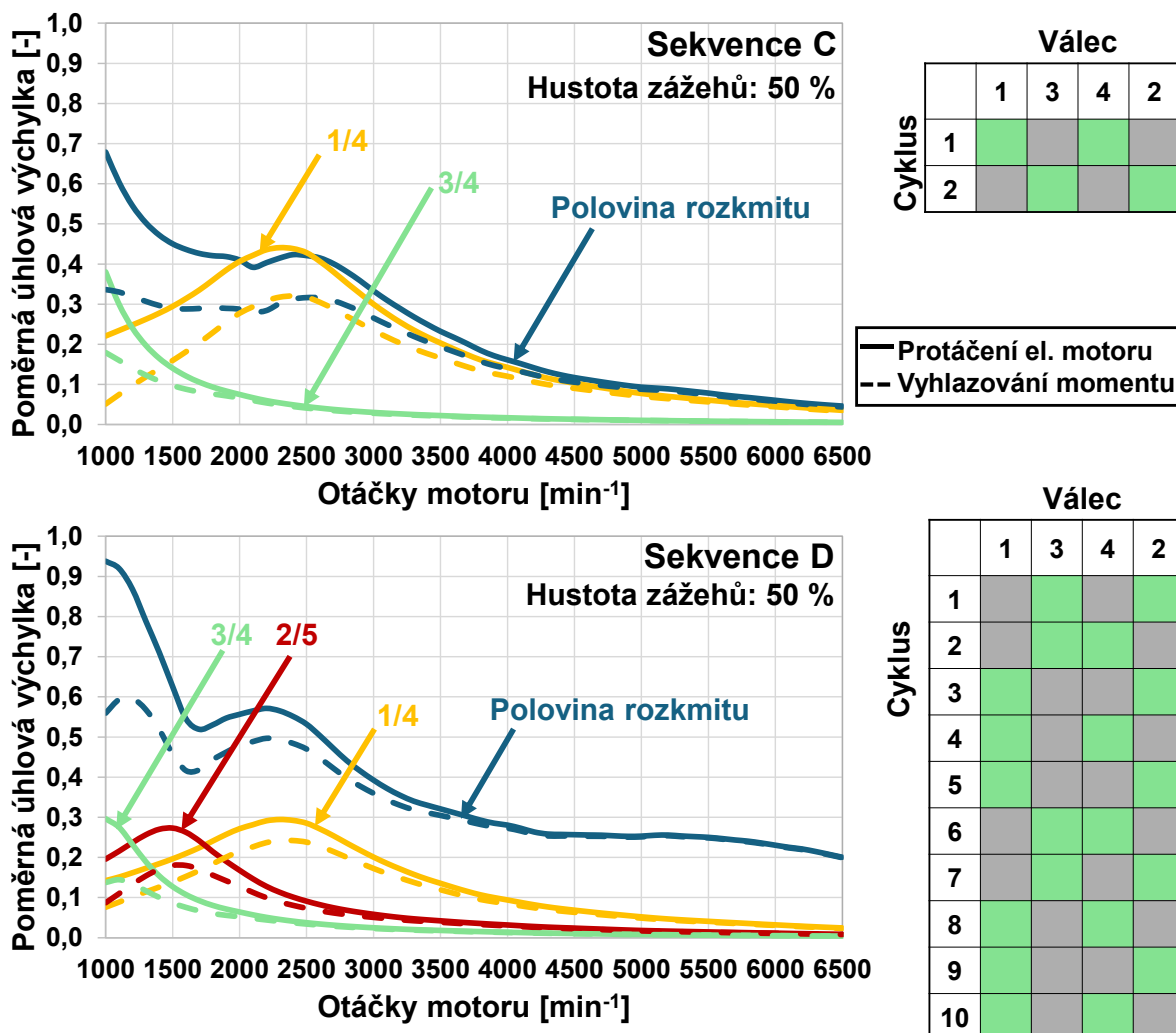
Pro 50% zatížení jsou vytvořeny dvě sekvence, C a D, a dvě varianty selektivního vypínání válců, I a J. U selektivního vypínání válců jsou vypnuty vždy dva válce ze čtyř. Varianta I ponechává vnější válce vypnuté, varianta J vypíná vnitřní válce. U sekvence C jsou v kompenzačním momentu zahrnuty harmonické složky od 1/4 do 1. U sekvence D se jednalo o řády 1/20 až 3/4.

Porovnání poloviny rozkmitu úhlové výchylky řemenice zkoumaných variant polovičního zatížení je možné vidět na *obr. 82*. Výsledky obou variant selektivního vypínání válců se téměř překrývají. Sekvence D dosahuje nejvyšší hodnoty poloviny úhlové výchylky řemenice ze všech zkoumaných variant A až N. Naopak selektivní vypínání válců označené jako sekvence I vykazuje nejnižší hodnoty této veličiny. Důvodem je zejména pravidelnost rozestupů mezi jednotlivými zážehy.



*Obr. 82* Porovnání sekvencí vypínání válců se stejnou hustotou zážehů

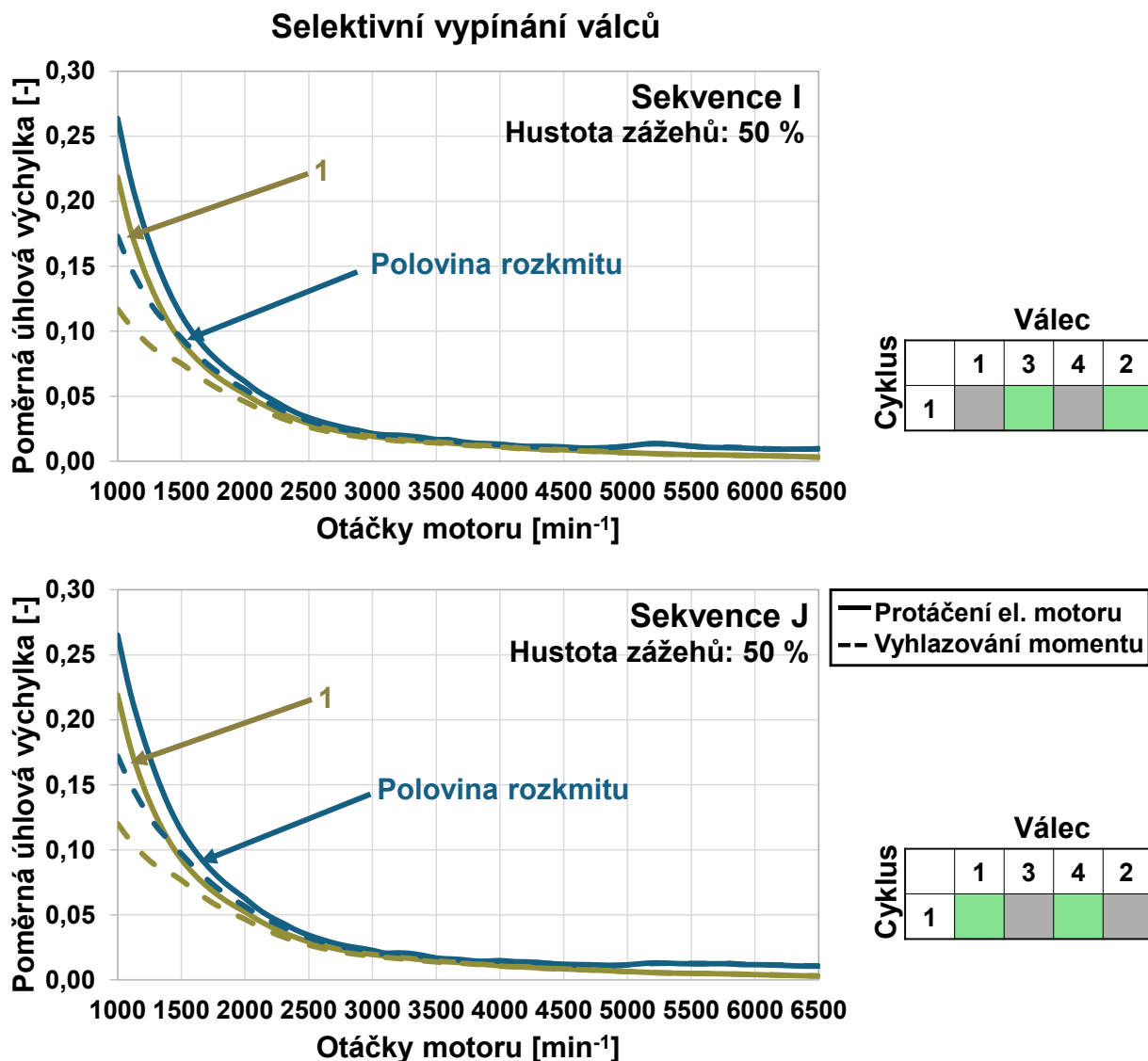
U sekvence C je dosaženo maximálního snížení poloviny rozkmitu úhlové výchylky řemenice při otáčkách  $1000 \text{ min}^{-1}$  o 50,5 %, u sekvence D o 40,4 %. Vyhlazování točivého momentu je výrazně účinnější v případě, že v sekvenci dominuje konkrétní řád harmonické složky, který je kompenzován. Jakmile je dominantních řádů více, není vyhlazování točivého momentu tak efektivní. Porovnání variant vypínání válců s označením C a D je na obr. 83.



Obr. 83 Vliv vyhlazování točivého momentu na úhlovou výchylku řemenice u sekvencí C a D

Pro obě varianty selektivního vypínání válců je uvažován pro kompenzaci jen řád 1/2 a 1. U selektivního vypínání válců čtyřválcového motoru hraje právě první řád významnou roli. U varianty J je tedy možné najít paralelu s experimentálním ověřením popsáním dříve. Rozdílem je však, že při měření byl moment pouze odebíráán. Výsledky selektivního vypínání válců jsou zobrazeny na obr. 84.

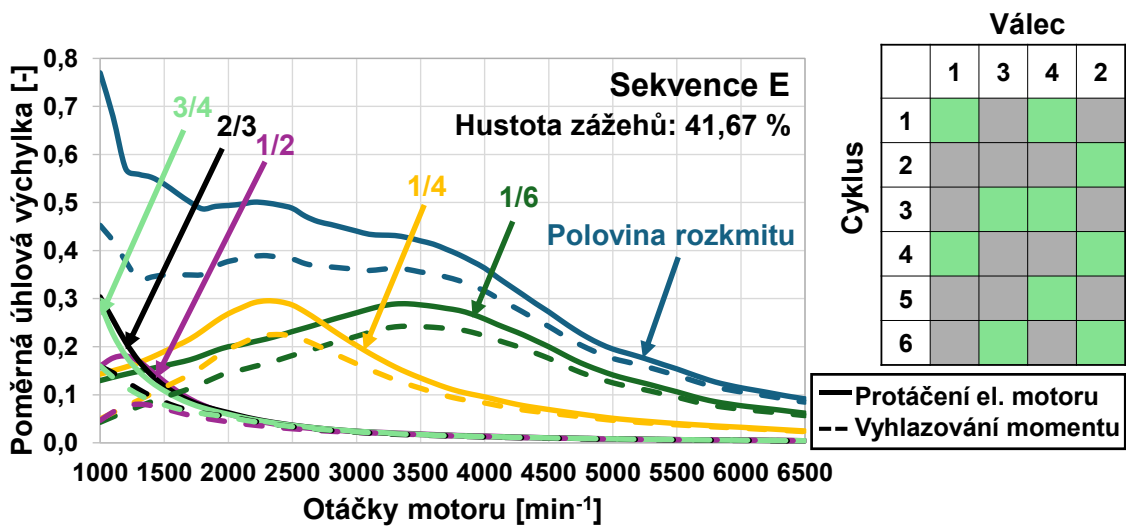
U selektivního vypínání válců je maximální procentuální snížení poloviny rozkmitu úhlové výchylky řemenice u obou variant přibližně 35 %. Absolutní hodnota není příliš vysoká, jelikož je maximální úlová výchylka v tomto případě u selektivního vypínání válců výrazně menší. Ze dvou porovnávaných variant vychází sice lépe vypínání vnitřních válců, ale tento rozdíl je zanedbatelný. Je to způsobeno tím, že je výchylka vyhodnocována na řemenici, tedy poblíž prvního válce, a první válec je v sekvenci I vypnutý.



Obr. 84 Vliv vyhlazování točivého momentu na úhlovou výchylku řemenice u dvou variant selektivního vypínání válců

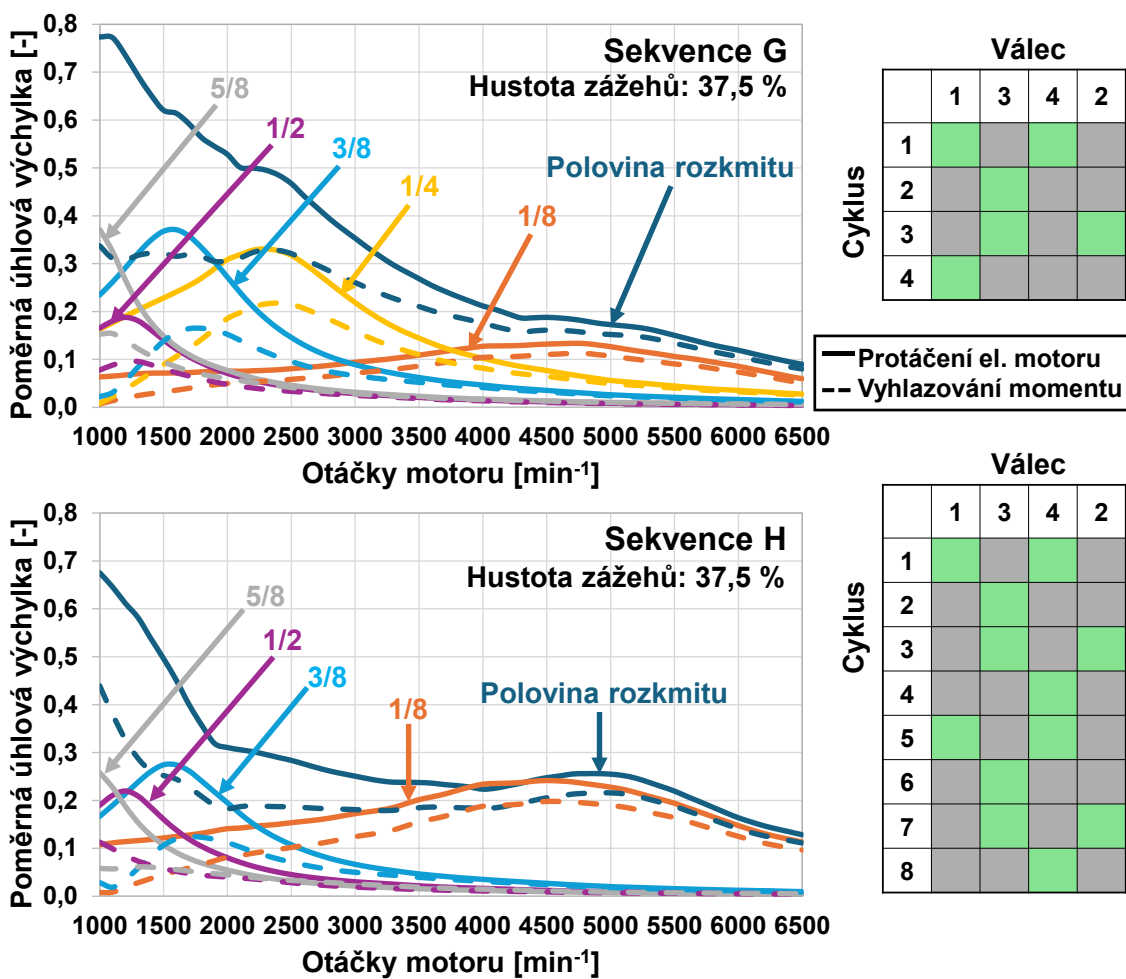
Sekvence s názvem E odpovídá hustotě zážehů 41,67 %. U této sekvence je kompenzační moment vytvořen na základě harmonických složek v rozmezí od 1/12 do 3/4. I zde je možné pozorovat výrazné snížení poloviny rozkmitu úhlové výchylky řemenice, v 1000 min<sup>-1</sup> až o 41,2 %, jak je možné vidět na obr. 85.

Další dvě sekvence mají stejnou hustotu zážehů, tedy přesně 37,5 %. Sekvence G je 5 cyklů dlouhá, zatímco sekvence H se opakuje až po 8 cyklech. U sekvence G je kompenzační moment vytvořen pro snížení amplitudy harmonických složek 1/8 až 5/8. U sekvence H bylo toto rozmezí od 1/16 do 5/8. U sekvence H je dosaženo snížení poloviny rozkmitu úhlové výchylky řemenice až o 50,5 % při 1300 min<sup>-1</sup> a u sekvence G až o 59,7 % při 1100 min<sup>-1</sup>.



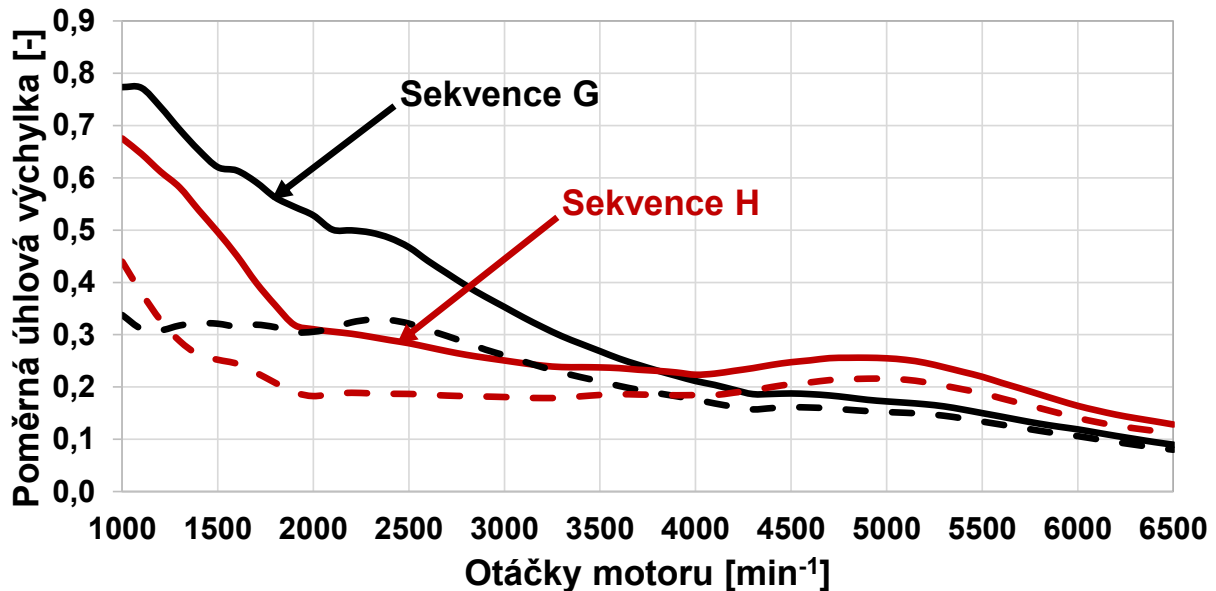
Obr. 85 Vliv vyhlazování točivého momentu na úhlovou výchylku řemenice u sekvence E

Jelikož je počet cyklů u sekvence H dvojnásobný a sekvence se sobě nápadně podobají, tak jsou také průběhy harmonických složek velmi podobné, jak je možné vidět na obr. 86.



