



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

KLIKOVÉ ÚSTROJÍ S VYSOKOU MECHANICKOU ÚČINNOSTÍ

CRANK TRAIN WITH HIGH MECHANICAL EFFICIENCY

DISERTAČNÍ PRÁCE
DOCTORAL THESIS

AUTOR
AUTHOR

Ing. LUBOMÍR DRÁPAL

ŠKOLITEL
SUPERVISOR

prof. Ing. VÁCLAV PÍŠTĚK, DrSc.

BRNO 2021

ABSTRAKT

Dokument popisuje možnosti zvyšování mechanické účinnosti klikového mechanismu spalovacího motoru. Pro tento účel je zvolena koncepce se sníženým počtem hlavních ložisek a její přínos je ověřen experimentálně. Vlastní návrh spočívá v inovativní konstrukci klikového hřídele zážehového řadového čtyřválcového motoru s pouze třemi hlavními kluznými ložisky a laserem svařovanými plechovými rameny. Nová konstrukce je se sériovým provedením srovnávána z hlediska třecích ztrát, vibrací a namáhání částí motoru prostřednictvím simulací dynamiky klikového mechanismu v prostředí Multi-Body System. Zvýšení vibrací, doprovázející snížení třecích ztrát, je kompensováno tlumičem torsního kmitání a jeho vliv je experimentálně ověřen. Popsán je rovněž experimentální výzkum laserových svarů na klikovém hřídeli z hlediska únavové životnosti. V závěru je shrnut celkový potenciál a nastíněn další možný vývoj této inovativní patentované konstrukce.

KLÍČOVÁ SLOVA

klikový mechanismus, třecí ztráty, mechanická účinnost, vibrace, klikový hřídel, Multi-Body System, torsní tlumič, laserové svařování

ABSTRACT

This document describes the possibilities of increasing the mechanical efficiency of the crank train of an internal-combustion engine. For this purpose, a concept with a reduced number of main bearings is chosen and its contribution is verified experimentally. The proposed solution consists of an innovative crankshaft design of a four-cylinder spark-ignition engine with only three main journal bearings and laser-welded sheet metal crank webs. The new design is compared to the mass-produced one in terms of friction losses, vibrations and loading of engine parts by means of simulations of crank train dynamics using the Multi-Body System. The increase in vibration, accompanied by a reduction in friction losses, is compensated by a torsional vibration damper and its effect is experimentally verified. Experimental research of laser welds on the crankshaft in terms of fatigue life is also described. The overall potential is also summarised and further possible development of this innovative and patented design is outlined.

KEYWORDS

crank train, friction losses, mechanical efficiency vibration, crankshaft, Multi-Body System, torsional damper, laser welding

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DRÁPAL, L. *Klikové ústrojí s vysokou mechanickou účinností*. Brno, 2021. Disertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Václav Píštěk.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 30. září 2021

.....

Lubomír Drápal

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji školiteli prof. Ing. Václavu Píštěkovi, DrSc., především za trpělivost.

Můj velký dík patří pracovníkům oddělení vývoje motorů společnosti ŠKODA AUTO, zejména Ing. Jiřímu Kubíčkoví staršímu, bez jehož visionářství a podpory by tato práce nemohla nikdy vzniknout. Děkuji Ing. Marku Slovákovi, jenž se do projektu zpočátku nadšeně zapojil, a Ing. Ivaylu Brankovovi, který po něm v tomto ohledu takříkajíc převzal štafetu. Rád bych poděkoval rovněž Ing. Karlu Hanouskovi a Ing. Pavlu Urbanovi z oddělení zkoušek motorů za bezmála *partyzánskou* pomoc při experimentech na funkčním vzorku motoru.

Za účinnou pomoc a přátelský přístup děkuji také bývalým i současným kolegům z oddělení výpočtů pohonných jednotek Ing. Radku Peterovi, Ing. Václavu Uzlíkovi a Ing. Lukáši Šopíkovi.

Rád bych poděkoval i Ing. Jozefu Dlugošovi, Ph.D., z ÚADI za pomoc s diskretisací bloku motoru poslední varianty.

Děkuji rovněž doc. Ing. Pavlu Novotnému, Ph.D., za rady a pomoc při výpočtovém modelování v samotných počátcích mého doktorského studia.

OBSAH

VYMEZENÍ CÍLŮ DISERTAČNÍ PRÁCE	9
ÚVOD	10
1 SHRUTÍ SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	13
1.1 Mechanická účinnost spalovacích motorů	13
1.1.1 Zmenšení průměru ložisek	14
1.1.2 Náhrada kluzných ložisek valivými	16
1.1.3 Povlaky klikového hřídele a ložiskových pánví	19
1.1.4 Snížení počtu hlavních ložisek klikového mechanismu	20
1.2 Komplexní modely dynamiky pohonných jednotek	22
1.2.1 Multi-Body System	24
1.2.2 Výpočtový model kluzného ložiska	25
1.2.3 Únavová životnost	28
2 KONCEPCE KLIKOVÉHO MECHANISMU	29
2.1 Popis výchozího motoru	29
2.2 Ověření přínosu zvolené koncepce	31
3 KONCEPČNÍ NÁVRH KLIKOVÉHO HŘÍDELE MOTORU 1,4 MPI	35
3.1 Svařovaný klikový hřídel	35
3.2 Statická tuhost	37
3.3 Modální vlastnosti	39
4 DYNAMIKA KLIKOVÉHO MECHANISMU 1,4 MPI	42
4.1 Ztrátový výkon hlavních ložisek	45
4.2 Zatížení hlavních ložisek	47
4.3 Torsní kmitání	51
5 KONSTRUKCE A DYNAMIKA KLIKOVÉHO MECHANISMU 1,6 MPI	56
5.1 Konstrukce klikového hřídele	56
5.2 Výpočtový model dynamiky klikového mechanismu	57
5.3 Ztrátový výkon hlavních ložisek	59
5.4 Zatížení hlavních ložisek	60
5.4.1 Souhrnný rozbor zatížení hlavních ložisek	60
5.4.2 Zatížení prostředního hlavního ložiska	62
5.5 Torsní kmitání	72
5.6 Ohybové kmitání	75

5.7	Klikové hřídele se sníženým zatížením prostředního hlavního ložiska.....	76
6	TLUMIČ TORSNÍHO KMITÁNÍ.....	80
6.1	Náhradní torsní soustava	80
6.2	Jednoduchý model torsního tlumiče	85
6.3	Pryžový torsní tlumič.....	89
6.3.1	Výpočtový model pryžového torsního tlumiče	89
6.3.2	Výsledky dynamických simulací s pryžovým torsním tlumičem	96
6.4	Viskosní torsní tlumič	99
7	ÚNAVOVÁ ŽIVOTNOST.....	104
7.1	Svarový spoj.....	105
7.2	Svařenec ramen klikového hřídele	106
7.3	Úplný klikový hřídel	108
8	DALŠÍ MOŽNÝ POSTUP	110
8.1	Změna tvaru plechových ramen	110
8.2	Hybridní uložení klikového hřídele.....	112
	ZÁVĚR.....	114
	POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE	115
	PUBLIKACE AUTORA K TÉMATU DISERTAČNÍ PRÁCE	123
	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ.....	126
	SEZNAM PŘÍLOH.....	133

VYMEZENÍ CÍLŮ DISERTAČNÍ PRÁCE

Cíle disertační práce je možné vyjádřit v následujících bodech:

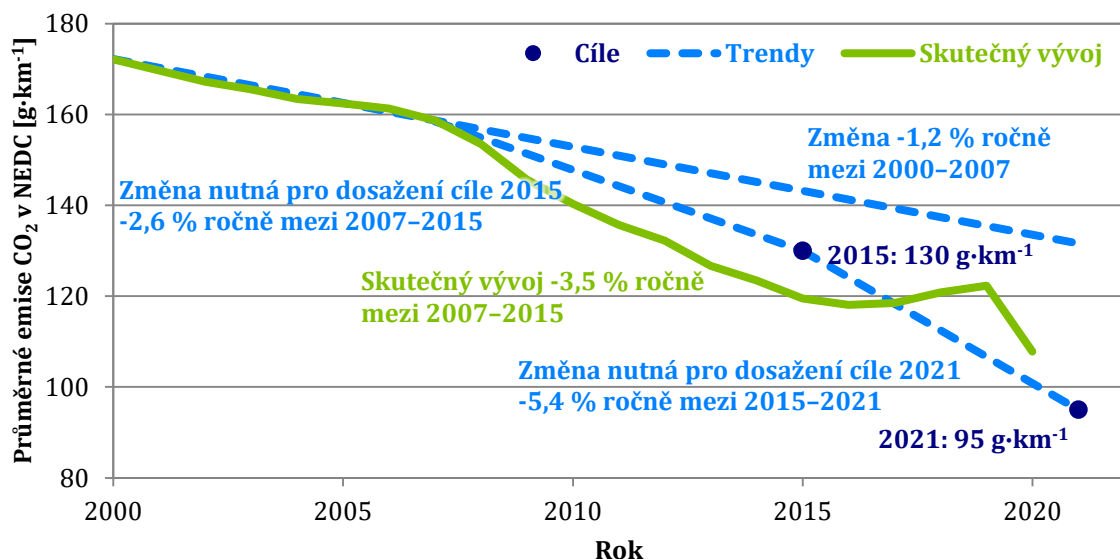
- Shrnout současný stav a trendy v konstrukci klikových mechanismů s vysokou mechanickou účinností pro motory osobních automobilů.
- Provést stručnou rešerši soudobých nástrojů pro výpočtové modelování dynamiky klikového mechanismu.
- Navrhnout koncepci klikového mechanismu s vysokou mechanickou účinností.
- Ověřit vhodnost této koncepce dostupnými technickými experimenty.
- Sestavit komplexní model dynamiky klikového mechanismu spalovacího motoru se sníženými třecími ztrátami a provést příslušné simulace, včetně některých parametrických studií.
- Navrhnout úpravy zlepšující parametry klikového mechanismu zejména s ohledem na vibrace a životnost.
- Zhodnotit dosažené výsledky a navrhnout další možný postup.

ÚVOD

Automobilový průmysl zažívá v posledních letech poměrně turbulentní vývoj. Moderní pohonné jednotky osobních automobilů musejí splňovat stále přísnější nároky legislativních předpisů na emise výfukových plynů. Kromě omezování zdravotně závadných emisí (CO, HC, NO_x a pevné částice) se pozornost upíná i k nejedovatému oxidu uhličitému, jenž je řazen mezi tzv. skleníkové plyny, a je mu proto přisuzován vliv na globální oteplování planety Země.

Průměrné flotilové emise CO₂ nově prodaných vozů na trzích EU jsou závazným předpisem [1] regulovány. Od roku 2020 činí nejvyšší hodnota průměrných emisí CO₂ 95 g·km⁻¹. Sankce za její překročení jsou pro jednotlivé výrobce poměrně vysoké a budou vyměřeny vždy následující rok. Nyní se jedná o 95 EUR za každý gram CO₂ na kilometr navíc, přičemž tato hodnota je násobena počtem prodaných vozidel. Ačkoli jsou nová vozidla od 1. 9. 2019 homologována dle metodiky WLTP, resp. RDE, z historických důvodů se v současné době průměrné emise CO₂ stále přepočítávají na starší metodiku NEDC [2].

Na *obr. 1* je znázorněn časový vývoj skutečných emisí CO₂ v NEDC nově prodaných vozů na území EU (vč. Islandu, Norska a Velké Británie) a trendy nutné k dosažení požadovaných hodnot. Do roku 2016 včetně se výrobcům dařilo držet nezbytné trendy. V roce 2017 však přišel zlom, kdy průměrné emise CO₂ oproti předchozímu roku vzrostly a totéž se opakovalo i v následujících dvou letech. Příčinou je stále větší obliba vozidel kategorie SUV s většími jízdními odpory, odklon od vznětových motorů pro pohon osobních vozů apod. [3, 4].



Obr. 1 Trendy a skutečný vývoj průměrných emisí CO₂ nově prodaných osobních vozů v EU (vč. Islandu, Norska a Velké Británie) [3–5]

Cíle nejvyšších hodnot průměrných emisí CO₂ nově prodaných osobních vozů na trzích EU jsou dle [6] stanoveny poměrově, kdy pro rok 2025 je předepsáno snížení o 15 %, a v roce 2030 pokles dokonce o 37,5 % oproti roku 2021. V absolutních hodnotách to v NEDC odpovídá emisím CO₂ zhruba 81 g·km⁻¹ v roce 2025 a 59 g·km⁻¹ v roce 2030.

Těchto cílů je možné dosáhnout pouze s využitím elektrických točivých strojů v pohonném řetězci, a to ať již v kombinaci se spalovacím motorem, nebo samostatně. Toto mimo jiné dokazují i data Evropské agentury pro životní prostředí o poklesu průměrných emisí CO₂ za rok 2020, kdy bylo registrováno trojnásobné množství vozidel s těmito typy pohonné jednotky oproti předchozímu roku [5], viz *obr. 1*.

Masivní přechod na tzv. *čisté elektromobily*, ve smyslu pohonu pouze elektromotorem napájeným z baterie nebo palivových článků, však skýtá mnohá úskalí v podobě nedostatečné kapacity, vysoké hmotnosti a nízké rychlosti nabíjení akumulátorů, nedostatečné sítě nabíjecích stanic a nároků na elektrickou přenosovou soustavu při jejím rozšiřování, vysoké ceny moderních akumulátorů, doposud energeticky náročné výrobě a skladování vodíku i nízké energetické hustotě tohoto plynu atd., více viz např. [7].

Z těchto důvodů budou spalovací motory důležitou součástí pohonných jednotek osobních automobilů i v následujících letech, byť se často bude jednat o jejich spolupráci s elektromotorem. Například veřejně nedostupné výsledky výzkumu společnosti AVL z roku 2019 předpokládají, že v roce 2030 bude spalovacím motorem stále vybaveno zhruba 80 % nově prodaných osobních a lehkých užitkových automobilů v EU. Do tohoto počtu jsou zahrnuta vozidla jak s konvenční pohonnou jednotkou, tak i hybridy typu MHEV, HEV a PHEV. Na ostatních světových trzích se předpokládá podobný podíl pohonných jednotek vybavených spalovacím motorem s tím, že ve srovnání s EU by měl být výrazně větší podíl vozidel spoléhajících na samotný spalovací motor bez asistence elektromotoru.

Další vývoj spalovacích motorů je tak nejen možný, nýbrž i žádoucí.

Oxid uhličitý je však v případě spalovacích motorů produktem dokonalého spalování, tudíž snížit jeho emise znamená snížit spotřebu paliva, a tedy zvýšit celkovou účinnost těchto pohonných jednotek.

Celková účinnost spalovacího motoru je dána součinem dílčích účinností. Jednou z nich je i účinnost mechanická, definovaná jako poměr mechanické práce odebírané na klikovém hřídeli k mechanické práci předávané pístu. Rozdíl mezi těmito dvěma pracemi představují mechanické ztráty zahrnující:

- ventilační ztráty pohybujících se částí (převážně klikového mechanismu v klikové skříni),
- třecí ztráty částí ve vzájemném pohybu (zejména tření pístních kroužků, tření v ložiskách apod.),
- příkon pomocných zařízení, mezi něž patří například čerpadlo chladicí kapaliny, olejové čerpadlo nebo alternátor.

Mechanické ztráty jsou obecně závislé na otáčkách a zatížení motoru a ovlivňuje je celková koncepce motoru, jakož i řešení jeho dílčích konstrukčních uzlů.

Některé starší výzkumy ukázaly, že u motorů osobních vozů lze až 20 % spotřeby paliva v NEDC připsat na vrub třecích ztrát, a tento podíl může být u vozidel poháněných vznětovým motorem dokonce ještě větší [8]. Provedené studie předpokládají, že až 10 % paliva je v tomto jízdním cyklu možno uspořit konstrukčními úpravami motorů [8].

Takovéto úpravy se pak zaměřují na snížení pasivních odporů a tření nejen cílenými změnami materiálů, geometrie a povrchové struktury stávajících součástí, nýbrž i komplexnějšími změnami v konstrukci, což může představovat kupříkladu snížení počtu hlavních ložisek klikového hřídele.

Současné spalovací motory však musejí splňovat i přísné požadavky na úroveň vibrací, vyzařovaný hluk, životnost a nízkou hmotnost. A právě cesta ke splnění těchto požadavků může být mnohdy v rozporu s opatřeními pro zvýšení mechanické účinnosti. Pracoviště zabývající se výzkumem a vývojem spalovacích motorů se tak musejí vypořádat se stále přísnějšími a protichůdnými nároky, což nutně vede k pokročilému výpočtovému modelování v součinnosti s rozsáhlými technickými experimenty.

Tato disertační práce je zpracována v úzké spolupráci s oblastí Technického vývoje společnosti ŠKODA AUTO. Není tak možné zveřejnit absolutní číselné hodnoty mnohých simulovaných nebo experimentálně určených veličin. V dokumentu použité poměrné vyjádření by však přesto mělo dávat poměrně dobrou představu o jednotlivých tendencích, případně vlivu různých úprav.

1 SHRNUTÍ SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

1.1 MECHANICKÁ ÚČINNOST SPALOVACÍCH MOTORŮ

Mechanická účinnost spalovacích motorů je dána vztahem:

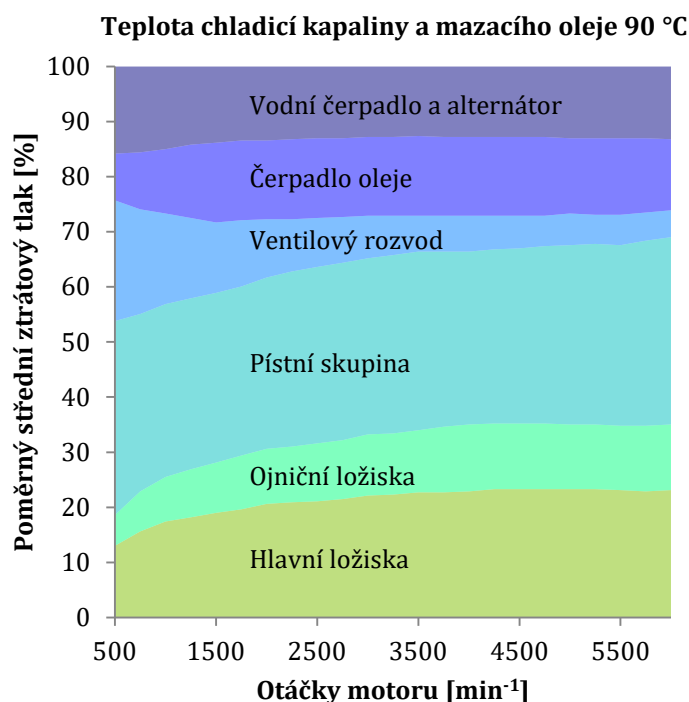
$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i}, \quad (1)$$

kde p_i je střední indikovaný tlak a p_e střední efektivní tlak, pro nějž platí:

$$p_e = p_i - p_z, \quad (2)$$

kde p_z značí střední ztrátový tlak, jenž se v praxi obvykle určuje z rozdílu těchto středních tlaků získaných měření na skutečném motoru.

Soudobé spalovací motory dosahují poměrně velmi dobré mechanické účinnosti, jež může činit i více než 90 %. Tato hodnota však odpovídá nižším otáčkám a vysokému zatížení.



Obr. 2 Poměrné podíly jednotlivých konstrukčních uzlů motoru na celkových mechanických ztrátách [9]

Motory osobních vozů v současné době vykazují vysoké měrné výkony a v běžném provozu pracují především v oblastech částečného zatížení. V případě malého využívání výkonového potenciálu motoru mechanická účinnost poměrně výrazně klesá. Také se ukazuje, že čím dokonaleji je zvládnut proces spalování i v režimech částečného

zatížení, např. u zážehových motorů s přímým vstřikováním a spalováním vrstvené směsi, tím větší je poměrný podíl mechanických ztrát na množství nevyužité a nevratně zmařené energie z paliva [10]. Tento jev je ještě zřetelnější u vznětových motorů, u nichž je značný poměrný podíl mechanických ztrát způsobem jejich vysokou tepelnou účinností, přičemž vyšší absolutní hodnoty mechanických ztrát, především pak třecích, vyplývají z jejich masivnější konstrukce ve srovnání s motory zážehovými [10].

Poměrné podíly jednotlivých konstrukčních uzlů na celkových mechanických ztrátách, resp. ztrátovém tlaku, motoru jsou znázorněny na *obr. 2*. Data byla naměřena na zážehovém řadovém čtyřválcovém motoru s přirozeným sáním se zdvihovým objemem 1,6 l.

Značným zdrojem mechanických ztrát je pístní skupina, již se v tomto smyslu věnuje poměrně velká pozornost, viz např. [11–13]. Dalším významným zdrojem třecích ztrát je klikový hřídel, u něž tření vyvozují jednak hřídelová těsnění, a hlavně ložiska klikového hřídele. Zde spočívá potenciál snižování třecích ztrát v zásadě ve čtyřech úpravách, jež lze mezi sebou i kombinovat:

- zmenšení průměru ložisek,
- náhrada kluzných ložisek valivými,
- povlaky klikového hřídele a ložiskových pánví,
- snížení počtu hlavních ložisek klikového mechanismu.

Výzkum se zaměřuje i na omezení nepřímého vlivu kluzných ložisek na mechanické ztráty, což zahrnuje tvarovou optimalisaci rozváděcích drážek v pánvích [14], či použití zvláštních bočních těsnících lišt [15]. Tyto úpravy snižují třecí ztráty přímo i nepřímo, neboť omezují průtok oleje ložiskem. Tím se snižují nároky na příkon čerpadla tlakové mazací soustavy motoru a současně se zvyšuje teplota oleje v ložisku, což způsobuje pokles jeho viskosity.

1.1.1 ZMENŠENÍ PRŮMĚRU LOŽISEK

Průměr ložisek klikového hřídele, respektive hlavních a ojnicích čepů, významně ovlivňuje třecí ztráty, ale i tuhost klikového hřídele.

Z přibližného vztahu pro třecí sílu v kluzném ložisku [16]:

$$F_f = \frac{\eta \omega b_{\text{loz}} D_c^2}{c_{\text{loz}}} \frac{2\pi}{(1 - \varepsilon^2)^{\frac{1}{2}}}, \quad (3)$$

v němž η označuje dynamickou viskositu maziva, ω úhlovou rychlost otáčení čepu a D_c jeho průměr, b_{loz} šířku ložiska, c_{loz} radiální ložiskovou vůli a ε relativní excentricitu ložiska, lze určit i vztah pro třecí moment na čepu ložiska:

$$M_f = F_f \frac{D_c}{2} = \frac{\eta \omega b_{\text{loz}} D_c^3}{c_{\text{loz}}} \frac{\pi}{(1 - \varepsilon^2)^{\frac{1}{2}}}, \quad (4)$$

respektive třecí výkon:

$$P_f = M_f \omega = \frac{\eta \omega^2 b_{\text{loz}} D_c^3}{c_{\text{loz}}} \frac{\pi}{(1 - \varepsilon^2)^{\frac{1}{2}}}. \quad (5)$$

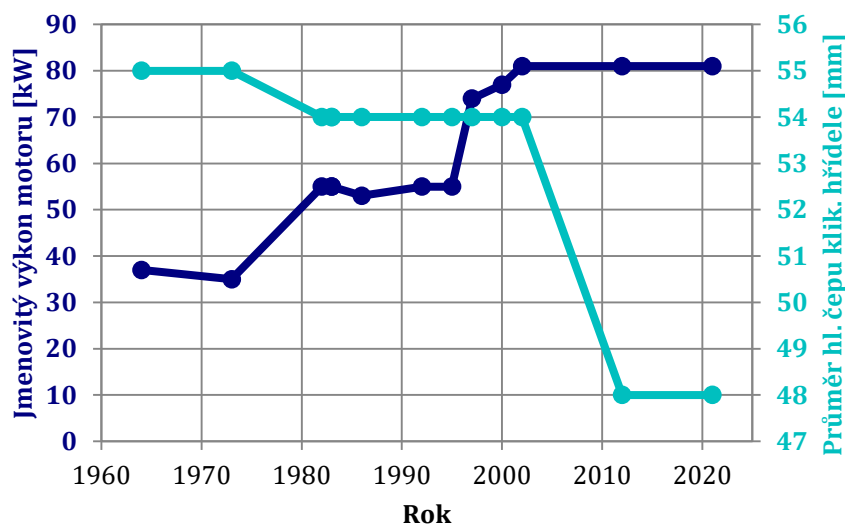
Tuhost plného čepu v krutu je dána vztahem:

$$c = \frac{\pi G D_c^4}{32 l_c}, \quad (6)$$

v němž G značí modul pružnosti materiálu čepu ve smyku a l_c označuje délku čepu.

Z výše uvedených vztahů je zřejmé, že třecí moment i třecí výkon na čepu kluzného ložiska roste s třetí mocninou, a tuhost v krutu čepu dokonce se čtvrtou mocninou jeho průměru. I malé změny průměru hlavních a ojnicích čepů klikového hřídele se tak poměrně výrazně projeví, přičemž zmenšení průměru čepů za účelem snížení třecích ztrát rovněž sníží torsní i ohybovou tuhost klikového hřídele. Například zmenšením průměru čepu o 10 % poklesne jeho tuhost v krutu o více než 34 %. To však může vést ke zvýšenému hluku, vibracím i namáhání dílů pohonné jednotky.

Časový vývoj průměru hlavních čepů klikového hřídele a jmenovitého výkonu motorů shrnuje *obr. 3*.



Obr. 3 Vývoj průměru hlavního čepu klikového hřídele a výkonu motoru nepřepřehovaných zážehových řadových čtyřválců Volkswagen 1,6 l v průběhu času dle dat ze [17]

Jedná se o nepřepřehované zážehové řadové čtyřválcové Volkswagen v kategorii zdvihového objemu 1,6 l. Jednotlivé body na *obr. 3* označují uvedení na trh takové pohonné jednotky, jež byla pro následující období u vozů Volkswagen charakteristická. Zmíněný průměr hlavního čepu se vztahuje k hodnotě, která je u klikového mechanismu konkrétního motoru nejčastější. Tedy pokud má klikový hřídel zesíleno například prostřední hlavní ložisko, je uvažována hodnota průměru ostatních hlavních čepů, aby nebyly zkresleny

výsledky. V tomto kontextu je také nutno podotknout, že všechny pohonné jednotky jsou vybaveny 5 hlavními ložisky s výjimkou motorů typu *P* a *AM* (1964 a 1973), jež mají klikový hřídel uložen ve 4 hlavních ložiscích.

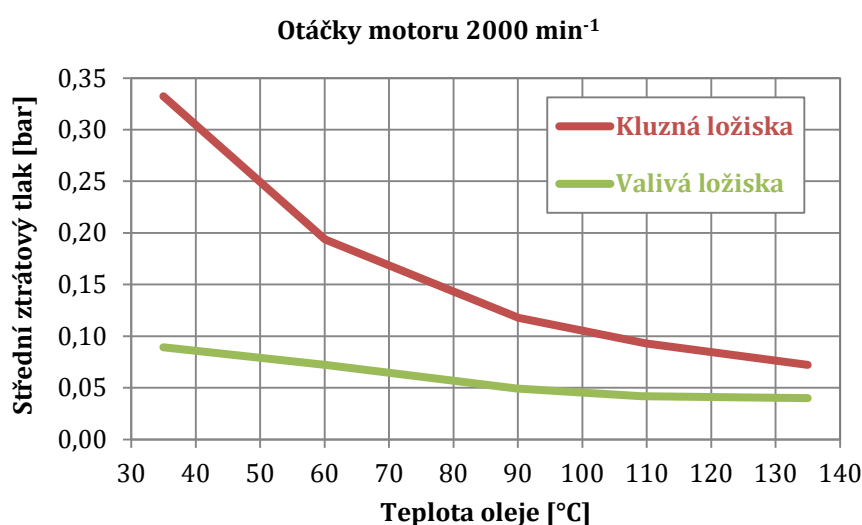
Z *obr. 3* vyplývá, že zatímco jmenovitý výkon motoru od roku 1964 do roku 2015 vzrostl o 119 %, průměr hlavních čepů klikového hřídele se naopak snížil o 13 %. Ložiska starších motorů byla poněkud předimenzována, průměr hlavních čepů zůstával dlouho beze změny a zvyšování výkonu motoru, tedy i zatížení ložisek, bylo umožněno pokrokem v použitých materiálech a technologii.

U nových motorů se však navzdory jejich vysokému výkonu poměrně výrazně zmenšil průměr hlavních čepů klikového hřídele právě z důvodu snížení třecích ztrát, což je jeden z hlavních cílů soudobého vývoje [18]. Tyto trendy lze vysledovat i u ostatních výrobců motorů osobních vozidel, např. v publikacích [19–21].

Snížení tuhosti klikového hřídele, a z toho vyplývající důsledky, se řeší dodatečnými úpravami, například použitím tlumiče torsního kmitání. Zmenšení průměru zejména hlavních čepů klikového hřídele je u soudobých sériových motorů, včetně přeplňovaných, nejčastěji používanou úpravou ke snížení třecích ztrát, přestože u některých vysloveně sportovních pohonných jednotek tomu může být i naopak (zvětšení průměru), viz např. nový šestiválcový motor Porsche 9A2evo [22].

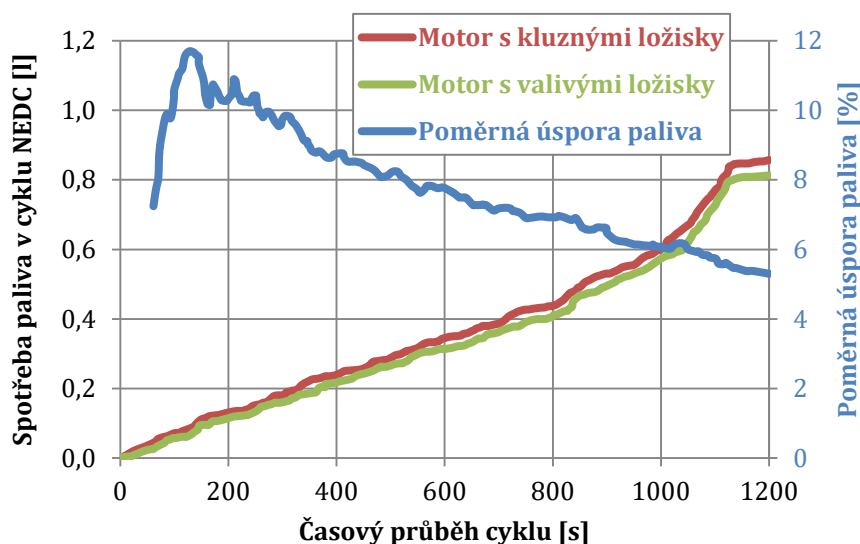
1.1.2 NÁHRADA KLUZNÝCH LOŽISEK VALIVÝMI

V tomto případě se jedná především o ložiska hlavní, neboť ta se na třecích ztrátách podílejí významněji než ložiska ojnicí. Valivá ojnicí ložiska také svojí hmotností zvyšují setrvačné účinky rotujících částí klikového mechanismu. Experimentálně bylo zjištěno, že při provozní teplotě motorového oleje 90 °C vede použití valivého uložení klikového hřídele a ojnic ke snížení třecích ztrát hřídele o 55 % [9], viz *obr. 4*.



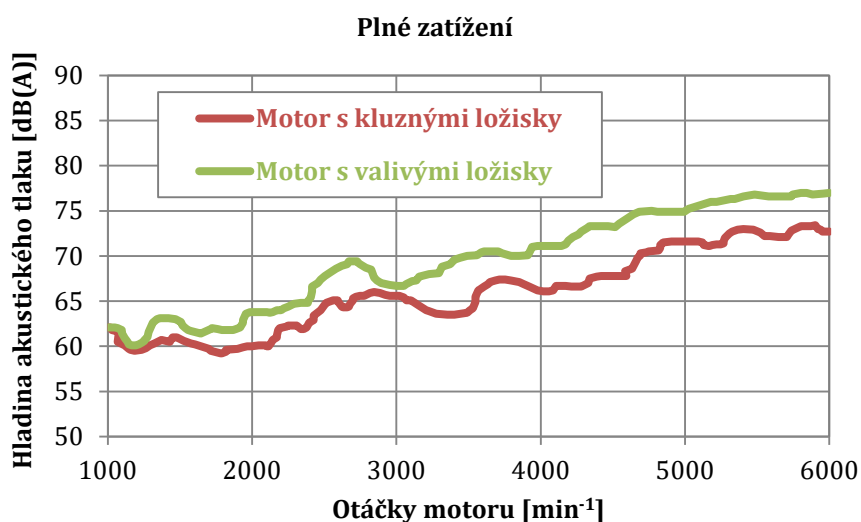
Obr. 4 Porovnání třecích ztrát klikového hřídele s kluzným a valivým uložením [9]

Při nižších teplotách, tedy v režimu spouštění a zahřívání studeného motoru, jsou úspory dokonce ještě vyšší [9]. Údaje byly získány z měření řadového zážehového čtyřválcového motoru s přirozeným sáním. Valivé uložení rovněž klade nižší nároky na hmotnostní průtok maziva ve srovnání s uložením kluzným, což ve výsledku může přinést nižší požadavky na příkon olejového čerpadla, potažmo další snížení mechanických ztrát, ačkoli valivá ložiska naopak vyžadují účinnější čistič oleje s mírně větším odporem [9].