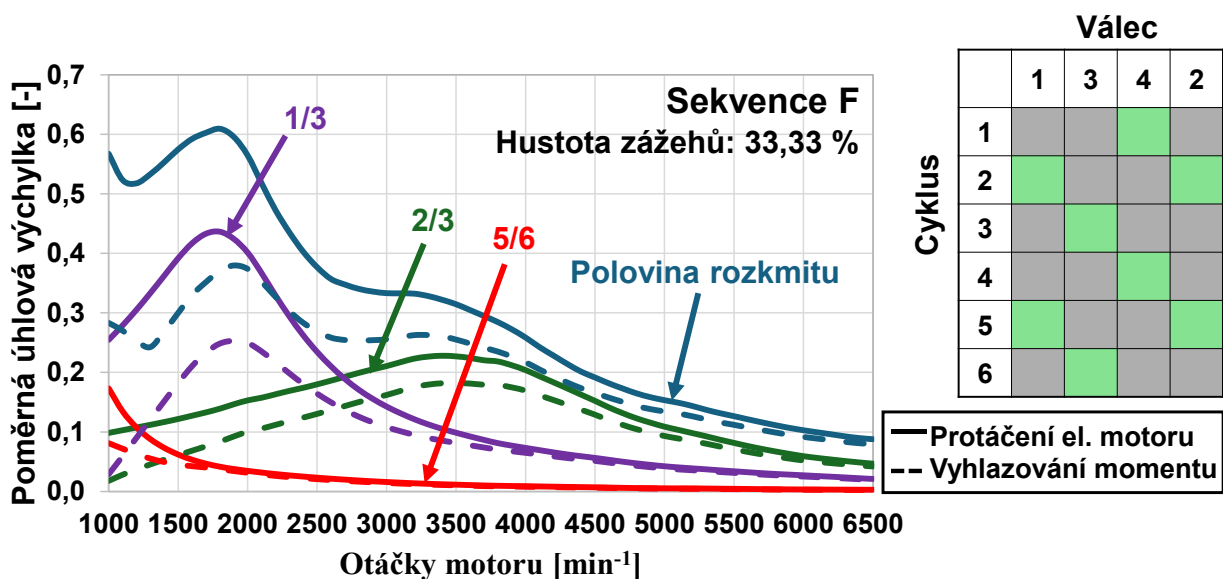
Obr. 86 Vliv vyhlazování točivého momentu na úhlovou výchylku řemenice u sekvencí G a H

Sekvence H způsobuje menší torzní vibrace, jak je zobrazeno na obr. 87. Je však možné si všimnout, že sekvence G s kompenzací točivého momentu dosahuje v otáčkách do  $1100 \text{ min}^{-1}$  nižších hodnot, a tedy je pro tyto otáčky vhodné použít právě tuto variantu.



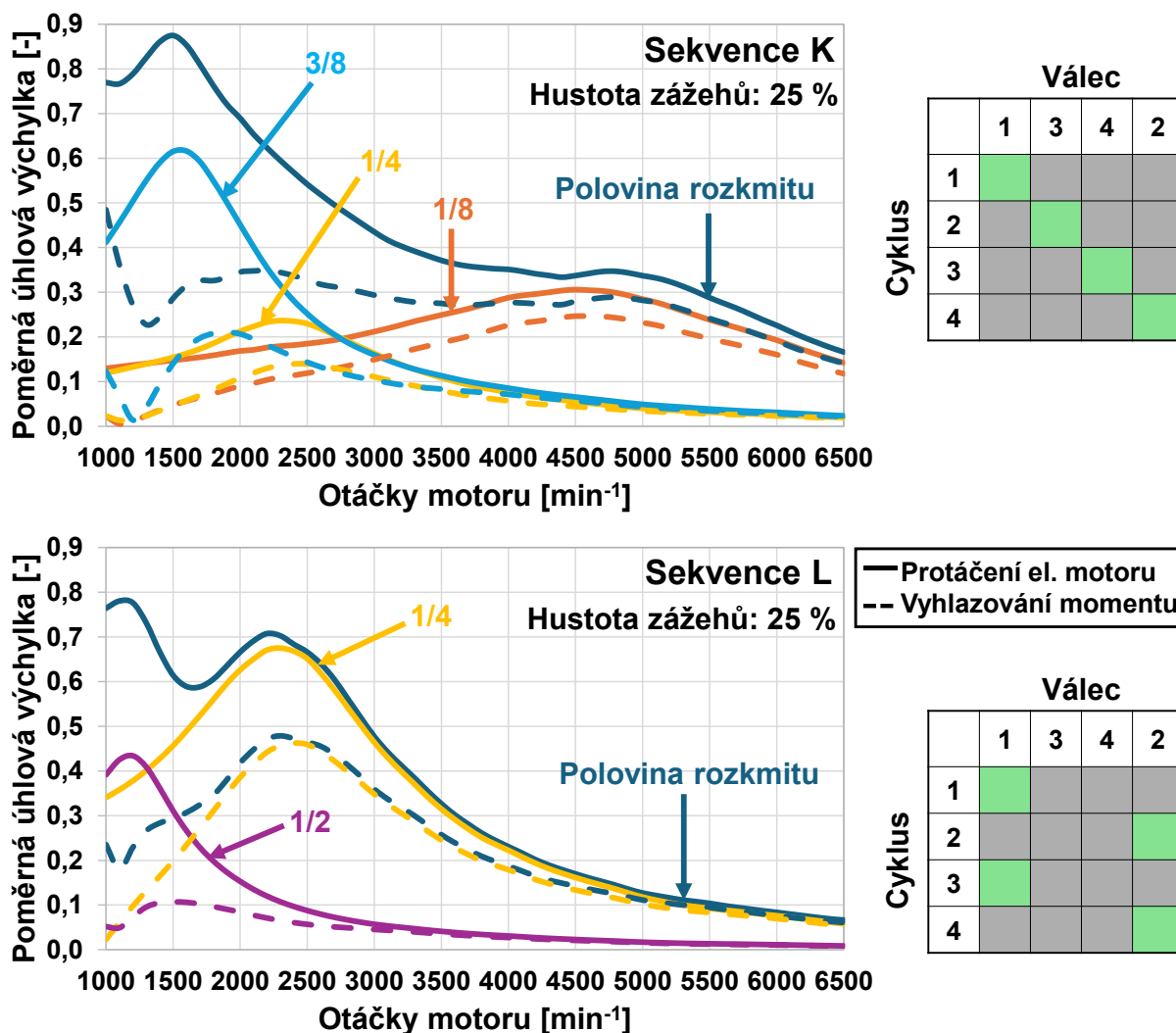
Obr. 87 Porovnání sekvencí vypínání válců se stejnou hustotou zážehů

Následuje další sekvence o délce 6 cyklů s označením F. Její hustota zážehů je 33,33 % a při návrhu vyhlazování jsou uvažovány harmonické složky od  $1/12$  do  $5/6$ . Nejvýznamnější pokles způsobuje kompenzace harmonické složky  $1/3$ , jak je možné vidět na obr. 88. Při otáčkách  $1300 \text{ min}^{-1}$  je dosaženo maximálního snížení poloviny rozkmitů úhlové výchylky řemenice až o 54,5 %.



Obr. 88 Vliv vyhlazování točivého momentu na úhlovou výchylku řemenice u sekvence F

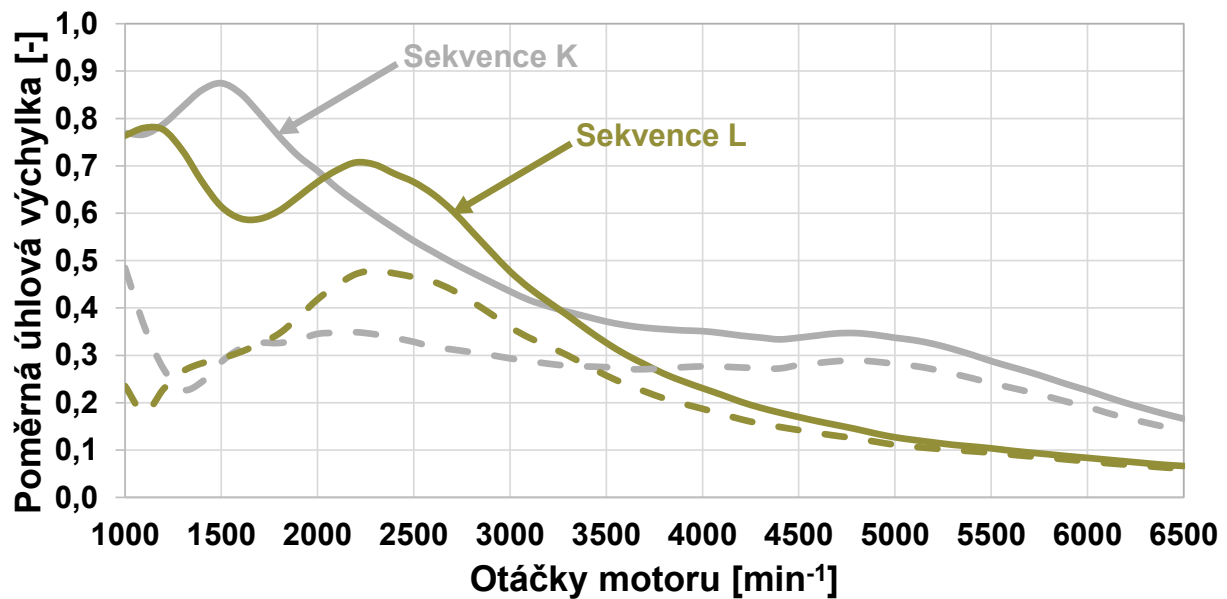
Dvojice sekvencí K a L má nejen stejnou hustotu zážehů, tedy 25 %, ale také počet cyklů. Opět je možné tyto varianty jednoduše porovnat. Sekvence L vykazuje výrazně menší rozkmit úhlové výchylky řemenice v celém rozsahu otáček motoru kromě oblasti  $2000 \text{ min}^{-1}$  až  $3200 \text{ min}^{-1}$ . U sekvence K jsou kompenzovány harmonické složky  $1/8$ ,  $1/4$  a  $3/8$ . U sekvence L je zahrnut navíc ještě řád  $1/2$ . Výsledky vyhlazování točivého momentu u těchto sekvencí je možné vidět na *obr. 89*.



*Obr. 89* Vliv vyhlazování točivého momentu na úhlovou výchylku řemenice u sekvencí K a L

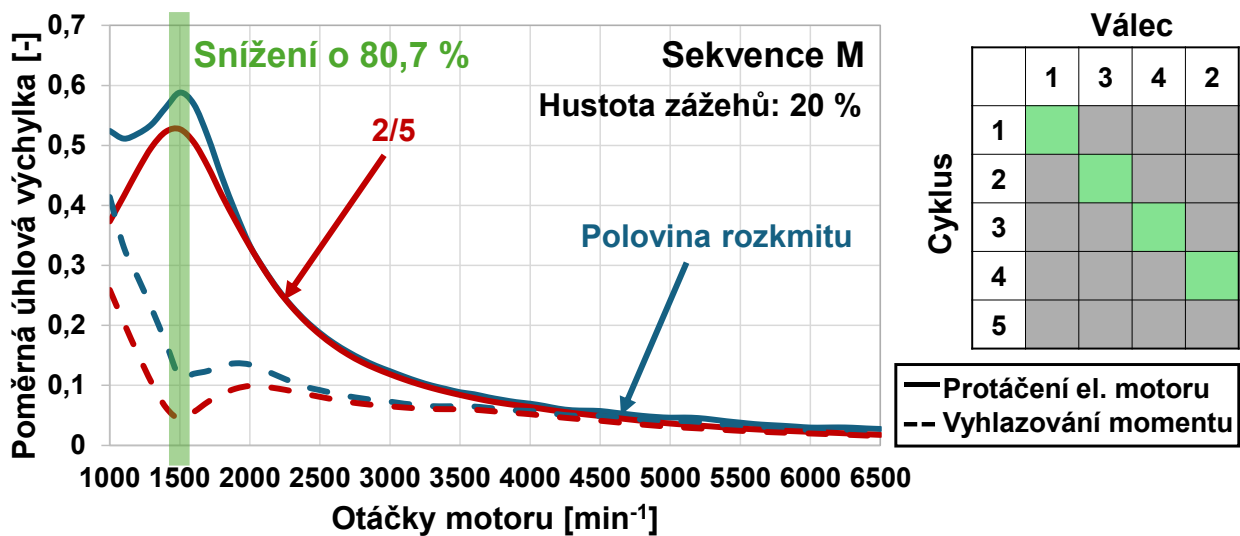
Při otáčkách  $1400 \text{ min}^{-1}$  je u sekvence K dosaženo maximálního snížení poloviny rozkmitů úhlové výchylky řemenice až o 71,6 %, u sekvence L při  $1100 \text{ min}^{-1}$  o 77,1 %. Pro porovnání výchylek je možné se podívat na *obr. 90*. Porovnání výsledků všech sekvencí v jednom grafu zobrazuje *Příloha 1 – Polovina rozkmitu úhlové výchylky řemenice u různých sekvencí*.

Poslední dvě sekvence obsahují vždy jeden cyklus kompletně bez zážehu. Sekvence M je stejná jako sekvence K, avšak po čtyřech cyklech následuje jeden cyklus bez zážehu. Její hustota zážehů je tedy pouze 20 %. Při vyhlazování točivého momentu jsou uvažovány harmonické složky v rozmezí  $1/10$  až  $2/5$ . Hlavní roli však hraje pouze řád  $2/5$ , jak je zobrazeno na *obr. 91*.



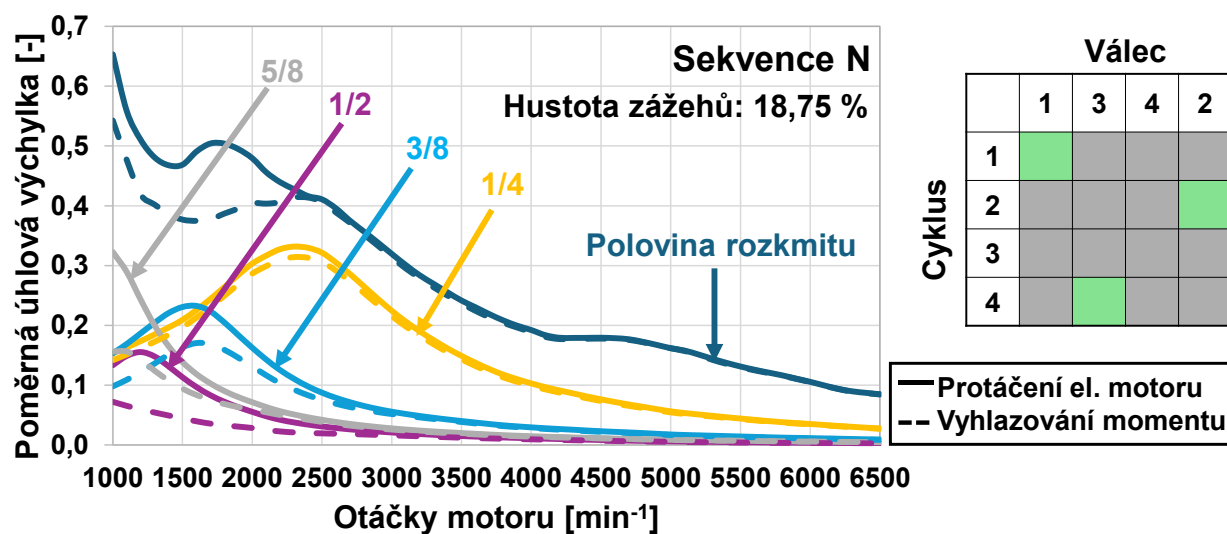
Obr. 90 Porovnání sekvencí vypínání válců se stejnou hustotou zážehů

Při otáčkách  $1500 \text{ min}^{-1}$  bylo u sekvence M dosaženo maximálního snížení poloviny rozkmitů úhlové výchylky řemenice až o 80,7 %. Jedná se o největší procentuální snížení ze všech sekvencí.



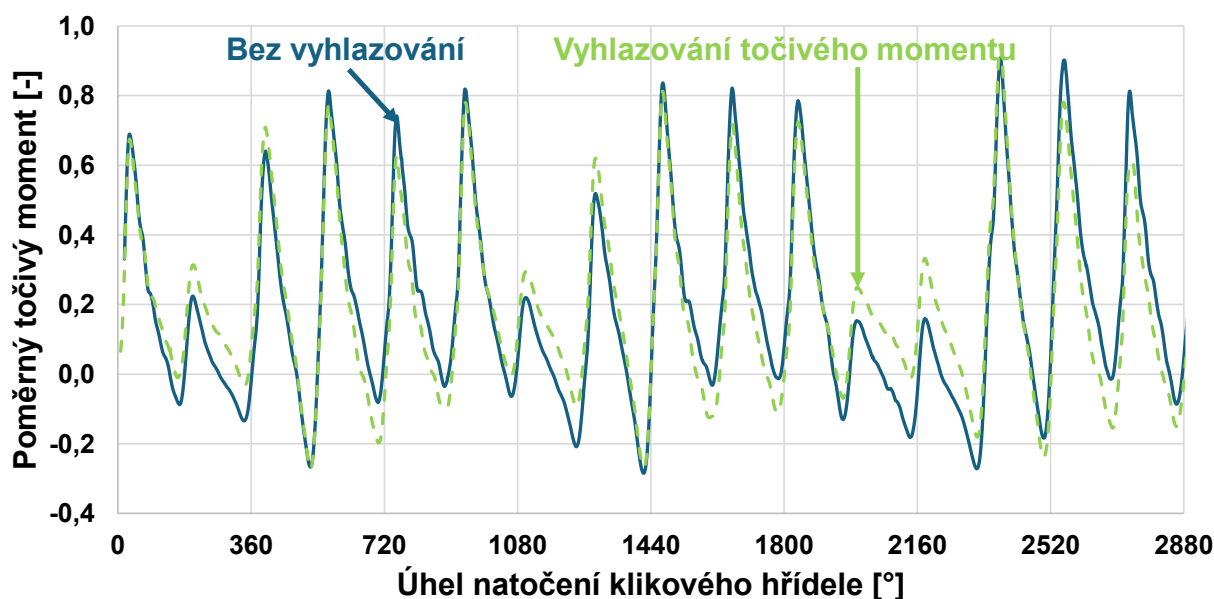
Obr. 91 Vliv vyhlazování točivého momentu na úhlovou výchylku řemenice u sekvence M

Poslední simulovaná sekvence je sekvence N, která má hustotu zážehů 18,75 %. Pro tvorbu kompenzačního momentu jsou uvažovány harmonické složky v rozmezí  $1/8$  až  $3/4$ . U této sekvence se podařilo snížit úhlovou výchylku řemenice pouze v nízkých otáčkách, a to navzdory tomu, že byl kompenzační moment několikrát modifikován a definován přes různé referenční otáčky při výpočtu. Výsledky dosažené pro tuto sekvenci je možné vidět na obr. 92. Při otáčkách  $1700 \text{ min}^{-1}$  je u sekvence N dosaženo maximálního snížení poloviny rozkmitů úhlové výchylky řemenice o 25,1 %. Jedná se o nejnižší procentuální snížení.