Obr. 5 Porovnání spotřeby paliva motoru s kluznými a valivými ložisky v cyklu NEDC [10]

Přínos těchto úprav byl prokázán na zkušebním zážehovém motoru, osazeném valivými ložisky na hlavních a ojnicích čepech klikového hřídele a s upraveným olejovým čerpadlem.



Obr. 6 Porovnání hluku v interiéru vozu s motorem s kluznými a valivými ložisky [10]

Takto upravená pohonná jednotka dosáhla s jinak stejným vozidlem více než 5% úspory paliva (*obr. 5*) v rámci NEDC oproti motoru se standardním čerpadlem a kluznými ložisky, viz [10].

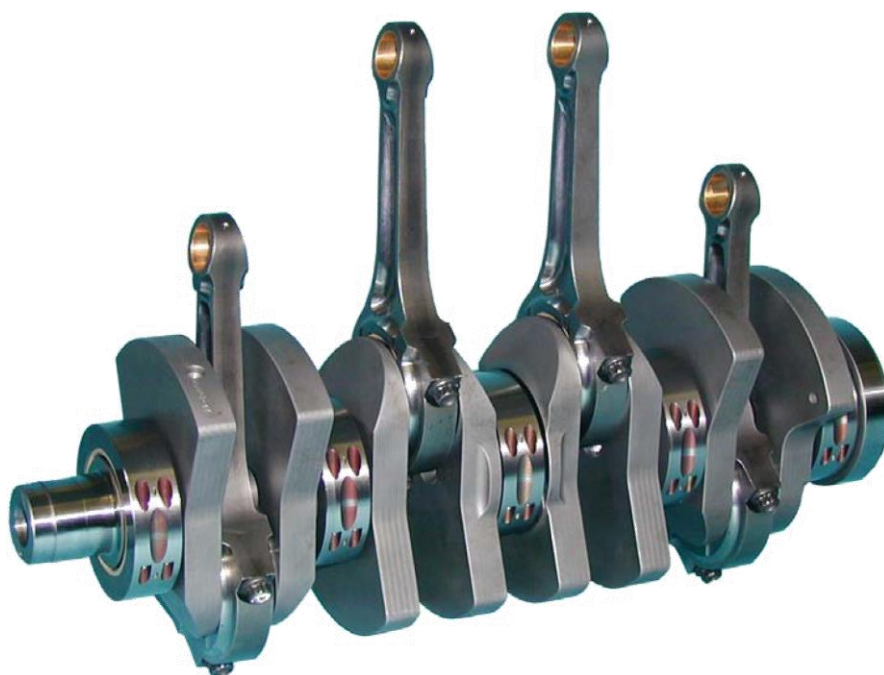
Dalším parametrem sledovaným u spalovacích motorů je jejich akustický projev. V tomto ohledu jsou na tom valivá ložiska hůře, jelikož tloušťka mazacího filmu je u nich podstatně menší, tudíž i schopnost tlumit rázové zatížení je u nich snížena. Na *obr. 6* jsou uvedeny výsledky akustických měření v kabině vozidla, které tento předpoklad potvrzují.

Pro snížení hlučnosti (především se zaměřením na tzv. *psychoakustické* působení) a zvýšení životnosti pohonných jednotek využívajících valivá ložiska je třeba pečlivě vyhodnotit tepelnou roztažnost součástí motoru a jejich elastické deformace v místech valivého uložení.

S tím souvisejí i vyšší požadavky na geometrické tolerance, například souosost a kruhovitost, a tuhost struktury v okolí uložení valivých ložisek. Také je třeba zvolit správný typ ložiska, určit jeho konstrukci a materiály, a to zejména s ohledem na zatížení. Při návrhu motoru musí být tyto vlivy komplexně zohledněny v celé jeho konstrukci.

Obtíže s akustikou, životností, cenou a montáží vedly k tomu, že u motorů osobních automobilů se lze s klikovým hřídelem osazeným valivými ložisky v současné době setkat výhradně v konstrukci experimentálních pohonných jednotek.

Na *obr. 7* je zachycen experimentální klikový mechanismus druhé generace vyvinutý společností FEV pro čtyřdobý zážehový motor s přirozeným sáním. U tohoto vývojového stupně se využívá celistvý klikový hřídel a dělená hlavní a ojnicí válečková ložiska. Jeho vývoj dále pokračoval směrem k větší životnosti ložisek a menší hmotnosti rotujících částí [23].

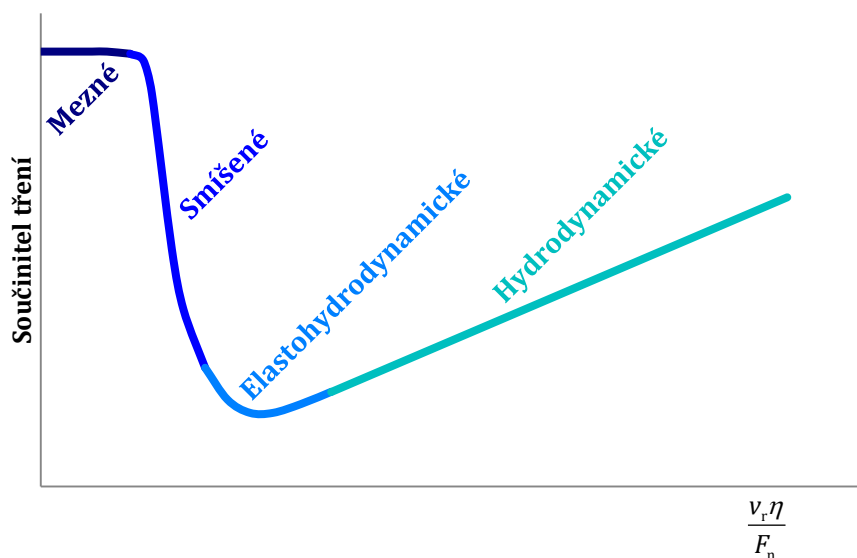


Obr. 7 Experimentální klikový mechanismus FEV druhé generace s valivým uložením [23]

1.1.3 POVLAKY KLIKOVÉHO HŘÍDELE A LOŽISKOVÝCH PÁNVÍ

Zvláštní povlaky klikového hřídele a ložiskových pánví se začaly objevovat až v poměrně nedávné době. V případě klikového hřídele se jedná například o povlaky amorfním uhlíkem zvané DLC (Diamond Like Carbon [24]).

Ty zvyšují únavovou životnost dílu a snižují tření. Pokles třecích ztrát se však týká zejména oblasti smíšeného a mezného mazání, viz *obr. 8*. Na tření v režimu mazání hydrodynamického a elastohydrodynamického nemají téměř žádný vliv [24, 25].



Obr. 8 Obecná Stribeckova křivka (závislost součinitele tření na parametrech zatížení kontaktu)

Parametry zatížení kontaktu uvedené na *obr. 8* mají následující význam: v_r je relativní rychlost kontaktních povrchů, η značí dynamickou viskozitu maziva a F_n je silové zatížení kontaktu ve směru normály.



Obr. 9 Pánev hlavního ložiska s polymerní povrchovou kluznou vrstvou

Podobně fungují i teplotně vysoce odolné polymerové povlaky pánví kluzných ložisek [26], viz *obr. 9*. Jejich hlavním účelem je snížit tření a opotřebení v režimu smíšeného

mazání, jenž se u kluzných ložisek moderních vysoce zatížených motorů objevuje i v provozním režimu, a také výrazně snížit toto tření a opotřebení při rozběhu a doběhu motoru, což je důležité zejména u motorů vybavených zařízením stop-start [27]. Coby polymer se využívá polyamid-inid, známý pod zkratkou PAI, s rozptýlenými kovovými částicemi a tuhým mazivem. Tato úprava umožňuje mimo jiné např. na zkušebním zařízení za ustálených podmínek snížit součinitel tření z 0,175 na 0,150 [28].

Nadto využívají nejmodernější motory oleje s velmi nízkou viskositou, např. SAE 0W-20 a SAE 0W-16, přičemž ve vývoji jsou dokonce maziva o viskositní třídě až SAE 0W-4 [29]. To sice pomáhá snižovat třecí ztráty v plně zaplaveném kontaktu, avšak současně zvyšuje tření v režimu smíšeného a mezního mazání v porovnání s olejem o viskositě vyšší [29]. Kombinací oleje s nízkou viskositou, polymerních povlaků ložiskových pánví a strukturou povrchu čepů $\leq 0,1 \mu\text{m Ra}$ však lze dosáhnout sníženého tření v celém rozsahu provozních režimů i u olejů s velmi nízkou viskositou [29].

Technologie DLC se vinou své vysoké ceny v konstrukci klikových hřídelů používá pouze v některých aplikacích motorsportu, např. [24]. U sériových pohonných jednotek se však stále častěji objevuje například na pístních čepech nebo kontaktních dvojicích vačkových mechanismů. Polymerové povlaky ložiskových pánví klikového mechanismu jsou však v současné době poměrně rozšířené i u sériových motorů, viz např. [30–32].

1.1.4 SNÍŽENÍ POČTU HLAVNÍCH LOŽISEK KLIKOVÉHO MECHANISMU

Třecí ztráty klikového mechanismu ovlivňuje i poměr počtu hlavních ložisek ku počtu válců, poněvadž v kluzném ložisku ztráty obecně rostou pomaleji než jeho zatížení. Čím menší je počet hlavních ložisek na počet válců, tím menší je poměr středního ztrátového tlaku ku tlaku indikovanému, tudíž střední efektivní tlak roste [33]. Tento jev je dobře znám z konstrukce například vidlicových motorů, u nichž jsou mezi dvěma hlavními ložisky umístěny dva válce.

Řadové motory s menším počtem uložení klikového hřídele, než by odpovídalo hlavnímu ložisku za každým zalomením, byly v minulosti navrhovány především důvodu konstrukční i výrobní jednoduchosti, s čímž souvisejí i nižší výrobní náklady takové pohonné jednotky. Jednalo se především o řadové čtyřválcové se třemi hlavními ložisky¹.

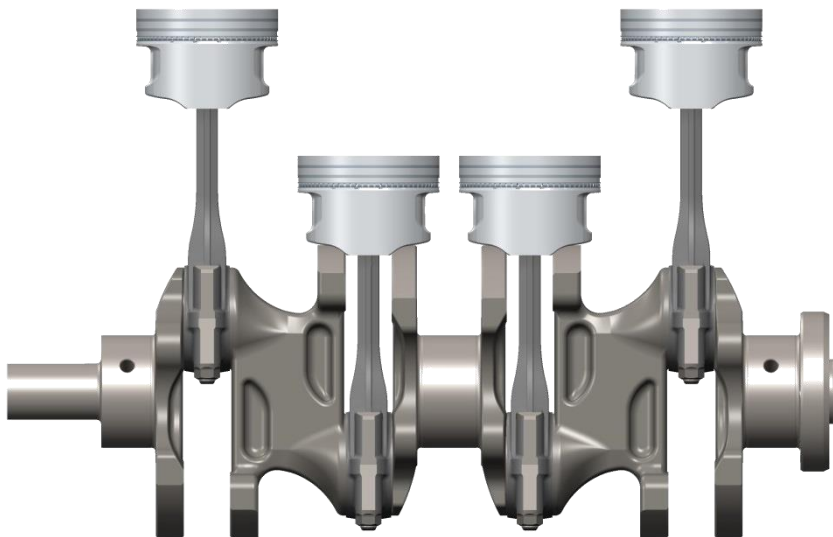
Nevýhodou tohoto provedení byla vyšší úroveň vibrací a hluku, daná větší pružností klikového hřídele zamontovaného v klikové skříni, respektive bloku motoru, jelikož se výrazně zvětšila rozteč mezi hlavními ložisky.

Na rozdíl od vidlicových motorů je totiž u motorů řadových rozteč hlavních ložisek určena především roztečí válců. U vidlicových motorů jsou naopak pro rozteč válců určující rozměry a konstrukce klikového hřídele.

Na *obr. 10* je zachycen klikový mechanismus motoru Škoda 1,4 MPI OHV z roku 1999. Vrtání a zdvih činí 75,5 mm a 78 mm, rozteč válců 86 mm a průměr všech tří hlavních

¹ V první polovině 20. století se vyráběly řadové čtyřválcové dokonce jen se dvěma hlavními ložisky (přední a zadní konec klikového hřídele), viz např. model Škoda Popular 995 vyráběný až do roku 1946 [34].

čepů 60 mm. Zvětšením průměru hlavních čepů, respektive šířky ložisek, se u motorů tohoto typu zvyšovala tuhost samotného klikového hřídele a jeho uložení v bloku, respektive snižovalo měrné zatížení ložisek.



Obr. 10 Klikový mechanismus zážehového motoru Škoda 1,4 MPI OHV se třemi hlavními kluznými ložisky (1999)



Obr. 11 Klikový mechanismus zážehového motoru Škoda EA211 1,4 MPI s pěti hlavními kluznými ložisky (2012)

Pro srovnání je na *obr. 11* znázorněn klikový mechanismus motoru obdobné třídy, ovšem z roku 2012. Jde o pohonnou jednotku Škoda EA211 1,4 MPI s vrtáním 74,5 mm, zdvihem 80 mm, roztečí válců 82 mm a průměrem pěti hlavních čepů 45 mm. Oba obrázky jsou ve stejném měřítku, tudíž přímo srovnatelné. V konstrukci klikového mechanismu moderního motoru je jasně patrná snaha o odlehčení všech jeho dílů i snížení třecích ztrát hlavních ložisek zmenšením průměru hlavních čepů.

Jelikož vyjma průběžných publikací autora, zejména [A3–A17], neexistuje dostupná literatura zabývající se zvýšením mechanické účinnosti moderního řadového motoru za pomoci snížení počtu hlavních ložisek klikového mechanismu, nabízí se otázka, zda by právě tento způsob mohl být použitelným řešením.

Od dob posledních velkosériově vyráběných řadových motorů s tzv. *neúplně uloženým* klikovým hřídelem totiž nastal poměrně výrazný pokrok v technologii i použitých materiálech. Také výpočtové modelování dynamiky klikového mechanismu dnes dokáže zahrnout mnoho různých vlivů, a značně se tak přiblížilo popisu chování skutečné pohonné jednotky.

1.2 KOMPLEXNÍ MODEL DYNAMIKY POHONNÝCH JEDNOTEK

Nejen při vývoji nových motorů s vysokou mechanickou účinností se lze v podstatě ubírat dvěma směry:

- 1) experimentální ověřování dynamiky skutečné pohonné jednotky a jejích částí,
- 2) komplexní numerické výpočtové modely, tzv. virtuální motor.

Experimenty, včetně rozsáhlých měření, bývají časově i finančně značně nákladné, a to hlavně tehdy, je-li třeba volit mezi několika variantami určitého konstrukčního řešení v raném stádiu návrhu.

Naproti tomu poskytují výpočtové modely požadované výsledky poměrně levně a rychle. Výsledky numerických modelů jsou však někdy dosti citlivé na přesnost vstupních dat a vypovídací schopnost komplexního výpočtového modelu by měla být experimentálně ověřena pomocí vhodné veličiny.

Není tedy možné zcela vyloučit ani experimentální ani výpočtový přístup. Simulační modely dynamiky však významně pomáhají snížit počet alternativ konstrukčního uzlu, případně vybrat konkrétní vhodné řešení, jež bude dále ověřeno měřeními na skutečném prototypu.

V současné době se k simulacím dynamiky složitých soustav využívají výpočtové modely sestavené na bázi MBS (Multi-Body System), jejichž teorie je popsána např. v [35]. Úloha se řeší v časové doméně, což umožňuje do modelu zahrnout řadu fyzikálních problémů, včetně nelinearit různých typů.

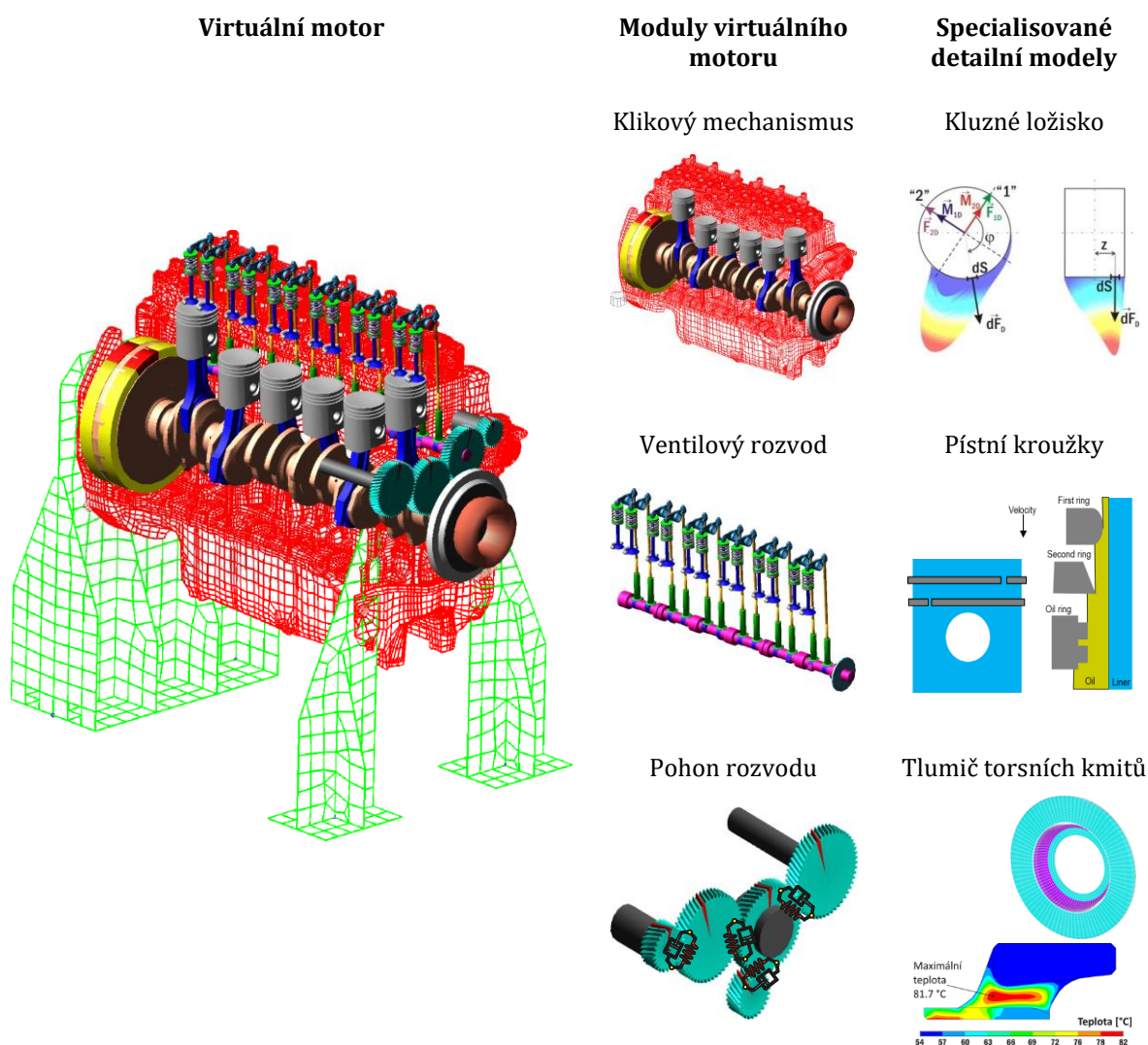
Dynamiku pohonných jednotek lze simulovat na různých úrovních. Např. s tuhými tělesy, poddajnými tělesy v podobě dílčích částí s tuhostí určenou pomocí MKP a hmotnostními parametry z CAD modelu, viz např. [36] a [37], nebo pomocí modálně redukovaných těles, viz dále. Všechny úrovně lze mezi sebou kombinovat.

Vlastní numerické řešení komplexního výpočtového modelu probíhá v prostředí MBS, jímž může být například komerčně dostupný systém ADAMS [38] od společnosti MSC Software, jenž je poměrně otevřený, a umožňuje tak využít uživatelské podprogramy, jež základní systém neobsahuje a které lze vytvořit v programovacích jazycích FORTRAN či C++ [39].

K řešení dynamiky spalovacích motorů lze využít nadstavbový systém Virtual Dynamics od společnosti FEV [40]. Výpočtový model motoru je pak možné rozdělit do několika stupňů (*obr. 12*). Komplexní numerický model, zvaný virtuální motor, v sobě zahrnuje různé moduly, např. klikový mechanismus či ventilový rozvod, přičemž simulace je možno provádět v rámci celého virtuálního motoru, nebo pouze se zahrnutím určitého samostatného modulu.

V rámci celého koncernu VW se simulace dynamiky klikového mechanismu a dalších částí v současné době provádějí dle požadavků a metodiky konkrétního vývojového oddělení v systému ADAMS, v prostředí AVL EXCITE [41], nebo se využívá program SIMDRIVE 3D [37] vyvinutý společností CONECTS Engineering Services.

Složitější výpočty detailnějších prvků (např. opotřebení kluzného ložiska) se na základě vstupů z MBS následně provádějí ve specializovaných programech, často vytvořených uživatelem.



Obr. 12 Hierarchie výpočtových modelů dynamiky spalovacích motorů [39]

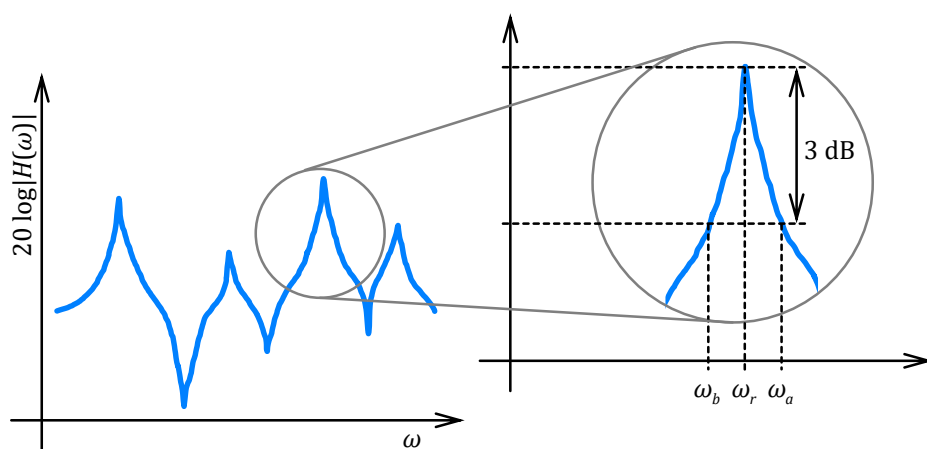
1.2.1 MULTI-BODY SYSTEM

Široce využívaný systém ADAMS, resp. jeho nadstavba Virtual Dynamics, obsahuje modely různých druhů těles (hmotný bod, tuhá tělesa, pružná tělesa), vazeb (včetně uživatelem definovaných) a silových účinků [38–40].

Sestavování modelu začíná definováním těles. Často používaným typem je tuhé těleso určené hmotností, polohou těžiště a tensorem setrvačnosti. Potřebná data lze získat z objemových CAD modelů či experimentálně. Tuhá tělesa se pro dynamické simulace v MBS používají tehdy, pokud předmětem simulace není analýza kmitání a namáhání struktury těchto těles, avšak současně je požadováno, aby jejich setrvačné účinky ovlivňovaly dynamické chování těles ostatních. Jako příklad může sloužit řemenice na předním konci klikového hřídele.

Pružná tělesa jsou v MBS často zastoupena modálně redukovanými konečněprvkovými tělesy. Vychází se opět z objemových CAD modelů, jež se diskretisují pro MKP (metoda konečných prvků), vytvoří se rozhraní v místech připojení dalších těles a následně se využitím MKP provede numerická modální redukce, která výrazně sníží počet stupňů volnosti takového tělesa, tak aby i při jeho poměrně jemné diskretisaci bylo možné provádět rozsáhlé simulace v časové doméně s malým časovým krokem [42]. V systému ADAMS lze využít pouze lineárně pružná tělesa [39].

Příkladem pružného tělesa v MBS je klikový hřídel nebo blok motoru.



Obr. 13 Stanovení modálního tlumení pomocí bodů s polovičním výkonem

Pružná tělesa mají v MBS zadáno i materiálové tlumení, jež se nejčastěji stanovuje na základě experimentální modální analýzy, viz např. [43]. To se definuje jako poměrné útlumy jednotlivých módů kmitání pružného tělesa (modální tlumení). Jednou z metod pro stanovení poměrného útlumu jsou např. tzv. *body polovičního výkonu* v průběhu logaritmu absolutní hodnoty přenosové funkce s odezvou ve výchylce $H(\omega)$, tedy dynamické poddajnosti. V resonanci zvoleného r -tého tvaru kmitu se odečte hodnota resonanční frekvence ω_r a stanovy frekvence ω_a a ω_b , viz obr. 13, při nichž platí:

$$20\log|H(\omega_r)| - 20\log|H(\omega_{a,b})| = 20\log\sqrt{2} \approx 3. \quad (7)$$

Jedná se tudíž o pokles o 3 dB, což ve výkonovém spektru odpovídá jedné polovině špičkové hodnoty v resonanci. Na základě odečtených frekvencí ω_a a ω_b se následně z přibližného vztahu stanoví hodnota poměrného útlumu dané módu kmitání:

$$\zeta_r \approx \frac{\omega_a - \omega_b}{2\omega_r}. \quad (8)$$

Více k teorii a experimentálnímu určování modálních vlastností viz [44], případně [45].

Samotná modální redukce poddajného tělesa vychází z předpokladu, že reálnou deformaci tohoto tělesa lze poměrně přesně aproximovat lineární kombinací malého počtu vlastních tvarů, jestliže každý vlastní tvar je násoben příslušným poměrným součinitelem – modální souřadnicí.

Pro identifikaci víceosé napjatosti pružných těles se využívá modálního přístupu, jenž kombinuje modální souřadnice redukovaného pružného tělesa a modální napětí stejného neredukovaného tělesa (získaného pomocí MKP) [46].

Hodnota modálního napětí pro každý tvar kmitání se z poměrné na absolutní převádí na základě výpočtu vynuceného kmitání v MBS. Součin absolutní modální souřadnice a tensoru modální napjatosti v jakémkoli uzlu konečněprvkové sítě dává pro daný tvar kmitu hodnotu tensoru skutečné, byť simulované, napjatosti v uzlu sítě v daném časovém kroku. Lineární kombinací tensorů napjatosti pro jednotlivé tvary kmitu se konečně získá výsledný tensor pro jakýkoli uzel sítě [39, 46].

Interakce těles mezi sebou jsou realizovány předdefinovanými vazbami kinematickými a dynamickými, případně uživatelem definovanými podprogramy.

1.2.2 VÝPOČTOVÝ MODEL KLUZNÉHO LOŽISKA

Při simulaci dynamiky pohonných jednotek se využívá výpočtový model kluzného ložiska, jenž vychází z Reynoldsovy rovnice [47]. Osbourne Reynolds již roku 1886 z Navier-Stokesovy rovnice a rovnice kontinuity odvodil tuto diferenciální rovnici popisující tok maziva v klínové mazací vrstvě [48]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) - \frac{\partial(u_m \rho h)}{\partial x} - \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} = 0, \quad (9)$$

v níž p je tlak, h je tloušťka mazací vrstvy, x je souřadnice ve směru otáčení, y souřadnice ve směru kolmém na směr otáčení, t značí čas a u_m je střední rychlost povrchů, jež tvoří klínovou mazací mezeru, ve směru x a pro níž platí vztah:

$$u_m = \frac{u_1 + u_2}{2}, \quad (10)$$

kde u_1 a u_2 jsou rychlosti jednoho, respektive druhého povrchu.

Výše uvedená Reynoldsova rovnice (9) však byla odvozena za určitých zjednodušujících předpokladů [48]:

- objemové síly jsou zanedbatelné,
- tlak se nemění po výšce mazací vrstvy (směr z),
- mazivo dokonale ulpívá na površích mazací mezery,
- proudění maziva je laminární,
- výška mazací mezery (směr z) je výrazně menší než její délka a šířka (směry x a y).

První dva členy Reynoldsovy rovnice představují tok maziva v důsledku gradientu tlaku, další člen vypovídá o proudění vlivem střední rychlosti povrchů a poslední člen popisuje proudění maziva vlivem jeho vytlačování z mazací mezery (změna tloušťky mazacího filmu v čase).

V závislosti na provozních parametrech ložiska a požadované přesnosti výpočtu mohou být některé členy rovnice (9) buď konstantami, nebo proměnnými.

Například viskozita maziva může být závislá na tlaku a teplotě, stejně tak jako jeho hustota a tvar klínové mazací mezery může být z důvodu poddajnosti ložiska a čepu ovlivněn tlakovým polem v mazivu [50, 51].

Je také možné rovnici (9) upravit a zahrnout do ní i proudění maziva mezi povrchovými nerovnostmi čepu a pánve [53].

Silový účinek získaný integrací tlakového pole v kluzném ložisku by měl být v rovnováze s vnějším zatížením ložiska, což matematicky popisuje rovnice [48]:

$$W(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} p(x, y, t) \, dx \, dy, \quad (11)$$

jež zahrnuje zatížení, rychlost a geometrii kontaktu coby funkce času.

Pro numerické řešení je třeba výchozí vztahy převést do bezrozměrné podoby, neboť právě touto cestou získané výsledky, jež mají obecnou platnost, lze posléze aplikovat i na různé konstrukční a provozní parametry kontaktu (zatížení, geometrie, vlastnosti maziva apod.).

Odstraní se problémy s jednotkami i jejich převáděním, vhodnou kombinací v bezrozměrných proměnných lze účinně snížit počet parametrů kontaktu a významnou výhodou je také to, že vhodně definovaný bezrozměrný tlak a tloušťka mazacího filmu dosahuje hodnot mezi nulou a číslem v řádu jednotek, což je výhodné z hlediska přesnosti numerického řešení [48].

Iterační numerické řešení rozložení tlaku a tloušťky mazací vrstvy vyžaduje přesně definovanou oblast, jež má v nejjednodušším případě tvar pravidelné pravoúhlé mřížky. Na ní se posléze řeší Reynoldsova parciální diferenciální rovnice diskretisovaná, zpravidla s přesností II. řádu, na rovnici diferenční [49, 50].

Pokud je známo rozložení tlaku a tvar mazací vrstvy, lze stanovit i třecí sílu, jež vzniká v mazivu vlivem smykového napětí τ , působí proti pohybu čepu a pro tzv. newtonovské kapaliny je obecně vyjádřena vztahem [50]:

$$F_f = \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} \tau dx dy = \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} \eta \frac{\partial u}{\partial z} dx dy, \quad (12)$$

v němž u je rychlost maziva po výšce profilu mazací vrstvy. Z této síly lze následně snadno určit ztrátový moment i výkon.

U více zatížených ložisek lze ve výpočtu uvažovat i děje související s kontakty nerovností čepu a pánve, kdy hydrodynamické děje a kontakty nerovností se ve zjednodušeném pojetí řeší zvlášť a jejich účinky se poté sčítají.

Vztahů pro stanovení kontaktního tlaku mezi nerovnostmi existuje poměrně mnoho [54]. Například často používaná rovnice autorů Greenwooda a Trippa má podobu [55]:

$$p_c = \frac{8\pi}{5} (\eta_s \beta \sigma) K F_{5/2} \left(\frac{h}{\sigma} \right), \quad (13)$$

v níž η_s značí počet vrcholků nerovností na jednotku plochy, β průměrný redukovaný poloměr křivosti vrcholků nerovnosti, σ je redukovaná efektivní hodnota drsnosti, funkce K dále popisuje vlastnosti povrchových nerovností a materiálu kontaktních povrchů a funkce $F_{5/2}$ proměnného parametru (h/σ) souvisí s mírou přiblížení kontaktních povrchů vůči sobě.

Smykové napětí v ložisku způsobené kontakty nerovností se z kontaktního tlaku určí pomocí vztahu [55]:

$$\tau_c = \mu_c p_c, \quad (14)$$

v němž μ_c vyjadřuje součinitel smykového tření. Při známé hodnotě kontaktní plochy, pro niž Greenwood a Tripp rovněž odvodili příslušný vztah, je možné stanovit třecí sílu od kontaktů nerovností, potažmo ztrátový moment a výkon.

Soudobé výpočtové modely kluzného ložiska jsou poměrně propracované a umožňují zahrnout mnoho různých vlivů. Čím složitější však model je, tím více vstupních parametrů vyžaduje; ať už se jedná o přesnou makrogeometrii ložiskové pánve, detailní znalost parametrů maziva, statistické zpracování dat povrchů čepu a pánve či jiné údaje, viz např. [52, 54].

Pokročilé výpočtové modely ložiska také vzhledem k silné vzájemné závislosti jeho některých parametrů mohou prodlužovat dobu simulace dynamiky celé pohonné jednotky. Z tohoto důvodu někdy simulace obsahuje jednodušší model, avšak detailní výpočet ložiska se posléze provádí ve specializovaném programu využívajícím k zatížení ložiska integrální silové účinky ze simulace, na jejichž výsledek nemusí mít úroveň výpočtového modelu ložiska až tak zásadní vliv [42].

Výpočtové simulace mazacího filmu kluzného ložiska je možné provádět i s využitím pokročilých 3-D CFD nástrojů. Tato metoda dává přesnější výsledky v oblastech vtoku maziva do ložiska a v místech možné kavitace [56]. Vzhledem k výpočtové náročnosti však ani v dnešní době není příliš vhodná pro současně probíhající simulaci dynamiky složitějších systémů, kde velmi dobrou shodu s experimentem vykazují i modely založené na rozšířené Reynoldsově rovnici [56].

1.2.3 ÚNAVOVÁ ŽIVOTNOST

Dynamicky namáhané součásti motoru jsou vystaveny časově i místně proměnnému zatěžování, což znesnadňuje určení součinitele bezpečnosti vůči příhodnému meznímu stavu. U pohonných jednotek určených ke komerčnímu využití se nejčastěji volí mezní stav trvalé pevnosti čili takzvaná neomezená životnost. Přitom lze s výhodou využít výstupy z MBS (historii zatěžování) jako vstupy pro specializovaný software na výpočet únavy, např. FEMFAT [57], jenž je přinejmenším v automobilovém průmyslu považován za referenční.

Příprava výpočtu v tomto programovém prostředí umožňuje poměrně detailně postihnout i konstrukčně-technologické skutečnosti, například vliv povrchové úpravy (potažmo drsnosti povrchu) či chemicko-tepelného zpracování. Na základě dříve zjištěných modálních souřadnic (MBS) a modálních napětí (MKP) provede software výpočet modifikovaného Haighova diagramu. Metodou kritické roviny řezu je nalezen kritický bod s nejnižším součinitelem bezpečnosti, který je poměrem srovnávacího napětí ku mezi trvalé pevnosti v daném uzlu konečněprvkové sítě [58].

Tento výpočet, provedený ve všech uzlech, se s dostatečně jemným krokem opakuje několikrát pro celý provozní rozsah otáček. Výstupem jsou závislosti součinitele bezpečnosti vůči mezi trvalé pevnosti v kritických oblastech například klikového hřídele (přechody čepů hlavních a ojnicích do ramen klikového hřídele, osazení apod.) na otáčkách motoru.

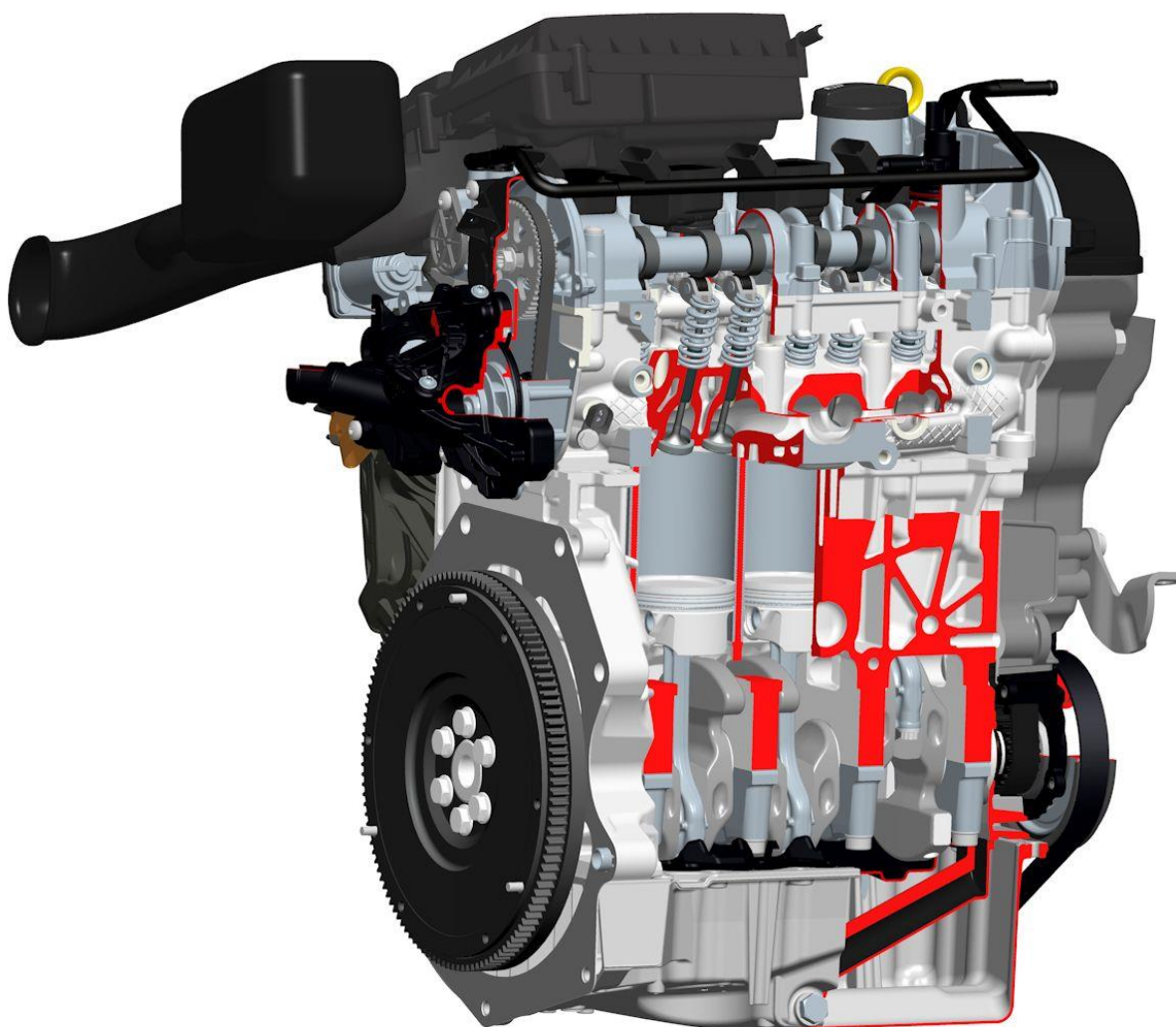
V automobilovém průmyslu se pro stanovení únavové životnosti klikového hřídele na základě dynamických simulací nejčastěji využívá metodika AVL nebo ECS. Obě jsou přehledně popsány a srovnány v [46].

2 KONCEPCE KLIKOVÉHO MECHANISMU

Konstrukční úpravy vedoucí ke snížení třecích ztrát klikového mechanismu jsou prováděny na nové řadě spalovacích motorů EA211 koncernu Volkswagen. Vývoj některých pohonných jednotek této řady má na starost oblast Technického vývoje společnosti ŠKODA AUTO v Mladé Boleslavi.

2.1 POPIS VÝCHOZÍHO MOTORU

Celkový pohled na motor EA211 představuje *obr. 14*, který v názorném řezu odhaluje konstrukci klikového mechanismu a jeho uložení v bloku motoru, ventilový rozvod a jeho pohon, čerpadlo chladicí kapaliny a také sběrné výfukové potrubí začleněné přímo do odlitku hlavy válců.



Obr. 14 Motor EA211 1,6 MPI v názorném řezu [ŠKODA AUTO]

Řada EA211 zahrnuje zážehové čtyřdobé řadové motory se třemi nebo čtyřmi válci. Motory jsou buď vybaveny přeplňováním a přímým vstřikováním do spalovacího

prostoru (TSI), nebo disponují přirozeným sáním a vícebodovým vstřikováním paliva před sací ventil (MPI).

Všechny čtyřválcové varianty mají klikový hřídel se zmenšeným průměrem hlavních čepů uložen v pěti hlavních kluzných ložiscích. Heterogenní blok motoru z hliníkové slitiny se zalitými litinovými vložkami válců má dosedací plochu pro spodní víko motoru pod osou klikového hřídele². Litinová jednotlivá víka hlavních ložisek jsou k bloku přitažena pomocí dvojice šroubů a polohována dvojicí bočních ploch (tzv. *zámků* ložiskového víka). Rozměrové a geometrické přesnosti otvoru pro uložení ložiskových pánví je dosaženo obráběním po smontování vík s blokem motoru.

Dále je pozornost věnována především čtyřválcovému provedení MPI, které není určeno pro evropské trhy. Základní rozměrové parametry těchto motorů uvádí *tab. 1*. Všechna provedení mají mnoho součástí společných, případně rozměrově odvozených.

Tab. 1 Základní rozměry motorů EA211 se systémem MPI

Rozměry [mm]	1,4 MPI	1,5 MPI	1,6 MPI
Vrtání	74,5	74,5	76,5
Zdvih	80	85,9	86,9
Délka ojnice	145	140	140
Průměr hlavních čepů	45	48	48
Průměr ojnicních čepů	42	47,8	47,8
Průměr pístního čepu	17	19	19
Rozteč válců	82	82	82
Výška bloku	210,85	210,85	210,85

Motor 1,4 MPI dosahuje jmenovitého výkonu 66 kW při otáčkách 5500 min⁻¹ a nejvyššího točivého momentu 132 N·m při otáčkách 3800 min⁻¹. Varianta 1,6 MPI vykazuje jmenovitý výkon 81 kW při otáčkách 5800 min⁻¹ a nejvyššího točivého momentu 155 N·m dosahuje při shodných otáčkách jako motor 1,4 MPI. Údaje platí pro bezolovnatý benzin RON 95. V případě alkoholového paliva (zejména Brazílie), jsou hodnoty zhruba o 6 % vyšší.

Motor 1,5 MPI ve své současné podobě vykazuje až 85 kW při 6000 min⁻¹ a 150 N·m při 4000 min⁻¹. Byl vyvinut později, v čínském závodě FAW-Volkswagen se začal vyrábět v roce 2016 a v tomto dokumentu se mu dále nevěnuje pozornost.

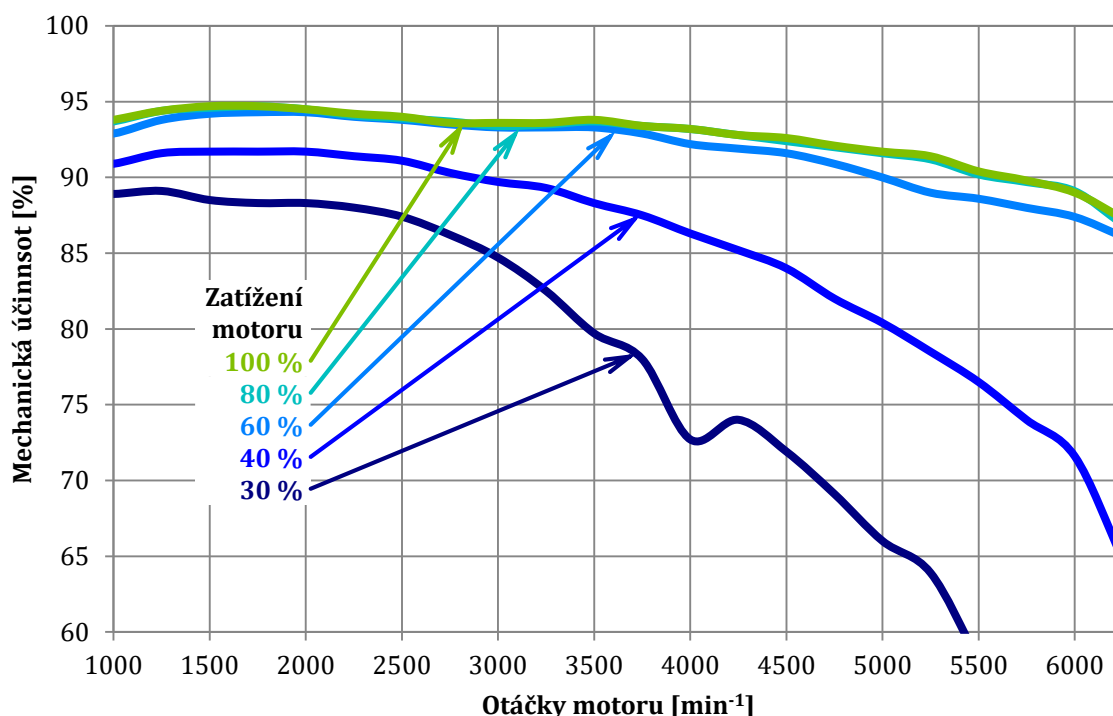
Pro popis výchozího stavu bylo v laboratořích společnosti ŠKODA AUTO provedeno detailní měření úplné charakteristiky variant 1,4 a 1,6 MPI. To obsahovalo celkem 238 bodů zahrnujících celý rozsah provozních otáček a zatížení, v nichž byly po ustálení

² Tato konstrukce (v anglicky psané literatuře *Deep Skirt Engine Block*) zjednodušuje utěsnění předního a zadního konce klikového hřídele a zvyšuje tuhost bloku. Alternativou je blok motoru s masivním ložiskovým rámem (*Bed Plate*) spojeným s blokem motoru v rovině procházející osou klikového hřídele, který především zvyšuje tuhost uložení klikového hřídele, viz např. tříválcový motor EA111 1,2 MPI.

měřeny veličiny popisující činnost spalovacího motoru. Pomocí vhodně provedené indikace spalovacího prostoru, více např. [59], lze poměrně přesně stanovit i střední indikovaný tlak, potažmo mechanickou účinnost.

Její průběh v závislosti na otáčkách a zatížení motoru bez pohonu příslušenství ilustruje obr. 15. Presentované průběhy odpovídají poměru efektivního výkonu k výkonu indikovanému. Z výsledků je patrné, že moderní motor řady EA211 dosahuje velmi dobré mechanické účinnosti, která se při vysokém zatížení blíží 95 %. Se zvyšujícími se otáčkami mechanická účinnost vlivem pasivních odporů a tření nelineárně klesá, a to tím více, čím méně je motor zatížen.

Na základě požadavků oddělení Vývoje motorů společnosti ŠKODA AUTO bylo rozhodnuto dosáhnout dalšího zvýšení mechanické účinnosti odstraněním druhého a čtvrtého hlavního ložiska.



Obr. 15 Mechanická účinnost motoru EA211 1,6 MPI

2.2 OVĚŘENÍ PŘÍNOSU ZVOLENÉ KONCEPCE

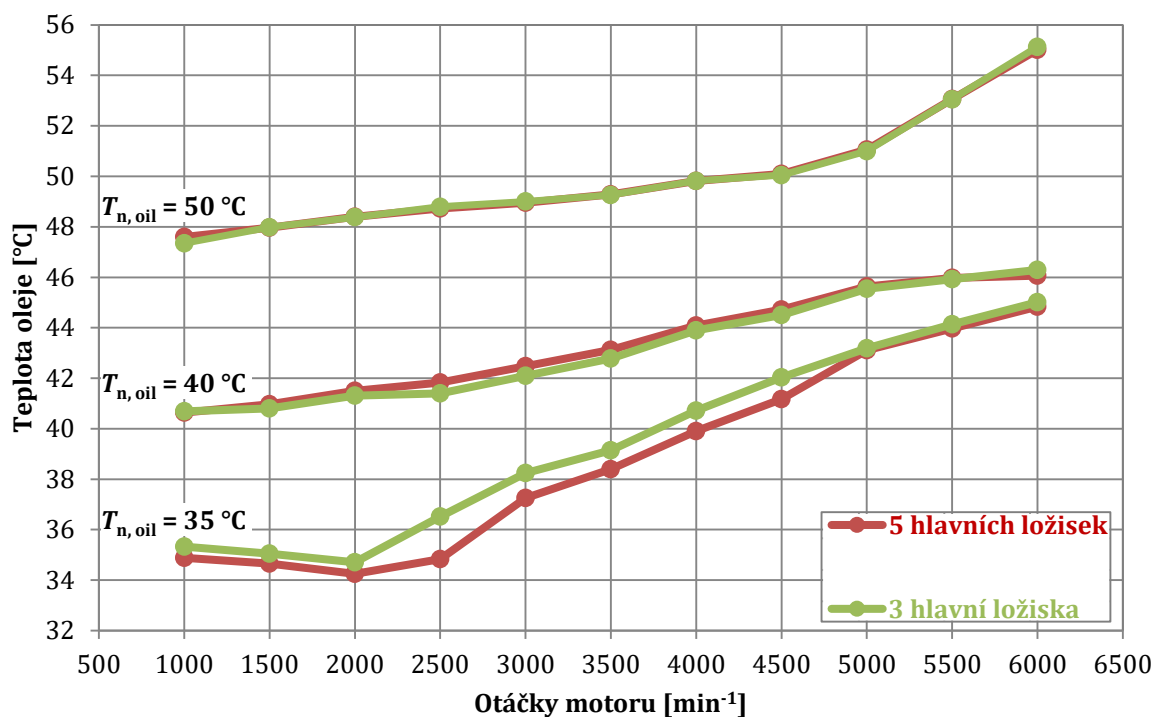
Na otázku, zda a jak ovlivní odstranění dvou hlavních ložisek klikového mechanismu jeho mechanické ztráty, odpověděl technický experiment. Ten proběhl rovněž v laboratořích společnosti ŠKODA AUTO. Měření byly podrobeny dvě varianty motoru EA211 1,6 MPI.

Obě varianty sdílely stejný klikový hřídel s pěti hlavními čepy, ovšem upravený na centrální rozvod oleje od prostředního hlavního ložiska ke všem ložiskům ojnicím. První varianta měla standardních pět hlavních ložisek. Druhá měla pánve druhého

a čtvrtého hlavního ložiska upraveny tak, že jejich tloušťka byla snížena o 1 mm, čímž byla tato ložiska prakticky zcela vyřazena z činnosti.

V obou případech byl celý motor protáčen aktivním dynamometrem. V tehdy platném homologačním jízdním cyklu NEDC začíná měření spotřeby paliva a emisí u vozidla vytemperovaného na teplotu mezi 20 °C a 30 °C [60]. Také zatížení motoru v průběhu jízdního cyklu není příliš vysoké. Proto byly pro srovnání mechanických ztrát zvoleny tři poměrně nízké jmenovité teploty motorového oleje $T_{n,oil}$, a to 35 °C, 40 °C a 50 °C. Tyto teploty byly po ustálení měřeny před plnoprůtokovým čističem oleje a jejich dosažení zajišťoval externí tepelný výměník. Pro měření byl použit olej viskozitní třídy SAE 5W-40.

Vzhledem k nízkému rozdílu teplot mezi ochlazovaným olejem a chladicím vzduchem, a z toho vyplývajících problémů s chlazením oleje zejména při vyšších otáčkách, se u měření ztrát při jmenovité teplotě oleje ve skutečnosti projevuje značný rozptyl hodnot, viz *obr. 16*. Například při měření se jmenovitou teplotou oleje 35 °C má ve skutečnosti olej teplotu od 34 °C do 45 °C.



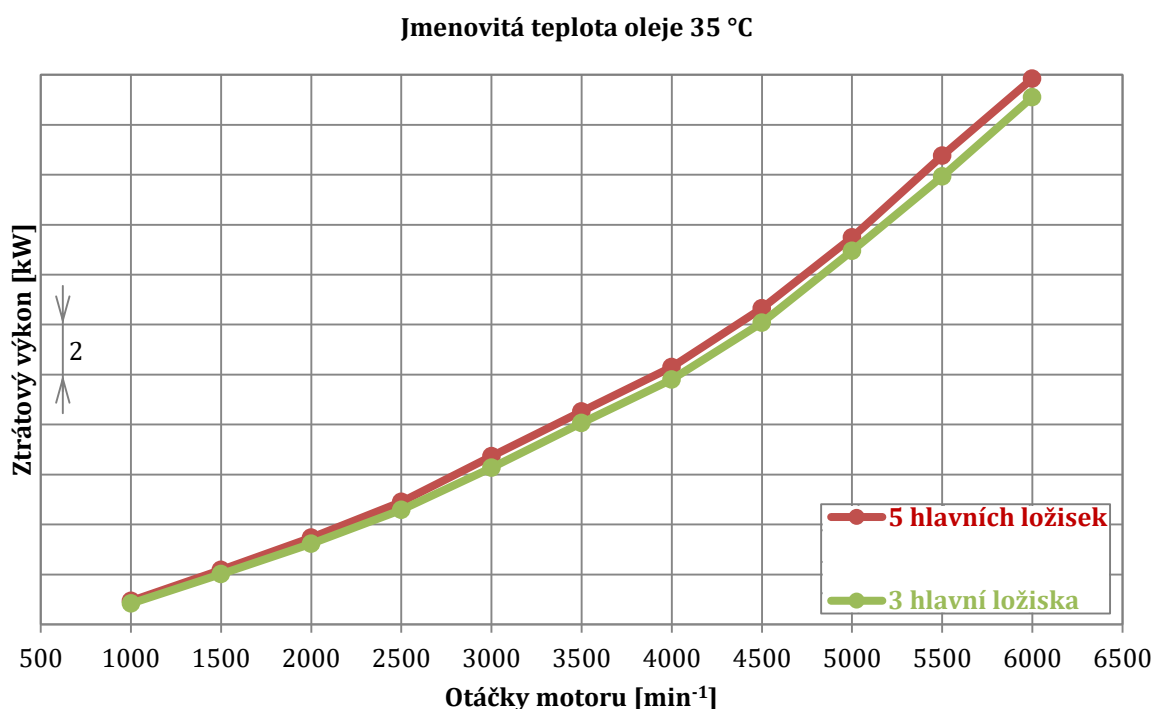
Obr. 16 Teplota oleje před čističem při měření mechanických ztrát protáčením motoru

Při měření však byla zjištěna velmi dobrá opakovatelnost, tudíž rozptyl teplot nepředstavuje žádný podstatný problém pro vzájemné porovnání obou variant. Požadavek, aby teplota motorového oleje při měření obou variant dosahovala stejných hodnot, byl splněn, poněvadž i v průběhu měření při jmenovité teplotě oleje 35 °C činí průměrný rozdíl teploty mezi variantami přibližně 0,6 °C. V průběhu měření byla rovněž sledována teplota oleje v hlavě válců a ve spodním víku motoru i teplota chladicí kapaliny na vstupu do motoru a na výstupu z něj.

Měření třecích ztrát bylo prováděno opakovaně a zobrazené výsledky odpovídají průměru z nejméně tří měření v každém otáčkovém bodě. Měření s výraznějšími odchylkami nebyla do průměrování zahrnuta, případně nebyly zahrnuty pouze některé zjevně chybové body.

Ztrátový výkon změřený protáčením se od ztrátového výkonu motoru se spalováním liší z důvodu rozdílných provozních podmínek. U protáčeného motoru nepůsobí na píst a pístní kroužky tlak od spalování, který dosti ovlivňuje ztráty tohoto konstrukčního uzlu. Zejména první pístní kroužek je tak podstatně méně přitlačován do kontaktu s válcem, což by mělo vést ke snížení jeho tření v oblasti mezního mazání (poloha v úvratích pístu), a naopak ke zvýšení tření v režimu hydrodynamického mazání (větší tloušťka olejové vrstvy).

Ložiska klikového hřídele jsou v nižších otáčkách zatížena méně, ovšem ve vyšších naopak více, poněvadž na ně nepůsobí zatížení od tlaku plynů, které ve vyšších otáčkách odlehčuje ložiska od setrvačných sil posuvných částí hlavně v okolí počátku expansního zdvihu. Rovněž teploty všech dílů jsou nižší, tudíž i píst z hliníkové slitiny má v litinové vložce válce větší vůli, jež by se měla projevit nižšími ztrátami.



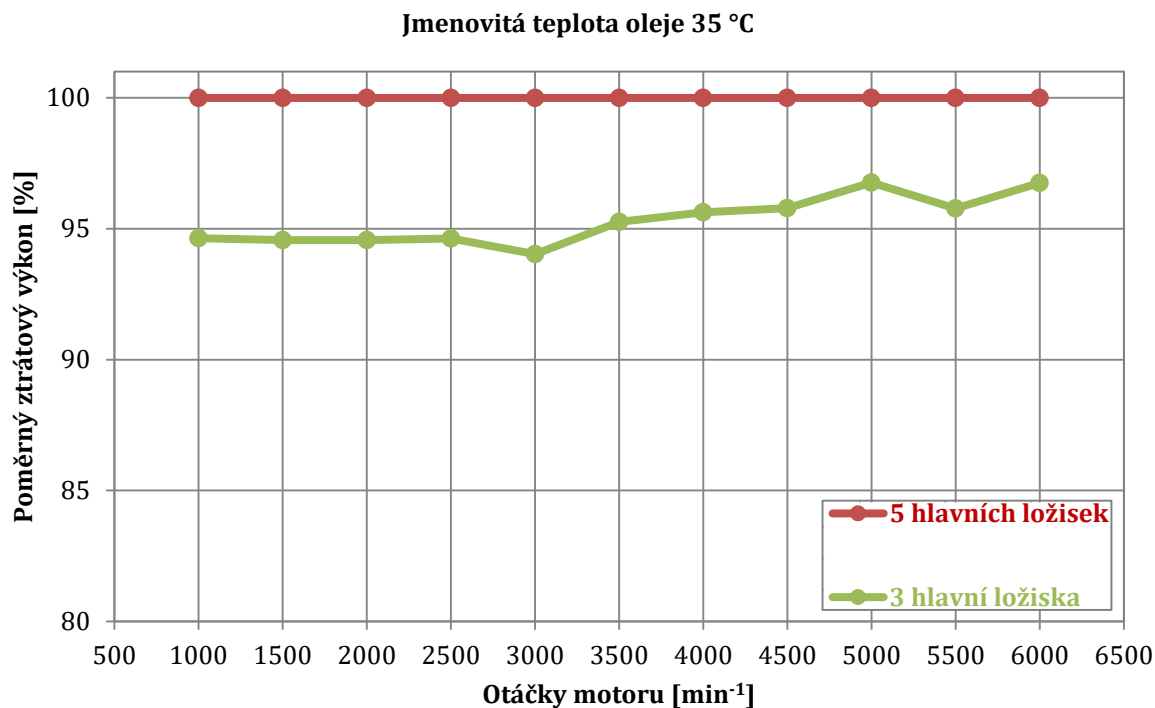
Obr. 17 Ztrátový výkon motoru získaný protáčením při jmenovité teplotě oleje 35 °C

Taktéž práce potřebná pro výměnu náplně válce se u motoru protáčeného a spalujícího dosti liší. Tento vliv lze sice odstranit indikací ve spalovacím prostoru u protáčeného motoru, zpracováním dat a odečtením od celkového ztrátového výkonu zjištěného měřením, avšak v tomto případě to nebylo nutné, jelikož se jedná o porovnání dvou odlišných variant za jinak prakticky stejných podmínek.

Na *obr. 17* jsou znázorněny průběhy ztrátového výkonu varianty s pěti i třemi hlavními ložisky při jmenovité teplotě motorového oleje před čističem 35 °C. V grafu je vyneseno ztrátový výkon, tedy veličina dosti závislá na otáčkách. Z toho důvodu se jeví rozdíly mezi klikovým mechanismem s pěti a třemi hlavními ložisky jako malé zvláště v nízkých otáčkách. Ve skutečnosti činí průměrný pokles mechanických ztrát celého motoru ve všech otáčkových bodech při této jmenovité teplotě oleje 4,7 %. Rozdíl ve ztrátovém výkonu motoru s pěti a třemi hlavními ložisky se v závislosti na otáčkách mění pouze minimálně, viz *obr. 18*.

Průběh ztrátového výkonu při jmenovité teplotě oleje před jeho čističem 40 °C a 50 °C dokumentuje *Příloha 1 – měření mechanických ztrát motoru*. Porovnání ztrátového výkonu při všech třech teplotách oleje jednoznačně ukazuje závislost mechanických ztrát na teplotě oleje, jelikož s růstem jeho jmenovité teploty, a tedy poklesem viskozity, klesají i mechanické ztráty vlivem nižších ztrát v kontaktních dvojicích pracujících v režimu hydrodynamického mazání.

Se vzrůstající teplotou motorového oleje rozdíl ztrátového výkonu mezi motorem s pěti a třemi hlavními ložisky mírně klesá. I tak však dosažená úspora průměrovaná ze všech otáčkových bodů a všech tří teplot motorového oleje činí 4 %.



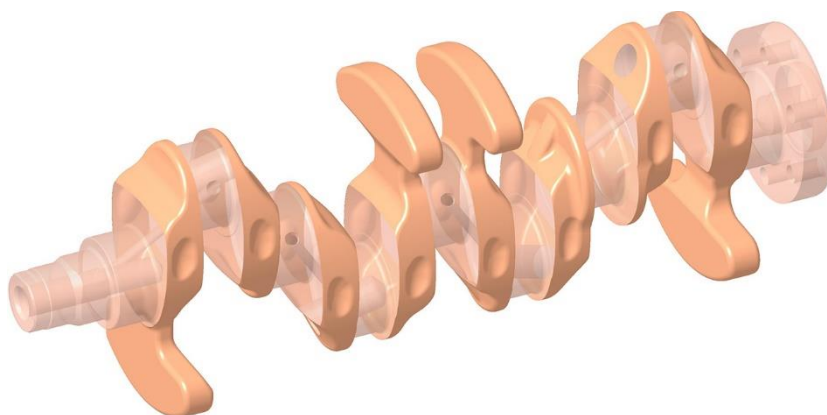
Obr. 18 Poměrný ztrátový výkon motoru získaný protáčením při jmenovité teplotě oleje 35 °C

I přesto, že u prototypu *tříložiskového* klikového mechanismu bude jeho dynamika ovlivněna tuhostí klikového hřídele nově navrženého pro tyto účely i tuhostí upraveného bloku motoru, lze dosažené výsledky považovat za slibné.

3 KONCEPČNÍ NÁVRH KLIKOVÉHO HŘÍDELE MOTORU 1,4 MPI

Z diskusí s vývojovými pracovníky společnosti ŠKODA AUTO je pro prvotní studii zvolena přestavba klikového mechanismu motoru EA211 1,4 MPI se zdvihovým objemem 1395 cm³. Z důvodu předpokládaného většího zatížení zbývajících hlavních ložisek při vynechání dvou z nich vychází *tříložiskový* klikový hřídel z turbodmychadlem přeplňované varianty motoru EA211, tedy z verze 1,4 TSI. Ta má větší průměr hlavních i ojnicích čepů, jež jsou shodné s typem 1,6 MPI, viz *tab. 1*.

Pohled na sériový klikový hřídel motoru EA211 1,4 MPI s pěti hlavními kluznými ložisky představuje *obr. 19*. Z perliticko-sorbitické tvárné litiny EN-GJS-800-2 je vyráběn litím do kovových forem.



Obr. 19 Sériový klikový hřídel motoru EA211 1,4 MPI

3.1 SVAŘOVANÝ KLIKOVÝ HŘÍDEL

Z požadavků vývojového oddělení ŠKODA AUTO na co nejnížší možnou hmotnost nového dílu vyplývá rovněž konstrukční řešení náhrady 2. a 4. hlavního čepu klikového hřídele (stejně jako válce číslovány vzestupně od předního konce klikového hřídele směrem k přírubě pro setrvačník). Tyto čepy jsou nahrazeny lisovanými dvoudílnými plechovými rameny, jež po konzultaci se svařovnou společnosti ŠKODA AUTO jsou s dalšími díly klikového hřídele spojeny laserovým svařováním bez přídavného materiálu, což přináší nejmenší možnou tepelně ovlivněnou oblast svaru.

Pro urychlení konstrukčních prací je přední, střední a zadní část *tříložiskového* klikového hřídele kompletně převzata z hřídele motoru 1,4 TSI, a to navzdory mírně většímu průměru hlavních a ojnicích čepů, viz výše. Na *obr. 20* je znázorněn pohled na rozloženou koncepční sestavu klikového hřídele se třemi hlavními kluznými ložisky.

Materiálem svařovaného klikového hřídele, včetně plechových ramen, je feriticko-perlitická ocel určená pro precipitační vytvrzování EN 10267, viz [61].