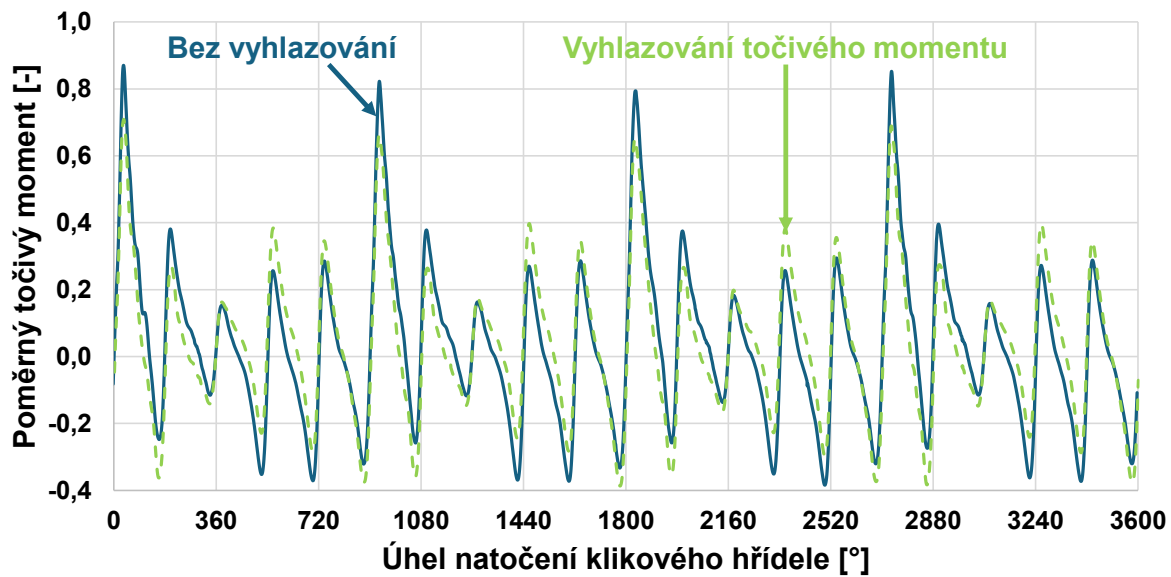
Obr. 92 Vliv vyhlazování točivého momentu na úhlovou výchylku řemenice u sekvence N

Vyhlazování točivého momentu je navrženo tak, aby docházelo k co nejmenšímu ovlivnění průměrného točivého momentu motoru. Na obr. 93 je porovnání momentu mezi přírubou klikového hřídele a setrvačником pro sekvenci A bez vyhlazování točivého momentu a po jeho aplikaci při otáčkách  $1400 \text{ min}^{-1}$ , tedy v takovém otáčkovém bodě, kde má kompenzace točivého momentu největší efekt.



Obr. 93 Vliv vyhlazování točivého momentu na moment mezi přírubou klikového hřídele a setrvačником u sekvence A ( $1400 \text{ min}^{-1}$ )

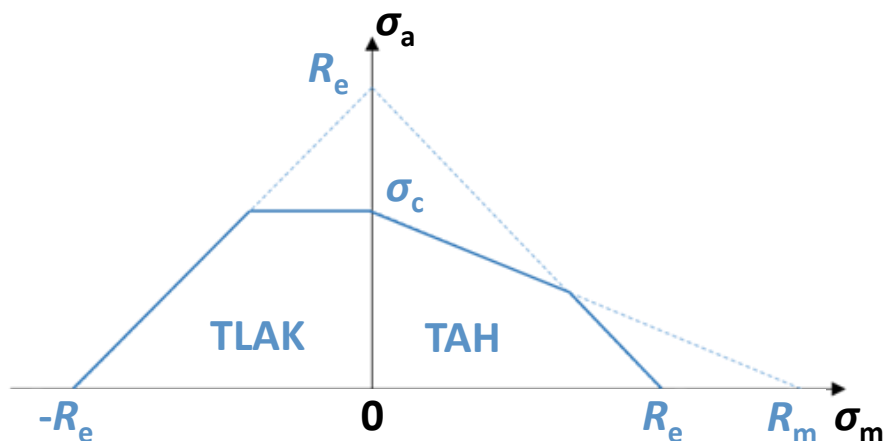
Střední hodnota těchto zobrazených průběhů se téměř neliší. U ostatních sekvencí je trend velmi podobný nehledě na hustotu zážehů. Na obr. 94 jsou zobrazeny průběhy momentu mezi přírubou klikového hřídele a setrvačником pro sekvenci M v otáčkách  $1500 \text{ min}^{-1}$ .



Obr. 94 Vliv vyhlazování točivého momentu na moment mezi přírubou klikového hřídele a setrvačником u sekvence M (1500 min<sup>-1</sup>)

### 5.2.2 ÚNAVOVÁ ŽIVOTNOST

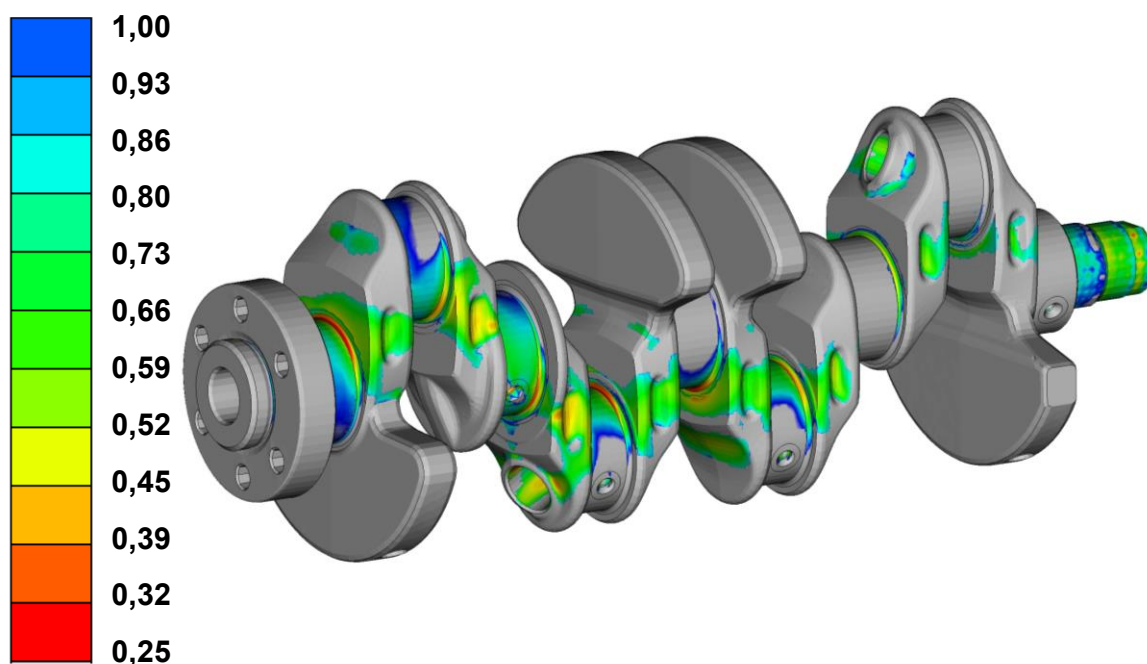
Únavová životnost součásti je klíčový parametr popisující schopnost odolávat cyklickému namáhání, aniž by došlo k porušení. Analytické určení součinitele bezpečnosti vůči meznímu stavu trvalé pevnosti je u dynamicky namáhaných součástí motoru obtížné. V automobilovém průmyslu se tak používají pokročilé numerické metody, např. s využitím softwaru FEMFAT. Vstupem do výpočtu únavové životnosti je historie zatěžování získaná v podobě modálních souřadnic z multi-body modelu a modálních napětí z MKP. FEMFAT počítá součinitel bezpečnosti tak, že pro každý uzel součásti porovná skutečné napětí z provozního zatížení s maximálním dovoleným únavovým napětím, které zahrnuje i důležité vlivy, jako např. povrchové úpravy, gradient napětí a pravděpodobnost přežití. Výpočet maximálního dovoleného napětí vychází z Haighova diagramu [110]. Příklad Haighova diagramu je zobrazen na obr. 95.



Obr. 95 Haighův diagram

Na vodorovné ose je střední hodnota cyklického napětí  $\sigma_m$  a na svislé ose amplituda napětí  $\sigma_a$ . Plocha pod modrou křivkou představuje oblast trvalé pevnosti. Mez únavy je označena jako  $\sigma_c$ , mez kluzu jako  $R_e$  a mez pevnosti v tahu  $R_m$ . Kromě specifík dané součásti hraje velkou roli při tvorbě Haighova diagramu volba kritérií. FEMFAT na rozdíl od zobrazeného Haighova digramu uvažuje v poslední oblasti mezi mezí kluzu a mezí pevnosti Goodmanovu přímku, jež spojuje mez únavy s mezí pevnosti [110].

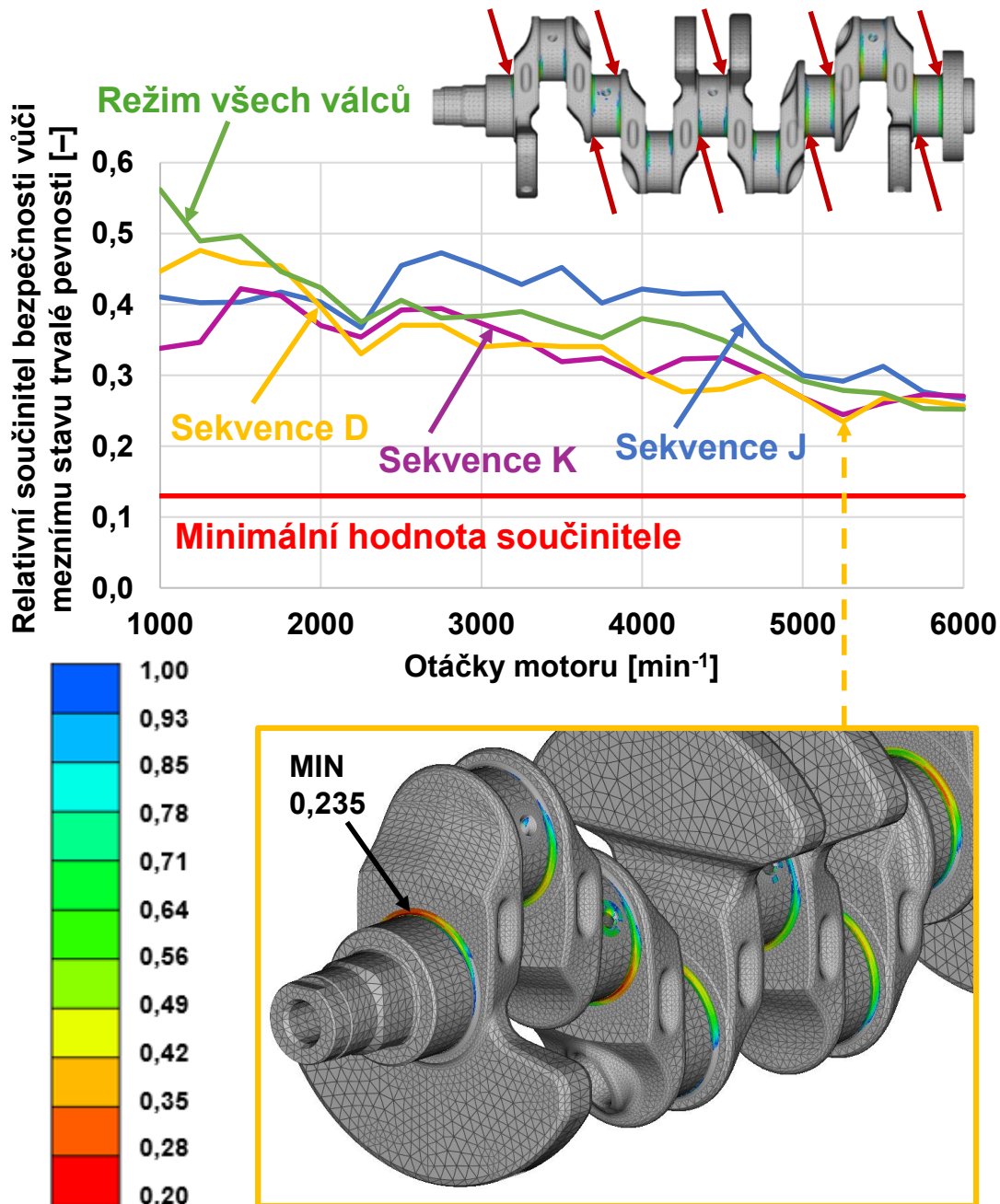
Při výpočtu je použita metodika Škoda Auto, která vyhodnocuje pouze kritická místa klikového hřídele, kterými jsou přechodové poloměry u hlavních a ojnicích čepů a vyústění mazacích kanálů. V těchto oblastech jsou při diskretizaci použity šestistěnné prvky. Pro ověření tohoto postupu je nejprve spočítána únavová životnost pro všechny uzly klikového hřídele v režimu všech válců. Výsledky je možné vidět na *obr. 96*. Hodnota součinitele bezpečnosti vůči meznímu stavu trvalé pevnosti je z důvodu utajení relativní. Šedě jsou zobrazeny oblasti, kde relativní součinitel bezpečnosti vůči mezi trvalé pevnosti přesáhl hodnotu 1. Z výsledků je zřejmé, že kritickými oblastmi jsou opravdu přechodové poloměry u hlavních a ojnicích čepů a vyústění mazacích kanálů. Vyhodnocení únavové životnosti je provedeno pro vybrané sekvence vypínání válců. Nejnižší hodnota součinitele bezpečnosti vůči meznímu stavu trvalé pevnosti pro každý otáčkový bod s krokem  $250 \text{ min}^{-1}$  je porovnána opět s výsledky získanými pro režim všech válců.



*Obr. 96* Součinitel bezpečnosti vůči meznímu stavu trvalé pevnosti klikového hřídele pro plné zatížení v režimu všech válců při otáčkách motoru  $6000 \text{ min}^{-1}$

Ve všech případech je dosaženo výrazné rezervy vůči minimální přípustné hodnotě součinitele bezpečnosti. V každém z následujících grafů je zobrazena červeně minimální přípustná hodnota součinitele bezpečnosti stanovená dle metodiky Škoda Auto. Výsledky pro hlavní čepy klikového hřídele jsou zobrazeny na *obr. 97* spolu s místem s nejnižším součinitelem bezpečnosti ze všech sekvencí. Tato místa pro zbylé dvě sekvence jsou zobrazena v *Příloze 2 – Únavová životnost*. U hlavních čepů je možné si všimnout, že nejhorších výsledků dosahuje sekvence D společně se sekvencí K v  $5250 \text{ min}^{-1}$ . Zde se

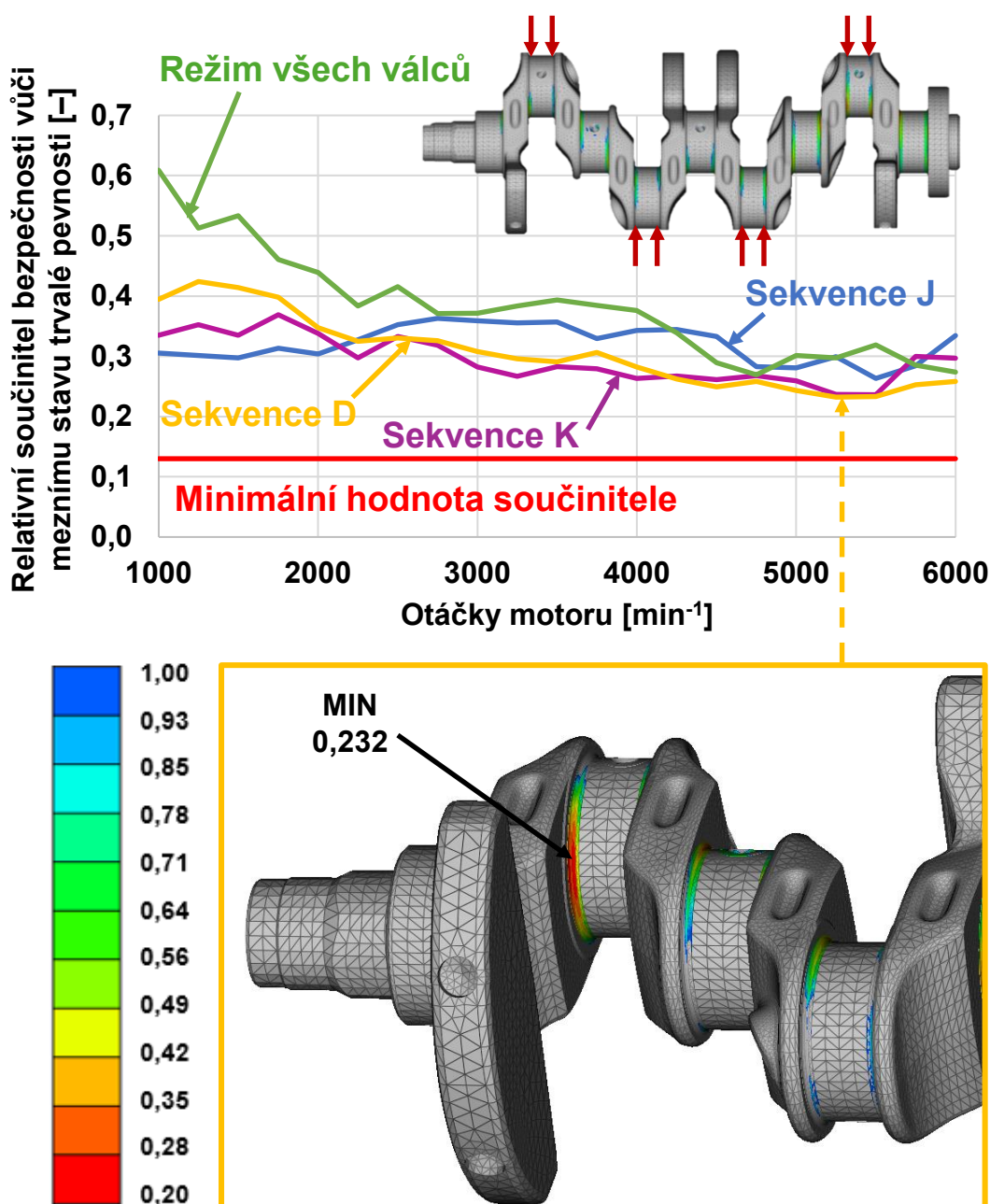
v obou případech jedná o první hlavní čep, u sekvence J se jedná o oblast posledního hlavního čepu. V režimu všech válců při plném zatížení jsou dominantní spíše přechodové poloměry třetího hlavního čepu, které jsou u sekvence J výrazně odlehčené. První hlavní čep ovlivňují nejvíce síly od pohonu příslušenství a zároveň první válec má u sekvence D největší hustotu zážehů ze všech válců v této sekvenci.