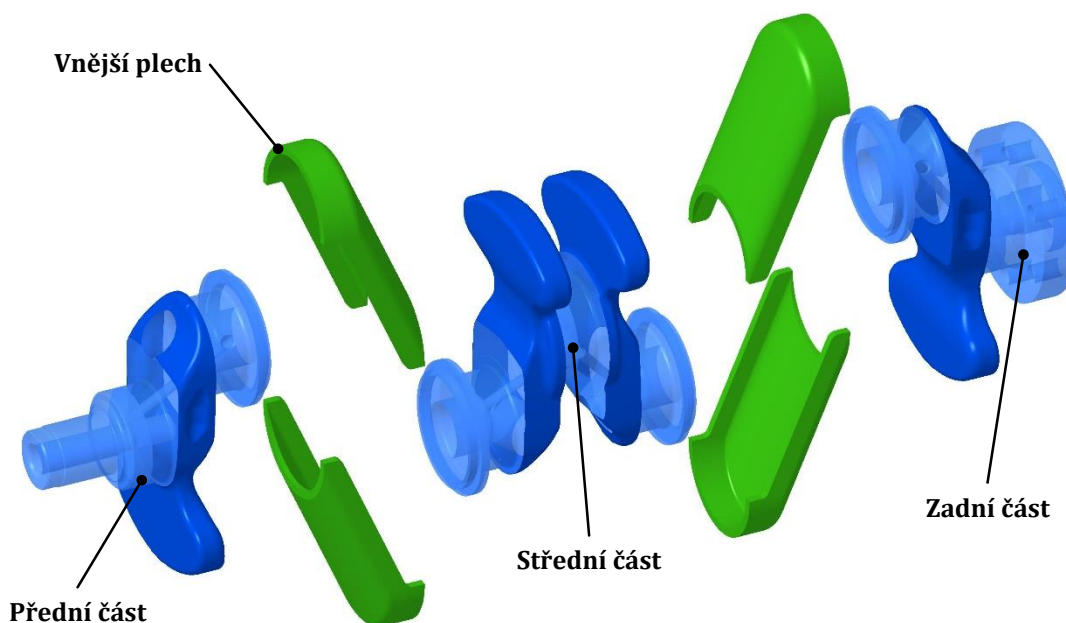
Vzhledem k technologičnosti konstrukce svařovaného klikového hřídele není provedena jeho topologická optimalisace, nýbrž je navrženo celkem 12 různých variant, a ty jsou mezi sebou porovnány. Zpočátku bylo nutné určit koncepci svařence a stanovit vliv

případných výztuh a odlehčení ojnicích čepů. Tento účel splňují první 4 varianty klikového hřídele, jejichž porovnání je zaměřeno na:

- hmotnost a moment setrvačnosti,
- statickou tuhost (torsní a ohybová tuhost, vazebné síly),
- modální vlastnosti (vlastní tvary kmitu a jejich frekvence).

Z výsledků vyplývá, že není nutné používat dodatečné výztuhy plechových ramen a že ramena mohou být poměrně jednoduché konstrukce, což značně zjednodušuje jejich případnou výrobu.

Ze získaných poznatků potom vychází 8 dalších variant lišících se tvarem a tloušťkou vnějších plechů a odlehčením ojnicích čepů, což znázorňuje *Příloha 2 – konstrukce*. Plechová ramena jsou navržena s válcovou (*J bvp*), respektive technologicky jednodušší (*T*) přírubou pro přivaření k ojnicímu čepu, mají tloušťku 3 mm, nebo 4 mm a ojnicí čepy buď jsou (*lehká*), anebo nejsou (*těžká*) odlehčené mimoběžným vývrtem vůči ose čepu.



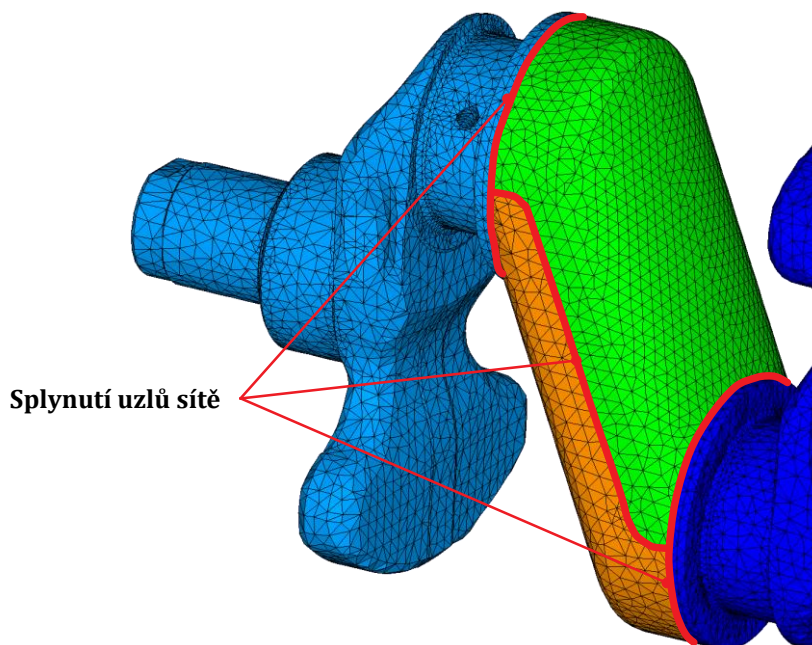
Obr. 20 Rozložená koncepční sestava klikového hřídele 1,4 MPI se třemi hlavními kluznými ložisky (*T 4 – lehká*)

Tyto varianty, jež tvoří všechny možné kombinace uvedených konstrukčních prvků, jsou porovnávány se sériovým klikovým hřídelem motoru 1,4 MPI s pěti hlavními ložisky dle stejných kritérií jako úvodní čtyři varianty s dalšími výztužnými plechy, jejichž srovnání v přílohách není uvedeno z důvodu zvýšení přehlednosti.

Výsledky setrvačných charakteristik představuje *Příloha 3 – hmotnost a moment setrvačnosti*. Nárůst momentu setrvačnosti okolo osy klikového hřídele u všech svařovaných provedení je způsoben nejen větším průměrem ojnicích čepů, nýbrž i nově navrženou přírubou na ojnicích čepích pro přivaření plechových ramen.

3.2 STATICKÁ TUHOST

Pro potřeby určení celkové statické tuhosti jsou všechny varianty klikového hřídele rozděleny na konečný počet prvků.



Obr. 21 Svarové spoje na konečněprvkovém výpočtovém modelu

Jelikož cílem této analýzy není detailní studium napjatosti v předpokládaných kritických místech, je v případě všech svařovaných variant klikového hřídele využito splynutí uzlů konečněprvkové sítě na rozhraní spojovaných součástí tam, kde budou tyto součásti ve skutečnosti svařeny laserovým paprskem bez přídavného materiálu (viz obr. 21).

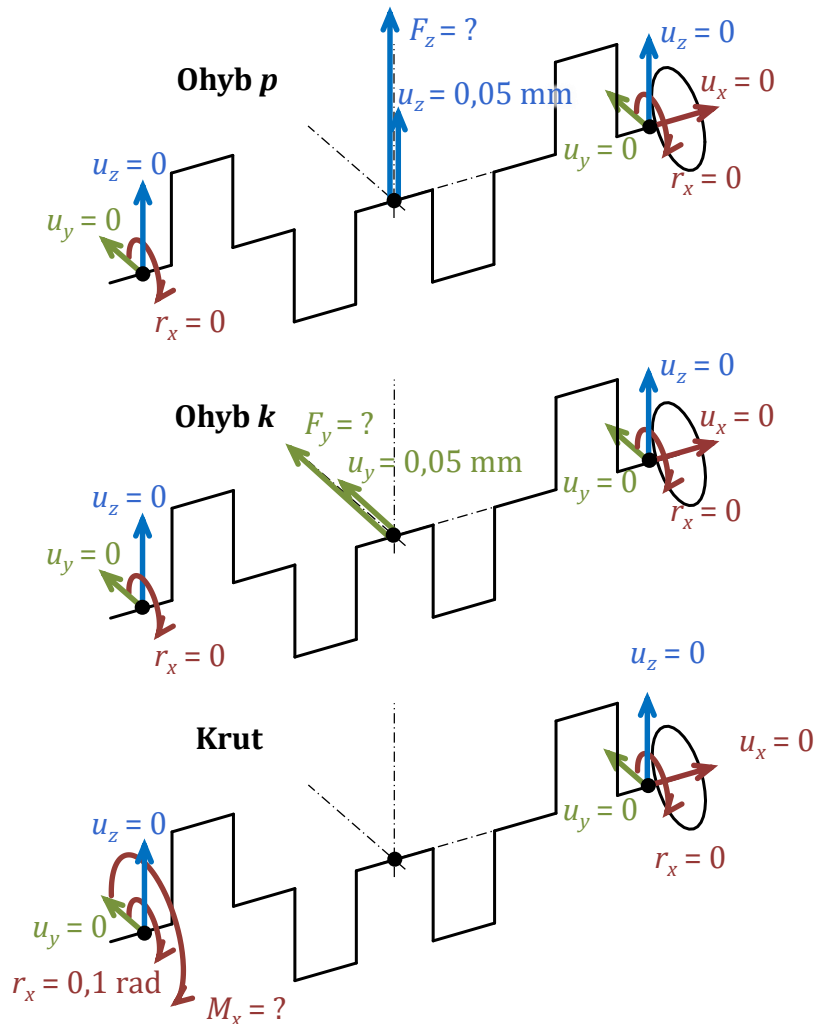
Okrajové podmínky výpočtového modelu statické tuhosti klikového hřídele jsou umístěny do uzlů v geometrických střezech hlavních čepů podle obr. 22. Spojení těchto uzlů s okolní strukturou je provedeno prostřednictvím vazebných prvků MPC184 [62]. V tomto porovnání jde výhradně o tuhost samotného klikového hřídele, tedy bez vlivu tuhosti bloku motoru.

Výsledky výpočtu statické ohybové tuhosti klikových hřídelů v podélné rovině (ohyb p), rovině podélné kolmé (ohyb k) a tuhosti v krutu uvádí Příloha 4 – statická tuhost.

Na základě těchto výsledků sice není možné přesně určit nárůst či pokles příslušné tuhosti svařované varianty ve vztahu k variantě sériové, jelikož zvětšení průměru ojnicních čepů u prvotní studie není v případě stavby skutečného funkčního vzorku žádoucí, avšak vzájemné srovnání tříložiskových variant dává velmi dobrou představu o vlivu rozdílné konstrukce těchto variant na jejich statickou tuhost.

Z tohoto pohledu se jeví jako velmi příznivé použití z hlediska tváření snazší, leč na svařování náročnější varianty s technologicky jednodušší plechovou přírubou a s plechy o tloušťce stěny 4 mm, tedy varianty T 4, jež vykazuje nejlepší hodnoty statické tuhosti s odlehčením ojnicních čepů i bez něj.

Součástí analýzy statické tuhosti je i porovnávací výpočet zatížení středního hlavního ložiska při rotaci klikového hřídele. Okrajové podmínky tohoto modelu pro sériovou variantu a varianty svařované znázorňuje *obr. 23*, z kterého je patrné, že v tomto případě je uvažována vazba klikového hřídele na okolí. Tyto okrajové podmínky lze zjednodušeně popsat jako absolutně tuhý blok a absolutně tuhá radiální ložiska.



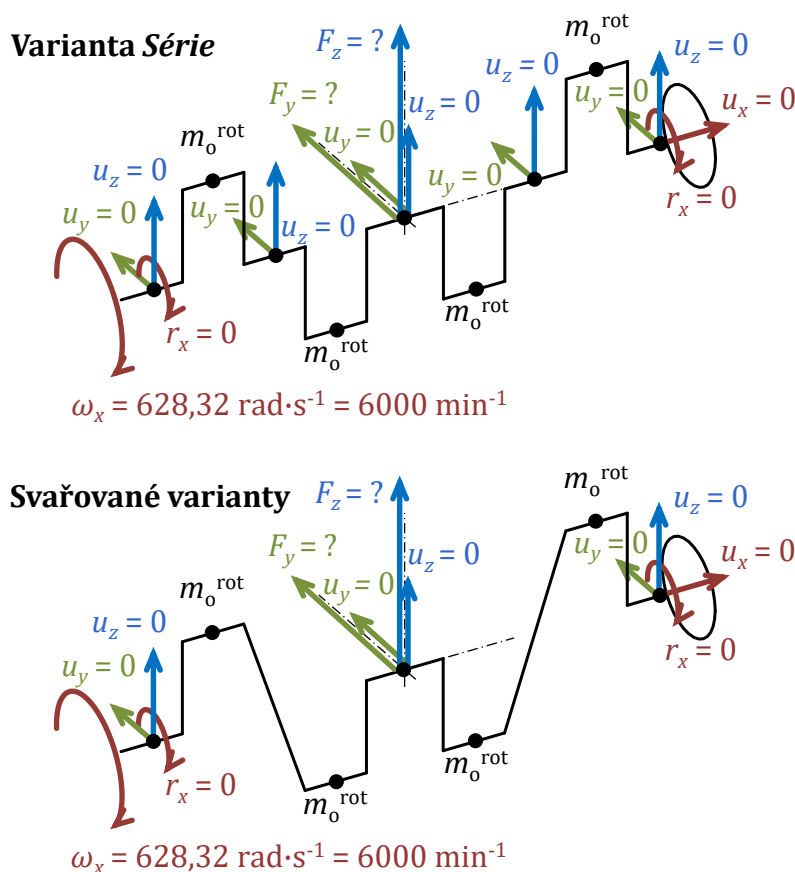
Obr. 22 Okrajové podmínky výpočtového modelu statické tuhosti klikového hřídele

Výpočtový model je v geometrických středech ojnicích čepů opatřen prvky, jejichž hmotnost odpovídá rotujícímu podílu sestavy ojnice. Tato hmotnost vychází ze staticky ekvivalentní redukce skutečné sestavy ojnice do dvou hmotných bodů.

Konečněprvkovému modelu je předepsána rotace konstantní úhlovou rychlostí, jež odpovídá otáčkám motoru 6000 min^{-1} . Zatížení prostředního hlavního ložiska je určeno výslednou vazebnou silou, tedy vektorovým součtem složek této síly ve směru y a z :

$$|\vec{F}_{hl}^{rot}| = \sqrt{F_y^2 + F_z^2}. \quad (15)$$

Jak shrnuje *Příloha 5 – statické zatížení střed. hl. ložiska*, zatížení tohoto ložiska je u tříložiskových variant nižší než u varianty pětiložiskové, a lze je dále snížit odlehčením ojnicních čepů.



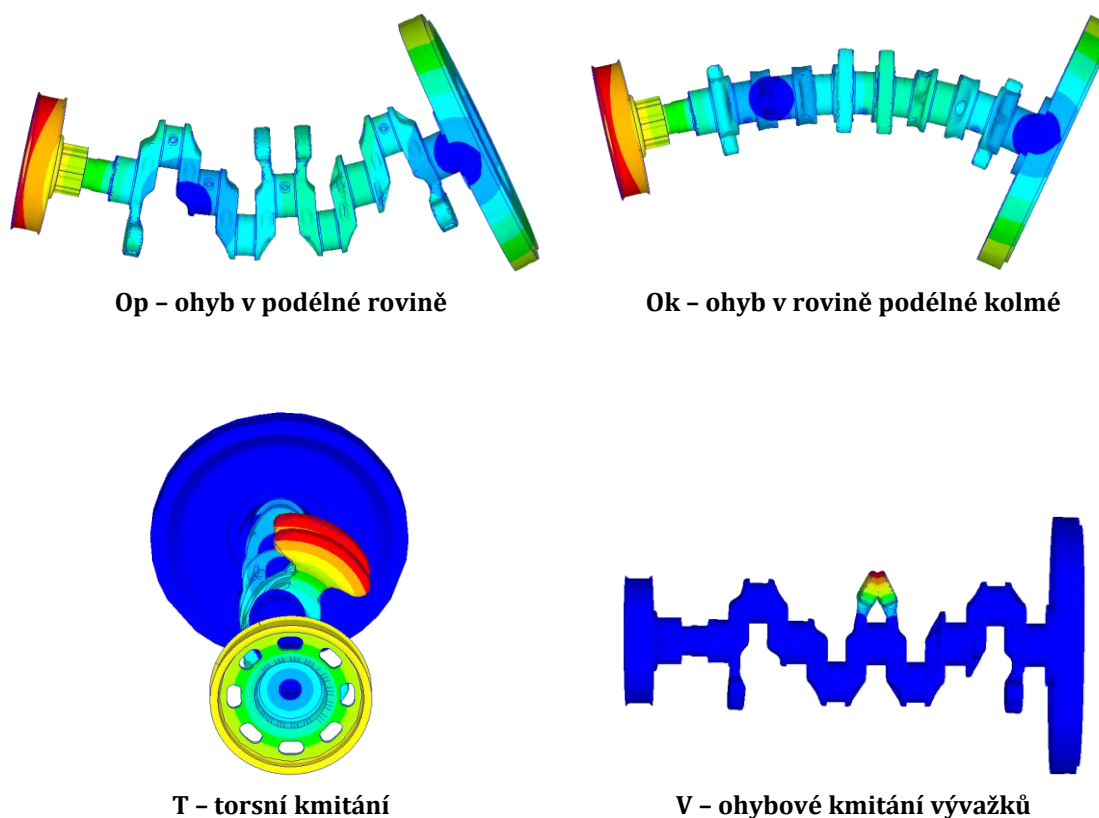
Obr. 23 Okrajové podmínky výpočtového modelu zatížení středního hlavního ložiska klikového hřídele při jeho rotaci

3.3 MODÁLNÍ VLASTNOSTI

Vzhledem k charakteru namáhání klikového hřídele v motoru je provedena rovněž modální identifikace všech variant, neboť umožňuje usuzovat na jejich dynamické chování a porovnat je mezi sebou.

Modální vlastnosti obecného tělesa vyplývají z jeho materiálových charakteristik a rozložení tohoto materiálu v prostoru. Ke klikovému hřídeli jsou však ve skutečnosti pevně připojeny ještě další díly, jež tyto vlastnosti významně ovlivňují. Proto je konečněprvkový model hřídele doplněn ještě modelem sestavy setrvačníku a řemenicemi pohonu příslušenství motoru a jeho rozvodového mechanismu. Vypočtené modální vlastnosti, tedy modální (vlastní) tvary kmitu a jim příslušející frekvence, odpovídají volnému netlumenému kmitání a do porovnání je zahrnuto prvních 12 módů každé varianty (tvary odpovídající stupňům volnosti tuhého tělesa s frekvencemi blízkými nule nejsou uvažovány).

Výsledky modální analýzy shrnuje *Příloha 6 – modální vlastnosti*. U všech variant klikového hřídele se objevují charakteristické tvary kmitání, jež jsou v přehledu rozlišeny zkratkou dle *obr. 24*.



Obr. 24 Charakteristické tvary kmitání sestavy klik. hřídele se setrvačníkem a řemenicemi

U skutečného motoru jsou zejména ohybové tvary kmitání klikového hřídele do značné míry ovlivněny jeho uložením v bloku motoru, ovšem frekvence torsních tvarů kmitání volného hřídele už zhruba odpovídají frekvencím těchto tvarů ve stavu zamontovaném v bloku.

Na základě vyhodnocení a srovnání setrvačných charakteristik, statické tuhosti a modálních vlastností je k dalšímu rozborům vybrána jako nejperspektivnější varianta *T 4 – lehká*, jež je staticky tuhá nejen ohybově v obou zkoumaných rovinách, nýbrž i torsně.

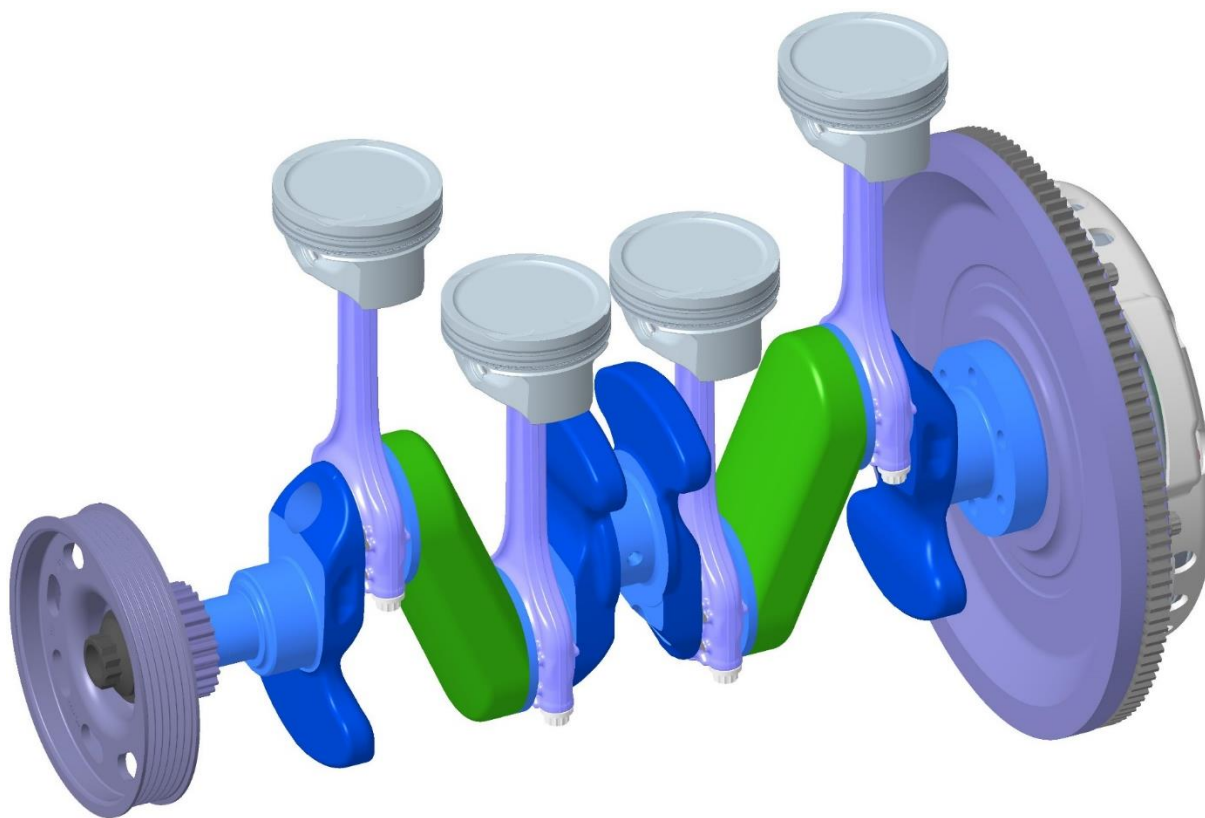
Také její modální frekvence jsou mezi všemi *tříložiskovými* klikovými hřídeli druhé nejvyšší téměř u všech prvních dvanácti tvarů kmitání, a odlehčení ojnicích čepů navíc snižuje jak hmotnost klikového hřídele, tak i zatížení prostředního hlavního ložiska při rotaci hřídele. Nadto je vybraný dodavatel schopen pro tuto variantu vyrobit plechové výlisky ramen, což se u varianty s válcovou přírubou (*J bvp*) ukázalo být velmi obtížné.

Celý klikový mechanismus s hřídelem ve variantě *T 4 – lehká* je znázorněn na *obr. 25*. Hlavním cílem této varianty je především ověřit dynamické chování *tříložiskového* klikového hřídele se svařovanými plechovými rameny při simulovaném vynuceném

kmitání. Z tohoto důvodu tvar plechových ramen ještě plně neodpovídá technologii vhodné pro výrobu funkčního vzorku.

Klikový hřídel je vybaven nákrůžkem pro axiální ložisko na prostředním hlavním čepu, neboť u sériového motoru se axiální ložisko nachází na čtvrtém hlavním čepu, jež však svařovaná varianta neobsahuje. Vzhledem k většímu průměru ojničních čepů ($\varnothing 47,8$ mm namísto $\varnothing 42$ mm) je navržena nová ojnice, poněvadž v kombinaci s průměrem pístního čepu $\varnothing 17$ mm a délkou ojnice 145 mm odpovídající díl v řadě motorů EA211 neexistuje.

Setrvačník je stejný jako u sériového motoru EA211 1,4 MPI a řemenice pohonu příslušenství odpovídá vývojovému provedení bez pryžového resonančního tlumiče torsního kmitání.

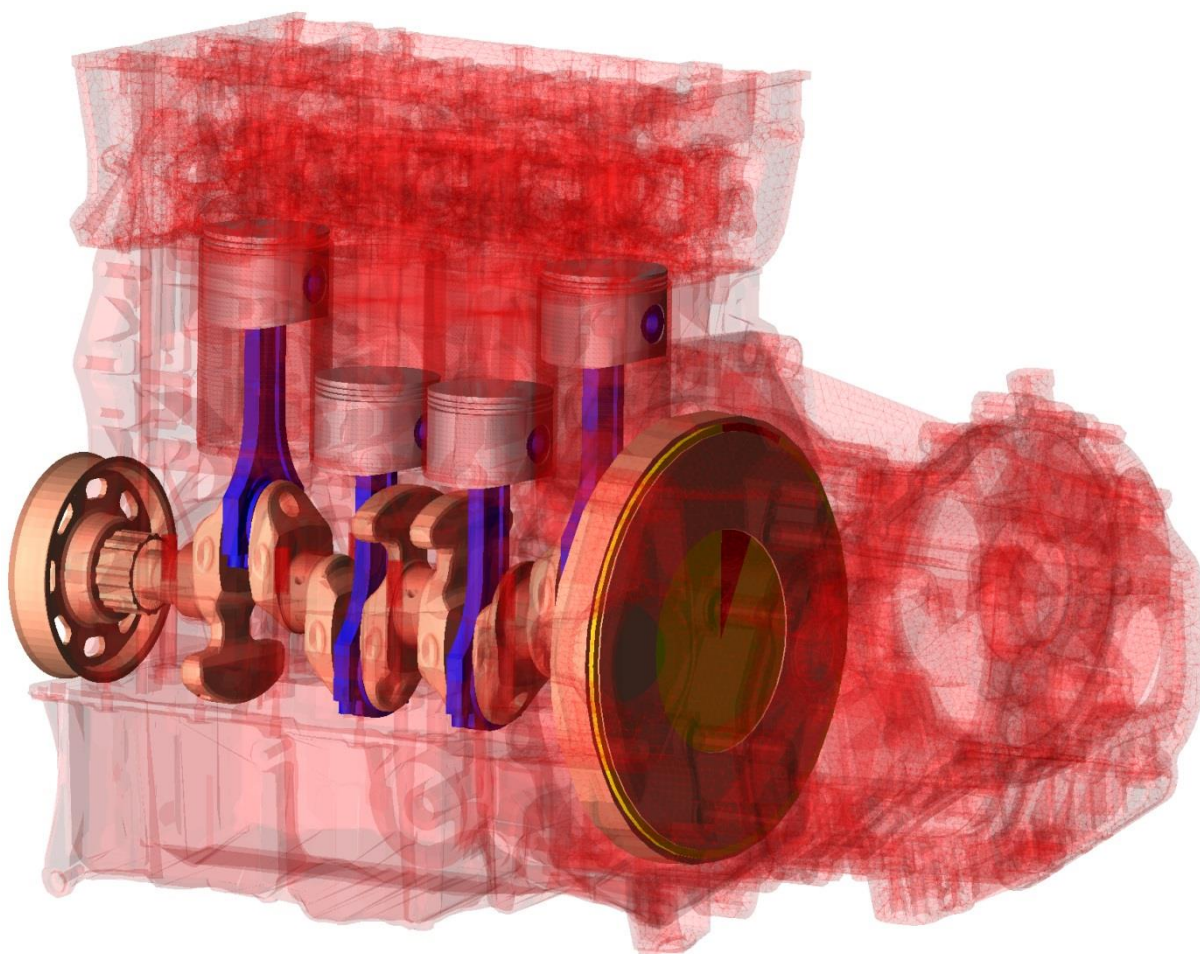


Obr. 25 Klikový mechanismus s hřídelem ve variantě T 4 – lehká

4 DYNAMIKA KLIKOVÉHO MECHANISMU 1,4 MPI

Dynamika klikového mechanismu se třemi hlavními kluznými ložisky je simulována s využitím principů MBS a MKP v prostředí ADAMS. Výpočtový model, *obr. 26*, sestává zejména z modálně redukovaných těles pružných, jimiž jsou:

- klikový hřídel,
- řemenice klikového hřídele,
- setrvačník,
- blok motoru,
- hlava válců,
- spodní víko motoru,
- převodová skříň.



Obr. 26 Komplexní výpočtový model dynamiky klikového mechanismu se sériovým klik. hřídelem a blokem motoru

Počet zahrnutých módů závisí na typu úlohy a frekvencích buzení. Z hlediska kvality převodu konečněprvkového tělesa do podoby modálně redukovaného tělesa je obecně výhodnější zvolit pro modální redukci více módů a v prostředí MBS případně vypnout ty s nedosažitelně vysokými frekvencemi (stabilita řešení). Dále je možné provést zkušební simulaci a vypnout módy, které při daném buzení nedosahují uživatelem nastaveného podílu na celkové energii napjatosti tělesa, viz [38], například 0,1 %.

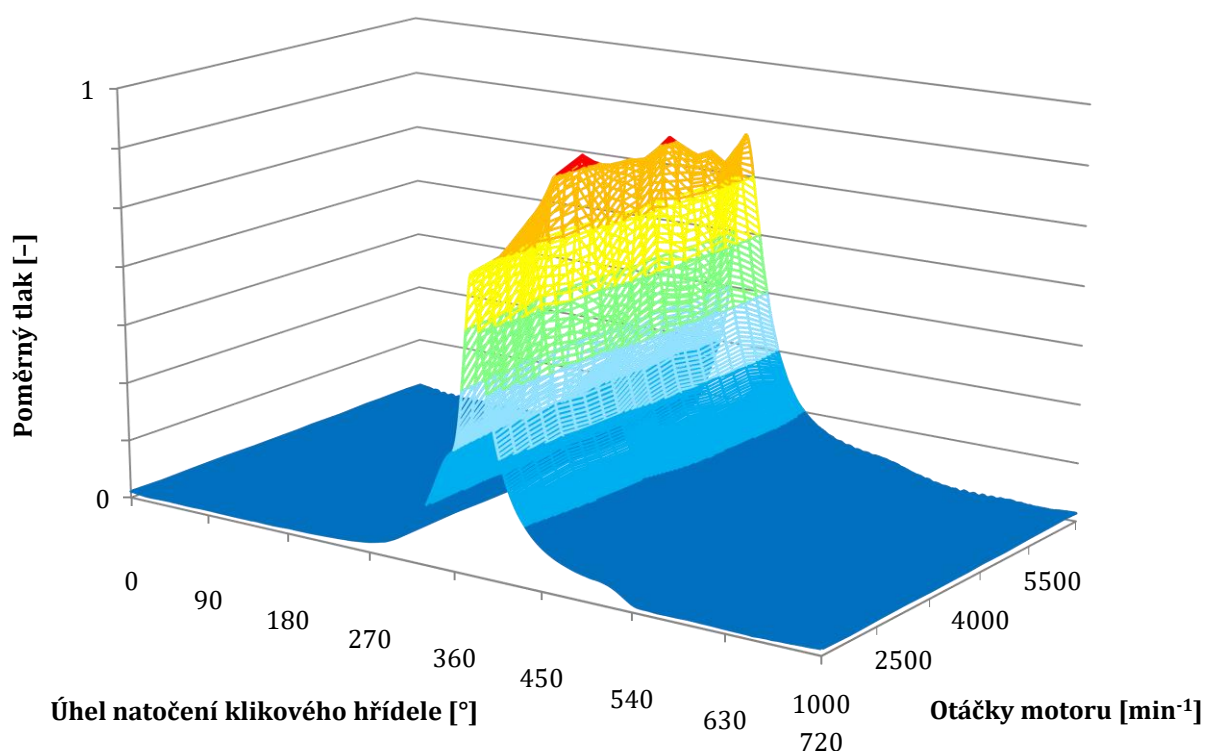
V případě řešení dynamiky klikového mechanismu se často přebírají hodnoty poměrného útlumu z vývoje předchozích motorů, neboť na výsledky dynamiky nemusejí mít příliš velký vliv a pohybují se řádově v nízkých jednotkách procent. Přesto se však nedoporučuje používat v systému ADAMS pro parametr *Damping Ratio* hodnotu *default*, neboť standardně nastavené tlumení, viz [38], je i pro dynamiku klikového mechanismu příliš vysoké, a simulace tak dává příliš optimistické výsledky.

Správné stanovení materiálového tlumení je důležité zejména tehdy, jestliže se vyhodnocují vysokofrekvenční vibrace (například simulace zaměřené na akustiku) nebo systém vykazuje velké resonance.

Výpočtový model také obsahuje i tělesa tuhá, jež jsou representována svými setrvačnými charakteristikami:

- redukovaný ventilový rozvod (není zobrazen na *obr. 26*),
- sestava pístu,
- sestava ojnice,
- lamelová spojka.

Spojení setrvačníku a rotoru dynamometru je modelováno torsní soustavou tuhých kotoučů spojených silovými vazbami s definovanou torsní tuhostí i tlumením. Torsní řetězec na zkušebním stanovišti ŠKODA AUTO totiž mezi spojkou motoru a rotorem dynamometru obsahuje řadu dalších spojek, hřídelů apod.

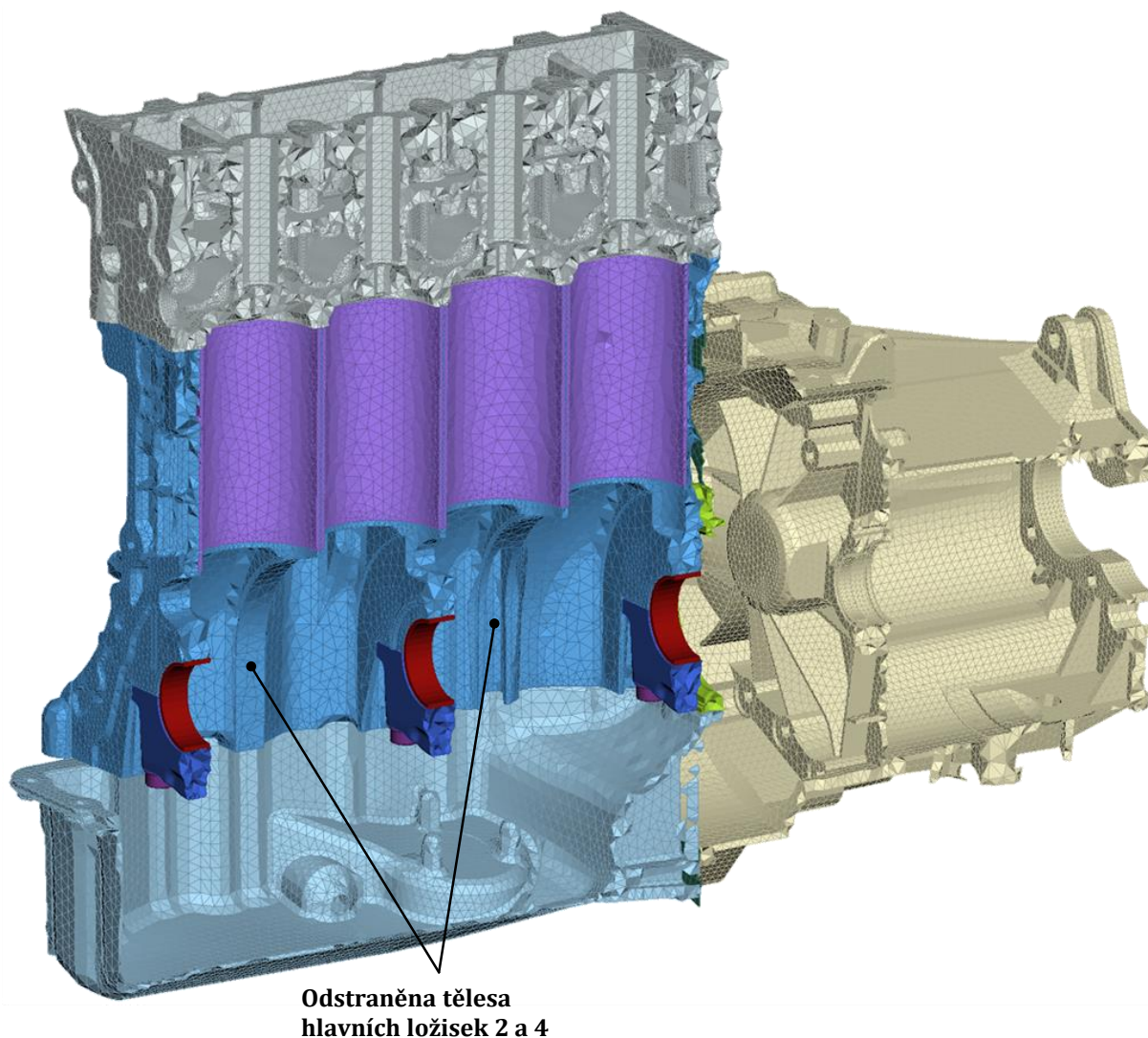


Obr. 27 Průběh tlaku ve spalovacím prostoru motoru EA211 1,4 MPI (měření)

Jelikož jde především o dynamiku klikového hřídele, kontakt mezi dvojicemi: malé oko ojnice-pístní čep, pístní čep-píst i píst-válec je pro jednoduchost modelován pomocí

kinematické vazby. Interakce mezi klikovým hřídelem a blokem motoru vychází z nelineárního hydrodynamického modelu kluzného ložiska, u nějž se pro urychlení řešení využívají předem vypočítané hydrodynamické databáze. Ty umožňují zahrnout i naklápění čepu vlivem ohybového zatížení a tvar i polohu rozváděcí drážky oleje, případně vyústění mazacího kanálu.

Tento model je použit i pro ojnicí ložisko (mezi velkým okem ojnice a ojnicním čepem klikového hřídele). V simulacích je až na výjimky uvažován motorový olej viskozitní třídy SAE 5W-30, jenž by měl být předepsán pro sériové provedení.



Obr. 28 Upravený konečněprvkový model bloku motoru

Celý tento virtuální klikový mechanismus je buzen setrvačnými silami a momenty pohybujících se částí a tlakem ve spalovacím prostoru. Tento tlak pochází z měření úplné charakteristiky motoru a pro potřeby výpočtu je statisticky zpracován. U zážehových motorů se totiž vyskytuje výrazná tzv. *mezicyklová variabilita*, jež se projevuje rozdílným průběhem tlaku ve spalovacím prostoru v různých pracovních cyklech (720° natočení klikového hřídele), přestože je motor jinak nastaven stále stejně a pracuje v ustáleném režimu [63].

Proto je v každém otáčkovém bodě v každém válci naměřeno 150 pracovních cyklů a průběh tlaku je upraven synchronní filtrací takového záznamu v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele, viz např. [64], s vyloučením cyklů s jednoznačně chybným průběhem tlaku. Získaná data jsou následně průměrována mezi válci motoru a výsledek zachycuje *obr. 27*. Takové průměrování je zcela dostačující pro potřeby dynamických simulací, a je proto použito i v tomto případě.

Výpočtový model dynamiky klikového mechanismu se třemi hlavními kluznými ložisky využívá upravený sériový blok motoru (*obr. 28*), avšak pro porovnání je provedena i simulace dynamiky mechanismu se sériovým klikovým hřídelem a sériovým blokem (*obr. 26*).

Simulaci dynamiky klikového mechanismu lze provést s plynulým rozběhem a postupným zvyšováním otáček, tak aby byl pokryt celý jejich provozní rozsah. Tento způsob však znesnadňuje další zpracování výsledků a v případě výrazných resonancí může zkreslit velikosti jejich amplitud. Proto byla provedena předběžná simulace klikového mechanismu se třemi hlavními kluznými ložisky, která odhalila frekvence a velikosti resonancí důležitých tvarů kmitání.

Na základě získaných výsledků je provozní rozsah otáček rozdělen s krokem 50 min^{-1} a v každém otáčkovém bodě je simulováno 30 pracovních cyklů, což je počet dostatečný pro ustálení přechodových dějů v klikovém mechanismu. Do výsledkových souborů se tedy ukládá poslední cyklus. Pro vzorkování časového průběhu veličin v jednom cyklu je použit krok 1° natočení klikového hřídele, jenž dobře postihuje i poměrně prudké změny v jejich průběhu. Po provedení simulace poskytuje výše popsany výpočtový model značné množství výstupů, které si může definovat i sám uživatel. Dále jsou však rozebírány pouze ty nejdůležitější z nich.

4.1 ZTRÁTOVÝ VÝKON HLAVNÍCH LOŽISEK

Obecně je ztrátový výkon hlavního ložiska klikového mechanismu určen jeho zatížením, rozměry, hydrodynamicky účinnou úhlovou rychlostí čepu, vlastnostmi maziva, případně vlastnostmi povrchu čepu a pánve. Mazivo tento výkon ovlivňuje zejména svojí viskozitou, jež je poměrně citelně závislá na teplotě. Z tohoto důvodu je teplota maziva v hlavních ložiscích pro uvažované otáčky a zatížení iteračně určena ze vstupní teploty oleje a ohřátí maziva v hlavním ložisku. Za vstupní teplotu oleje je považována teplota ve spodním víku motoru, jejíž detailní průběh byl zaznamenán během měření úplné charakteristiky motoru.

Průměrné ohřátí oleje v ložisku se stanoví z tepelné bilance. U ložisek s tlakovým oběžným mazáním je teplo vznikající třením odváděno především protékajícím mazivem, tudíž přestup tepla do ložiskové pánve a čepu hřídele lze na zvolené rozlišovací úrovni zanedbat [65].

Vztah pro průměrné ohřátí oleje v ložisku potom nabývá podoby:

$$\Delta t_{\text{oil}} = \frac{P_f}{Q_{\text{oil}} \rho_{\text{oil}} c_{\text{oil}}}, \quad (16)$$

kde Q_{oil} je průtočné množství oleje ložiskem, ρ_{oil} je hustota oleje a c_{oil} měrná tepelná kapacita oleje. Toto ohřátí je stanoveno na základě výsledků simulace klikového mechanismu. Potom teplota v následujícím kroku iterace je dána vztahem:

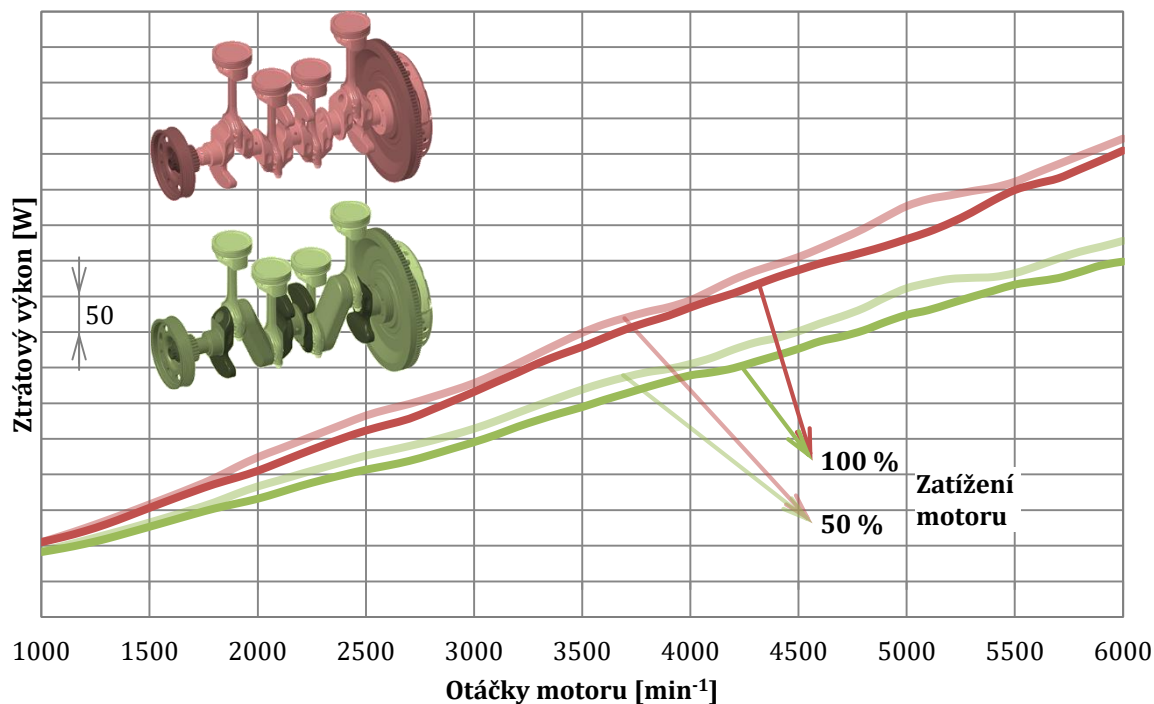
$$t_{i+1}^{oil} = t_i^{oil} + \Delta t_i^{oil}, \quad (17)$$

v němž význam jednotlivých členů je zřejmý. Iterační proces probíhá tak dlouho, až je splněna podmínka:

$$|t_{i+1}^{oil} - t_i^{oil}| < t_{err}, \quad (18)$$

kde t_{err} je chyba teplotního iteračního procesu, jež má často hodnotu nastavenou na 1 °C.

Výsledný průběh ztrátového výkonu hlavních ložisek, jež znázorňuje *obr. 29*, je součtem středního ztrátového výkonu všech těchto ložisek v jednom pracovním cyklu pro různé otáčky a zatížení.



Obr. 29 Ztrátový výkon hlavních ložisek klikového hřídele motoru 1,4 MPI s pěti hlavními ložisky (červená) a třemi hlavními ložisky (zelená)

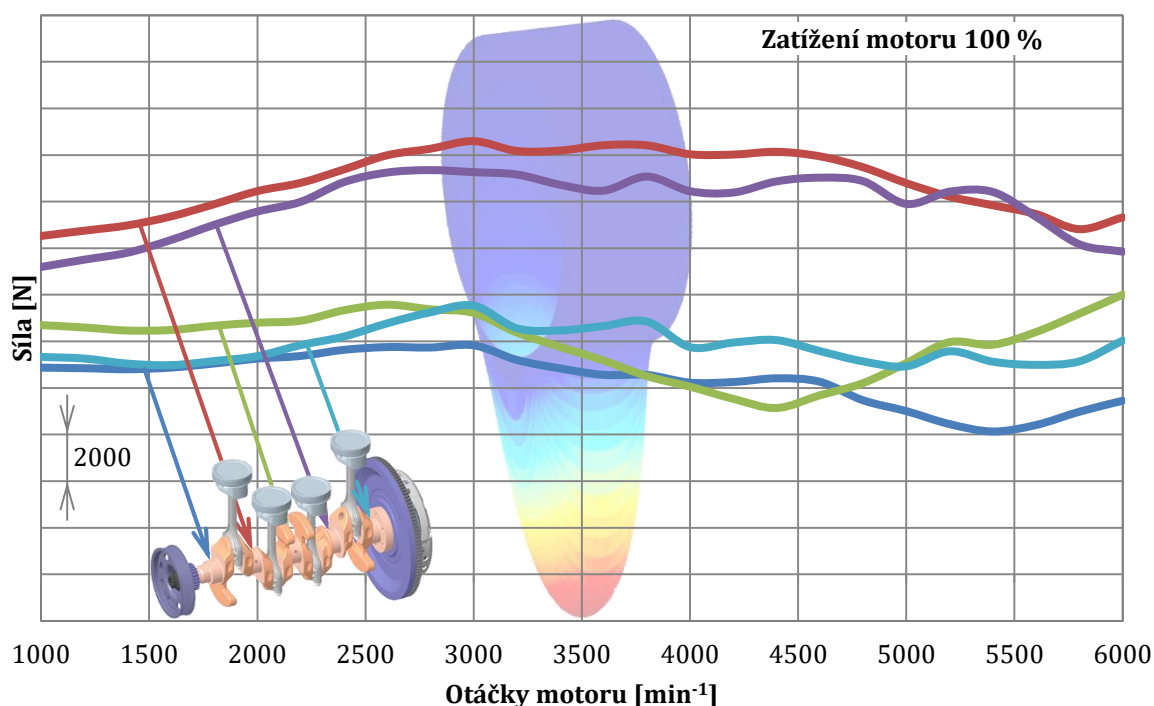
Získané výsledky ukazují, že pouhým odebráním dvou hlavních ložisek lze u tohoto motoru ušetřit desítky až stovky wattů ztrátového výkonu v uložení klikového hřídele v bloku motoru. Ve vzájemném porovnání *tříložiskového* a *pětiložiskového* klikového hřídele to znamená, že navzdory přibližně 7% zvětšení průměru hlavních čepů přináší *tříložiskový* klikový hřídel zhruba čtvrtinovou úsporu třecích ztrát hlavních ložisek ve srovnání s variantou *pětiložiskovou*, a to v celém rozsahu provozních otáček a při plném i částečném zatížení motoru. Nárůst ztrátového výkonu obou variant při částečném zatížení motoru může být paradoxní pouze zdánlivě. Ve skutečnosti

motorový olej vykazuje při nižším zatížení nižší teplotu, tedy i vyšší viskozitu, a tento vliv převáží nad nižším zatížením od tlaku plynů.

Ztrátový výkon jednotlivých hlavních ložisek při plném zatížení motoru s pěti i třemi hlavními ložisky shrnuje *Příloha 7 – ztrátový výkon hlavních ložisek*. U tříložiskové varianty dominuje ztrátový výkon prostředního hlavního ložiska v celém rozsahu otáček. U pětiložiskové rovněž, ovšem až od 2500 min⁻¹. Do otáček 2500 min⁻¹ vykazují největší ztrátový výkon ložiska 2 a 4, tedy ta, jež jsou pro získání tříložiskového provedení odstraněna. Při částečném zatížení, které však již není uvedeno, je situace obdobná, pouze absolutní hodnoty ztrátového výkonu jsou vlivem zmíněné teploty oleje mírně vyšší.

4.2 ZATÍŽENÍ HLAVNÍCH LOŽISEK

Zatížením hlavního ložiska je v tomto případě míněn silový účinek, jenž by se získal numerickou integrací tlakového pole v klínové mazací mezeře kluzného ložiska. Toto zatížení se během pracovního cyklu motoru mění zejména v závislosti na průběhu tlaku plynů ve spalovacím prostoru a průběhu setrvačných sil a momentů od posuvných i rotujících částí klikového mechanismu.

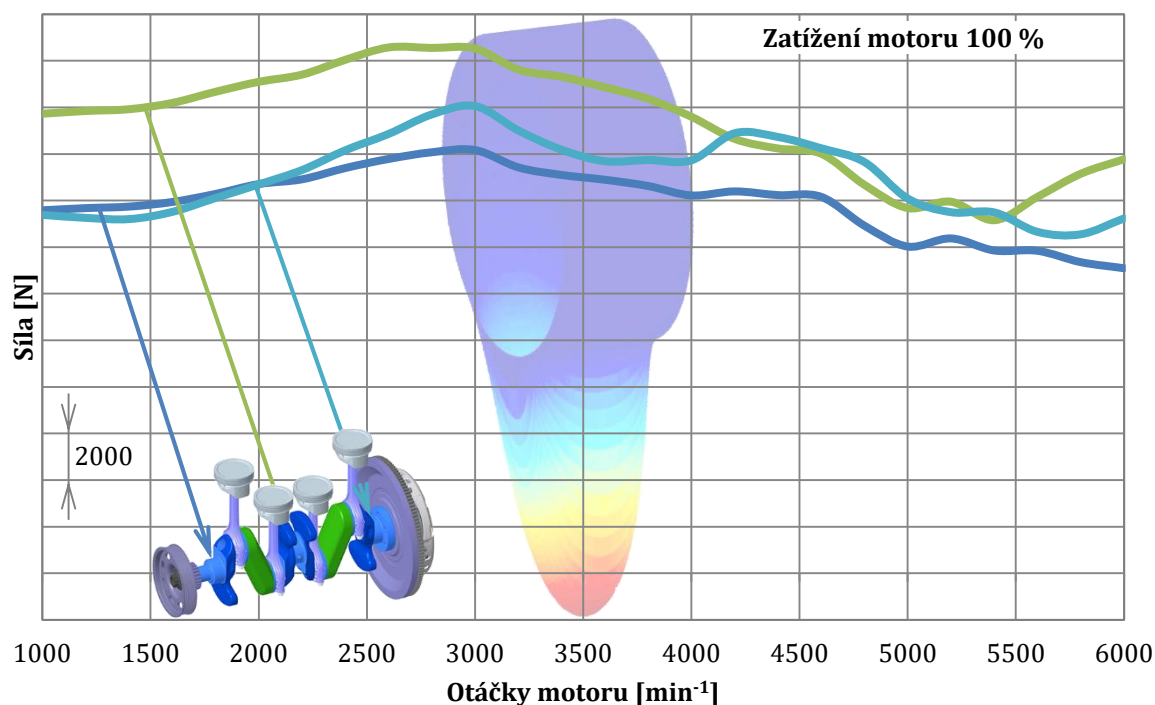


Obr. 30 Největší silové zatížení ložisek při plném zatížení motoru s pěti hlavními ložisky

Jeho největší hodnoty pro různé otáčky u jednotlivých ložisek při plném zatížení motoru s pěti hlavními ložisky zachycuje obr. 30. Z obrázku vyplývá, že u pětiložiskového klikového mechanismu jsou nejvíce zatížena ložiska, jež klikový mechanismus se třemi hlavními ložisky postrádá. Průběh síly v prostředním hlavním ložisku vykazuje při otáčkách zhruba 4400 min⁻¹ jistý zlom, od něž se síla v ložisku plynule zvyšuje. Tento

jev způsobují vnitřní momenty setrvačných sil posuvných a rotujících částí, které začnou od určitých otáček převládat nad silami od tlaku plynů ve spalovacím prostoru.

Situace u klikového mechanismu se třemi hlavními ložisky je zachycena na *obr. 31*. V tomto případě hlavní ložiska vykazují logicky větší zatížení než u varianty *pětiložiskové*. Nejzatíženějším je prostřední ložisko a také u něj lze vypočítat oblast, kdy začínají převládat setrvačné účinky nad silami od tlaku plynů. Tento jev se však objeví až při otáčkách zhruba 5400 min^{-1} .



Obr. 31 Největší silové zatížení ložisek při plném zatížení motoru s třemi hlavními ložisky

Největší silové zatížení hlavních ložisek klikového hřídele obou variant při částečném zatížení motoru zobrazuje *Příloha 8 – zatížení hlavních ložisek*. Průběh největší síly v závislosti na otáčkách motoru a její vzájemný poměr mezi ložisky daného klikového mechanismu je u většiny ložisek velmi podobný plnému zatížení motoru. Pouze hodnoty dosahované síly jsou nižší.

Výjimkou je však prostřední hlavní ložisko obou variant, u nějž se opět objevuje výše zmíněný zlom. Ten však nastává v nižších otáčkách. U klikového mechanismu s pěti hlavními ložisky při 3200 min^{-1} , v případě *tříložiskové* varianty pak při otáčkách 3800 min^{-1} . Důvodem je nižší zatížení od tlaku plynů, které se s otáčkami příliš nemění, viz *obr. 27*, zatímco setrvačné účinky rostou s druhou mocninou otáček motoru.

Obecně lze říci, že při plném zatížení motoru má na největší silové zatížení hlavních ložisek dominantní vliv především hodnota největšího tlaku ve spalovacím prostoru. Simulace provedené pro případ protáčení motorem prokázaly předpokládaný přibližně parabolický průběh největšího silového zatížení hlavních ložisek.

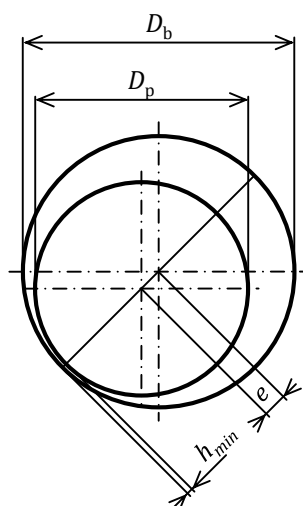
Z hlediska středních třecích ztrát hlavních ložisek v jednom pracovním cyklu má však v případě hydrodynamického modelu větší vliv spíše střední zatížení ložiska, jehož průběh zhruba odpovídá průběhu ztrátového výkonu, jež zmiňuje *Příloha 7 – ztrátový výkon hlavních ložisek*.

Z porovnání *obr. 30* a *obr. 31* také vyplývá, že u *tříložiskové* varianty jsou z hlediska největšího silového zatížení hlavní ložiska klikového mechanismu zatížena rovnoměrněji, neboť se mezi jednotlivými ložisky vyskytují menší rozdíly.

V případě středního silového zatížení je tomu však naopak, poněvadž prostřední hlavní ložisko *tříložiskové* varianty vykazuje toto silové zatížení zhruba dvojnásobné ve srovnání s ložisky krajními. Tento jev se rovněž projevuje na středních třecích ztrátách, což dokumentuje *Příloha 7 – ztrátový výkon hlavních ložisek*.

Hydrodynamické tlakové pole v ložisku nemusí být obecně symetrické okolo roviny symetrie ložiska ve směru jeho šířky. Ložisko je tak z pohledu integrálních veličin zatíženo nejen silově, nýbrž i momentově.

I toto momentové zatížení je vyhodnoceno u obou variant a ukazuje se, že moment je u *tříložiskové* varianty v závislosti na konkrétním ložisku až o desítky procent vyšší.



Obr. 32 Relativní excentricita kluzného ložiska

Dobrou představu o zatížení ložiska dává také vzájemná poloha čepu a ložiskového tělesa. Ta může být popsána relativní excentricitou:

$$\varepsilon = \frac{2e}{D_b - D_p}, \quad (19)$$

kde e je excentricita ložiska a D_b značí průměr otvoru ložiska, viz *obr. 32*. V případě hydrodynamického výpočtu neuvažujícího změnu průřezu čepu a otvoru ložiska vlivem zatížení nabývá relativní excentricita hodnot mezi $\varepsilon = 0$, pro dokonale souosý čep s otvorem, a $\varepsilon = 1$ pro zcela vymezenou ložiskovou vůli.

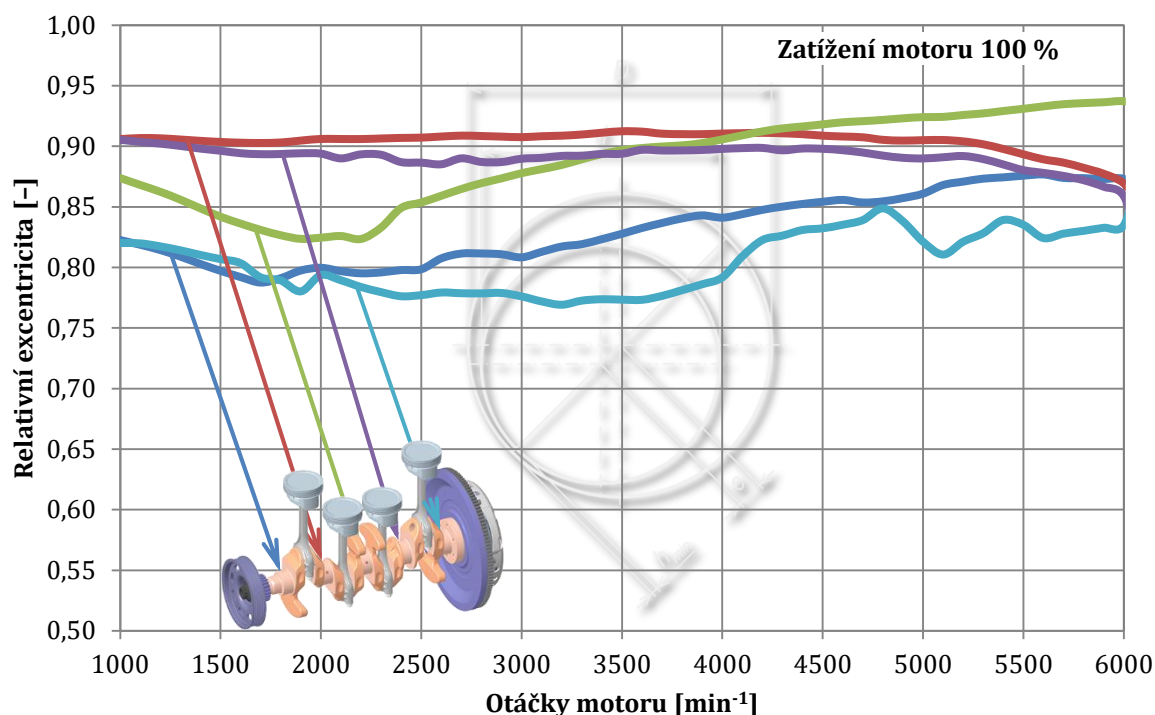
Jedná se tedy v podstatě o součinitel vymezení ložiskové vůle, z něž je možné stanovit nejmenší tloušťku mazací vrstvy podle vztahu:

$$h_{\min} = \frac{(1 - \varepsilon) c_{\text{loz}}}{2}. \quad (20)$$

U ložisek s velmi dobrou záběhovou schopností by tato hodnota měla být větší než součet střední aritmetické drsnosti povrchu čepu, Ra_c , a ložiskové pánve, Ra_p , tzn.:

$$h_{\min} > Ra_c + Ra_p \quad (21)$$

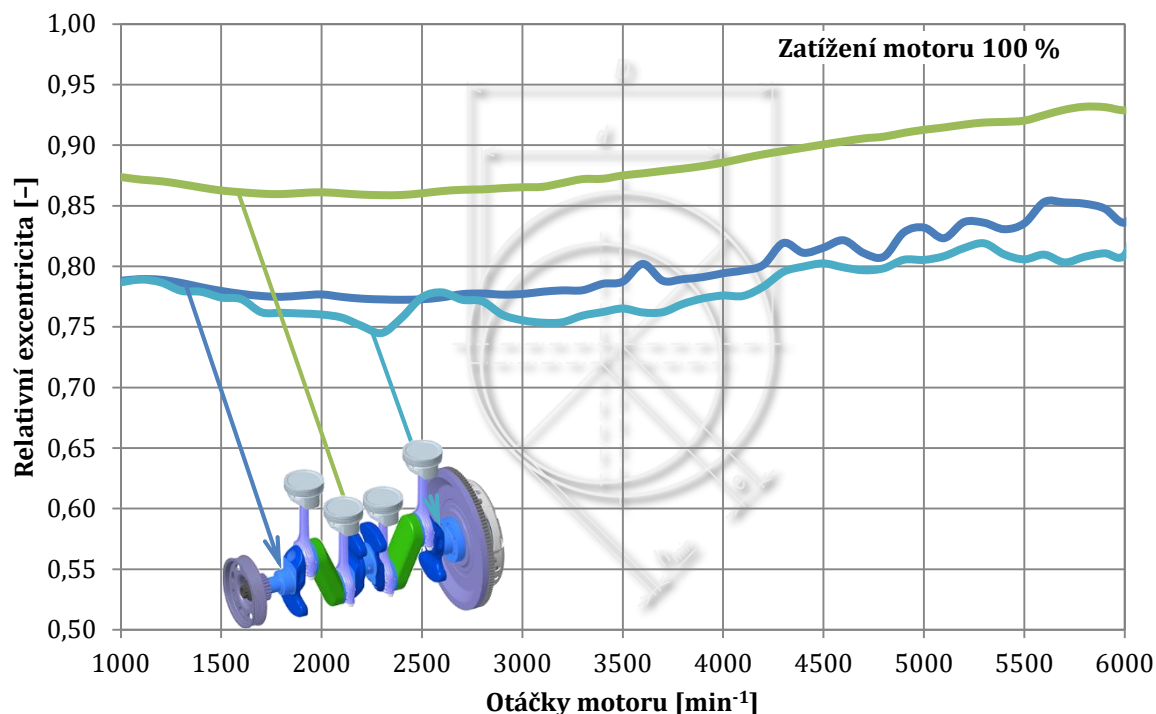
Tato podmínka nevylučuje mezní mazání, neboť experimenty ukazují, že provozně spolehlivá jsou i ložiska pracující v tomto režimu zhruba 20 % délky pracovního cyklu [65]. Předpokladem je však dostatek oleje v ložisku, aby bylo odvedeno teplo vznikající mezním třením.



Obr. 33 Největší relativní excentricita ložisek při plném zatížení motoru s pěti hlavními ložisky

Na obr. 33 je zachycen průběh největší relativní excentricity jednotlivých hlavních ložisek *pětiložiskového* klikového mechanismu při plném zatížení motoru. Jde vždy o nejvyšší hodnotu z pracovního cyklu při daných otáčkách motoru. Největší relativní excentricita nastává v prostředním hlavním ložisku v nejvyšších otáčkách motoru, ačkoli z hlediska nejvyššího silového zatížení u *pětiložiskového* klikového mechanismu dominují hlavní ložiska 2 a 4 (obr. 30). Hydrodynamické kluzné ložisko totiž vykazuje poměrně silnou nelinearitu mezi zatížením čepu a jeho radiálním posuvem vůči pánvi i nezanedbatelné tlumicí účinky v radiálním směru, tudíž vyosení čepu ovlivňuje více střední než největší silové zatížení ložiska v pracovním cyklu.

Největší relativní excentricitu hlavních ložisek *tříložiskového* klikového mechanismu shrnuje *obr. 34*. Podle očekávání se nejvyšší hodnoty v celém rozsahu provozních otáček objevují u prostředního hlavního ložiska.