Obr. 97 Únavová životnost vyhodnocovaná na hlavních čepch

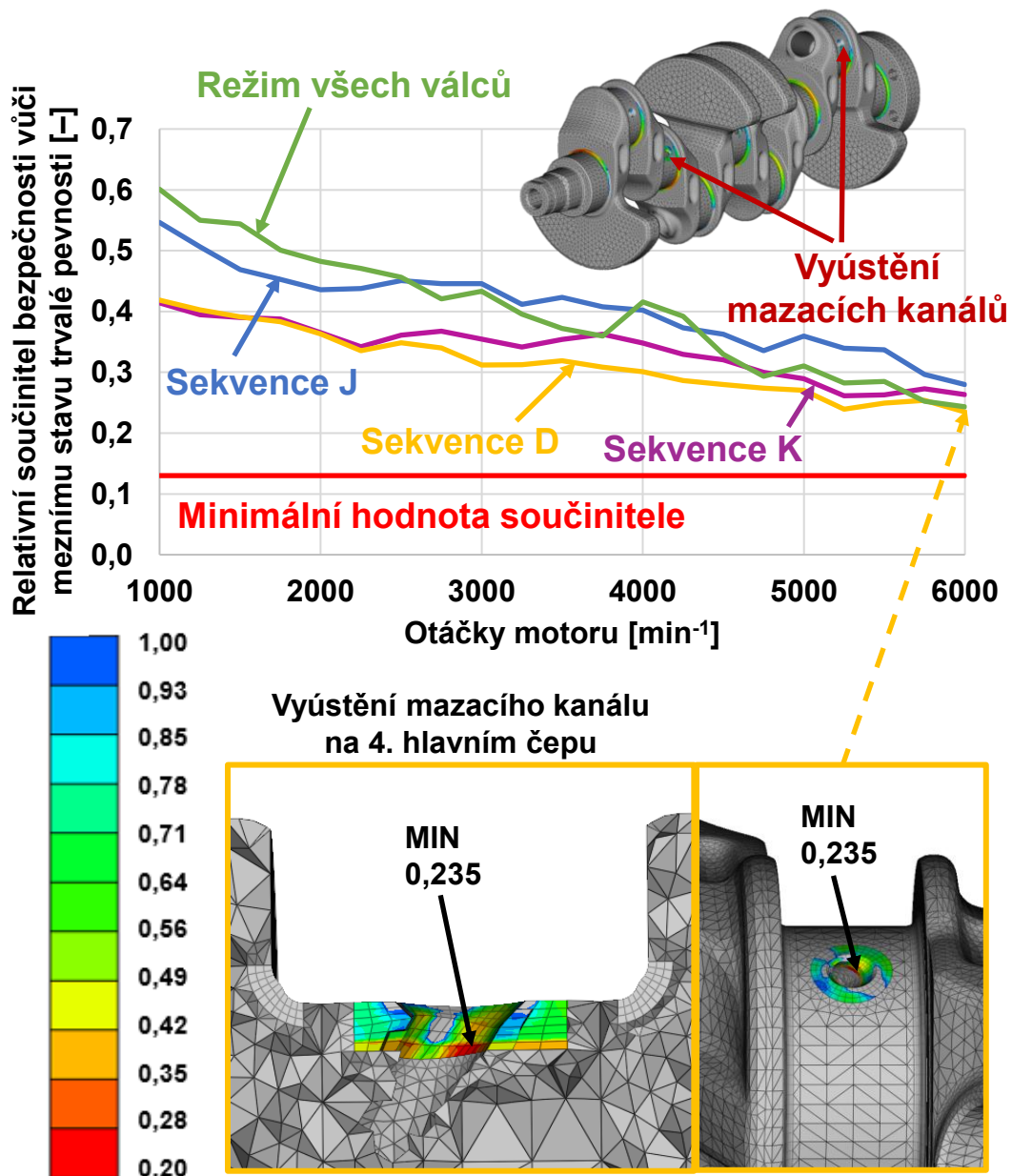
Nejnižší součinitel bezpečnosti vůči meznímu stavu trvalé pevnosti ze všech vyhodnocovaných oblastí klikového hřídele je získán na prvním ojnicím čepu pro sekvenci D a otáčky motoru  $5250 \text{ min}^{-1}$ , jak je možné vidět na obr. 98. Pro sekvenci K a J je nejnižší hodnota získána na čtvrtém ojnicím čepu. Největší pokles bezpečnosti je možné pozorovat v oblasti nízkých otáček motoru. V této oblasti je však největší rezerva z hlediska minimální

bezpečnosti, a tedy toto snížení nepředstavuje pro provoz daného klikového hřídele žádný problém. Vypínání válců zvyšuje nejen torzní, ale i ohybové namáhání, které se projevuje právě v přechodových poloměrech.



Obr. 98 Únavová životnost vyhodnocovaná na ojnicích čepch

Dále jsou vyhodnocovány vstupní vyústění mazacích kanálů klikového hřídele, jak je možné vidět na obr. 99. Nejnižšího součinitele bezpečnosti je opět dosaženo pro sekvenci D při otáčkách motoru 6000  $\text{min}^{-1}$ . Stejně tomu je u sekvence J i u režimu všech válců. U sekvence K je nejnižší hodnota získána na druhém hlavním ložisku. Metodika Škoda Auto stanovuje, že 2,5 mm pod povrchem součástí už není materiál prokalený, a tedy je nutné uvažovat jiný součinitel povrchové úpravy. Pátá a šestá řada prvků pod povrchem součástí tedy není prokalená, a proto se právě v této oblasti nachází místa s nejnižším součinitelem bezpečnosti.



Obr. 99 Únavová životnost vyhodnocovaná na vyústění mazacích kanálů

### 5.2.3 ZATÍŽENÍ LOŽISEK

Zatížení ložisek je vyhodnoceno na základě maximální síly a relativní excentricity v úplném pracovním cyklu. Výsledky pro jednotlivé sekvence vypínání válců s vyhlazováním točivého momentu a bez něj jsou vždy v grafu porovnány s výsledky v režimu všech válců při plném zatížení a při zatížení přibližně 18,75 %. Nízké zatížení odpovídá hustotě zážehů sekvence N. Snížení zatížení v režimu všech válců je dosaženo pouze vynásobením průběhu tlaku ve spalovacím prostoru při plném zatížení příslušným koeficientem. Jedná se tedy pouze o přibližnou hodnotu zatížení, která však umožní lépe popsat jeho vliv na relativní excentricitu i maximální sílu. Pro porovnání jednotlivých sekvencí vypínání válců je zvolen přístup, kdy jsou vyhodnocovány pouze maximální hodnoty ze všech hlavních ložisek

s krokem  $100 \text{ min}^{-1}$ . Tento přístup je zvolen z důvodu lepší orientace ve výsledcích. Je zřejmé, že vyhlazování točivého momentu má pouze minimální vliv na relativní excentricitu (obr. 101) i na maximální sílu (obr. 102) působící na hlavní ložiska. V prostředí Virtual Dynamics je možné také graficky zobrazit veličiny, jako je např. rozložení hydrodynamického tlaku, viz obr. 100.

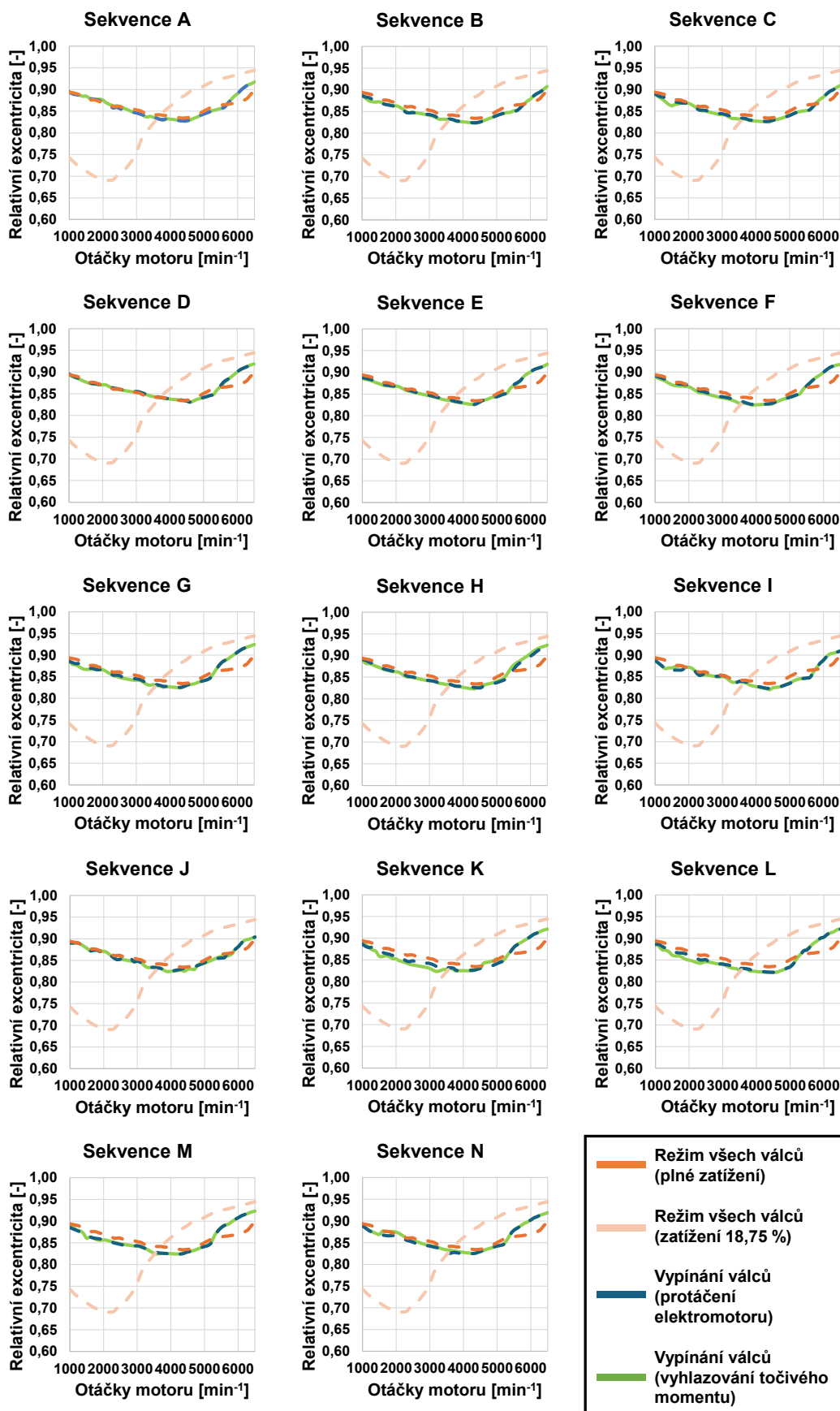


Obr. 100 Rozložení hydrodynamického tlaku u hlavních ložisek pro sekvenci J při  $3000 \text{ min}^{-1}$

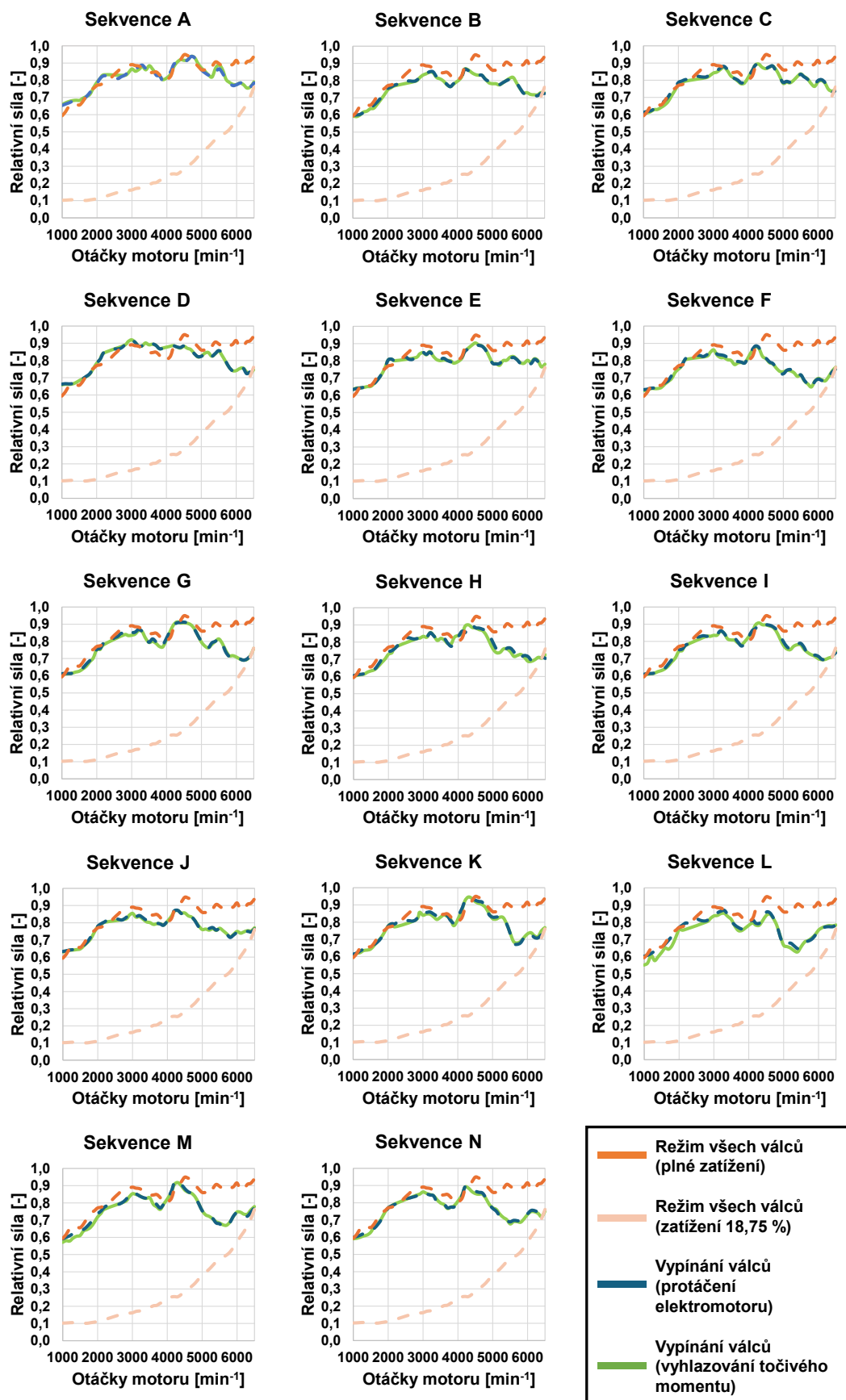
Porovnání s režimem všech válců není přesné, jelikož tlak použitý při simulaci režimu všech válců je tlak z technického experimentu, zatímco tlaky pro jednotlivé sekvence jsou získány ze simulace, jejíž výsledky byly poskytnuty v rámci spolupráce v projektu Národní centrum kompetence inženýrství pozemních vozidel Josefa Božka (TN02000054). Maximální hodnoty naměřených a simulovaných tlaků se liší. Jedním z důvodů je zahrnutí historie zážehů v daném válci, jež simulace termodynamiky zohledňuje, avšak model v prostředí GT-Suite nebyl laděn na výsledky předchozího technického experimentu, a tedy jeho výsledky obsahují jistou míru nejistoty. Právě rozdílnost vstupních tlaků způsobila rozdíly v průběhu relativní excentricity a maximální síly.

Průběhy obou veličin v režimu všech válců při plném zatížení a v režimu vypínání válců se velmi podobají, jelikož jsou vyhodnocovány pouze maximální hodnoty a u sekvenčního vypínání válců je předpoklad, že je škrticí klapka plně otevřená a zatížení je regulováno pouze počtem aktivních válců. V aktivních válcích by měl být tedy tlak podobný plnému zatížení. Pro kompletní porovnání by bylo třeba simulovat režim všech válců pro všechna zatížení odpovídající jednotlivým sekvencím. To však nebylo z důvodu výpočetní náročnosti provedeno. Pokud bychom však tyto výsledky porovnali, tak by bylo zřejmé, že vlivem vyššího tlaku v aktivních válcích se zvyšuje jak relativní excentricita, tak maximální síla působící na ložiska [111].

U částečného zatížení  $18,75 \%$  je možné si všimnout zlomu v  $2100 \text{ min}^{-1}$ . Ve vyšších otáčkách je možné pozorovat výrazný nárůst zejména u relativní excentricity. Tento průběh je způsoben dominancí setrvačných sil, jež převládly nad silami od tlaku plynů, jelikož setrvačné síly narůstají s otáčkami a síly od tlaku plynů jsou při nízkém zatížení výrazně nižší než při plném zatížení.

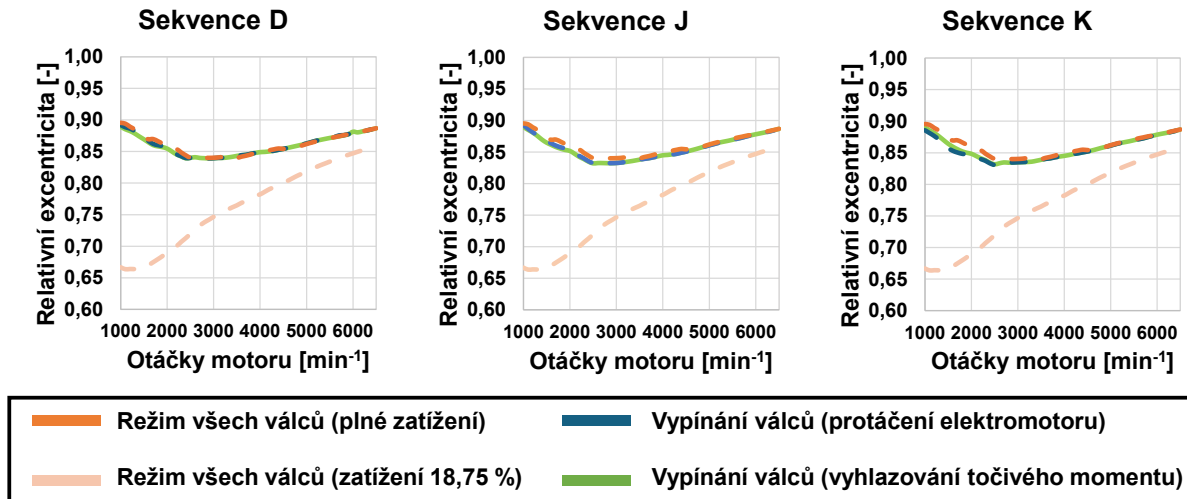


Obr. 101 Relativní excentricita vždy nejzatíženějšího hlavního ložiska u jednotlivých sekvencí



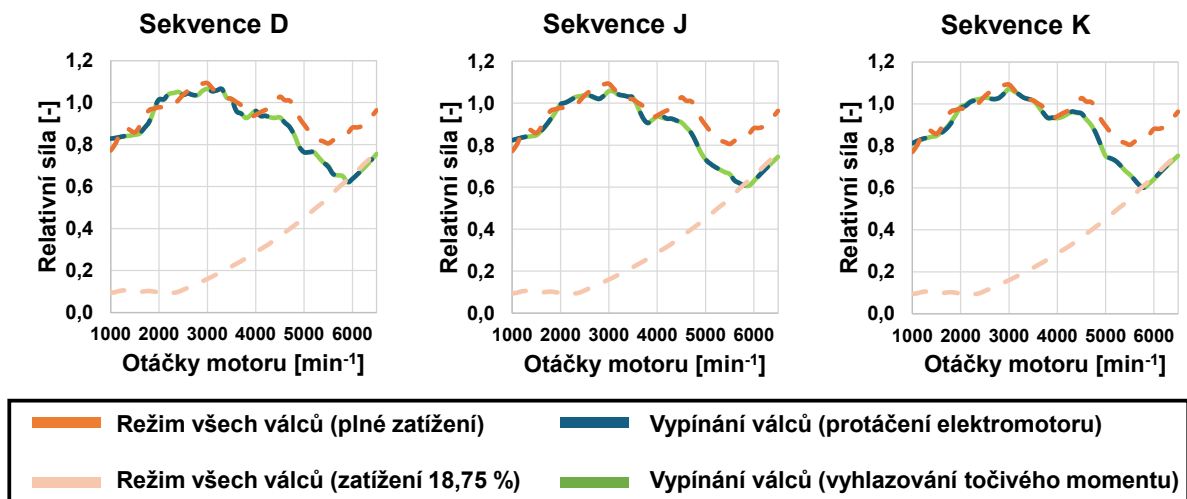
Obr. 102 Maximální síla působící na vždy nejzatíženější hlavní ložisko u jednotlivých sekvencí

U ojnicích ložisek je možné pozorovat podobné trendy jako u hlavních ložisek. Ojnicí ložiska jsou vyhodnocena pouze pro tři vybrané sekvence. Jejich relativní excentricita se opět příliš neliší v režimu všech válců při plném zatížení a v režimu vypínání válců, jak je možné vidět na obr. 103.



Obr. 103 Relativní excentricita vždy nejzatíženějšího ojnicího ložiska u jednotlivých sekvencí

Maximální síla působící na ojnicí ložiska je vyšší než síla působící na hlavní ložiska. Pro porovnání byla zachována stejná škála jako u hlavních ložisek, jak je možné vidět na obr. 104.

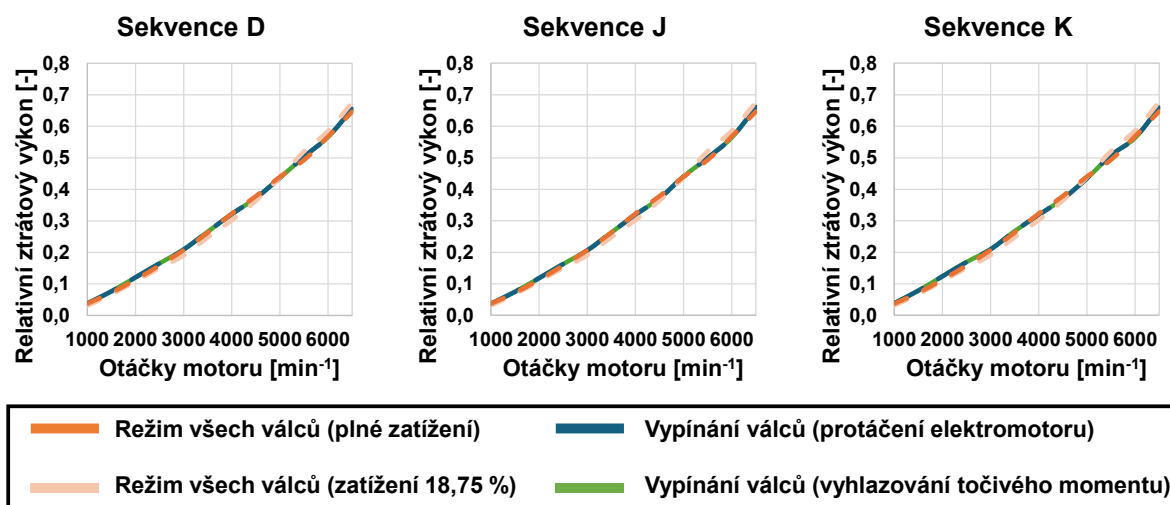


Obr. 104 Maximální síla působící na vždy nejzatíženější ojnicí ložisko u jednotlivých sekvencí

#### 5.2.4 ZTRÁTOVÝ VÝKON LOŽISEK

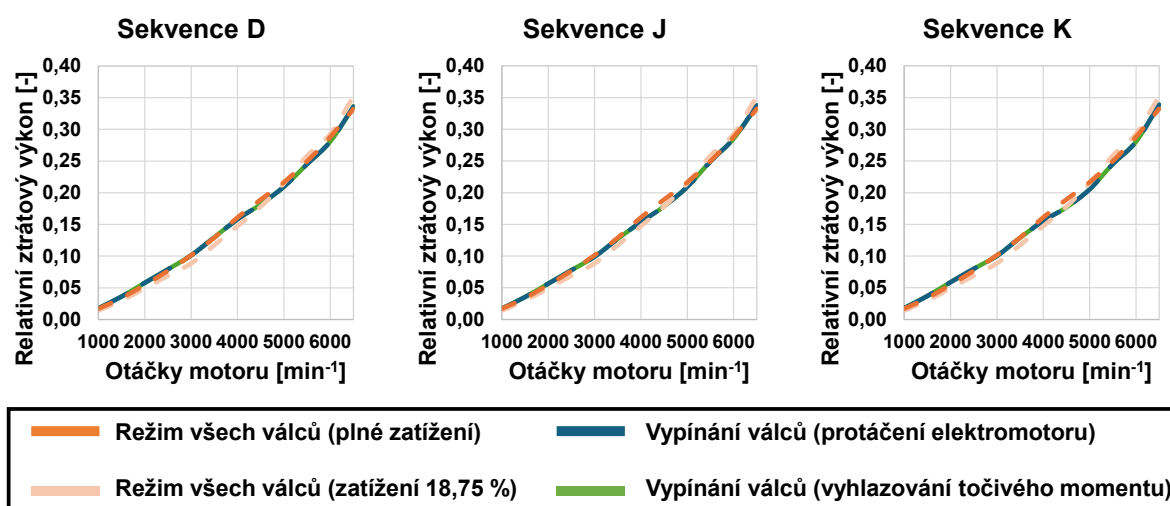
Ztrátový výkon hlavních ložisek je vyhodnocen jako střední hodnota ze součtu hodnot ze všech 5 hlavních ložisek. Nejvyšších hodnot ztrátového výkonu je dosaženo ve vyšších otáčkách při nízkém zatížení, jelikož při částečném zatížení má olej v ložiscích nižší teplotu, a tedy také vyšší viskozitu, což způsobuje vyšší třecí ztráty, jak je možné vidět na obr. 105.

Výsledky se pro jednotlivé sekvence příliš neliší, a tedy jsou zobrazeny pouze tři vybrané sekvence. Třecí ztráty samozřejmě narůstají se zvyšujícími se otáčkami motoru a teplota maziva při simulacích zahrnuje jeho vstupní teplotu i ohřátí v ložisku vlivem třecích ztrát.



Obr. 105 Ztrátový výkon hlavních ložisek u jednotlivých sekvencí

Při porovnání vypínání válců s režimem všech válců a odpovídajícím zatížením by došlo k nárůstu třecích ztrát, jelikož průběh třecích ztrát není lineární. Pokud tedy naroste třecí výkon u ložisek v blízkosti aktivních válců, tak úměrně neklesne u vypnutých válců. Výsledky ztrátového výkonu ojnicních ložisek pro vybrané sekvence jsou zobrazeny na obr. 106. Výsledky získané pro ojnicní ložiska odpovídají stejnému trendu jako u hlavních ložisek. Je zřejmé, že vyhlazování točivého momentu nemá téměř žádný vliv na ztrátový výkon hlavních i ojnicních ložisek.



Obr. 106 Ztrátový výkon ojnicních ložisek u vybraných sekvencí

## 6 DISKUZE

Problematika této dizertační práce je velmi komplexní, jelikož je třeba zohlednit mnoho aspektů celého systému. Provést kompletní energetickou bilanci a návrh implementace včetně řízení celé pohonné jednotky výrazně přesahuje rozsah této dizertační práce. Díky spolupráci s jinými výzkumnými týmy i společností Škoda Auto a na základě rozsáhlé rešerše je možné zohlednit i problematiku těch oblastí, kterým se dizertační práce přímo nevěnuje.

Samotná hybridizace, a to i v této nejjednodušší topologii, může přinést výrazné snížení spotřeby paliva [112]. U vozidla Renault Scenic se čtyřválcovým vznětovým motorem a elektrickým točivým strojem o maximálním výkonu 10 kW bylo např. dosaženo v rámci WLTP cyklu snížení emisí oxidu uhličitého o 10 % [113]. Velkým přínosem mild-hybridních pohonů je snížení spotřeby paliva při přechodových dějích, jakým je např. spouštění motoru.

Kombinace hybridizace se sekvenčním vypínáním válců přináší významnou úsporu paliva. V úvodní části této práce v *tab. 1* jsou shrnuty možné přínosy vypínání válců z pohledu spotřeby paliva, a tedy také emisí oxidu uhličitého. Pomocí sekvenčního vypínání válců je možné dosáhnout snížení spotřeby paliva až o 6,4 % u motoru 1,8 l TSI [52]. Byla prokázána také dobrá synergie zmiňovaných dvou přístupů. Sekvenční vypínání válců umožňuje oproti selektivní metodě kompletně nahradit řízení pomocí škrticí klapky počtem aktivních válců. Zvýšená termodynamická účinnost a snížení ztrát spojených s výměnou náplně vyplývají z rešeršní části této práce.

Zaměřením této dizertační práce je však zejména možnost rozšíření pracovní oblasti vypínání válců pomocí vyhlazování točivého momentu. Premisou je tedy myšlenka, že je možné snížit torzní vibrace pohonné jednotky při vypínání válců aplikací vhodného průběhu momentu elektrického točivého stroje. Torzní kmitání totiž může vyvolávat rezonance v dalších částech hnacího řetězce až ke kolům vozidla, a tedy je nutné vzniklé subharmonické složky snižovat. Tato hypotéza je v rámci práce ověřena jak experimentálně, tak pomocí nalaďeného výpočtového modelu. V rámci technického experimentu však bylo možné pouze odebírat točivý moment, tedy elektrický točivý stroj pracoval v režimu generátoru. Vzhledem k tomu, že nebylo možné přesně určit časovou konstantu elektrického točivého stroje, tak byl aplikován řídicí signál s různými fázovými posuvy. Fázové posuvy výrazně měnily úhlovou výchylku řemenice, což dokazuje, že snížení torzních vibrací neplynulo pouze z celkového snížení momentu celého systému.

Dalším přínosem technického experimentu jsou data pro ladění výpočtového modelu. Použitý výpočtový model byl laděn a validován v několika krocích tak, aby bylo dosaženo co největší přesnosti. Model elektrického točivého stroje zahrnuje také vliv radiálních a tangenciálních sil působících na zuby statoru. Průběhy těchto sil jsou získány ze simulací elektromagnetických účinků v prostředí ANSYS Electronics Desktop. Jedna z hypotéz stanovených na začátku této dizertační práce se zabývá vibracemi elektrického točivého stroje. Díky experimentálnímu ověření i výpočtovému modelu je možné vyvrátit, že by byl nalezen režim elektrického točivého stroje, jenž by z hlediska torzních vibrací dosahoval vyšších hodnot než spalovací motor a jenž by tedy výrazně ovlivnil komfort řidiče.

Použitý motor i elektrický točivý stroj byly vybrány na základě spolupráce se společností Škoda Auto. Sériový elektrický točivý stroj se ukázal jako vhodná varianta pro aplikaci vyhlazování točivého momentu, pokud by bylo upraveno jeho řízení. V aktuální sériové produkci by tedy bylo možné tento přístup použít bez výrazných nákladů na jeho zavedení.

U sekvenčního vypínání válců by bylo zapotřebí provést konstrukční úpravy motoru. Bylo by vhodné použít přepínatelné hydraulické podpěry u všech válců. Aktuální metoda vypínání válců používaná v koncernu Volkswagen, tedy posuvné vačkové objímky, není pro tuto aplikaci vhodná, což vyplývá z koncepčního konstrukčního návrhu vytvořeného v přípravné fázi této dizertační práce [111]. Další část práce se zaměřuje na možnosti vyhlazování točivého momentu, a elektrický točivý stroj je tedy nahrazen pouze momentem na hřídeli rotoru s omezením gradientu momentu na  $1 \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{ms}^{-1}$ . V této části je vybráno několik variant sekvenčního vypínání válců a dvě varianty selektivního vypínání válců. Ve všech případech je dosaženo výrazného snížení rozkmitu úhlové výchylky řemenice. Sekvence jsou voleny s ohledem na různou hustotu zážehů, aby bylo možné pokrýt více zátěžných bodů, ale snahou je zahrnout i sekvence, jež budou vykazovat vyšší torzní vibrace vlivem nerovnoměrného rozestupu mezi zážehy. Právě u těchto sekvencí je větší potenciál vyhlazování točivého momentu, na který se tato dizertační práce snaží upozornit.

Z hlediska porovnání selektivní a sekvenční varianty vypínání válců je zřejmé, že sekvenční metoda způsobuje výraznější zvýšení torzních vibrací. Selektivní metoda disponuje rovnoměrnými rozestupy mezi zážehy, avšak u tohoto přístupu není možné regulovat zatížení bez použití škrticí klapky, což může vést k vyšším ztrátám spojeným s výměnou náplně válce. Z hlediska torzních vibrací však nebyla nalezena sekvence, jež by i s použitím vyhlazování točivého momentu dosáhla nižší výchylky řemenice než varianta se selektivním vypínáním válců. Je pravděpodobné, že při použití elektrického točivého stroje s vyšším gradientem točivého momentu by bylo možné dosáhnout lepších výsledků pro sekvenční vypínání válců, avšak data týkající se gradientu točivého momentu jsou velmi obtížně dostupná.

Při zmíněných simulacích je uvažován kompenzační moment, jehož střední hodnota je nulová, aby nebyl ovlivněn celkový točivý moment pohonné jednotky. Celkový energetický management je však ovlivněn, jelikož řetězec mezi elektrickým točivým strojem a baterií pracuje s určitou účinností. Tato účinnost je však velmi vysoká, a tedy je možné předpokládat, že by úspora paliva vykompenzovala ztráty v této oblasti. Účinnost elektrického točivého stroje pro tuto aplikaci v motorovém režimu je větší než 90 % [114]. Účinnost měniče může být dle předpokladu až 98,5 % [115] a účinnost nabíjení a vybíjení baterie může být větší než 97 % [116].

Významným přínosem této práce je vyhodnocení dopadu vypínání válců a vyhlazování točivého momentu na únavovou životnost klikového hřídele, zatížení ložisek a jejich ztrátový výkon. U klikového hřídele došlo vlivem vypínání válců ke snížení minimální hodnoty součinitele bezpečnosti, avšak byla zachována významná rezerva od mezní hodnoty, jež je vyžadována dle metodiky společnosti Škoda Auto. Ztrátový výkon i zatížení ložisek nejsou téměř nijak ovlivněny vyhlazováním točivého momentu. Do výpočtů nejsou zahrnuty skutečnosti jako mechanické opotřebení či teplotní namáhání. Je však zřejmé, že u sekvenční metody vypínání válců je opotřebení rovnoměrnější ve srovnání s metodou selektivní.

V rámci této práce bylo provedeno velké množství výpočtů s vysokou výpočetní náročností. Z množství výsledků jsou pro názornost vybrány pouze některé, jež jsou popsány v této dizertační práci. Hlavním výsledkem této práce je však metodika dynamických simulací mild-hybridní pohonné jednotky včetně návrhu dostupných technických experimentů, jejímž významným výsledkem je ověřený a naladěný simulační model dynamiky této pohonné jednotky v prostředí MBS, který může dále sloužit k dalším výpočtům bez nutnosti ověřovat torzní vibrace experimentálně.

## ZÁVĚR

V aktuální situaci se automobilový průmysl musí nadále soustředit na snižování emisí oxidu uhličitého a je zřejmé, že se portfolia evropských automobilek nemohou v nejbližších letech zúžit na čistě elektrická vozidla. Emisní limity jsou velmi přísné, a tedy je nutné kombinovat více konstrukčních řešení pro snížení spotřeby paliva a zvýšení účinnosti pohonné jednotky. Tato dizertační práce se blíže věnuje popisu kombinace mild-hybridní pohonné jednotky s vypínáním válců.

V rámci této dizertační práce je experimentálně ověřeno, že je možné s použitím sériového motoru a elektrického točivého stroje dosáhnout snížení torzních vibrací pomocí návrhu vhodného průběhu momentu elektrického točivého stroje u hybridní pohonné jednotky topologie P0. Při dalším zkoumání možností vyhlazování točivého momentu je dosaženo snížení poloviny rozkmitu úhlové výchylky řemenice až o 80,7 %. Je tedy zřejmé, že vyhlazováním točivého momentu je možné dosáhnout rozšíření pracovní oblasti sekvenčního vypínání válců. Při simulacích navíc nebyl nalezen režim elektrického točivého stroje, jenž by způsoboval takové zvýšení torzních vibrací hřídele rotoru v místě připojení řemenice, jež by nebylo vůči torzním vibracím spalovacího motoru zanedbatelné.

I když se této problematice věnovala již řada autorů odborných publikací včetně zástupců společnosti Tula, tak se většina výzkumu v oblasti sekvenčního vypínání válců zaměřuje pouze na výsledky z hlediska termodynamiky a snížení spotřeby paliva. Publikované výsledky sice uvádějí i princip kompenzačního momentu elektrického točivého stroje, není však zřejmé, jak byl získán průběh aplikovaného momentu a jakého snížení torzních vibrací bylo díky němu dosaženo.

V rámci této dizertační práce je navržen algoritmus, jenž vyhodnocuje dominantní harmonické složky a na jehož základě je možné vytvořit vhodný kompenzační moment pro sériový elektrický točivý stroj. Dále je ověřen také vliv jednotlivých sekvencí vypínání válců a vyhlazování točivého momentu na zatížení ložisek, třecí ztráty a únavovou životnost. Z důvodu spolupráce se Škoda Auto a z nutnosti experimentálního ověření tohoto přístupu byly při zpracování této dizertační práce uvažovány pouze sériové díly klikového mechanismu a elektrického točivého stroje bez dodatečných úprav.

Velmi důležitým aspektem této práce je jednoduchost implementace vyhlazování točivého momentu. Jelikož je možné fyzikálně popsat vliv jednotlivých sekvencí vypínání válců na průběh točivého momentu mezi přírubou klikového hřídele a setrvačником, tak je možné určit dominantní harmonické složky a vytvořit kompenzační točivý moment elektrického točivého stroje. Hlavní výhodou tohoto přístupu je, že řídicí jednotka nemusí průběh momentu počítat a vyhodnocovat v reálném čase. U předem definované sekvence vypínání válců je možné očekávat zvýšení amplitudy konkrétních harmonických složek. Torzní vibrace je tedy možné predikovat a účinně začít potlačovat ještě dříve, než samotný cyklus spalovacího motoru započne, aby bylo eliminováno zpoždění.

Dosažené výsledky by bylo vhodné dále využít pro řízení pohonné jednotky, jež by určovalo, jaká sekvence by byla pro konkrétní zatížení využita a jaký kompenzační moment by bylo nutné aplikovat. Do této úvahy by bylo třeba zahrnout další vlivy jako je např. aktuální stav nabití baterie, vliv pružnosti a prokluzu drážkového řemene, resp. fázování klikového hřídele a rotoru elektrického točivého stroje apod. Při použití vyhlazování točivého momentu u potenciálně sériové pohonné jednotky by bylo vhodné se více zaměřit také na návrh

řemenového převodu, zejména napínáků, a uložení pohonné jednotky. Vhodným uložení by bylo možné snížit vibrace přenášející se na karoserii vozidla. Dále by bylo vhodné blíže určit energetickou bilanci celého systému, což však vyžaduje velké množství experimentálně získaných dat.