Obr. 34 Největší relativní excentricita ložisek při plném zatížení motoru s třemi hlavními ložisky

Relativní excentricita se nejčastěji vyhodnocuje v rovině symetrie ložiska ve směru jeho šířky. Pružnost klikového hřídele se však projevuje tím, že rozložení hydrodynamického tlaku vzhledem k této rovině je nerovnoměrné. To vede k úhlovému naklonění čepu vůči ložisku a k možnosti hranového kontaktu čepu s pávní. U *tříložiskového* klikového mechanismu je vlivem *neúplného uložení* klikového hřídele toto naklonění větší, avšak i v tomto případě je nejmenší tloušťka mazací vrstvy dostatečná vzhledem k drsnostem povrchu čepu a pánve dle (21).

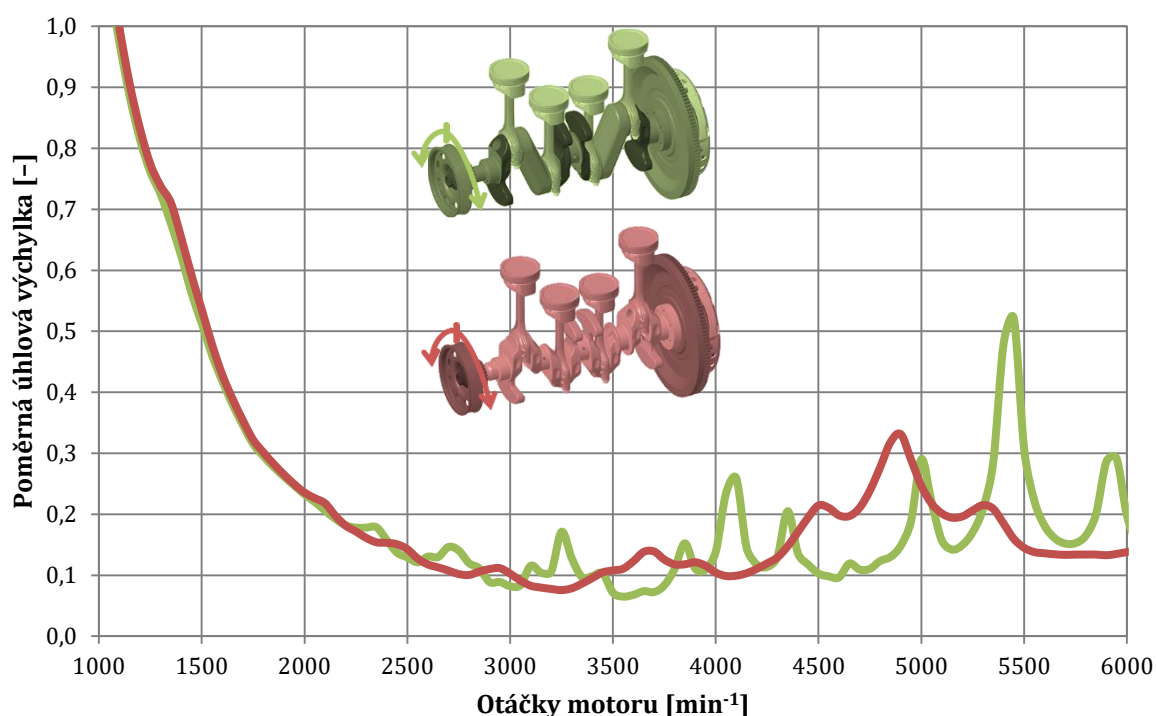
4.3 TORSNÍ KMITÁNÍ

Torsní kmitání klikového mechanismu okolo osy klikového hřídele je periodické kmitání, jež se vyskytuje u každého pístového spalovacího motoru a jež je vyvoláno na hřídel působícími časově proměnnými momenty od tlaku plynů ve spalovacím prostoru a od setrvačných sil posuvných částí mechanismu.

Toto kmitání lze popsat různými veličinami. U sledovaného motoru je zvolena úhlová výchylka řemenice klikového hřídele. Ta se superponuje na rovnoměrné otáčení klikového mechanismu konstantními otáčkami a zahrnuje v sobě statické nakroucení vlivem stejnosměrné složky tangenciálních sil na jednotlivých ojnicích čepch, časově

proměnnou torsní deformaci klikového hřídele i kolísání otáček celého klikového mechanismu jako tuhého tělesa, jež je způsobeno nerovnoměrností chodu.

Torsní kmitání má obecně periodický charakter, jehož perioda odpovídá jednomu pracovnímu cyklu, tedy dvěma otáčkám klikového hřídele u čtyřdobého motoru. Lze je popsat například střední hodnotou a rozkmitem, což je rozdíl mezi největší a nejmenší výchylkou v průběhu pracovního cyklu. Polovina tohoto rozkmitu periodického signálu tak odpovídá amplitudě signálu harmonického. Na *obr. 35* je zachyceno porovnání poloviny rozkmitu úhlové výchylky řemenice klikového mechanismu s pěti a třemi hlavními ložisky.



Obr. 35 Polovina rozkmitu úhlové výchylky řemenice motoru 1,4 MPI s pěti hlavními ložisky (červená) a třemi hlavními ložisky (zelená)

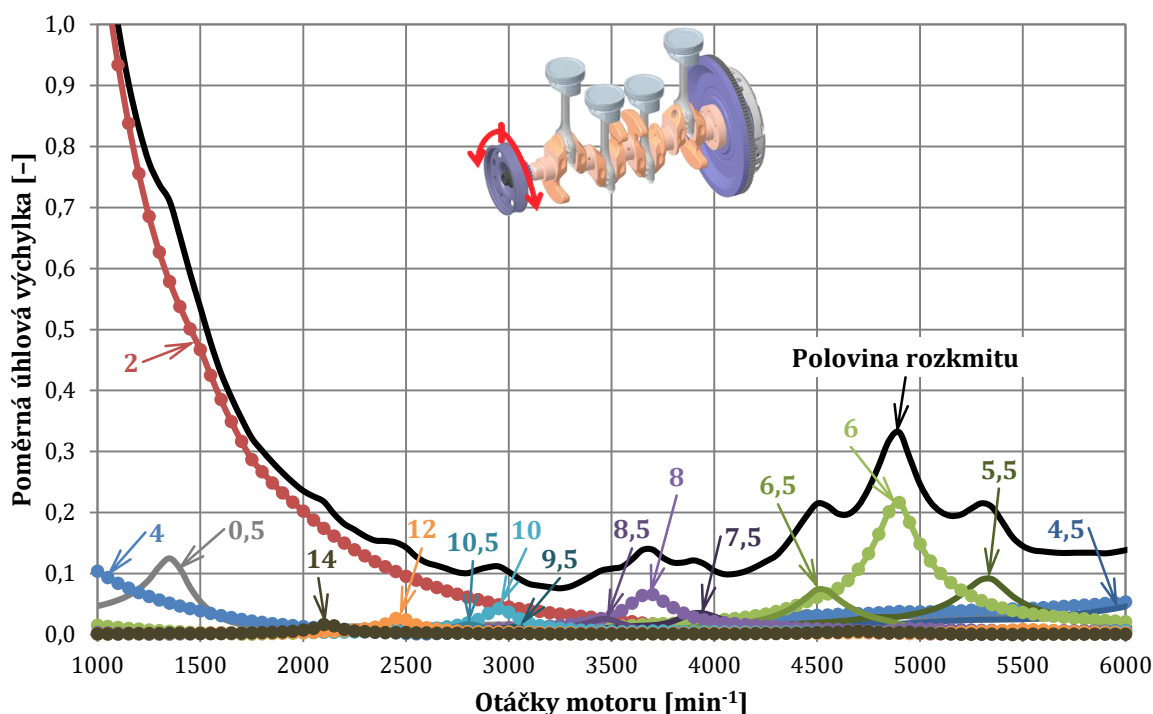
Zhruba do otáček 2300 min⁻¹ je průběh v zásadě shodný, avšak ve vyšších otáčkách se u *tříložiskové* varianty vyskytují poměrně ostré špičky, které při otáčkách 5450 min⁻¹ výrazně překonávají úhlovou výchylku *pětiložiskové* varianty. Ovšem v rozmezí otáček 4400 min⁻¹ až 4900 min⁻¹ je výchylka *tříložiskové* varianty ve srovnání s *pětiložiskovou* naopak nižší. Důvody odhaluje harmonická analýza tohoto kmitání, jež rozkládá periodický signál z časové oblasti na jednotlivé harmonické složky. Využít lze např. rozklad v komplexním oboru, kdy komplexní číslo nesoucí informaci o amplitudě a fázovém úhlu harmonické složky řádu k je definováno vztahem:

$$\bar{Q}_k = \frac{2}{n} \sum_{i=0}^{n-1} Q_i e^{j \left(k 2\pi \frac{i}{n} \right)}, \quad (22)$$

kde symbol Q_i označuje diskrétní hodnotu průběhu veličiny v časovém kroku i pro celkový počet časových kroků n . Symbol j značí imaginární jednotku.

Výsledky této analýzy jsou zachyceny na *obr. 36* a *obr. 37*. V případě mechanismu se sériovým klikovým hřídelem, *obr. 36*, se potvrzuje teoretický předpoklad o míře příspěvku jednotlivých harmonických složek k celkovému torsnímu kmitání, neboť u čtyřdobého řadového čtyřválců s pravidelným pořadím zážehů vykazují největší vydatnosti resonancí složky s řádem celočíselného násobku dvou (2, 4, 6, ...), jelikož harmonické složky těchto řádů mají u všech válců synchronní průběh. Proto se tyto řády nazývají hlavními. Rychlou představu o fázových posuvech budících účinků na jednotlivých ojnicích čepch konkrétních harmonických složek dávají tzv. směrové hvězdice, více viz např. [66].

Se zvyšujícím se řádem harmonické složky se však snižuje vydatnost jeho resonance, která se v tomto případě popisované úhlové výchylky řemenice projevuje u řádů 2 a 4 jako nerovnoměrnost chodu celého klikového mechanismu vůči dynamometru. Samotné resonanční otáčky těchto řádů leží mimo rozsah provozních otáček motoru. Řády 6 a vyšší se však u tohoto motoru projevují coby torsní deformace klikového hřídele, kterou pro obě varianty zachycuje *Příloha 9 – torsní kmitání*.



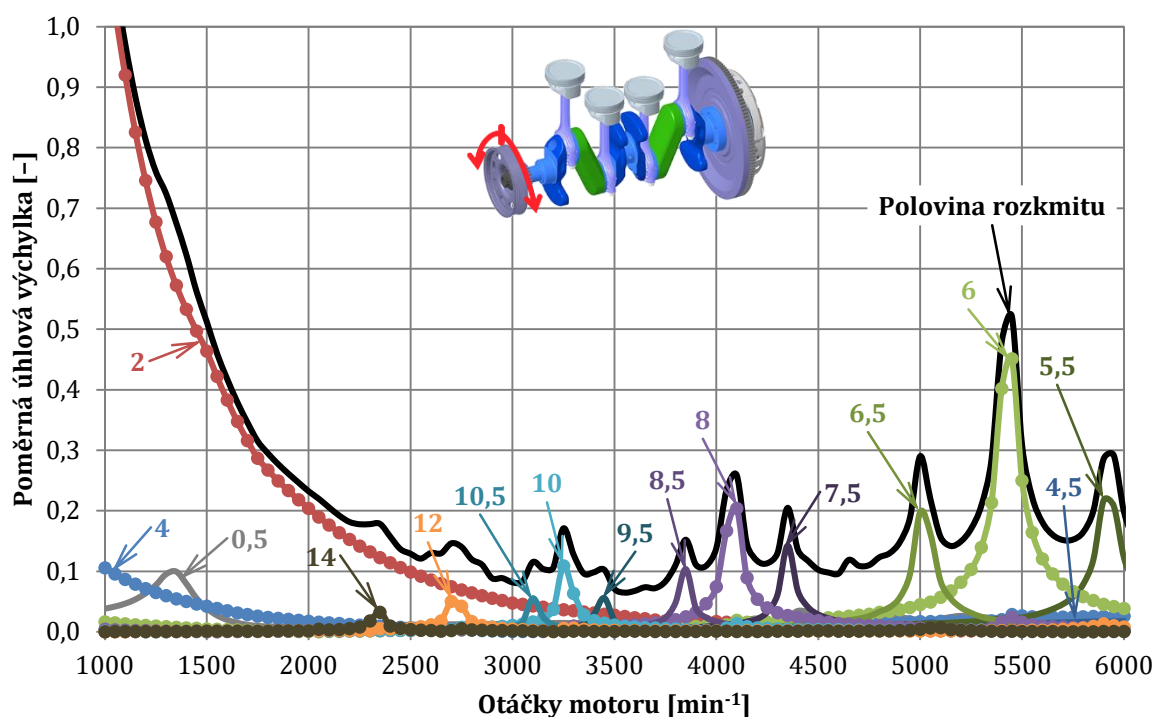
Obr. 36 Amplitudy harmonických složek úhlové výchylky řemenice klikového mechanismu 1,4 MPI s pěti hlavními ložisky

Přestože se u *tříložiskové* varianty zvýšil osový moment setrvačnosti koncepčního návrhu klikového hřídele o zhruba 32 % (viz *Příloha 3 – hmotnost a moment setrvačnosti*), na nerovnoměrnost chodu klikového mechanismu to nemá téměř žádný vliv, neboť při stejných tlacích ve spalovacím prostoru a stejných parametrech spojení motoru k dynamometru ovlivňuje nerovnoměrnost chodu dominantně setrvačník a části spojky s ním pevně spojené. Zvýšení momentu setrvačnosti by se však mohlo projevit snížením frekvencí vlastního torsního kmitání samotného klikového mechanismu. To se však neukazuje, neboť zvětšením průměru hlavních a ojnicích ložisek a návrhem masivních

přírub pro přivaření plechových ramen se současně zvýšila i torsní tuhost klikového hřídele, a tento vliv převládá.

Koncepční návrh *tříložiskového* provedení je tedy torsně tužší, což dokumentují rezonanční frekvence jednotlivých harmonických složek. Zatímco u *pětiložiskové* varianty nastává resonance harmonické složky řádu 6 v otáčkách zhruba 4900 min^{-1} u *tříložiskové* k tomu dochází až při otáčkách 5450 min^{-1} . Resonance však dosahují výrazně vyšších amplitud a rezonanční křivky jsou takříkajíc *špičatější*. U klikového mechanismu bez tlumiče torsních kmitů jsou totiž hlavní ložiska dominantním zdrojem tlumení torsního kmitání a jejich snížený počet se tak mimo jiné projevuje většími výchylkami v rezonancích.

Na torsním kmitání řemenice se podílejí i resonance vedlejších polovičních řádů³ 5,5, 6,5, 7,5 a 8,5, které na jednotlivých zalomeních nemají příliš velký fázový posun, tudíž vydatnosti jejich resonancí jsou ještě poměrně zřetelné, a to i u *pětiložiskového* klikového hřídele. V případě *tříložiskového* klikového mechanismu je jejich vliv zvýrazněn také sníženým tlumením hlavních ložisek.



Obr. 37 Amplitudy harmonických složek úhlové výchylky řemenice klikového mechanismu 1,4 MPI s třemi hlavními ložisky

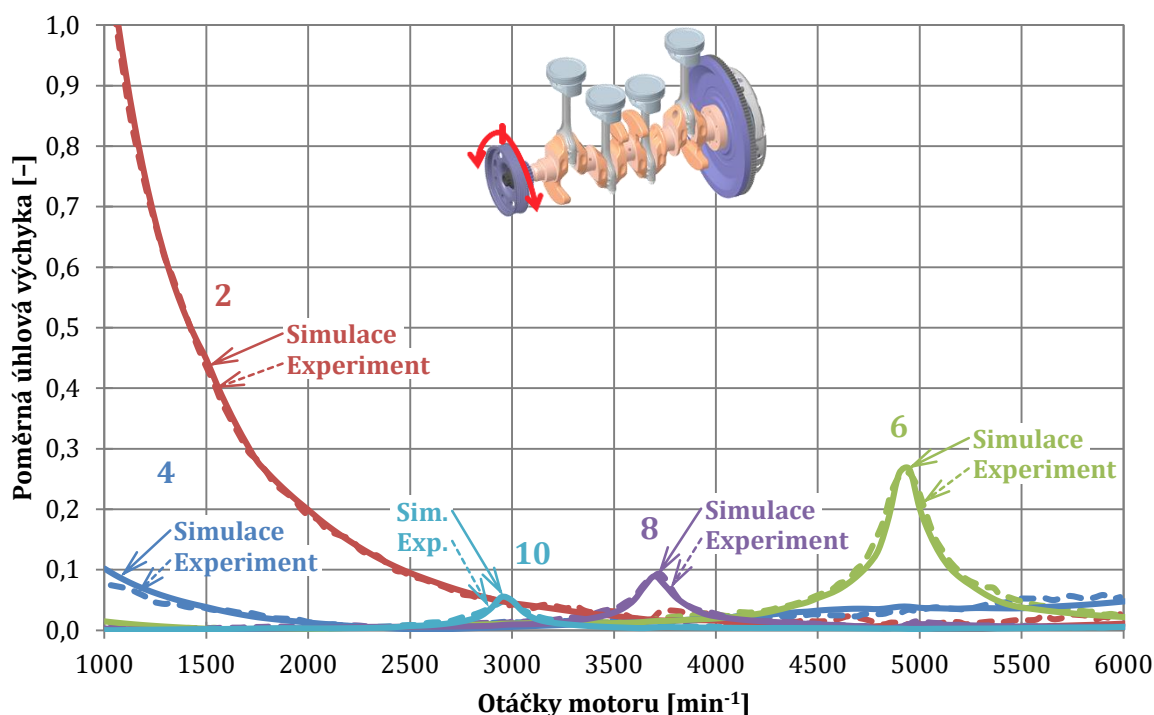
Ostatní řády harmonických složek se na torsním kmitání klikového mechanismu uvažované koncepce podílejí buď zcela zanedbatelně, nebo nevykazují žádný rezonanční charakter a v obrázcích jsou tak pro větší přehlednost vynechány. Ačkoli je simulace

³ Harmonická analýza dává v obecném případě pouze celočíselné řády harmonických složek. Jeden pracovní cyklus čtyřdobého motoru však proběhne za dvě otáčky klikového hřídele, zatímco nejdůležitější veličinou pístového spalovacího motoru jsou otáčky klikového hřídele, k nimž se vztahují i řády harmonických složek. Původně získaná celá čísla řádů se tedy dělí dvěma.

prováděna v doméně časové, a nikoli frekvenční, lze říci, že znázorněná polovina rozkmitu úhlové výchylky řemenice klikového hřídele je syntésou jejích harmonických složek, tedy součtem vektorovým, nikoli algebraickým, jelikož je třeba uvažovat ještě vzájemný fázový posun harmonických složek.

Nepříznivý vliv harmonických složek vyšších řádů na torsní namáhání klikového hřídele však lze účinně potlačit vhodně navrženým tlumičem torsních kmitů. Takovýmto tlumičem je ostatně vybaven i sériový motor s klikovým mechanismem s pěti hlavními kluznými ložisky (v simulaci uvažováno vývojové provedení klikového mechanismu bez tlumiče).

Vzhledem k významu torsního kmitání a z důvodu dostupnosti jeho měření je výše zmíněný simulační model naladěn na experimentálně získaná data úhlové výchylky řemenice sériového provedení motoru. Data v podobě rychlosti jsou sejmuta rotačním laserovým vibrometrem Polytec OFV-4000 a zpracována v prostředí PULSE™ LabShop v. 16.0. Frekvenční i amplitudovou shodu simulace a experimentu ilustruje *obr. 38*, kde jsou pro přehlednost znázorněny pouze nejdůležitější hlavní řády harmonických složek. Rozdíly amplitud v porovnání s *obr. 36* jsou způsobeny jiným motorovým olejem použitým při experimentu (SAE 5W-40) a jeho teplotou udržovanou externím zařízením na hodnotě 95 °C.



Obr. 38 Amplitudy hlavních řádů harmonických složek úhlové výchylky řemenice sériového klikového mechanismu 1,4 MPI při simulaci a experimentu

5 KONSTRUKCE A DYNAMIKA KLIKOVÉHO MECHANISMU 1,6 MPI

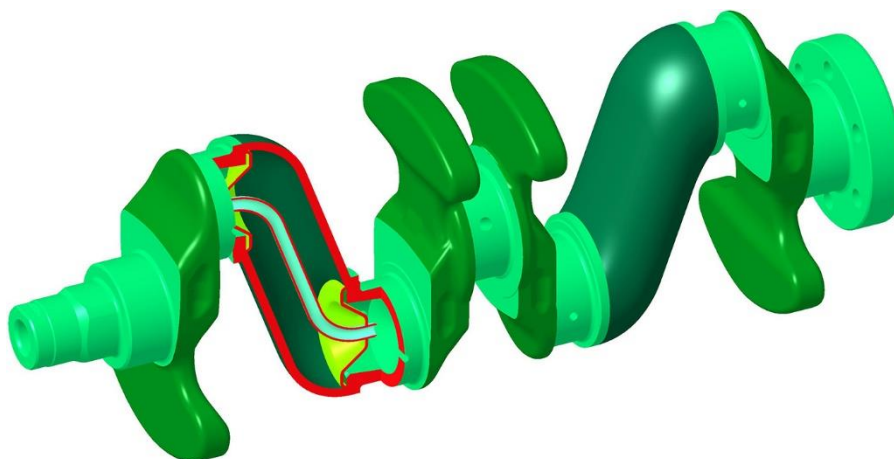
Na základě dosažených výsledků a suvážením použitelnosti některých získaných poznatků i pro produkční motory bylo učiněno rozhodnutí dále zpracovat koncepci klikového mechanismu se třemi hlavními kluznými ložisky ve variantě 1,6 MPI a porovnat ji s *pětiložiskovým* sériovým provedením.

Volba koncepce klikového mechanismu, návrh koncepce samotného klikového hřídele a výpočty dynamiky klikového mechanismu jsou uvedeny v předchozích statích. Tato kapitola se věnuje především odlišnostem v konstrukci a dynamickém chování varianty 1,6 MPI.

5.1 KONSTRUKCE KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Klikový hřídel se třemi hlavními ložisky ve variantě 1,6 MPI (*obr. 39*) vychází z koncepčního konstrukčního návrhu klikového hřídele pro variantu 1,4 MPI s některými odlišnostmi.

Konstrukce zahrnuje i centrální rozvod oleje z prostředního hlavního ložiska k jednotlivým ložiskům ojnicím. Tato úprava není u klikového mechanismu v tomto vývojovém stupni nezbytná, neboť olej k ojnicím ložiskům by bylo možné přivádět ze všech tří hlavních ložisek. Je však zvolena z experimentálních důvodů a také s ohledem na další možný vývoj klikového mechanismu, využívajícího i další úpravy ke snížení třecích ztrát.

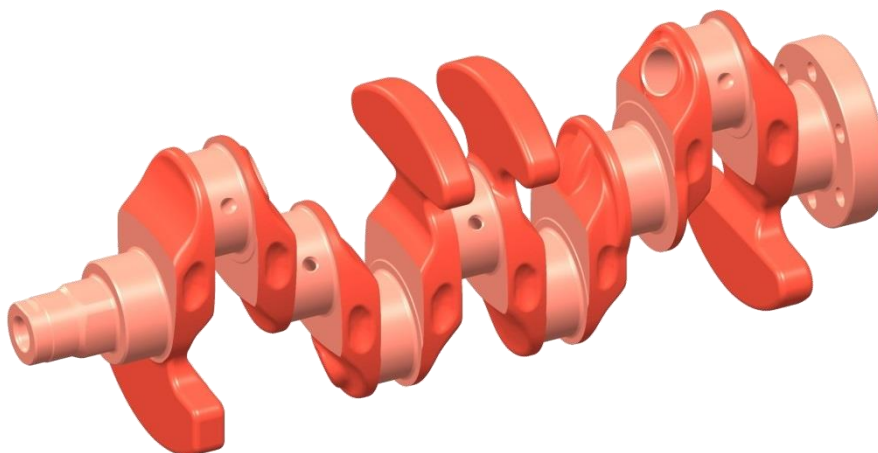


Obr. 39 Klikový hřídel se třemi hlavními ložisky varianty EA211 1,6 MPI

Tvar nových plechových ramen je navržen s ohledem na funkční požadavky, výsledky technologických simulací a výrobní možnosti dodavatelské společnosti. Ve srovnání s koncepčním návrhem je výrazně snížen průměr příruby pro přivaření ramen k přední, střední a zadní části klikového hřídele a tyto nejsou souosé s ojnicími čepy z důvodu snížení setrvačných účinků rotujících částí klikového hřídele a jejich vlivu na zatížení hlavních ložisek, viz dále.

Klikový hřídel se třemi hlavními ložisky vykazuje stejný průměr hlavních a ojničních čepů jako sériové *pětiložiskové* provedení, tedy $\varnothing 48$ mm, respektive $\varnothing 47,8$ mm.

Detailní konstrukční návrh tohoto klikového hřídele pochází z oddělení Vývoje motorů společnosti ŠKODA AUTO.



Obr. 40 Sériový klikový hřídel motoru EA211 1,6 MPI

Pro porovnání je na *obr. 40* uveden i sériový klikový hřídel motoru EA211 1,6 MPI s pěti hlavními ložisky. Ten je opět vyráběn tlakovým litím tvárné litiny stejné specifikace jako v případě motoru 1,4 MPI. Všechny části svařovaného klikového hřídele jsou však opět z oceli a rovněž stejného typu jako v případě varianty s menším zdvihovým objemem.

Svařovaný klikový hřídel se třemi hlavními ložisky je sice osazen nepatrně menšími vývažky, ovšem i navzdory mírně vyšší hustotě oceli vůči litině vykazuje ve srovnání se sériovým hřídelem úsporu hmotnosti ve výši 12 %. Té je dosaženo nejen použitím samotných dutých svařovaných plechových ramen, ale i výrazněji odlehčenými ojničními čepy, jelikož mazací kanál pro přívod oleje k ojničnímu ložisku ústí do dutiny, jež současně přivádí olej k ojničnímu ložisku.

5.2 VÝPOČTOVÝ MODEL DYNAMIKY KLIKOVÉHO MECHANISMU

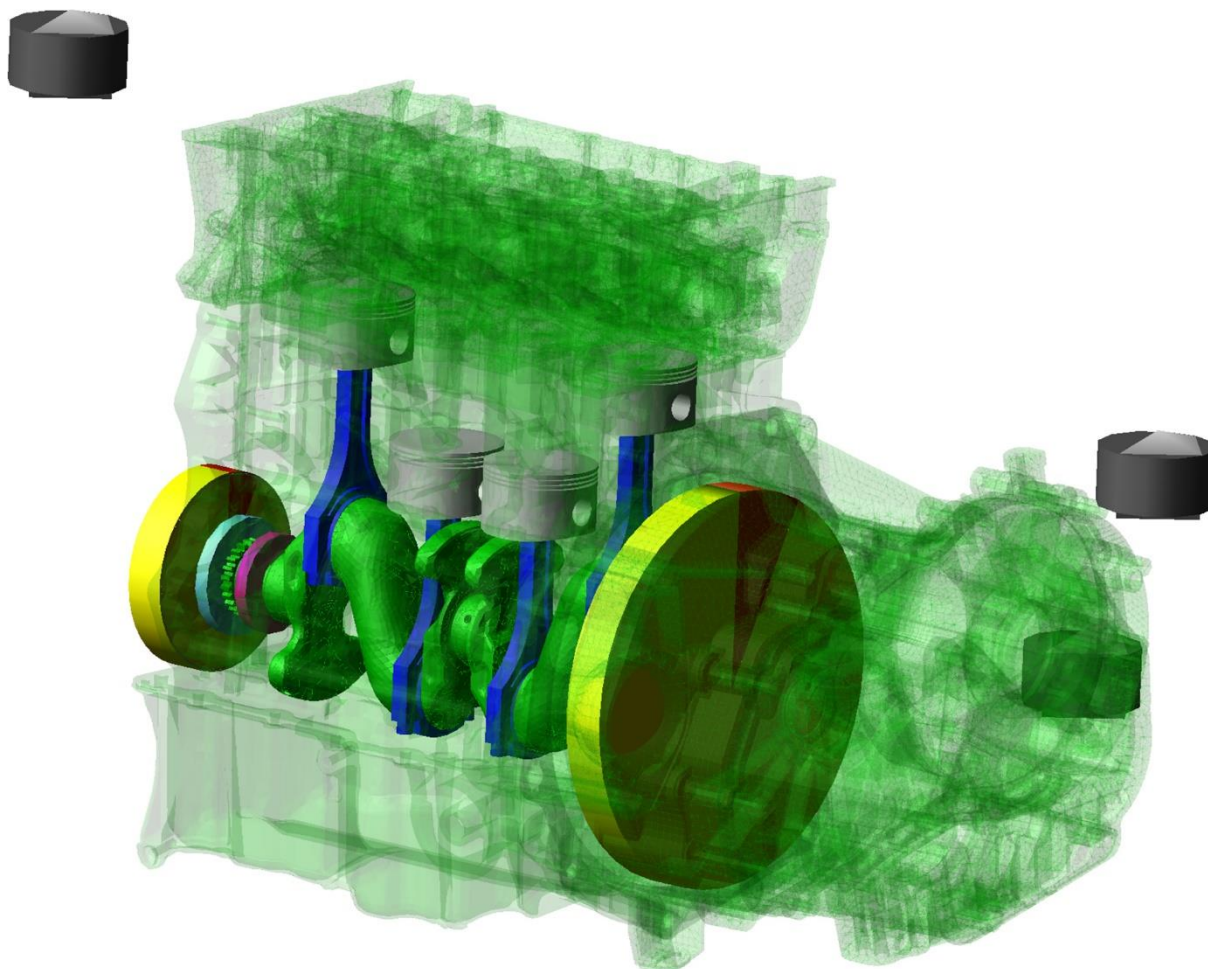
Simulace dynamiky klikového mechanismu je prováděna v prostředí MBS stejně jako v předchozím případě. Model se však samozřejmě liší klikovým hřídelem, blokem motoru a parametry pístní skupiny i sestavy ojnice. Průběh tlaku ve spalovacím prostoru pochází, po nezbytném zpracování dat, z měření na motoru 1,6 MPI. I teplota oleje v ložiscích odpovídá většímu motoru.

Oproti výpočtovému modelu dynamiky klikového mechanismu motoru 1,4 MPI jsou však řemenice a setrvačnick modelovány coby tuhá tělesa. V tomto případě se tedy napojení zmíněných dílů na modálně redukovanou řemenici pohonu rozvodů, resp. klikový hřídel provádí až v prostředí MBS, přičemž se využívá vazba odebírající všechny stupně volnosti na rozhraní spojovaných těles. Vlastní módy kmitání takto spojené sestavy vykazují určité odchylky od sestavy diskretizované do konečného počtu prvků a modálně redukované v celku.

Tyto odchylky však nejsou pro dané využití virtuálního motoru významné, a navíc lze tímto způsobem stanovit silové i momentové působení mezi spojenými tělesy ve všech třech směrech. To může být užitečné například pro dimensování spoje mezi skutečnými díly klikového mechanismu.

Přední část klikového mechanismu ještě obsahuje kotouče s redukováným momentem setrvačnosti ventilového rozvodu a čerpadla motorového oleje.

Takto sestavený komplexní výpočtový model dynamiky klikového mechanismu se třemi hlavními ložisky motoru EA211 1,6 MPI je zachycen na *obr. 41*, na němž válcová tělesa ležící mimo motor znázorňují kovopryžová lůžka pohonné jednotky pro její uchycení v karoserii⁴. Kovopryžová lůžka mají v tomto případě definovanu pouze směrovou lineární tuhost a tlumení, poněvadž provedené simulace neslouží k detailnímu studiu přenosu vibrací pohonné jednotky do struktury karoserie. Také z tohoto důvodu jsou držáky motoru modelovány jako absolutně tuhé spojení mezi pohonnou jednotku v místě úchytů pro příslušný držák a odpovídajícím kovopryžovým lůžkem.