Samotná myšlenka snižování vibrací spalovacího motoru pomocí elektrického točivého stroje je velmi aktuální téma a získané výsledky mohou sloužit jako podklady nejen k použití vyhlazování točivého momentu u hybridních pohonných jednotek topologie P0, ale zejména u dalších topologií, kde není vliv řemenového převodu, což může vést k výrazně lepším výsledkům v oblasti snižování torzních vibrací. Další možný směr výzkumu a vývoje v této oblasti by měl zahrnovat také dynamiku ventilového rozvodu, jelikož významně omezuje pracovní oblast vypínání válců.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. *Global EV Outlook 2024: Catching up with climate ambitions*. Online. 2024. [cit. 2025-07-10].  
Dostupné z: <https://www.iea.org/reports/global-ev-outlook-2024>.
- [2] REUTERS. *Stellantis to scrap target of 100% EVs by 2030, says Europe chief*. Online. Reuters, 2025-09-08. [cit. 2025-11-01].  
Dostupné z: <https://www.reuters.com/business/autos-transportation/stellantis-scrap-target-100-evs-by-2030-says-europe-chief-2025-09-08/>.
- [3] CONWAY, G.; JOSHI, A.; LEACH, F.; GARCÍA, A.; SENEAL, P. K. A review of current and future powertrain technologies and trends in 2020. Online. *Transportation Engineering*. 2021, vol. 5. ISSN 2666691X. [cit. 2024-03-15].  
Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.treng.2021.100080>.
- [4] BCG. *EV Strategies in the US, Europe and China*. Online. 2025. [cit. 2025-11-01].  
Dostupné z: <https://www.bcg.com/publications/2025/ev-strategies-in-us-europe-china>.
- [5] EUROPEAN COMMISSION. *Cars and vans — decarbonisation of transport: cars and vans*. Online. 2025. [cit. 2025-11-01].  
Dostupné z: [https://climate.ec.europa.eu/eu-action/transport-decarbonisation/road-transport/cars-and-vans\\_en](https://climate.ec.europa.eu/eu-action/transport-decarbonisation/road-transport/cars-and-vans_en).
- [6] ZHAO, J.; XI, Q.; WANG, S.; WANG, S. Improving the partial-load fuel economy of 4-cylinder SI engines by combining variable valve timing and cylinder-deactivation through double intake manifolds. Online. *Applied Thermal Engineering*. 2018, vol. 141, s. 245-256. ISSN 13594311. [cit. 2024-02-12].  
Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.05.087>.
- [7] PETERS, G. *Cylinder deactivation on 4 cylinder engines: A torsional vibration analysis*. Diplomová práce. Eindhoven: Eindhoven University of Technology, 2007. Vedoucí práce Bram Veenhuizen.
- [8] MIDDENDORF, H.; THEOBALD, J.; LANG, L.; HARTEL, K. The 1.4-l TSI Gasoline Engine with Cylinder Deactivation. Online. *MTZ worldwide*. 2012, vol. 73, no. 3, s. 4-9. [cit. 2025-04-05].  
Dostupné z: <https://doi.org/10.1365/s38313-012-0147-0>.
- [9] DOGRU, B.; LOT, R.; RANGA DINESH, K.K.J. Valve timing optimisation of a spark ignition engine with skip cycle strategy. Online. *Energy Conversion and Management*. 2018, vol. 173, s. 95-112. ISSN 01968904. [cit. 2024-02-23].  
Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.07.064>.
- [10] LEONE, T. G.; POZAR, M.; SHOST, M.; TRIPATHI, A. Fuel Economy Benefit of Cylinder Deactivation - Sensitivity to Vehicle Application and Operating Constraints. Online. In: *SAE International Journal of Engines*. 2001. ISSN 1946-3944. [cit. 2024-03-22]. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2001-01-3591>.

- [11] MUHAMAD SAID, M. F.; LATIFF, Z. A.; ZAINAL ABIDIN, S. F.; ZAHARI, I. Investigation of Intake Valve Strategy on the Cylinder Deactivation Engine. Online. *Applied Mechanics and Materials*. 2016, vol. 819, s. 459-465. ISSN 1662-7482. [cit. 2025-05-06].  
Dostupné z: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.819.459>.
- [12] MERY, M. L. (USA). *Explosive engine*. US patent no. 157 543.  
Uděleno 23. 7. 1895.
- [13] WILCUTTS, M.; SWITKES, J.; SHOST, M.; TRIPATHI, A. Design and Benefits of Dynamic Skip Fire Strategies for Cylinder Deactivated Engines. Online. *SAE International Journal of Engines*. 2013, vol. 6, no. 1, s. 278-288. ISSN 1946-3944. [cit. 2025-04-04]. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2013-01-0359>.
- [14] ORTIZ-SOTO, E.; YOUNKINS, M. Advanced Cylinder Deactivation with Miller Cycle. Online. *MTZ worldwide*. 2019, vol. 80, no. 5, s. 58-63. ISSN 2192-9114. [cit. 2025-04-02]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s38313-019-0032-1>.
- [15] JOSHI, M.; GOSALA, D.; ALLEN, C.; SRINIVASAN, S.; RAMESH, A. et al. *Diesel Engine Cylinder Deactivation for Improved System Performance over Transient Real-World Drive Cycles*. Online. Warrendale, PA: SAE International, 2018. (SAE Technical Paper 2018-01-0880). [cit. 2024-11-20].  
Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2018-01-0880>.
- [16] SCHROEDER, M.; MAGER, J.; WISCHNEWSKI, K. *Statische und dynamische Zylinderabschaltung an 4- und 3-Zylindermotoren*. In: LIEBL, J.; BEIDL, C. (ed.). *Internationaler Motorenkongress 2015: Mit Nutzfahrzeugmotoren – Spezial: Proceedings*. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2015, s. 373–391. ISBN 978-3-658-08861-3.
- [17] VAN ESS, J.; WOLK, B.; FUSCHETTO, J.; WANG, R.; YOUNKINS, M. Method to Compensate Fueling for Individual Firing Events in a Four-Cylinder Engine Operated with Dynamic Skip Fire. Online. *SAE International Journal of Engines*. 2018, vol. 11, no. 6, s. 977-991. ISSN 1946-3944. [cit. 2024-03-22].  
Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2018-01-1162>.
- [18] KORTWITTENBORG, T.; WALTER, F. Strategy to Control the Cylinder Deactivation. Online. *MTZ worldwide*. 2013, vol. 74, no. 2, s. 18-22. [cit. 2024-01-28]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s38313-013-0014-7>.
- [19] IHLEMANN, A.; NITZ, N. *Cylinder Deactivation: A technology with a future or a niche application?* Online. In: Schaeffler Kolloquium 2014. Herzogenaurach: Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2014, s. 172–187. [cit. 2025-03-29].  
Dostupné z: [https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/\\_shared\\_media/08\\_media\\_library/01\\_publications/schaeffler\\_2/symposia\\_1/downloads\\_11/Schaeffler\\_Kolloquium\\_2014\\_11\\_en.pdf](https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/Schaeffler_Kolloquium_2014_11_en.pdf).
- [20] FAUST, H.; SCHEIDT, M. Potentials and Constraints of Cylinder Deactivation in the Powertrain. Online. *MTZ worldwide*. 2016, vol. 77, no. 6, s. 72-77. [cit. 2023-02-09]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s38313-016-0046-x>.

- [21] PAIMON, A. S.; JAZAIR, W.; RAJOO, S. Parametric Study of Cylinder Deactivation and Valve Deactivation for Unthrottled Operation. Online. *Advanced Materials Research*. 2012, vol. 614-615, s. 525-528. ISSN 1662-8985. [cit. 2024-05-06].  
Dostupné z: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.614-615.525>.
- [22] MILLO, F.; MIRZAEIAN, M.; LUISI, S.; DORIA, V.; STROPPIANA, A. Engine displacement modularity for enhancing automotive s.i. engines efficiency at part load. Online. *Fuel*. 2016, vol. 180, s. 645-652. ISSN 00162361. [cit. 2024-04-22].  
Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.04.049>.
- [23] ALLEN, C. M.; GOSALA, D. B.; SHAVER, G. M.; MCCARTHY, J. Comparative study of diesel engine cylinder deactivation transition strategies. Online. *International Journal of Engine Research*. 2019, vol. 20, no. 5, s. 570-580. ISSN 1468-0874. [cit. 2025-03-24].  
Dostupné z: <https://doi.org/10.1177/1468087418768117>.
- [24] HU, M.; CHANG, S.; XU, Y.; LIU, L. Study on Valve Strategy of Variable Cylinder Deactivation Based on Electromagnetic Intake Valve Train. Online. *Applied Sciences*. 2018, vol. 8, no. 11. ISSN 2076-3417. [cit. 2024-05-14].  
Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/app8112096>.
- [25] HAMID, I.; MUHAMAD SAID, M. F.; MOHAMAD NOR, M. F.; LATIFF, Z. A. *Investigation of Cylinder Deactivation Strategies for Better Fuel Consumption Using 1-D Simulation Method* Online. Johor Bahru: Universiti Teknologi Malaysia, 2015. [cit. 2025-01-20].  
Dostupné z: [https://eprints.utm.my/61221/1/ZulkarnainAbdulLatiff2015\\_Investigati onofCylinderDeactivationstrategiesforbetterfuelconsumption.pdf](https://eprints.utm.my/61221/1/ZulkarnainAbdulLatiff2015_Investigati onofCylinderDeactivationstrategiesforbetterfuelconsumption.pdf).
- [26] BOLEHOVSKY, O.; VITEK, O. *Dynamic Cylinder Deactivation of ICE - Simulation Methodology*. Online. Warrendale, PA: SAE International, 2021. (SAE Technical Paper 2021-01-0682). [cit. 2025-02-25].  
Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2021-01-0682>.
- [27] BECH, A.; SHAYLER, P. J.; MCGHEE, M. The Effects of Cylinder Deactivation on the Thermal Behaviour and Performance of a Three Cylinder Spark Ignition Engine. Online. *SAE International Journal of Engines*. 2016, vol. 9, no. 4, s. -. ISSN 1946-3944. [cit. 2024-05-05]. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2016-01-2160>.
- [28] MORRIS, N.; MOHAMMADPOUR, M.; RAHMANI, R.; JOHNS-RAHNEJAT, P.M.; RAHNEJAT, H. et al. Effect of cylinder deactivation on tribological performance of piston compression ring and connecting rod bearing. Online. *Tribology International*. 2018, vol. 120, s. 243-254. ISSN 0301679X. [cit. 2024-02-22]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.12.045>.

- [29] MOHAMMADPOUR, M.; RAHMANI, R.; RAHNEJAT, H. Effect of cylinder deactivation on the tribo-dynamics and acoustic emission of overlay big end bearings. Online. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*. 2014, vol. 228, no. 2, s. 138-151. ISSN 1464-4193. [cit. 2025-05-04]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1177/1464419313519085>.
- [30] SHAHMOHAMADI, H.; RAHMANI, R.; RAHNEJAT, H.; GARNER, C. P.; DOWSON, D. Big End Bearing Losses with Thermal Cavitation Flow Under Cylinder Deactivation. Online. *Tribology Letters*. 2015, vol. 57, no. 1, s. -. ISSN 1023-8883. [cit. 2023-05-06]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s11249-014-0444-7>.
- [31] TURNBULL, R.; DOLATABADI, N.; RAHMANI, R.; RAHNEJAT, H. Energy loss and emissions of engine compression rings with cylinder deactivation. Online. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. ISSN 0954-4070. [cit. 2024-03-23]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1177/0954407020982868>.
- [32] HASCHER, H. G.; SCHOCK, H. J.; BROMBOLICH, L. J.; TRINKER, F. H.; LORUSSO, J. A.; ELJAKOV, M. A. *Simulation analysis of ring pack behavior in a deactivated cylinder*. In: CATON, J. A. (ed.). *Proceedings of the 18th Annual Fall Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division*. Fairborn, Ohio, United States: The American Society of Mechanical Engineers, 1996, s. 39–55. ISBN 0-7918-1516-1.
- [33] ARCHER, A.; MCCARTHY JR, J. *Quantification of Diesel Engine Vibration Using Cylinder Deactivation for Exhaust Temperature Management and Recipe for Implementation in Commercial Vehicles*. Online. Warrendale, PA: SAE International, 2018. (SAE Technical Paper 2018-01-1284). [cit. 2024-11-20]. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2018-01-1284>.
- [34] BAYKARA, C.; AKIN KUTLAR, O.; DOGRU, B.; ARSLAN, H. Skip cycle method with a valve-control mechanism for spark ignition engines. *Energy Conversion and Management*. Online. 2017, vol. 146, s. 134-146. ISSN 01968904. [cit. 2024-02-12]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.05.016>.
- [35] MA, Z. *Oil Transport Analysis of a Cylinder Deactivation Engine*. Online. Warrendale, PA: SAE International, 2010. (SAE Technical Paper 2010-01-1098). [cit. 2024-11-20]. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2010-01-1098>.
- [36] KOUBA, A.; HNILICKA, B.; NAVRATIL, J. *Downsized Gasoline Engine Cylinder Deactivation MiL Development and Validation Using Real-Time I-D Gas Code*. Online. Warrendale, PA: SAE International, 2018. (SAE Technical Paper 2018-01-1244). [cit. 2024-05-20]. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2018-01-1244>.

- [37] ZHOU, X.; CHEN, Z.; ZOU, P.; LIU, J.; DUAN, X. et al. Combustion and energy balance analysis of an unthrottled gasoline engine equipped with innovative variable valvetrain. Online. *Applied Energy*. 2020, vol. 268. ISSN 03062619. [cit. 2025-02-22]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.115051>.
- [38] TRIPATHY, S.; DAS, A.; SRIVASTAVA, D. K. Electro-pneumatic variable valve actuation system for camless engine: Part II-fuel consumption improvement through un-throttled operation. Online. *Energy*. 2020, vol. 193. ISSN 03605442. [cit. 2024-02-22]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116741>.
- [39] XU, J.; CHANG, S.; FAN, X.; FAN, A. Effects of electromagnetic intake valve train on gasoline engine intake charging. Online. *Applied Thermal Engineering*. 2016, vol. 96, s. 708-715. ISSN 13594311. [cit. 2024-03-22]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.10.163>.
- [40] FAN, X.; CHANG, S.; LIU, L.; LU, J. Realization and optimization of high compression ratio engine with electromagnetic valve train. Online. *Applied Thermal Engineering*. 2017, vol. 112, s. 371-377. ISSN 13594311. [cit. 2024-03-22]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.10.039>.
- [41] HOFFMANN, H.; LOCH, A.; WIDMANN, R.; KREUSEN, G.; MEEHSEN, D. et al. Cylinder deactivation for valve trains with roller finger follower. Online. *MTZ worldwide*. 2009, vol. 70, no. 4, s. 26-30. [cit. 2025-02-07]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/BF03226942>.
- [42] RADULESCU, A.; ROBERTS, L.; YANKOVIC, E. *Durability and Reliability Demonstration for Switching Roller Finger Follower in Cylinder Deactivation Systems*. Online. Warrendale, PA: SAE International, 2015. (SAE Technical Paper 2015-01-2816). [cit. 2024-10-20]. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2015-01-2816>.
- [43] RADULESCU, A.; KRISHNASAMY, V.; CHANDRAS, P. *Switching Response Optimization for Cylinder Deactivation with Type II Passenger Car Applications*. Online. Warrendale, PA: SAE International, 2014. (SAE Technical Paper 2014-01-1704). [cit. 2024-11-25]. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2014-01-1704>.
- [44] FALKOWSKI, A.; MCELWEE, M.; BONNE, M. *Design and Development of the DaimlerChrysler 5.7 L HEMI® Engine Multi-Displacement Cylinder Deactivation System*. Online. Warrendale, PA: SAE International, 2004. (SAE Technical Paper 2004-01-2106). [cit. 2024-10-22]. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2004-01-2106>.
- [45] HUNKINS, J. *Efficiency Expert*. Online. In: Super Chevy, 2004. [cit. 2021-05-13]. Dostupné z: <http://www.superchevy.com/how-to/engines-drivetrain/0405sc-gmdod/>.

- [46] MAEHARA, H.; KITAWAKI, S.; ABE, T.; SAITO, S.; TSUKUI, T. *Development of Variable Cylinder Management System for Large Motorcycles: An Effective Way of Reducing Output Change at Switching of the Number of Working Cylinders*. Online. Warrendale, PA: SAE International, 2010. (SAE Technical Paper 2010-32-0117). [cit. 2024-12-02]. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2010-32-0117>.
- [47] VOLKSWAGEN AG. *Active cylinder management (ACT)*. Online. Image No DB2012AL00533. 2012 [cit. 2022-11-20]. Dostupné z: <https://www.volkswagen-newsroom.com/en/images/detail/active-cylinder-management-act-5255>.
- [48] FLIERL, R.; LAUER, F. Mechanically Fully Variable Valvetrain and Cylinder Deactivation. Online. *MTZ worldwide*. 2013, vol. 74, no. 4, s. 50-57. [cit. 2024-02-08]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s38313-013-0042-3>.
- [49] KUTLAR, O. A.; ARSLAN, H.; CALIK, A. T. Skip cycle system for spark ignition engines: An experimental investigation of a new type working strategy. Online. *Energy Conversion and Management*. 2007, vol. 48, no. 2, s. 370-379. ISSN 01968904. [cit. 2024-03-22]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2006.07.004>.
- [50] FIORENZA, R.; PIRELLI, M.; TORELLA, E.; PALLOTTI, P.; KAPUS, P. E. et al. *VVT + Port Deactivation Application on a Small Displacement SI 4 Cylinder 16 V Engine: An Effective Way to Reduce Vehicle Fuel Consumption*. Online. Warrendale, PA: SAE International, 2003. (SAE Technical Paper 2003-01-0020). [cit. 2023-11-22]. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2003-01-0020>.
- [51] STABINSKY, M.; ALBERTSON, W.; TUTTLE, J.; KEHR, D.; WESTBROOK, J. et al. *Active Fuel Management™ Technology: Hardware Development on a 2007 GM 3.9L V-6 OHV SI Engine*. Online. Warrendale, PA: SAE International, 2007. (SAE Technical Paper 2007-01-1292). [cit. 2024-02-19]. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2007-01-1292>.
- [52] WILCUTTS, M.; SCHIFFGENS, H. J.; YOUNKINS, M. CO2 Reduction with Dynamic Cylinder Deactivation. Online. *MTZ worldwide*. 2019, vol. 80, no. 4, s. 20-27. ISSN 2192-9114. [cit. 2024-04-07]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s38313-019-0009-0>.
- [53] DOUGLAS, K. J.; MILOVANOVIC, N.; TURNER, J.; BLUNDELL, D. *Fuel Economy Improvement Using Combined CAI and Cylinder Deactivation (CDA) – An Initial Study*. Online. Warrendale, PA: SAE International, 2005. (SAE Technical Paper 2005-01-0110). [cit. 2024-11-20]. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2005-01-0110>.
- [54] KÜPPER, K.; LINSEL, J.; PINGEN, B.; WEBER, C. Cylinder Deactivation for Three-cylinder Engines. Online. *MTZ worldwide*. 2016, vol. 77, no. 12, s. 46-51. [cit. 2025-04-04]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s38313-016-0132-0>.

- [55] KREUTER, P.; HEUSER, P.; REINICKE-MURMANN, J.; ERZ, R.; STEIN, P. et al. *Meta-CVD System: An Electro-Mechanical Cylinder and Valve Deactivation System*. Online. Warrendale, PA: SAE International, 2001. (SAE Technical Paper 2001-01-0240). [cit. 2024-11-21]. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2001-01-0240>.
- [56] EISAZADEH-FAR, K.; YOUNKINS, M. *Fuel Economy Gains through Dynamic-Skip-Fire in Spark Ignition Engines*. Online. Warrendale, PA: SAE International, 2016. (SAE Technical Paper 2016-01-0672). [cit. 2024-12-02]. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2016-01-0672>.
- [57] ORTIZ-SOTO, E.; WANG, R.; NAGASHIMA, M.; YOUNKINS, M.; MÜLLER, A. et al. *λDSF: Dynamic Skip Fire with Homogeneous Lean Burn for Improved Fuel Consumption, Emissions and Drivability*. Online. Warrendale, PA: SAE International, 2018. (SAE Technical Paper 2018-01-0891). [cit. 2024-05-20]. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2018-01-0891>.
- [58] WILCUTTS, M.; NAGASHIMA, M.; EISAZADEH-FAR, K.; YOUNKINS, M.; CONFER, K. *Electrified Dynamic Skip Fire (eDSF): Design and Benefits*. Online. Warrendale, PA: SAE International, 2018. (SAE Technical Paper 2018-01-0864). [cit. 2023-07-21]. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2018-01-0864>.
- [59] BALERNA, C.; LANZETTI, N.; SALAZAR, M.; CEROFOLINI, A.; ONDER, C. Optimal low-level control strategies for a high-performance hybrid electric power unit. Online. *Applied Energy*. 2020, vol. 276. ISSN 03062619. [cit. 2024-02-22]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.115248>.
- [60] RASLAVIČIUS, L.; KERŠYS, A.; MAKARAS, R. Management of hybrid powertrain dynamics and energy consumption for 2WD, 4WD, and HMMWV vehicles. Online. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2017, vol. 68, s. 380-396. ISSN 13640321. [cit. 2024-02-22]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.09.109>.
- [61] NJEH, M; CAUET, S; COIRAUULT, P a MARTIN, P. *Torque harmonic reduction in hybrid vehicles*. Online. In: *Proceedings of the 2010 American Control Conference*. Baltimore, MD, USA: IEEE, 2010, s. 5838–5843. ISBN 978-1-4244-7427-1. [cit. 2021-02-22]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1109/ACC.2010.5530498>.
- [62] JIAN-QIANG, X.; JU-HUA, H.; QUN, L. Study on Vibration and Noise of Hybrid Electric Vehicle. Online. *Future Communication, Computing, Control and Management, Lecture Notes in Electrical Engineering*. 2012, s. 373-382. ISBN 978-3-642-27310-0. [cit. 2025-03-11]. Dostupné z: [https://doi.org/10.1007/978-3-642-27311-7\\_50](https://doi.org/10.1007/978-3-642-27311-7_50).

- [63] DELKHOSH, M.; ALIRAMEZANI, M.; KHADEM NAHVI, M. Investigating the effect of engine noise on power management strategy of a hybrid electric vehicle. Online. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2018, vol. 232, no. 10, s. 1287-1296. ISSN 0954-4070. [cit. 2024-03-11].  
Dostupné z: <https://doi.org/10.1177/0954407017728632>.
- [64] TANG, X.; HU, X.; YANG, W.; YU, H. Novel Torsional Vibration Modeling and Assessment of a Power-Split Hybrid Electric Vehicle Equipped With a Dual-Mass Flywheel. Online. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*. 2018, vol. 67, no. 3, s. 1990-2000. ISSN 0018-9545. [cit. 2024-02-22].  
Dostupné z: <https://doi.org/10.1109/TVT.2017.2769084>.
- [65] QIN, Y.; TANG, X.; JIA, T.; DUAN, Z.; ZHANG, J. et al. Noise and vibration suppression in hybrid electric vehicles: State of the art and challenges. Online. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2020, vol. 124. ISSN 13640321. [cit. 2024-02-22]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.109782>.
- [66] ALYUKOV, A.; WILBANKS, J.; KHATTAK, M. M.; LEAMY, M. *Two-Scale Command Shaping for Reducing NVH during Engine Shutdown*. Online. Warrendale, PA: SAE International, 2020. (SAE Technical Paper 2020-01-0411). [cit. 2025-06-20]. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2020-01-0411>.
- [67] TOMURA, S.; ITO, Y.; KAMICHI, K.; YAMANAKA, A. *Development of Vibration Reduction Motor Control for Series-Parallel Hybrid System*. Online. Warrendale, PA: SAE International, 2006. (SAE Technical Paper 2006-01-1125). [cit. 2025-07-20]. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2006-01-1125>.
- [68] LAN, T.; HWANG, H.; CHEN, J.; LONG, Y. Improvement in Vibration of Hybrid Powertrain with Combined Control Methods. Online. *Sensors and Materials*. 2023, vol. 35, no. 6, s. 1871. ISSN 0914-4935. [cit. 2025-07-21].  
Dostupné z: <https://doi.org/10.18494/sam4318>.
- [69] CHEN, K.; HU, J.; PENG, Z. Analysis of Active Vibration for HEVs through Electro-mechanical Coupling. Online. *Energy Procedia*. 2017, vol. 105, s. 3164-3172. ISSN 18766102. [cit. 2024-03-11].  
Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.686>.
- [70] HAZRA, S.; KHAN, A. A. *A Review on Electric Vehicle NVH Challenges and Recent Trends*. Online. Warrendale, PA: SAE International, 2025. (SAE Technical Paper 2025-01-0042). [cit. 2023-10-20].  
Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2025-01-0042>.
- [71] HAZRA, S.; REDDY, J. K. A Review Paper on Recent Research of Noise and Vibration in Electric Vehicle Powertrain Mounting System. Online. *SAE International Journal of Vehicle Dynamics, Stability, and NVH*. 2021, vol. 6, no. 1, s. 3-22. ISSN 2380-2170. [cit. 2025-04-21].  
Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/10-06-01-0001>.

- [72] GURAV, R.; UDAWANT, K. D.; RAJAMANICKAM, R.; KARANTH, N. V.; MARATHE, S. R. *Mechanical and Aerodynamic Noise Prediction for Electric Vehicle Traction Motor and Its Validation*. Online. Warrendale, PA: SAE International, 2017. (SAE Technical Paper 2017-26-0270). [cit. 2025-01-20]. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2017-26-0270>.
- [73] BROWN, I. P.; IONEL, D. M.; DORRELL, D. G. Influence of Parallel Paths on Current-Regulated Sine-Wave Interior-Permanent-Magnet Machines With Rotor Eccentricity. Online. *IEEE Transactions on Industry Applications*. 2012, vol. 48, no. 2, s. 642-652. ISSN 0093-9994. [cit. 2024-03-11]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1109/TIA.2012.2182749>.
- [74] HAZRA, S.; REDDY, J. K. An Aspect of Noise, Vibration, and Harshness Issues in Electric Vehicles. Online. *SAE International Journal of Vehicle Dynamics, Stability, and NVH*. 2021, vol. 6, no. 1, s. 23-33. ISSN 2380-2170. [cit. 2025-07-21]. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/10-06-01-0002>.
- [75] DAVIS, R.I.; LORENZ, R.D. Engine torque ripple cancellation with an integrated starter alternator in a hybrid electric vehicle: implementation and control. Online. *IEEE Transactions on Industry Applications*. 2003, vol. 39, no. 6, s. 1765-1774. ISSN 0093-9994. [cit. 2024-03-11]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1109/TIA.2003.818972>.
- [76] CANOVA, M.; SEVEL, K.; GUEZENNEC, Y.; YURKOVICH, S. *Control of the Start/Stop of a Diesel Engine in a Parallel HEV with a Belted Starter/Alternator*. Online. Warrendale, PA: SAE International, 2007. (SAE Technical Paper 2007-24-0076). [cit. 2024-11-10]. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2007-24-0076>.
- [77] GUSEV, S.V.; JOHNSON, W.; MILLER, J. *Active flywheel control based on the method of moment restrictions*. Online. In: *Proceedings of the 1997 American Control Conference (Cat. No. 97CH36041)*. Albuquerque, NM, USA: IEEE, 1997, s. 3426–3430, vol. 5. ISBN 0-7803-3832-4. [cit. 2023-02-22]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1109/ACC.1997.612101>.
- [78] JIANG, Z. *Motor torque smoothing treatment method for hybrid power and a hybrid power system*. Online. US patent 8798827 B2. Uděleno 5. 8. 2014. [cit. 2024-11-20]. Dostupné z: <https://patents.google.com/patent/US8798827>.
- [79] NJEH, M.; CAUET, S.; COIRAULT, P. *Persistent disturbances rejection on internal combustion engine torque in hybrid electric vehicles*. Online. In: *Proceedings of the 49th IEEE Conference on Decision and Control (CDC)*. Atlanta, GA, USA: IEEE, 2010, s. 6421–6426. ISBN 978-1-4244-7745-6. [cit. 2024-02-23]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1109/CDC.2010.5717066>.

- [80] CHEN, S.; HU, M. Active torsional vibration suppression of hybrid electric vehicle drive system based on optimal harmonic current instruction calculation method. Online. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2023, vol. 205, s. 110837. ISSN 0888-3270. [cit. 2025-07-21].  
Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2023.110837>.
- [81] WU, Z.; FAN, Y.; CHEN, H.; WANG, X.; LEE, C. H. T. Electromagnetic Force and Vibration Study of Dual-Stator Consequent-Pole Hybrid Excitation Motor for Electric Vehicles. Online. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*. 2021, vol. 70, no. 5, s. 4377-4388. ISSN 0018-9545. [cit. 2024-07-03].  
Dostupné z: <https://doi.org/10.1109/TVT.2021.3075461>.
- [82] HALLAL, J.; RASID, A. H.; DRUESNE, F.; LANFRANCHI, V. *Comparison of radial and tangential forces effect on the radial vibrations of synchronous machines*. Online. In: *2019 IEEE International Conference on Industrial Technology (ICIT)*. Melbourne, Australia: IEEE, 2019, s. 243–248. ISBN 978-1-5386-6376-9. [cit. 2024-07-03].  
Dostupné z: <https://doi.org/10.1109/ICIT.2019.8755241>.
- [83] GARVEY, S.D. *Tangential forces matter*. Online. In: *9th International Conference on Electrical Machines and Drives*. Canterbury, United Kingdom: IEE, 1999, s. 174–178. ISBN 0-85296-720-9. [cit. 2024-07-03].  
Dostupné z: <https://doi.org/10.1049/cp:19991013>.
- [84] CASSAT, A.; ESPANET, C.; COLEMAN, R.; BURDET, L.; LELEU, E. et al. A Practical Solution to Mitigate Vibrations in Industrial PM Motors Having Concentric Windings. Online. *IEEE Transactions on Industry Applications*. 2012, vol. 48, no. 5, s. 1526-1538. ISSN 0093-9994. [cit. 2025-08-11].  
Dostupné z: <https://doi.org/10.1109/tia.2012.2210172>.
- [85] JIAN, L.; XUEGUAN, S.; YUNHYUN, C.. Comparison of 12/8 and 6/4 Switched Reluctance Motor: Noise and Vibration Aspects. Online. *IEEE Transactions on Magnetics*. 2008, vol. 44, no. 11, s. 4131-4134. ISSN 0018-9464. [cit. 2024-07-03].  
Dostupné z: <https://doi.org/10.1109/TMAG.2008.2002533>.
- [86] MÜLLER, K.; WANKE, A.; BURKHARDT, Y.; DE GERSEM, H. *Evaluation of Torque Ripple and Tooth Forces of a Skewed PMSM by 2D and 3D FE Simulations*. Online. 2025. [cit. 2025-08-20].  
Dostupné z: <https://doi.org/10.48550/arXiv.2503.16279>.
- [87] DENG, W.; ZUO, S. Electromagnetic Vibration and Noise of the Permanent-Magnet Synchronous Motors for Electric Vehicles: An Overview. Online. *IEEE Transactions on Transportation Electrification*. 2019, vol. 5, no. 1, s. 59-70. ISSN 2332-7782. [cit. 2025-08-11].  
Dostupné z: <https://doi.org/10.1109/TTE.2018.2875481>.

- [88] HADJIT, R.; KEBIR, A.; FELICE, M. *Electromagnetic and NVH Analysis of PMSM with Eccentricity and Rotor Magnetization Variations*. Online. Warrendale, PA: SAE International, 2025. (SAE Technical Paper 2025-01-0047). [cit. 2025-08-20]. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2025-01-0047>.
- [89] TERATANI, T.; KURAMOCHI, K.; NAKAO, H.; TACHIBANA, T.; YAGI, K. et al. *Development of Toyota Mild Hybrid System (THS-M) with 42 V PowerNet*. Online. In: *IEEE International Electric Machines and Drives Conference, 2003 (IEMDC'03)*. Madison, WI, USA: IEEE, 2003, vol. 1, s. 3–10. [cit. 2025-07-22]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1109/iemdc.2003.1211235>.
- [90] BOLDEA, I.; TUTELEA, L. N.; PARSA, L.; DORRELL, D. Automotive Electric Propulsion Systems With Reduced or No Permanent Magnets: An Overview. Online. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*. 2014, vol. 61, no. 10, s. 5696–5711. ISSN 0278-0046. [cit. 2025-07-22]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1109/tie.2014.2301754>.
- [91] UPADHAYAY, P.; KEDOUS-LEBOUC, A.; GARBUIO, L.; MIPO, J.; DUBUS, J. *Impact of claw-pole geometry variations on the performance of machine used in automotive application*. Online. In: *IECON 2017 – 43rd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*. Beijing, China: IEEE, 2017, s. 1990–1995. [cit. 2025-07-22]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1109/iecon.2017.8216335>.
- [92] HELBING, C.; BENNEWITZ, K.; MANN, A. The 48-V Mild Hybrid Drive System of the Volkswagen Golf 8. Online. *MTZ worldwide*. 2020, vol. 81, no. 2, s. 18–25. ISSN 2192-9114. [cit. 2025-08-28]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s38313-019-0164-3>.
- [93] SHABANA, A. A. *Dynamics of multibody systems*. 4th ed. New York: Cambridge University Press, 2014. ISBN 978-1-107-33721-3.
- [94] WITTENBURG, J. *Dynamics of multibody systems*. 2nd ed. Berlin: Springer, 2008. ISBN 978-3-540-73914-2.
- [95] WASFY, T. M.; NOOR, A. K. Computational strategies for flexible multibody systems. Online. *Applied Mechanics Reviews*. 2003, vol. 56, no. 6, s. 553–613. ISSN 0003-6900. [cit. 2025-09-28]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1115/1.1590354>.
- [96] SCHWAB, F. K.; REITER, A.; HERRMANN, C.; SCHNEIDER, D.; NESTLER, B. Phase-inherent linear visco-elasticity model for infinitesimal deformations in the multiphase-field context. Online. *Advanced Modeling and Simulation in Engineering Sciences*. 2020, vol. 7, no. 1. ISSN 2213-7467. [cit. 2025-09-29]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1186/s40323-020-00178-x>.
- [97] SILVA, C.A.F.; MANIN, L.; RINALDI, R.G.; BESNIER, E.; REMOND, D. Dynamics of Torsional Vibration Damper (TVD) pulley, implementation of a rubber elastomeric behavior, simulations and experiments. Online. *Mechanism and Machine Theory*. 2019, vol. 142, s. 103583. ISSN 0094-114X. [cit. 2025-09-29]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2019.103583>.

- [98] ENORISE. *Virtual Dynamics Help*. Aachen: Enorise GmbH. Verze Virtual Dynamics 2023.3.
- [99] XU, J.; LI, A. Mechanical Properties of a “5 4” Viscoelastic Damping Wall Based on Full-Scale Laboratory Tests. Online. *Shock and Vibration*. 2016, vol. 2016, s. 1-10. ISSN 1070-9622. [cit. 2025-09-29].  
Dostupné z: <https://doi.org/10.1155/2016/6961805>.
- [100] DRÁPAL, L. *Klikové ústrojí s vysokou mechanickou účinností*. Brno, 2021. Dizertační práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 133 s.  
Vedoucí práce: Václav Píštěk.  
Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/137773>.
- [101] ALBERS, A.; DETERS, L.; FELDHUSEN, J.; LEIDICH, E.; LINKE, H. et al. *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2*. Online. 5. Heidelberg: Springer Berlin, 2006. ISBN 978-3-540-29630-0. [cit. 2025-09-23].  
Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/3-540-29630-1>.
- [102] HAMROCK, B. J.; SCHMID, S. R.; JACOBSON, B. O. *Fundamentals of fluid film lubrication*. 2nd ed. Mechanical engineering, sv. 169. New York: Marcel Dekker, 2004. ISBN 978-0-8247-5371-9.
- [103] AFFENZELLER, J.; GLÄSER, H. *Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren*. Wien: Springer Vienna, 1996. ISBN 978-3-211-82577-8.
- [104] PINKUS, O. Power Loss in Elliptical and 3-Lobe Bearings. Online. *Journal of Fluids Engineering*. 1956, vol. 78, no. 5, s. 899-904. ISSN 0097-6822.  
[cit. 2025-10-12]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1115/1.4013862>.
- [105] STACHOWIAK, G. W.; BATCHELOR, A. W. *Engineering tribology*. 4th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2014. ISBN 978-0-12-397047-3.
- [106] LING, S. J.; SANNY, J.; MOEBS, W.; FRIEDMAN, G.; DRUGER, S. D. et al. *University Physics Volume 2*. 2nd ed. Houston: OpenStax, 2016. ISBN 1-938168-16-X.
- [107] OULD LAHOUCINE, C.; KHELLAF, A. Dynamic characterization of a thermocouple in a fluid crossflow. Online. *Sensors and Actuators A: Physical*. 2005, vol. 119, no. 1, s. 48-56. ISSN 0924-4247. [cit. 2025-09-25].  
Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.sna.2004.08.018>.
- [108] IVANOV, N. S.; ZHURAVLEV, S. V.; KHARKINA, O. A.; ZDOROVA, M. V.; SHIROKOV, A. A. et al. Electric Machines with High Specific Power. Online. *Russian Electrical Engineering*. 2022, vol. 93, no. 10, s. 621-630. ISSN 1068-3712.  
[cit. 2025-09-25]. Dostupné z: <https://doi.org/10.3103/s1068371222100054>.
- [109] VRETBLAD, A. *Fourier analysis and its applications*. 1st ed. New York: Springer, 2003. ISBN 978-0-387-00836-3.