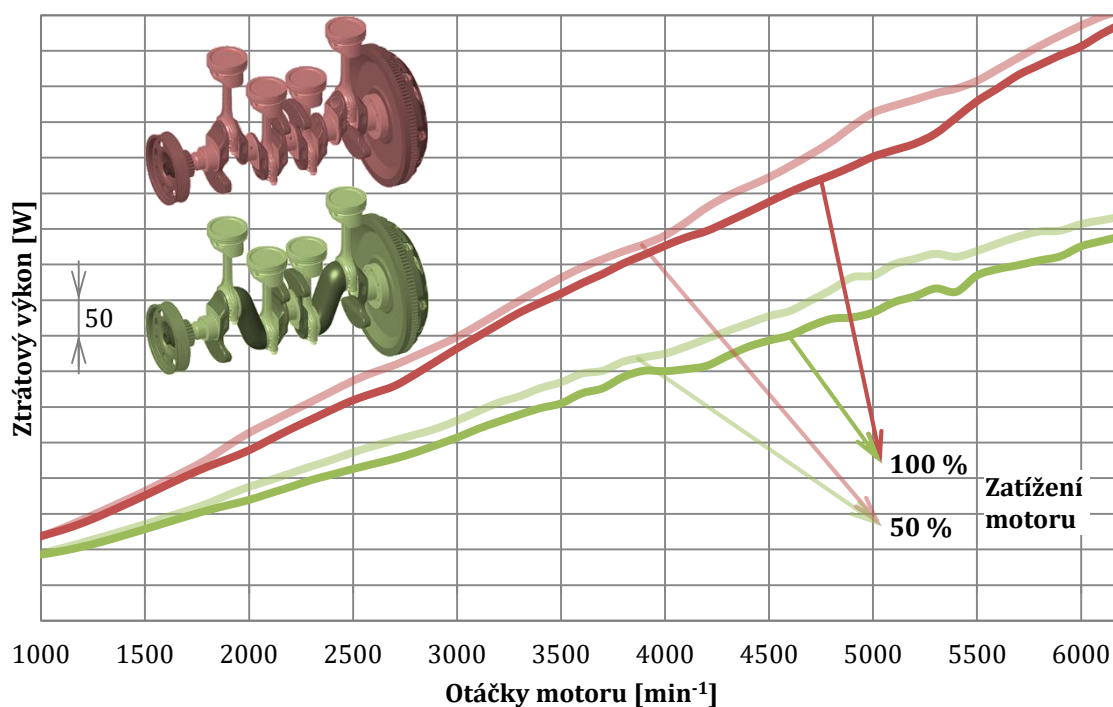
Obr. 41 Komplexní výpočtový model dynamiky klikového mechanismu se třemi hlavními ložisky motoru EA211 1,6 MPI

⁴ Třetí člen, zachycující zejména reakční moment pohonné jednotky, je na obrázku skryt za skříní převodovky.

Simulace obou variant klikového mechanismu je prováděna s odlišným nastavením řešiče. Několik zkušebních simulací totiž ukazuje, že rychlé dynamické děje vyskytující se u *tříložiskového* provedení ve vysokých otáčkách vyžadují zkrátit integrační krok, který prodlužuje dobu výpočtu, více viz např. [67]. Simulace s delším integračním krokem by sice dobu výpočtu zkrátila, a přesto nezhavarovala, avšak výsledky, například silové zatížení hlavních ložisek, by byly zatíženy nežádoucími velkými numerickými chybami, jež by mohly výrazně zkreslit porovnání mezi klikovým mechanismem s pěti a třemi hlavními ložisky.

5.3 ZTRÁTOVÝ VÝKON HLAVNÍCH LOŽISEK

Součet ztrátového výkonu všech hlavních ložisek klikového mechanismu při plném i částečném zatížení motoru zachycuje *obr. 42*. Ve srovnání s *obr. 29* je jasně patrné, jak průměr hlavních čepů ovlivňuje třecí ztráty. Zatímco u motoru 1,4 MPI znamenalo snížení počtu hlavních ložisek z pěti na tři při 7% nárůstu jejich průměru pokles třecích ztrát o přibližně 25 %, u varianty 1,6 MPI přináší stejné snížení počtu hlavních ložisek při jejich jinak nezměněném průměru pokles třecích ztrát dokonce o bezmála 36 %.



Obr. 42 Ztrátový výkon hlavních ložisek klikového hřídele motoru 1,6 MPI s pěti hlavními ložisky (červená) a třemi hlavními ložisky (zelená)

Tento pokles je navíc opět téměř nezávislý na otáčkách a zatížení. Nárůst třecích ztrát při částečném zatížení způsobuje, stejně jako v případě motoru 1,4 MPI, pokles teploty motorového oleje, a tomu odpovídající zvýšení jeho viskosity v rámci třídy SAE 5W-30.

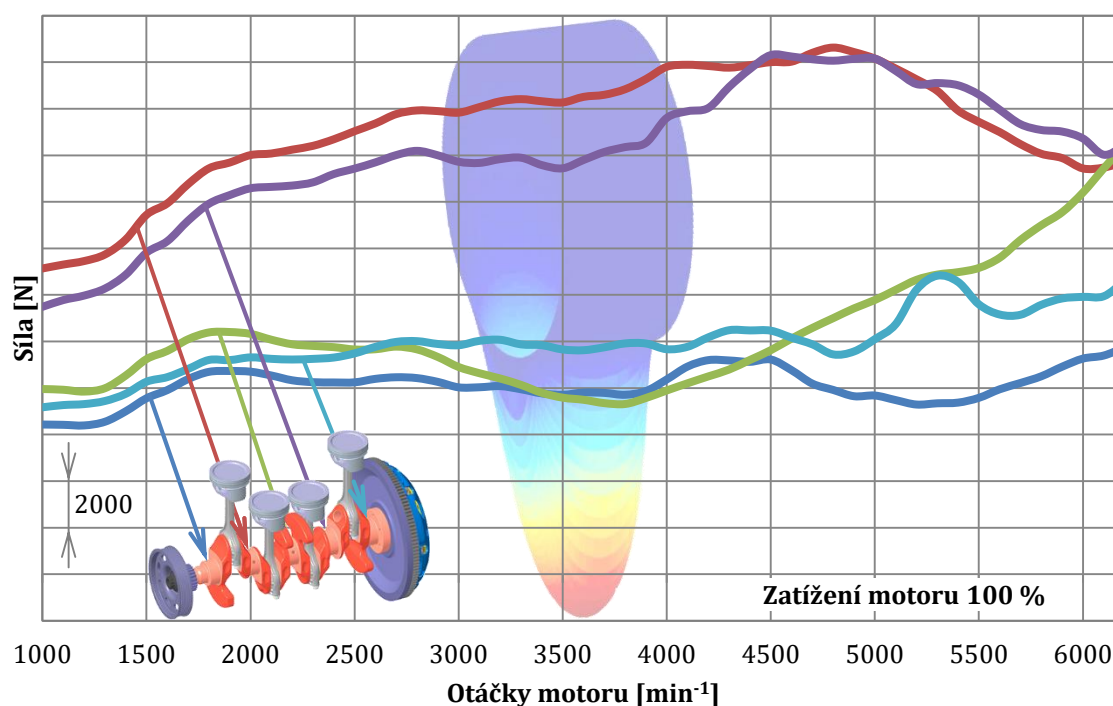
Příspěvek jednotlivých ložisek k celkovému ztrátovému výkonu hlavních ložisek klikového hřídele též souvisí se středním silovým zatížením ložisek a je obdobný jako u motoru 1,4 MPI

5.4 ZATÍŽENÍ HLAVNÍCH LOŽISEK

Rozbor zatížení hlavních ložisek varianty 1,6 MPI je proveden souhrnně u všech ložisek i detailně u prostředního hlavního ložiska.

5.4.1 SOUHRNNÝ ROZBOR ZATÍŽENÍ HLAVNÍCH LOŽISEK

Na největším silovém zatížení hlavních ložisek plně zatíženého sériového klikového mechanismu, *obr. 43*, se projevuje jiný průběh tlaku ve spalovacím prostoru motoru 1,6 MPI ve srovnání s variantou 1,4 MPI, jiná tuhost klikového hřídele ve vztahu k bloku motoru i jiné hmotnosti pohybujících se částí.

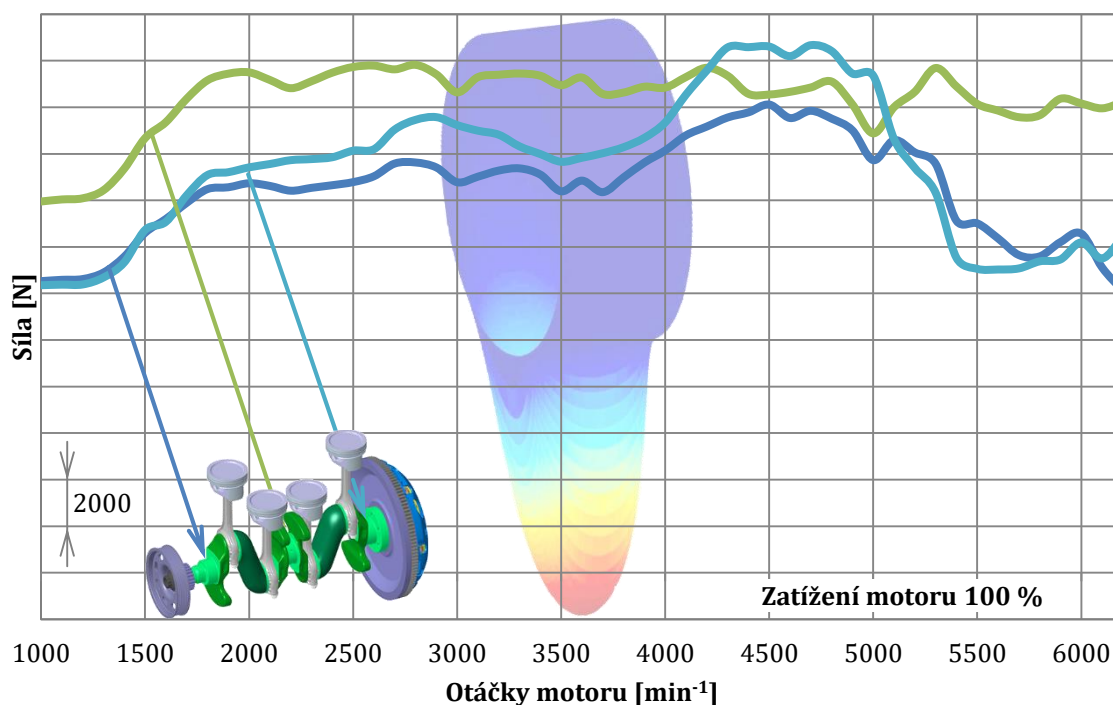


Obr. 43 Největší silové zatížení ložisek při plném zatížení motoru 1,6 MPI s pěti hlavními ložisky

Stejně jako u varianty 1,4 MPI jsou u motoru 1,6 MPI s pěti hlavními ložisky nejvíce zatížena ložiska 2 a 4. Hodnoty nejvyššího silového zatížení těchto ložisek jsou však vyšší především vlivem vyššího dosahovaného spalovacího tlaku, o němž svědčí už to, že motor 1,6 MPI dosahuje při stejných otáčkách nejvyššího točivého momentu s hodnotou o 17 % vyšší než motor 1,4 MPI. To je totiž více, než by odpovídalo pouze jiné geometrii klikového mechanismu.

U prostředního hlavního ložiska se opět projevuje charakteristický zlom v průběhu největšího silového zatížení, avšak při otáčkách přibližně o 600 min^{-1} nižších než u varianty 1,4 MPI. Navzdory zvýšené síle od tlaku plynů totiž v případě tohoto ložiska převládá vliv zvýšených setrvačných účinku pohybujících se částí.

Situaci u provedení se třemi hlavními ložisky shrnuje *obr. 44*. Podobně jako u *tříložiskové* varianty motoru 1,4 MPI je v určitém rozmezí otáček z hlediska nejvyšších hodnot zatíženo více poslední hlavní ložisko, avšak jinak převládá zatížení toho prostředního.



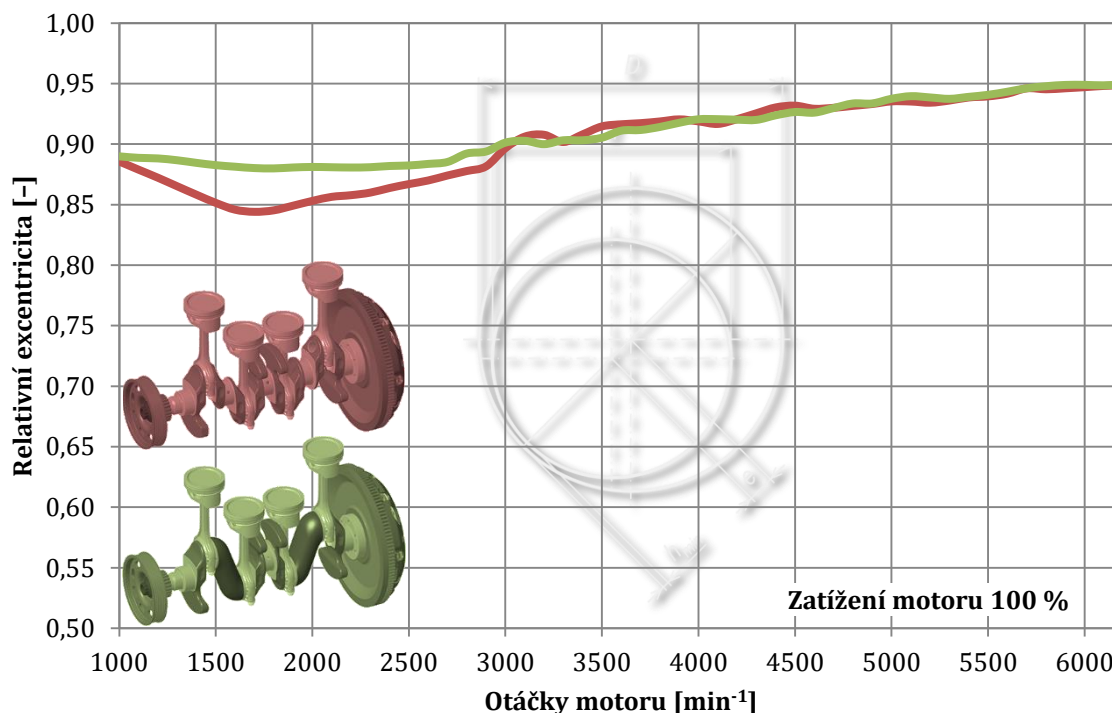
Obr. 44 Největší silové zatížení ložisek při plném zatížení motoru 1,6 MPI s třemi hlavními ložisky

Na rozdíl od *tříložiskové* varianty 1,4 MPI však klikový mechanismus motoru s větším zdvihovým objemem v nejvyšším silovém zatížení prostředního ložiska nevykazuje žádný charakteristický zlom.

Z pohledu středního silového zatížení (není součástí grafických výsledků dokumentu) je situace obdobná té u pohonné jednotky 1,4 MPI, tedy při plném zatížení motoru jsou rozdíly v zatížení jednotlivých ložisek menší u *pětiložiskového* a větší u *tříložiskového* provedení a se snižujícím se zatížením motoru a zvyšujícími se otáčkami se tyto rozdíly u *pětiložiskového* provedení zvětšují, u *tříložiskového* naopak mírně zmenšují.

Průběh největší relativní excentricity u jednotlivých ložisek obou provedení klikového hřídele má varianta 1,6 MPI velmi podobný jako 1,4 MPI (viz *obr. 33* a *obr. 34*) a nejvyšších hodnot dosahuje také prostřední hlavní ložisko v nejvyšších otáčkách. Na *obr. 45* je zachycena situace v případě prostředního hlavního ložiska *pětiložiskového* i *tříložiskového* provedení. Na rozdíl od pohonné jednotky s menším zdvihovým objemem, u níž se objevila největší relativní excentricita s hodnotami 0,935 a 0,933, varianta 1,6 MPI

vykazuje u obou variant hodnotu 0,949. Tato skutečnost u *tříložiskového* provedení, se stejnými rozměry ložisek ve variantě 1,4 i 1,6 MPI, poukazuje pouze na větší zatížení ložisek dané výše zmíněnými okolnostmi. U *pětiložiskového* provedení to však ukazuje zejména na to, že vliv zvýšených sil od tlaku plynů a zvýšených setrvačných účinků varianty 1,6 MPI převážil nad vlivem zvýšení průměru hlavních ložisek (vůči 1,4 MPI).



Obr. 45 Největší relativní excentricita prostředního hl. ložiska klikového hřídele motoru 1,6 MPI s pěti hlavními ložisky (červená) a třemi hlavními ložisky (zelená) při plném zatížení motoru

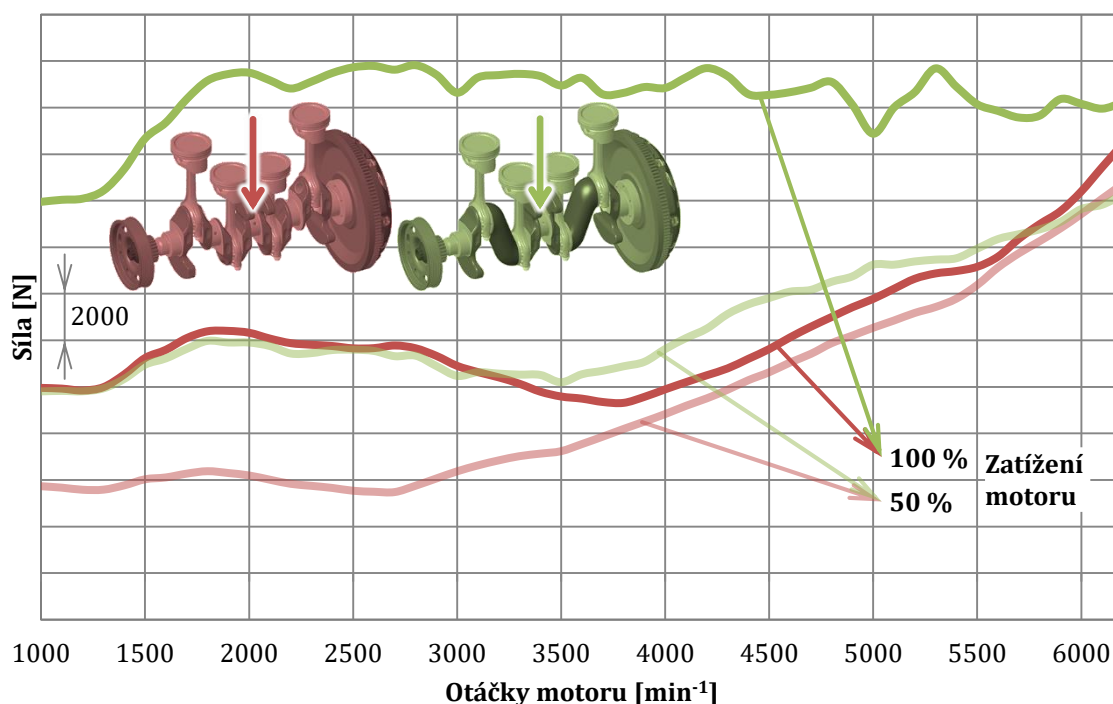
I u motoru 1,6 MPI však snížení počtu hlavních ložisek vede k většímu naklopení čepů zejména v krajních ložiscích, což může u funkčního vzorku klást vyšší nároky na materiál ložiskových pánví.

5.4.2 ZATÍŽENÍ PROSTŘEDNÍHO HLAVNÍHO LOŽISKA

Z předchozích rozborů i z praktických zkušeností zkušebního provozu vývojových variant motoru 1,6 MPI vyplývá zvláštní význam prostředního hlavního ložiska z hlediska jeho zatížení, proto je mu dále věnována zvýšená pozornost.

Na obr. 46 jsou znázorněny průběhy největšího silového zatížení prostředního hlavního ložiska obou provedení klikového mechanismu při plném i částečném zatížení motoru. Při plném zatížení motoru je největší silové zatížení prostředního hlavního ložiska u *tříložiskového* provedení značně vyšší. Vzhledem k pružnosti klikového hřídele i bloku motoru totiž musí odstranění hlavního ložiska 2 kompenzovat především přední krajní a prostřední ložisko a odstranění hlavního ložiska 4 zejména zadní krajní ložisko a opět ložisko prostřední. Jak se však ukazuje, v největším silovém zatížení prostředního ložiska převažuje vliv sil od tlaku plynů.

Pokud totiž stejně poklesne zatížení motoru u obou provedení, poklesne zatížení prostředního hlavního ložiska více u *tříložiskového* provedení než u *pětiložiskového*.



Obr. 46 Největší silové zatížení prostředního hlavního ložiska klikového hřídele motoru 1,6 MPI s pěti hlavními ložisky (červená) a třemi hlavními ložisky (zelená)

S poklesem zatížení motoru se však začnou významněji projevovat i setrvačné účinky pohybujících se částí klikového mechanismu, které se z hlediska původu dělí na:

- posuvné části,
- rotující části.

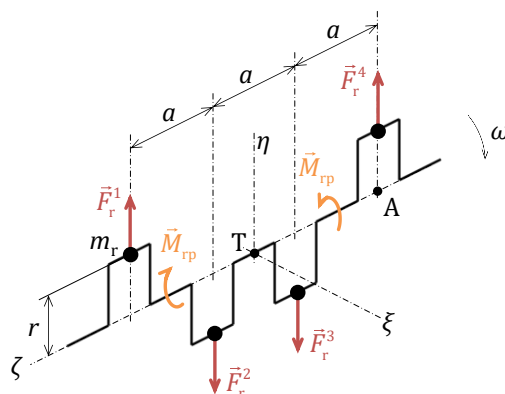
U posuvných částí se uvažuje I. a II. řád, neboť řád IV. a vyšší dosahují pouze nepatrných amplitud v porovnání s prvními dvěma. Setrvačné účinky posuvných částí lze vyvážit pouze u celé pohonné jednotky ve vztahu vůči rámu, respektive karoserii.

V případě předmětného motoru by se jednalo o výsledný vektor setrvačných sil posuvných částí II. řádů, jež lze vyvážit dvojicí vhodně dimensovaných protiběžných vyvažovacích hřídelů. Tato úprava se však z důvodů zvýšených nákladů a prostorových nároků provádí zejména až u čtyřválců vyšší třídy s vyšším zdvihovým objemem; motor EA211 MPI jí nedisponuje.

Setrvačné účinky posuvných částí neprojevují se přímo vibracemi pohonné jednotky vůči jejímu uložení se však vyrovnávají vnitřně a nelze je nijak vyvážit. U řadového čtyřválců jde o momenty setrvačných sil posuvných částí I. řádu, které dosahují svých amplitud v obou úvratích a vyrovnávají se právě především v prostředním hlavním ložisku. Snížení jejich účinku za stejných kinematických poměrů je možné dosáhnout pouze snížením hmotnosti posuvných částí, případně zmenšením rozteče válců. Motor

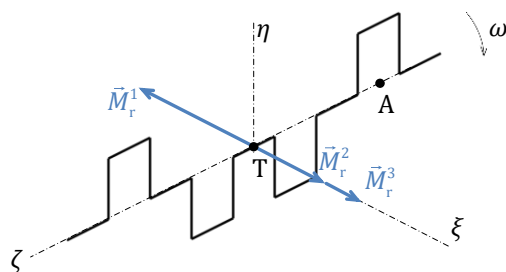
řady EA211 MPI má však již mimořádně odlehčenou jak pístní skupinu, tak i oblast okolo malého oka ojnice, a další významnější snižování hmotnosti je u této pohonné jednotky z důvodu tepelného a mechanického namáhání nedosažitelné. Rovněž zmenšování rozteče válců nepřipadá vzhledem k hodnotě vrtání válce a konstrukci vložky v úvahu.

U rotujících částí však úpravy možné jsou. Na *obr. 47* jsou uvedeny setrvačné síly rotujících částí obecného čtyřválcového klikového mechanismu, jenž je rozdělen na čtyři stejné části, jejichž hmotnost je redukována na poloměru kliky (do osy ojnicního čepu).



Obr. 47 Setrvačné síly rotujících částí klikového mechanismu a jejich vnitřní momenty u řadového čtyřválcového motoru

Na obrázku m_r značí hmotnost rotujících částí, tedy jednoho zalomení a redukováne rotující hmotnosti příslušné sestavy ojnice, r je poloměr kliky a symbol a je rozteč válců.



Obr. 48 Momenty setrvačných sil rotujících částí klikového mechanismu u řadového čtyřválcového motoru

Za předpokladu, že se zanedbají provozní deformace klikového hřídele, jeho úhlová rychlost se považuje za konstantní a hmotnost jednotlivých stejnojmenných částí klikového mechanismu je stejná, má součet sil rotujících částí podobu:

$$\sum_{i=1}^4 F_{r\eta}^i = m_r r \omega^2 - m_r r \omega^2 - m_r r \omega^2 + m_r r \omega^2 = 0. \quad (23)$$

Silová výslednice je tedy nulová a pro stanovení výslednice momentové lze vztažný bod zvolit libovolně.

Součet momentů k bodu A je možné s pomocí pravidla pravé ruky definovat jako:

$$\sum_{i=1}^4 M_{r\xi}^i = -m_r r \omega^2 3a + m_r r \omega^2 2a + m_r r \omega^2 a = 0. \quad (24)$$

Také v tomto případě je výslednice nulová, což znamená, že klikový mechanismus řadového čtyřválcového čtyřdobého motoru s pravidelnými rozestupy zážehů výše popsanými setrvačnými účinky rotujících částí nebudí uložení pohonné jednotky v rámu.

Tyto účinky se však vyrovnávají vnitřně. Pokud se klikový mechanismus pomyslně rozdělí rovinou $\eta\xi$ procházející těžištěm mechanismu, tedy bodem T (viz *obr. 47*), jedná se vlastně o dva zrcadlově uspořádané *dvouválce*. Výslednice dvojice setrvačných sil rotujících částí každého z nich je nulová, avšak tato dvojice dává nenulový moment o velikosti:

$$|\vec{M}_{rp}| = |\vec{F}_r a| = m_r r \omega^2 a, \quad (25)$$

jehož vektor má vůči rotujícímu klikovému hřídeli stále stejný směr. Vzhledem k zrcadlovému uspořádání mají vektory obou dvouválců stejnou velikost i smysl, ale opačný směr a vyrovnávají se především v prostředním hlavním ložisku. Velmi podobný jev se vyskytuje i řadových šestiválců, jež lze pomyslně rozdělit na dva zrcadlově uspořádané tříválcové klikové mechanismy.

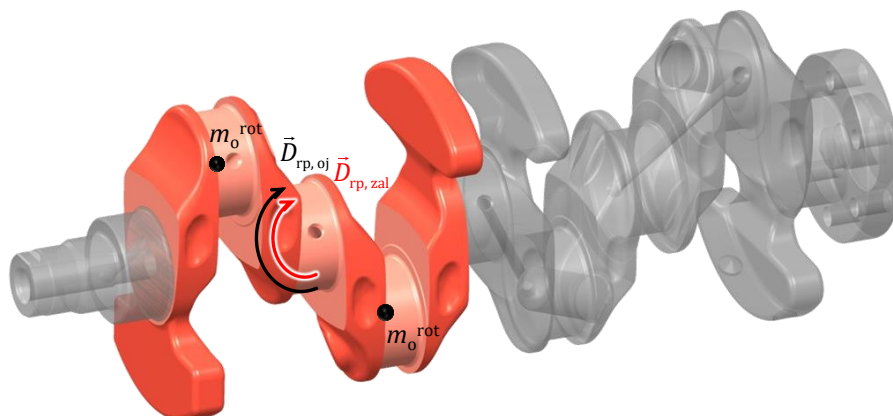
Stálé zatížení prostředního hlavního ložiska vlivem vnitřních momentů setrvačných sil rotujících částí lze snížit odlehčením těchto rotujících částí nebo vhodnými vývažky na klikovém hřídeli.

Vývažky mohou být na každém rameni klikového hřídele, což by u popsaného sériového klikového hřídele odpovídalo celkem osmi vývažkům. Toto řešení sice nejlépe odlehčuje všechna hlavní ložiska, poněvadž vyvažuje setrvačné síly rotujících částí přímo v jejich působistích, avšak současně zvyšuje hmotnost klikového hřídele a snižuje vlastní frekvence kmitání klikového mechanismu. Z moderních motorů osobních automobilů tuto koncepci využívá např. motor BMW B48 [30].

Další možností je vyvážit až výsledný moment *dvouválce* pouze dvojicí vývažků na ramenech přilehlých ke krajnímu a prostřednímu hlavnímu ložisku, tak jak je to provedeno na sériovém klikovém hřídeli se čtyřmi vývažky, viz *obr. 40*. Toto provedení sice odlehčuje zejména prostřední hlavní ložisko, avšak klikový hřídel může být lehčí.

V konstrukci motorů světových výrobců se však běžně vyskytují rovněž kombinace výše uvedeného, kdy klikový hřídel je osazen čtyřmi většími vývažky na ramenech přilehlých přednímu, prostřednímu a zadnímu ložisku a čtyřmi menšími vývažky na ramenech přiléhajících k ložiskům 2 a 4, viz např. čtyřválcové motory Opel Ecotec [68].

Pro popis míry vyvážení vnitřních momentů setrvačných sil rotujících částí u zkoumaného klikového mechanismu není jeho diskretisace do jednotlivých zalomení dle *obr. 47* příliš vhodná. Zalomení jsou totiž vlivem mimoběžných odlehčovacích otvorů ojnicích čepů a jednostranných vývažků značně nesymetrická. Proto je zvolen způsob rozdělení klikového mechanismu na zrcadlové *dvouválce*, u nichž jsou zjišťovány deviační momenty dle *obr. 49*.



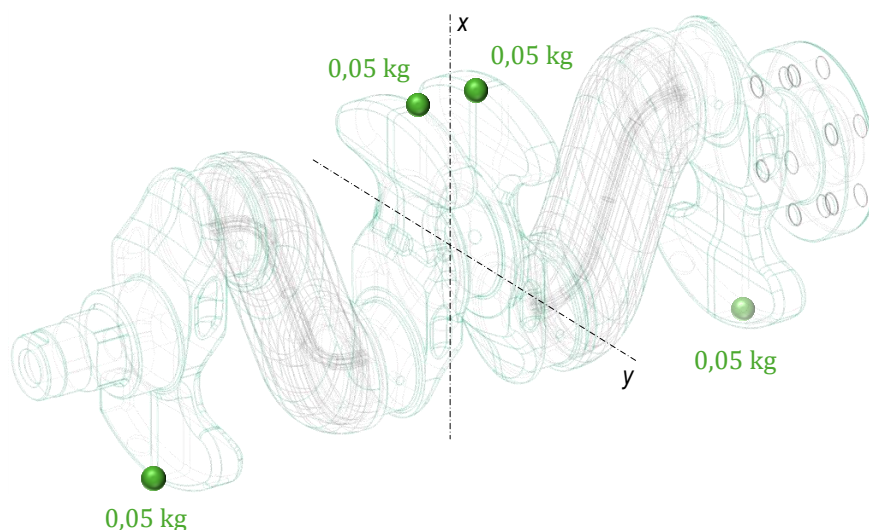
Obr. 49 Deviační momenty dvouválce sériového klikového mechanismu motoru EA211 1,6 MPI

Velikost celkového deviačního momentu dvouválce popisuje vztah:

$$|\vec{D}_{rp}| = \frac{|\vec{M}_{rp}|}{\omega^2} = |\vec{D}_{rp,zal}| + |\vec{D}_{rp,oj}|, \quad (26)$$

v němž deviační moment dvou zalomení klikového hřídele $D_{rp,zal}$ se určí z CAD modelu klikového hřídele. Z CAD modelu sestavy ojnice se stanoví údaje pro redukci této sestavy do dvou hmotných bodů a hmotnost bodu ležícího v ose ojnicního čepu se využije pro stanovení deviačního momentu rotujícího podílu dvojice ojníc dle vztahu:

$$|\vec{D}_{rp,oj}| = m_o^{rot} r a. \quad (27)$$

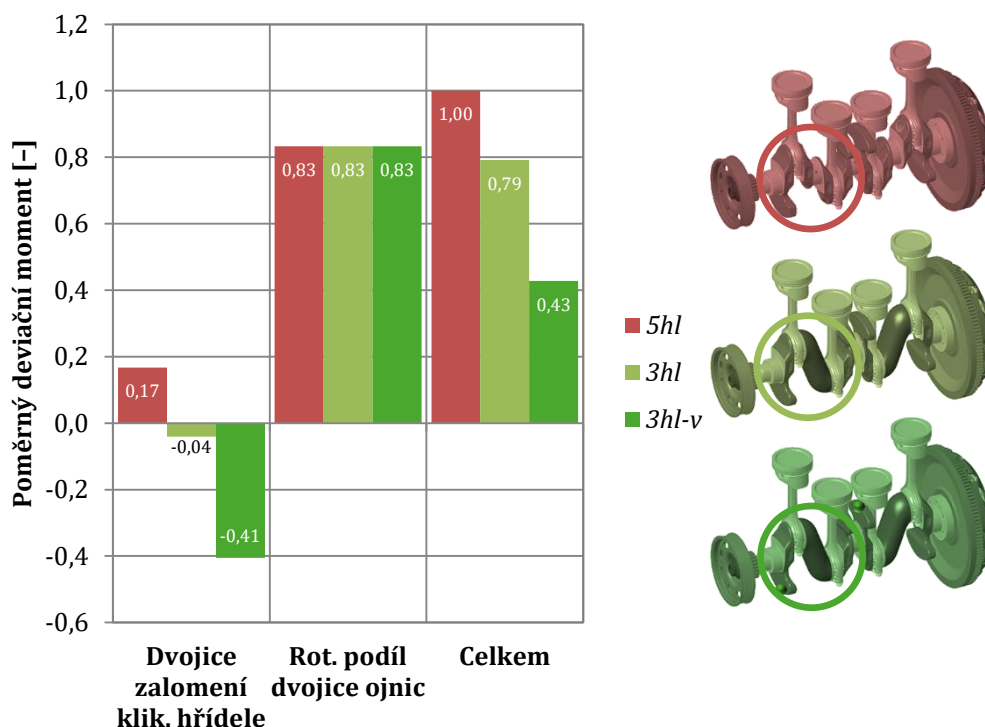


Obr. 50 Modelové zvýšení účinku protizávaží klikového hřídele přidáním hmotných bodů ke stávajícím vývažkům

Uvedeným způsobem jsou stanoveny hodnoty deviačního momentu *dvouválce* klikového mechanismu s pěti i třemi hlavními ložisky. Aby bylo možné popsat i vliv velikosti vývažků na zatížení prostředního hlavního ložiska, je odvozena varianta *3hl-v*, což je klikový

mechanismus se třemi hlavními ložisky, dále *3hl*, k jehož každému vývažku je přidán hmotný bod o hmotnosti 0,05 kg. Tyto hmotné body jsou připojeny přímo ke struktuře modálně redukovaného klikového hřídele dle *obr. 50*, což systém ADAMS umožňuje.