- [110] MAGNA. *FEMFAT 5.4 Training*. Steyr: Engineering Center Steyr GmbH & Co KG. 2020.
- [111] FRIDRICHOVÁ, K. *Vypínání válců zážehového motoru*. Brno, 2020. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 146 s. Vedoucí práce: Lubomír Drápal. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/121687>.
- [112] LEE, S.; CHERRY, J.; SAFOUTIN, M.; MCDONALD, J.; OLECHIW, M. Modeling and Validation of 48V Mild Hybrid Lithium-Ion Battery Pack. *SAE International Journal of Alternative Powertrains*. Online. 2018, vol. 07, no. 3, s. 273-287. ISSN 2167-4191. [cit. 2025-10-01]. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2018-01-0433>.
- [113] POTHIN, R.; DOLCINI, P. *Deployment of 48 V in Renault, current status and future outlook*. Online. In: *Internationaler Motorenkongress 2017: Mit Nutzfahrzeugmotoren – Spezial: Proceedings*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2017, s. 363–375. ISBN 978-3-658-17109-4. ISSN 2198-7432. [cit. 2025-11-01]. Dostupné z: [https://doi.org/10.1007/978-3-658-17109-4\\_21](https://doi.org/10.1007/978-3-658-17109-4_21).
- [114] LAUER, S.; WELDLE, R.; PERUGINI, M.; LYUBAR, A. 48-V High-power Full Hybrid System. Online. *MTZ worldwide*. 2021, vol. 82, no. 2, s. 24-31. ISSN 2192-9114. [cit. 2025-10-01]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s38313-020-0592-0>.
- [115] SI, Y.; LIU, Y.; LIU, C.; ZHANG, Z.; WANG, M. et al. A High Current High Power Density Motor Drive for a 48-Volt Belt-Driven Starter Generator (BSG) System. Online. *IEEE Open Journal of Industry Applications*. 2021, vol. 2, s. 235-250. ISSN 2644-1241. [cit. 2025-10-01]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1109/ojia.2021.3102972>.
- [116] BECKERS, C.; HOEDEMAEKERS, E.; DAGKILIC, A.; BERGVELD, H. J. *Round-trip energy efficiency and energy-efficiency fade estimation for battery passport*. Online. In: *2023 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*. Milan, Italy: IEEE, 2023. [cit. 2025-11-01]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1109/vppc60535.2023.10403325>.

## PUBLIKACE AUTORA K TÉMATU DIZERTAČNÍ PRÁCE

- [A1] FRIDRICOVÁ, K.; DRÁPAL, L.; VOPAŘIL, J.; DLUGOŠ, J. Overview of the potential and limitations of cylinder deactivation. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2021, vol. 146, no. 8, s. 1-15. ISSN: 1364-0321.  
Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.111196>.

Kvartil: Q1 (D1)  
Autorský podíl: 25 %

- [A2] FRIDRICOVÁ, K.; DRÁPAL, L.; RAFFAI, P.; BÖHM, M. Comparative study of engine dynamics for rolling and selective cylinder deactivation. *Energy*. 2024, vol. 303, no. 15.9., s. 1-12. ISSN: 1873-6785.  
Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.131946>.

Kvartil: Q1 (D1)  
Autorský podíl: 50 %

- [A3] FRIDRICOVÁ, K.; DRÁPAL, L.; PUŠKÁR, M. Design and cranktrain dynamics of various approaches to cylinder deactivation system for spark-ignition engines. *MM Science Journal*. 2023, vol. 2023, no. 5, s. 7109-7114.  
ISSN: 1805-0476. Dostupné z: [https://doi.org/10.17973/MMSJ.2023\\_12\\_2023071](https://doi.org/10.17973/MMSJ.2023_12_2023071).

Kvartil: Q4  
Autorský podíl: 45 %

- [A4] FRIDRICOVÁ, K.; DRÁPAL, L.; BÖHM, M. Mitigation of torsional vibration caused by rolling cylinder deactivation for mild-hybrid powertrain with spark-ignition four-cylinder engine. In: *Proceedings of the 56th International Scientific Conference focused on research and teaching methods related to vehicles and drives – KOKA 2025*. Brno: MENDELU, Faculty of AgriSciences, Department of Technology and Automobile Transport, 2025. s. 108-115.  
ISBN: 978-80-7701-051-1.

Autorský podíl: 33,33 %

- [A5] FRIDRICOVÁ, K.; DRÁPAL, L.; UŠIAK, M. Dynamic simulations of electric motor for mild-hybrid powertrain. In: *KOKA 2024 55. mezinárodní vědecká konference zaměřená na výzkumné a výukové metody v oblasti vozidel a jejich pohonů*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2024. s. 59-65.  
ISBN: 978-80-7494-711-7.

Autorský podíl: 50 %

- [A6] FRIDRICHOVÁ, K.; DRÁPAL, L.; VOPAŘIL, J.; DLUGOŠ, J. Comparison of the dynamics of selective and rolling cylinder deactivation on spark-ignition four-cylinder engine. In: *Scientific Proceedings KOKA 2022*. Bratislava: Slovak University of Technology in Bratislava, Faculty of Mechanical Engineering, 2022. s. 57-64. ISBN: 978-80-227-5215-2.

Autorský podíl: 25 %

- [A7] FRIDRICHOVÁ, K.; DRÁPAL, L.; VOPAŘIL, J.; DLUGOŠ, J. Cylinder deactivation of internal-combustion engines: historical development, state-of-the-art and outlook. In: *Sborník přednášek KOKA 2021*. Praha: Česká zemědělská univerzita v Praze, Technická fakulta, 2021, s. 71-82. ISBN: 978-80-213-3132-7.

Autorský podíl: 25 %

- [A8] DRÁPAL, L.; FRIDRICHOVÁ, K.; DLUGOŠ, J. On the running smoothness of the in-line spark-ignition engine for non-european markets. In: *KOKA 2024 55. Mezinárodní vědecká konference zaměřená na výzkumné a výukové metody v oblasti vozidel a pohonů*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů, 2024. s. 42-48. ISBN: 978-80-7494-711-7.

Autorský podíl: 33,33 %

- [A9] DRÁPAL, L.; FRIDRICHOVÁ, K.; DLUGOŠ, J. Development of the crank train of an in-line three-cylinder spark-ignition engine for a passenger car. In: *Scientific Proceeding KOKA 2023*. Brno: Brno University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering, 2023. s. 29-29. ISBN: 978-80-214-6164-2.

Autorský podíl: 33,33 %

- [A10] DRÁPAL, L.; FRIDRICHOVÁ, K.; VOPAŘIL, J.; DLUGOŠ, J. Computational modelling of the torsional damper of an unconventional crank train for a four-cylinder engine. In: *Scientific Proceeding KOKA 2022*. Bratislava: Slovak University of Technology in Bratislava, Faculty of Mechanical Engineering, 2022. s. 179-186. ISBN: 978-80-227-5215-2.

Autorský podíl: 25 %

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

BEV	Battery Electric Vehicle (elektrické vozidlo napájené z baterie)
CAD	Computer Aided Design
CADC	Common Artemis Driving Cycles
CO	Oxid uhelnatý
CO <sub>2</sub>	Oxid uhličitý
DC	Direct current (stejnoseměrný proud)
EHD	Elastohydrodynamický
EPA	Environmental Protection Agency
FCEV	Fuel Cell Electric Vehicle (elektrické vozidlo s palivovými články)
FEMFAT	Finite Element Method Fatigue
FTP	Federal Test Procedure
GDI	Gasoline Direct Injection (motor s přímým vstřikováním benzínu)
GM	General Motors
HEV	Hybrid Electric Vehicle (hybrid s elektrickým točivým strojem umožňujícím jízdu i v čistě elektrickém režimu)
HFET	Highway Fuel Economy Test
MBS	Multi-Body System
MHEV	Mild Hybrid Electric Vehicle (hybrid s elektrickým točivým strojem neumožňujícím jízdu v čistě elektrickém režimu)
MNF	Modal Neutral File
MOSFET	Metal Oxide Semiconductor Field Effect Transistor
MPI	Multi Point Injection (vícebodové nepřímé vstřikování)
NEDC	New European Driving Cycle
NO <sub>x</sub>	Oxidy dusíku
NVH	Noise, Vibration and Harshness (hluk a vibrace)
OHV	Over Head Valve
PHEV	Plug-in Hybrid Electric Vehicle (hybrid s baterií umožňující dobíjení z elektrické sítě)
RBE	Rigid Body Element (tuhý prutový prvek)
REEV	Range-Extended Electric Vehicle (elektromobil, jenž obsahuje spalovací motor sloužící jako prodlužovač dojezdu)
SAE	Society of Automotive Engineers (resp. norma viskozitní klasifikace motorových olejů SAE J300)
TFSI	Turbo Fuel Stratified Injection (označení pro motory s přeplňováním turbodmychadlem a přímým vstřikováním)

TSI		Turbocharged/Twincharged Stratified Injection (označení pro motory s přeplňováním turbodmychadlem a přímým vstřikováním)
Univalve		Obchodní označení systému variabilního časování ventilů
VVT		Variable Valve Timing (variabilní časování ventilů)
VW		Volkswagen
WLTC		World Harmonized Light-duty Vehicle Test Cycle
WLTP		Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure
<b>B</b>	[T]	Vektor magnetické indukce
$b_{\text{loz}}$	[mm]	Šířka ložiska
$B_r$	[T]	Radiální složka vektoru magnetické indukce
$B_t$	[T]	Tangenciální složka vektoru magnetické indukce
$c_i$	[N·m·s·rad <sup>-1</sup> ]	Torzní tlumení tlumiče
$c_{\text{loz}}$	[mm]	Radiální ložisková vůle
<b>C<sub>q</sub></b>	[-]	Jakobiho matice vazeb
$D_c$	[mm]	Průměr čepu
$D_{\text{loz}}$	[mm]	Průměr ložiska
<b>E</b>	[-]	Jednotková matice
$e$	[mm]	Excentricita
$F_D$	[N]	Tangenciální (hydrodynamická) dynamická síla
$F_V$	[N]	Radiální (zátěžová) dynamická síla
<b>H</b>	[A·m <sup>-1</sup> ]	Vektor intenzity magnetického pole
$h$	[mm]	Tloušťka mazacího filmu
$h_{\text{min}}$	[mm]	Nejmenší tloušťka mazací vrstvy
$I_{\text{DC}}$	[A]	Stejnoseměrný proud
$I_i$	[A]	Proud dané fáze
$j$	[-]	Komplexní číslo
$k$	[-]	Řád harmonické složky
$K^*$	[N·m·rad <sup>-1</sup> ]	Komplexní torzní tuhost
$K'$	[N·m·rad <sup>-1</sup> ]	Reální složka torzní tuhosti
$K''$	[N·m·rad <sup>-1</sup> ]	Imaginární složka torzní tuhosti
<b><math>\hat{\mathbf{K}}</math></b>	[-]	Zobecněná matice tuhosti
$K_0$	[N·m·rad <sup>-1</sup> ]	Tuhost paralelní pružiny
<b><math>\hat{\mathbf{K}}_{\text{CC}}</math></b>	[-]	Vazebná matice tuhosti
<b><math>\mathbf{K}_{\text{EE}}</math></b>	[-]	Matice tuhosti stupňů volnosti uzlů rozhraní

$\mathbf{K}_{EI}$	[-]	Matice tuhosti pro vazby uzlů rozhraní s vnitřními uzly
$k_i$	[N·m·rad <sup>-1</sup> ]	Torzni tuhost pružiny
$\mathbf{K}_{IE}$	[-]	Matice tuhosti pro vazby vnitřních uzlů s uzly rozhraní
$\mathbf{K}_{II}$	[-]	Matice tuhosti stupňů volnosti vnitřních uzlů
$\hat{\mathbf{K}}_{NN}$	[-]	Modální matice tuhosti
$L$	[H]	Indukčnost
$l$	[-]	Pořadí vzorku
$\mathbf{M}$	[-]	Matice hmotnosti
$M$	[N·m]	Moment
$\hat{\mathbf{M}}$	[-]	Zobecněná matice hmotnosti
$\hat{\mathbf{M}}_{CC}$	[-]	Vazebná matice hmotnosti
$\hat{\mathbf{M}}_{CN}$	[-]	Matice hmotnosti pro vazby vazebných módů s normálními
$\mathbf{M}_{EE}$	[-]	Matice hmotnosti stupňů volnosti uzlů rozhraní
$\mathbf{M}_{EI}$	[-]	Matice hmotnosti pro vazby uzlů rozhraní s vnitřními uzly
$M_f$	[N·m]	Třecí moment
$\mathbf{M}_{IE}$	[-]	Matice hmotnosti pro vazby vnitřních uzlů s uzly rozhraní
$\mathbf{M}_{II}$	[-]	Matice hmotnosti stupňů volnosti vnitřních uzlů
$M_k^0$	[N·m]	Amplituda momentu harmonické složky řádu $k$
$M_l$	[N·m]	hodnota momentu $l$ -tého vzorku
$\hat{\mathbf{M}}_{NC}$	[-]	Matice hmotnosti pro vazby normálních módů s vazebnými
$\hat{\mathbf{M}}_{NN}$	[-]	Modální matice hmotnosti
$n$	[-]	Počet diskretních vzorků
$p$	[Pa]	Tlak
$p_e$	[bar]	Střední efektivní tlak
$P_f$	[W]	Třecí výkon
$\mathbf{q}$	[-]	Zobecněná souřadnice
$\mathbf{Q}$	[-]	Vektor zatížení
$\mathbf{q}_E$	[-]	Souřadnice uzlů rozhraní
$\mathbf{q}_I$	[-]	Modální souřadnice vnitřních uzlů
$R$	[Ω]	Odpor
$R_c$	[mm]	Poloměr čepu
$R_e$	[MPa]	Mez kluzu
$R_m$	[MPa]	Mez pevnosti
$So_D$	[-]	Sommerfeldovo číslo pro rotaci

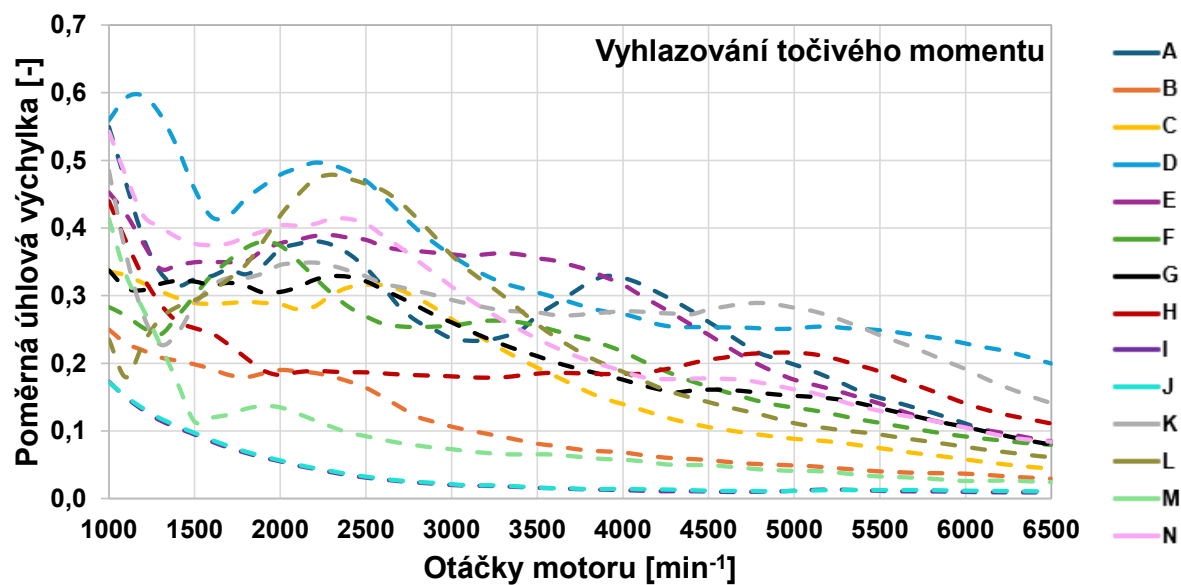
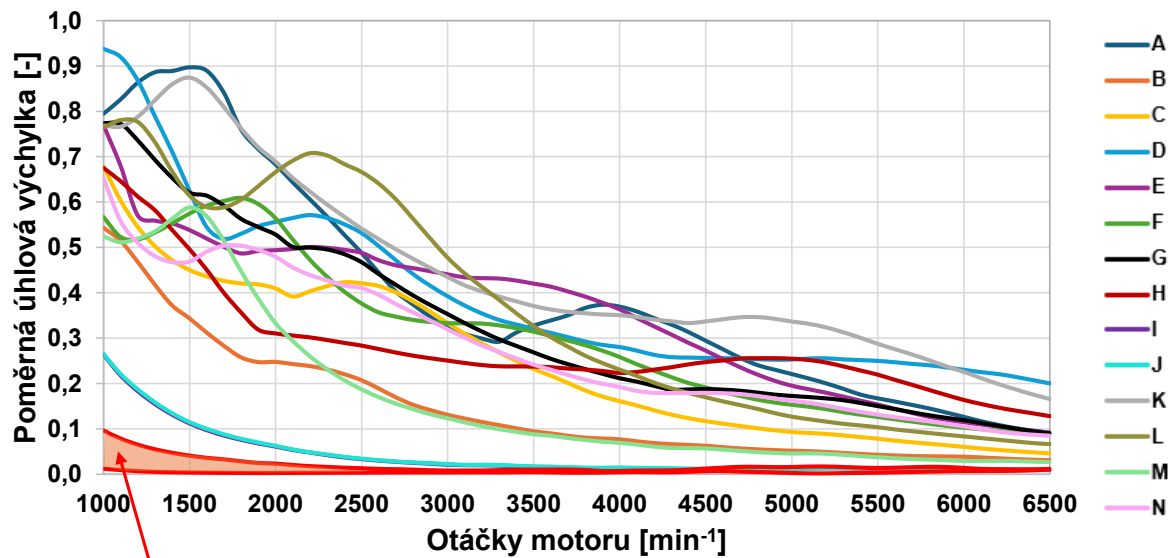
$\mathbf{u}$	[-]	Vektor deformací tělesa
$U$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Relativní kluzná rychlost
$U_{\text{DC}}$	[V]	Stejnoseměrné napětí
$\mathbf{u}_E$	[-]	Stupně volnosti uzlů rozhraní
$\mathbf{u}_I$	[-]	Stupně volnosti vnitřních uzlů tělesa
$\beta$	[rad]	Úhel mezi dynamickou radiální a tangenciální silou
$\delta$	[rad]	Ztrátový úhel
$\varepsilon$	[-]	Relativní excentricita
$\varepsilon_k$	[-]	Kompresní poměr
$\eta$	$[\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-2}]$	Dynamická viskozita maziva
$\lambda$	[-]	Vektor Lagrangeových multiplikátorů
$\lambda_i$	[s]	Poměr tlumení a tuhosti
$\mu_0$	$[\text{H}\cdot\text{m}^{-1}]$	Permeabilita prostředí
$\sigma_a$	[MPa]	Amplituda napětí
$\sigma_c$	[MPa]	Mez únavy
$\sigma_m$	[MPa]	Střední hodnota cyklického napětí
$\sigma_r$	[Pa]	Plošná hustota síly (tlak) v radiálním směru
$\sigma_t$	[Pa]	Plošná hustota síly (tlak) v tangenciálním směru
$\tau$	[s]	Časová konstanta
$\varphi$	[rad]	Ložisková souřadnice ve směru natočení
$\Phi_C$	[-]	Matice vazebných módů
$\Phi_N$	[-]	Matice normálních módů
$\chi$	[-]	Ztrátový součinitel
$\omega$	$[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}]$	Úhlová rychlost
$\omega_q$	$[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}]$	Efektivní hydrodynamická úhlová rychlost maziva v místě minimální tloušťky mazacího filmu

## SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Polovina rozkmitu úhlové výchylky řemenice u různých sekvencí.....I

Příloha 2 – Únavová životnost.....II

## PŘÍLOHA 1 – POLOVINA ROZKMITU ÚHLOVÉ VÝCHYLKY ŘEMENICE U RŮZNÝCH SEKVENCÍ



## PŘÍLOHA 2 – ÚNAVOVÁ ŽIVOTNOST