Porovnání deviačního momentu *dvouválce* těchto variant se sériovým provedením, označeným *5hl*, shrnuje *obr. 51*.



Obr. 51 Deviační moment *dvouválce* klikového mechanismu s pěti i třemi hlavními ložisky a varianty s třemi hlavními ložisky se zvýšeným vyvážením vnitřních momentů

Z *obr. 51* vyplývá, že největší deviační moment *dvouválce* vykazuje sériový klikový mechanismus. Provedení se třemi hlavními ložisky má vlivem značného odlehčení tento moment nižší o 21 %, avšak lze jej snížit i více, neboť přidáním hmotnosti 0,05 kg na obvod vývažků lze docílit poklesu dokonce o 57 %. Záporné znaménko u hodnoty deviačního momentu v tomto případě znamená, že tento moment působí v opačném smyslu, než je uvedeno na *obr. 49*.

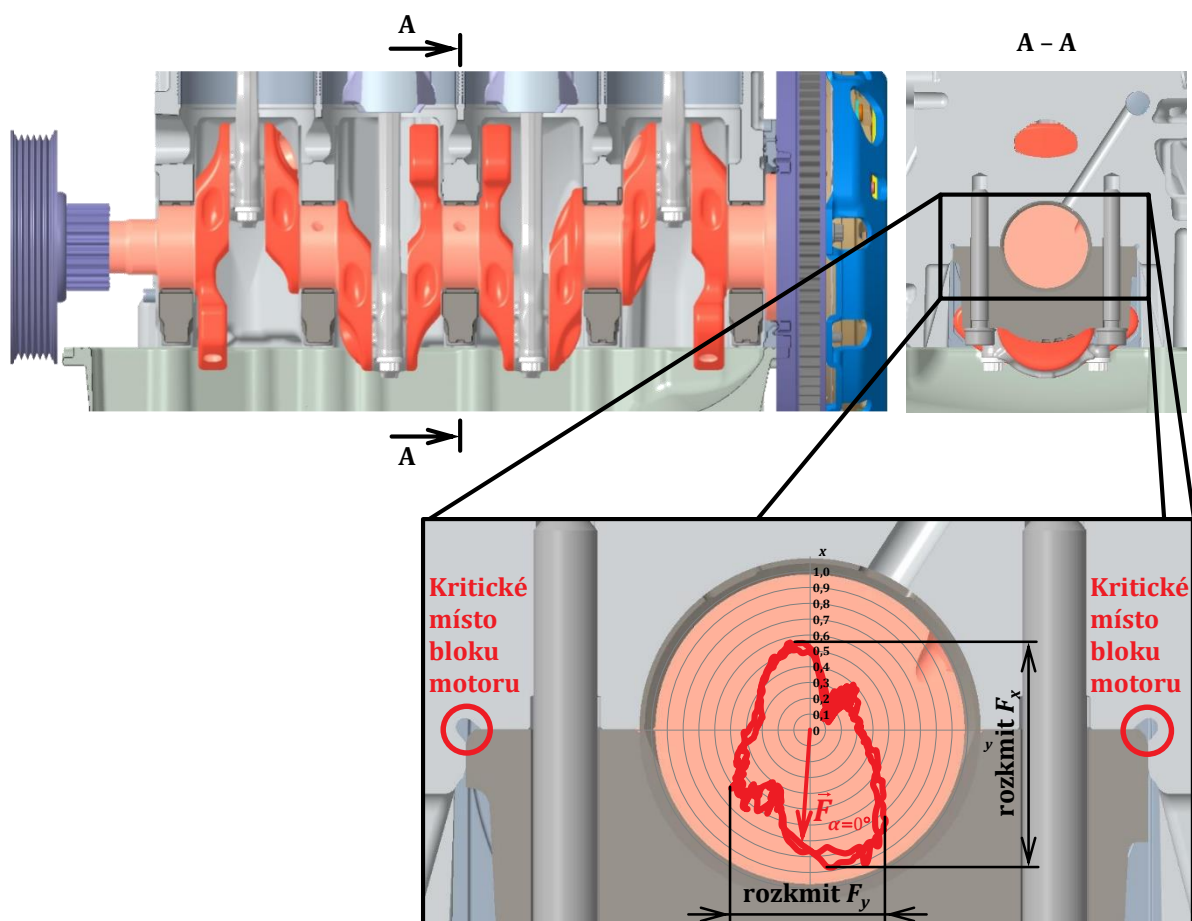
Účelnost svařované konstrukce klikového hřídele se třemi hlavními ložisky prokazuje také skutečnost, že experimentálně odvozená varianta s plnými rameny a odlehčenými ojnicními čepy vykazuje ve srovnání se sériovým provedením naopak nárůst deviačního momentu *dvouválce* o 8 % a celkovou hmotnost hřídele zvýšenou o téměř 16 %.

Všechny tři varianty z *obr. 51* jsou podrobeny simulaci dynamiky klikového mechanismu a sleduje se zatížení prostředního hlavního ložiska co do velikosti i směru působení.

Bloky motorů s dosedací plochou spodního víka motoru pod osou klikového hřídele používají pro uložení klikového hřídele často jednotlivá víka hlavních ložisek. U menších motorů je víko spojeno s blokem pomocí vysoce předepjatých šroubů, umístěných

z důvodu tuhosti co nejblíže ose klikového hřídele. Takové víko je v bloku polohováno pomocí bočních plošek s přechodným uložením.

Za provozu motoru se však vlivem zátěžných sil a tepelných deformací v ložisku mohou navzdory předpětí šroubů objevovat drobné boční pohyby víka vůči bloku, které mohou vést až k únavovým trhlinám bloku v místě zápichu mezi boční plochou polohování a dosedací plochou víka ložiska, viz *obr. 52*.



Obr. 52 Kritické místo bloku motoru a jeho poměrné zatížení

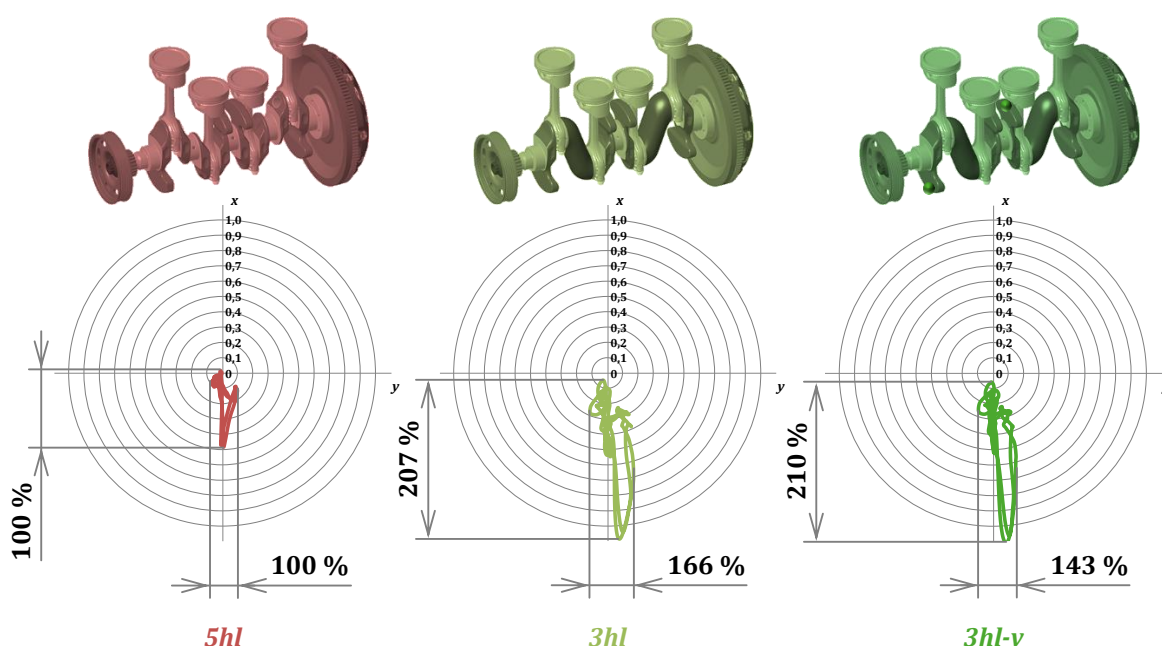
Praktické zkušenosti z vývoje automobilních motorů ukazují, že tomuto porušování lze čelit pomocí následujících úprav:

- 1) ložiskové víko oddělit od bloku metodou řízeného lomu,
- 2) zvýšit počet šroubů ložiskového víka,
- 3) přidat boční šrouby zajišťující předpětí i v bočních plochách,
- 4) snížit zatížení ložiska.

První tři metody se využívají hlavně u větších a výkonnějších motorů, a první metoda je navíc omezena pouze na litinové bloky. Zvětšovat rozměry zápichu v bloku také nemusí být vždy dostatečné, neboť jsou zde omezení technologická, případně příliš zvětšený zápich může dále snížit tuhost uložení klikového hřídele.

U zkoumaného motoru by navíc měl být funkční vzorek vybaven sériovým blokem upraveným pro tři hlavní ložiska bez zásadního přepracovávání těch stávajících. Proto se pozornost zaměřuje na samotné namáhání hlavního ložiska.

Problematickým činitelem, značně ovlivňujícím namáhání tohoto konstrukčního uzlu, je rozkmit boční síly v ložisku působící (F_y). Na *obr. 52* je znázorněn polární diagram silového zatížení prostředního ložiska v souřadném systému pevně spojeném s blokem motoru. Jedná se o křivku, již opisuje vektor silového zatížení v průběhu jednoho pracovního cyklu motoru (naznačena jeho poloha při úhlu natočení klikového hřídele $\alpha = 0^\circ$). Křivka je tedy obálkou vektoru, který má počátek vždy v počátku souřadného systému. Z předchozích simulací vyplývá, že u řadového čtyřválce s pěti i třemi hlavními ložisky je vlivem vnitřních momentů rozkmitem boční síly nejvíce zatíženo právě prostřední hlavní ložisko.



Obr. 53 Polární diagramy poměrného silového zatížení prostředního hlavního ložiska při otáčkách motoru 2500 min⁻¹

Na *obr. 53* a *obr. 54* jsou uvedeny polární diagramy silového zatížení prostředního hlavního ložiska klikového mechanismu s pěti i třemi hlavními ložisky a odvozeného *tříložiskového* se zvýšenou hmotností vývažků klikového hřídele. Obrázky zachycují situaci ve dvou charakteristických otáčkových bodech při plném zatížení motoru. Všechny grafy mají stejné měřítko poměrného silového zatížení, tudíž lze pozorovat rozdíl v zatížení prostředního hlavního ložiska při nízkých i vysokých otáčkách.

Rozkmit síly v obou navzájem kolmých směrech je však pro snadnější porovnání klikových mechanismů mezi sebou ve všech případech vztažen k sériovému provedení s pěti hlavními ložisky.

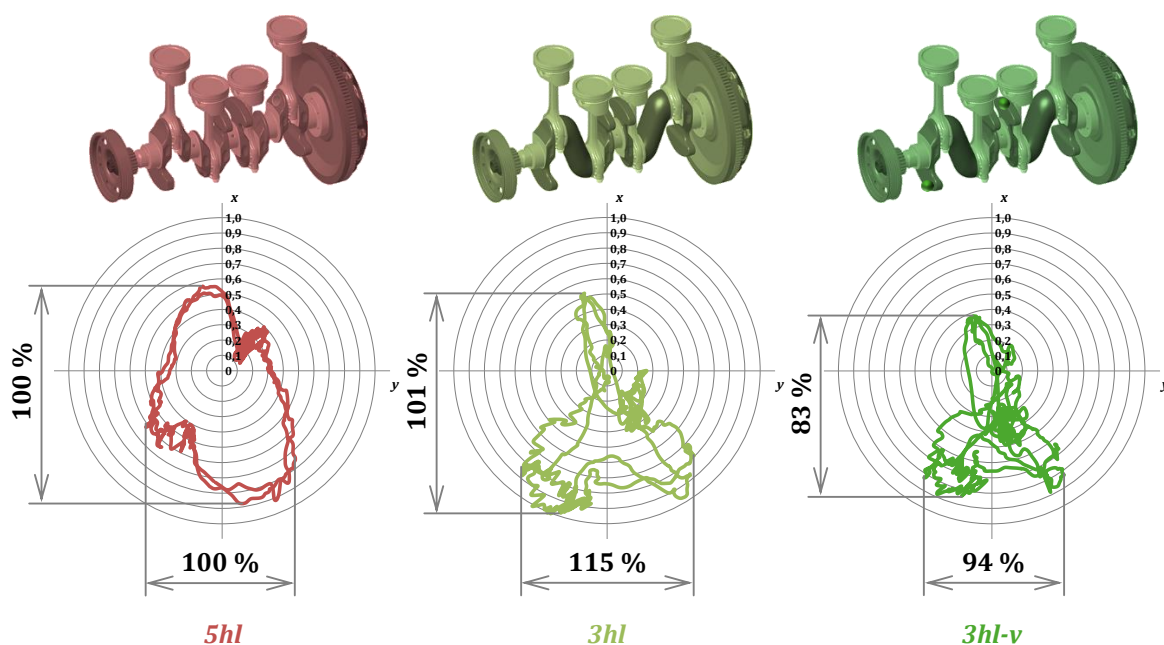
Z *obr. 53* je patrné, že při nízkých otáčkách je prostřední hlavní ložisko *tříložiskových* variant zatíženo ve směru osy x více než dvojnásobně ve srovnání se sériovým provedením, což je v souladu s výsledky největšího silového zatížení, uvedenými

v předchozí kapitole. Na zvýšeném zatížení se projevují především zážehy ve válcích 2 a 3. Vlivem pružnosti klikového hřídele a jeho uložení se totiž zážeh a následný prudký nárůst tlaku ve válcích 2 a 3 projeví na silovém zatížení prostředního hlavního ložiska více než dvojnásobně ve srovnání s tímž účinkem ve válcích 1 a 4.

U sériového provedení se vlivem většího počtu hlavních ložisek zážehy ve válcích 2 a 3 projevují na silovém zatížení prostředního ložiska méně, zážehy ve válcích 1 a 4 pak naprosto minimálně.

Při nízkých otáčkách tedy mají na silové zatížení ložiska vliv především síly od tlaku plynů. Pokud se písty válců 2 a 3 nacházejí poblíž horní úvrati na počátku expansního zdvihu, působí setrvačná síla protizávaží zhruba ve směru působící síly od tlaku plynů. Tento jev způsobuje drobný nárůst největšího zatížení ložiska ve svislém směru, jenž se při nízkých otáčkách objevuje u provedení s vývažky o větší hmotnosti.

Rozkmit boční síly není v těchto otáčkách pro zatížení ložiskového víka příliš významný.



Obr. 54 Polární diagramy poměrného silového zatížení prostředního hlavního ložiska při otáčkách motoru 6200 min^{-1}

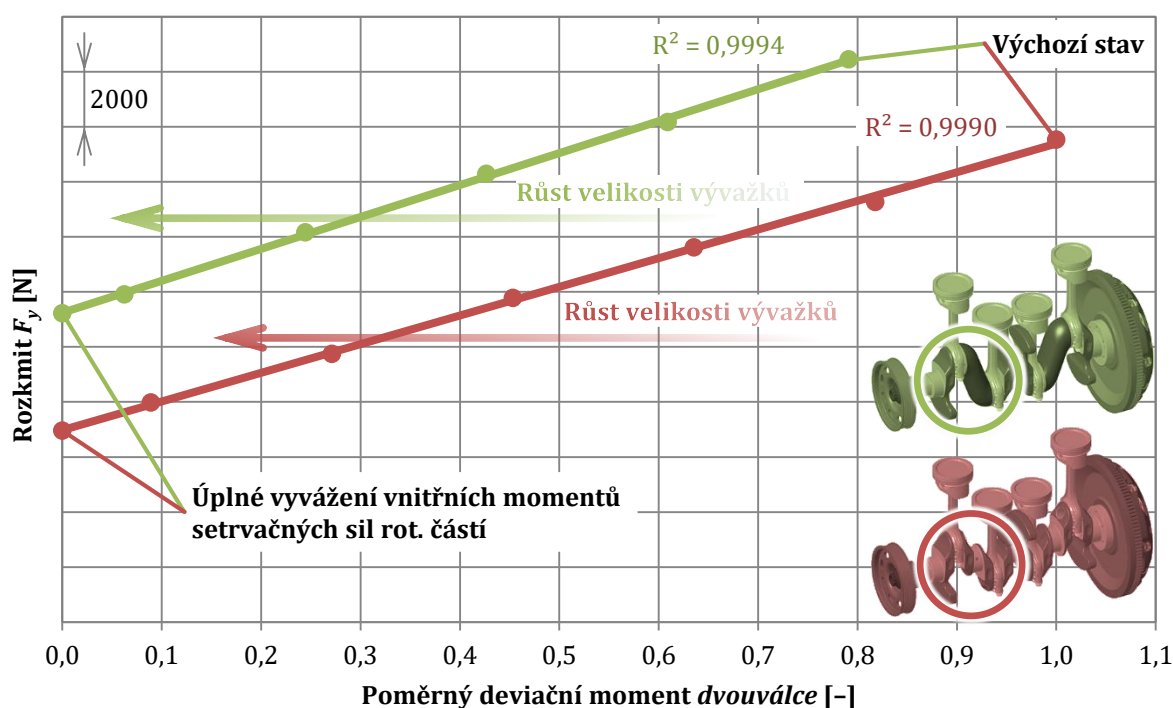
Ve vysokých otáčkách je však situace poněkud jiná. Přestože jsou sestava ojnice, pístní skupina i klikový hřídel zkoumaného motoru značně odlehčeny, v silovém zatížení prostředního hlavního ložiska při otáčkách 6200 min^{-1} převládají jejich setrvačné účinky nad silami od tlaku plynů. To ukazuje i analytický model klikového mechanismu, jenž umožňuje snáze posoudit jednotlivé vlivy na jeho zatížení.

Na obr. 54 svědčí o vlivu setrvačných účinků například i to, že významně vzrostlo zatížení v kladné části osy x , což je smysl, v němž síly od tlaku plynů nepatrně působí pouze při sacím zdvihu. Na počátku expansního zdvihu se zmenšuje působení sil od tlaku plynů na ložisko vnitřními momenty setrvačných sil posuvných částí I. řádu a setrvačnými silami

posuvných částí II. řádu, jež mají u klikového mechanismu dané koncepce ve všech válcích synchronní průběh.

U všech tří provedení klikového hřídele je z *obr. 54* patrný velký rozkmit boční síly. Ten je způsoben zejména vnitřními momenty rotujících částí, které se otáčejí spolu s klikovým hřídelem, v konstantních otáčkách dosahují konstantní velikosti a v prostředním hlavním ložisku se projevují hlavně jako jeho silové zatížení. Tyto momenty se na celkovém silovém zatížení ložiska podílejí značně, poněvadž původně nevyhovující rozkmit boční síly u provedení *3hl* se přidáním hmotnosti na jeho vývažky, *3hl-v*, snížil natolik, že se dostane i pod úroveň sériového *pětiložiskového* provedení.

Výhodou je také pokles zatížení ve svislém směru, neboť v těchto otáčkách dosahuje vektor silového zatížení prostředního ložiska vysokých hodnot současně ve směru *x* i *y*, což může být nebezpečné, jelikož velká boční síla na víko ložiska je provázána také poklesem tlaku od předepnutých šroubů v kontaktu mezi blokem a víkem.



Obr. 55 Vliv velikosti poměrného deviačního momentu *dvouválce* na rozkmit boční síly v prostředním hlavním ložisku při otáčkách motoru 6200 min⁻¹

Vliv míry vyvážení vnitřních momentů rotujících částí na silové zatížení prostředního ložiska je stanoven parametrickou studií v MBS. V několika krocích se mění parametr hmotnosti hmotných bodů, navázaných na strukturu vývažků modálně redukovaného klikového hřídele, čímž se mění statický moment vývažků, potažmo deviační moment *dvouválce*.

Závislost rozkmitu boční síly v prostředním hlavním ložisku na deviačním momentu *dvouválce* u klikového mechanismu s pěti i třemi hlavními ložisky shrnuje *obr. 55*. V obou

případech se jedná o největší uvažované otáčky motoru, tedy 6200 min^{-1} a závislost je téměř dokonale lineární.

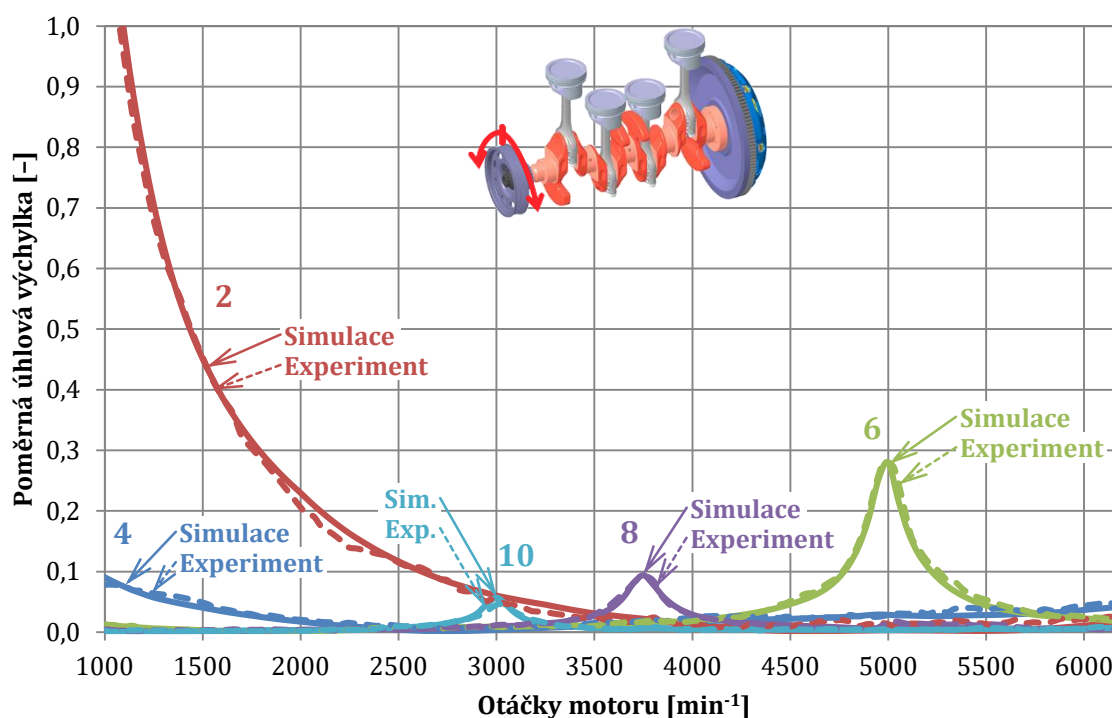
Je zřejmé, že rozkmit boční síly je u *tříložiskového* klikového mechanismu vždy větší, poněvadž odebrání ložisek 2 a 4 se projeví větším vlivem krajních válců na zatížení i prostředního hlavního ložiska. Citlivost boční síly na deviační moment je však poměrně velká, zatímco vývažky ve stávajícím provedení malé, tudíž jejich další úpravou je možné významně snížit toto namáhání.

Účelné je soustředit materiál vývažků co nejdále od osy otáčení klikového hřídele. Prakticky je však velikost vývažku, a tedy i deviační moment *dvouválce*, omezena, viz kapitolu 5.7.

5.5 TORSNÍ KMITÁNÍ

Výpočtový model dynamiky klikového mechanismu 1,6 MPI je opět naladěn na měření úhlové výchylky řemenice. Experimentální data jsou získána a zpracována stejně jako v případě motoru s menším zdvihovým objemem.

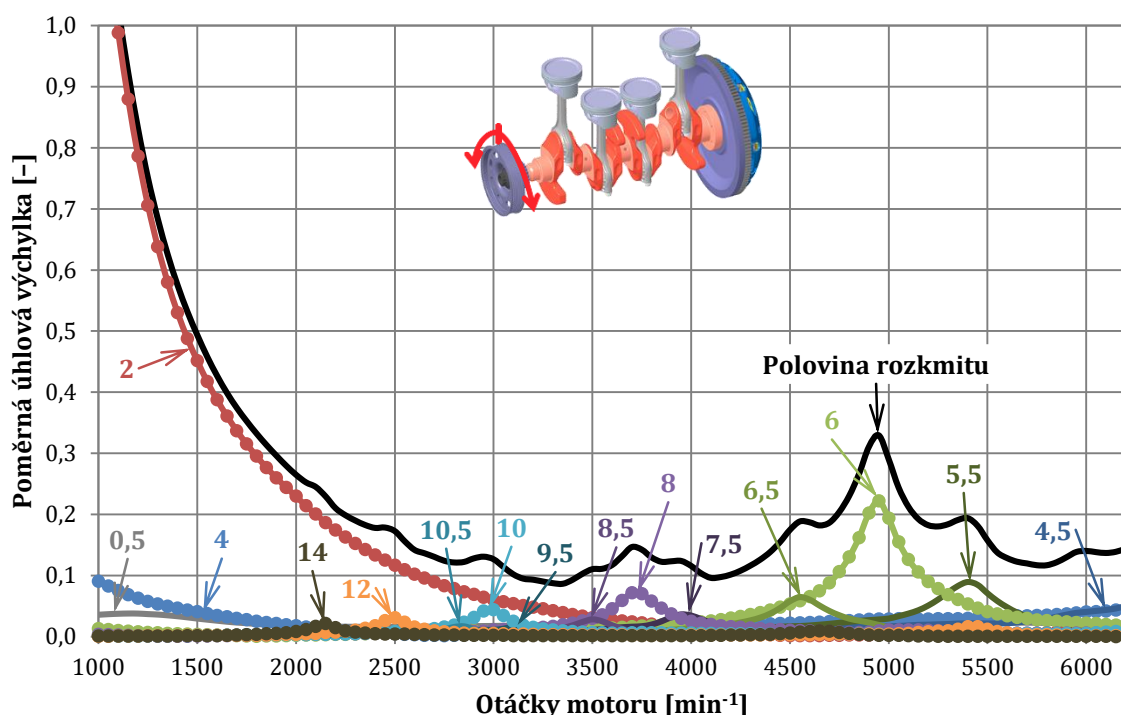
Simulační model je naladěn výhradně v rozsahu provozních a montážních tolerancí dílů klikového mechanismu a míru shody simulace s experimentem znázorňuje *obr. 56*.



Obr. 56 Amplitudy harmonických složek úhlové výchylky řemenice klikového mechanismu s pěti hlavními ložisky motoru 1,6 MPI

Harmonická analýza torsního kmitání řemenice klikového mechanismu s pěti hlavními ložisky motoru EA211 1,6 MPI je vykreslena na *obr. 57*. Průběh amplitud jednotlivých

harmonických složek i poloviny rozkmitu je velmi podobný jako u motoru s nižším zdvihovým objemem.



Obr. 57 Amplitudy harmonických složek úhlové výchylky řemenice klikového mechanismu s pěti hlavními ložisky motoru 1,6 MPI

Zvětšení průměru hlavních čepů o 7 % a ojnicních o téměř 14 % se však navzdory mohutnější spojce projevilo zvýšením vlastní frekvence torsního kmitání klikového mechanismu, neboť harmonická složka řádu 6 dosahuje resonance při otáčkách přibližně 4950 min^{-1} , zatímco u varianty 1,4 MPI se stejným počtem hlavních ložisek je tato hodnota o 50 min^{-1} nižší.

Drobné rozdíly v rezonančních frekvencích i dosahovaných amplitudách, jež jsou patrné při srovnání hlavních řádů na obr. 56 a obr. 57, jsou opět způsobeny jinou viskositou i teplotou motorového oleje použitého při experimentu.

V případě provedení se třemi hlavními ložisky jsou průměry hlavních a ojnicních ložisek stejné jako u koncepčního návrhu klikového mechanismu pohonné jednotky s nižším zdvihovým objemem.

Původní masivní příruba na ojnicních čepích, sloužící k přivaření plechových ramen a navržená s ohledem na tuhost klikového hřídele a životnost svarového spoje, je u varianty 1,6 MPI nahrazena přírubou s menším průměrem s mimoběžnou osou vůči ose ojnicního čepu z důvodu snížení deviačního momentu *dvouválce*.

Tímto opatřením se rovněž snížila tuhost samotných plechových ramen, a výsledkem je tak pokles vlastní frekvence torsního kmitání klikového mechanismu, jež se projevuje

poklesem resonančních otáček harmonické složky řádu 6 z otáček 5450 min^{-1} na 4800 min^{-1} .

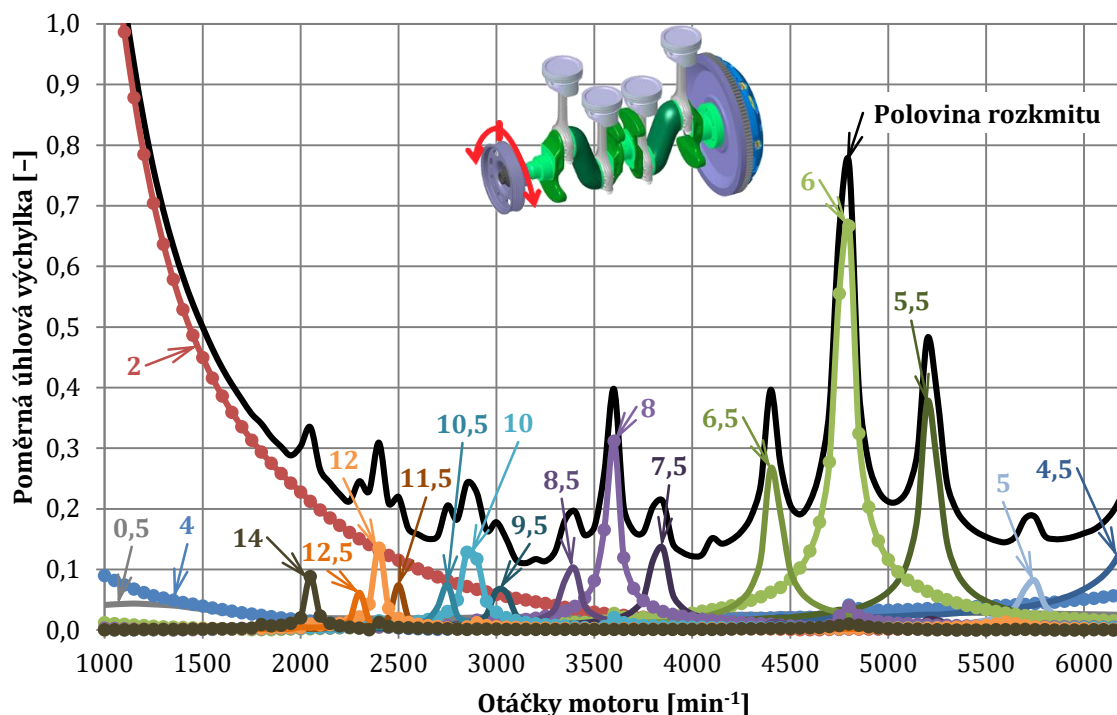
Tento vliv spolu se zvýšením budicích účinků, způsobených zejména vyšším tlakem ve spalovacím prostoru, vede ve srovnání s variantou 1,4 MPI rovněž k nárůstu amplitud všech harmonických složek v resonancích.

Na *obr. 58* je také vidět, že tvar některých resonančních křivek úhlové výchylky řemenice je mírně sešikmený a např. resonance řádu 10 nemá ve srovnání s ostatními řády charakteristický vrchol.

Citlivost amplitud harmonických složek této veličiny na změnu otáček poblíž resonancí je totiž při ustáleném kmitání vinou slabého tlumení natolik značná, že k přesnému popisu odezvy systému na zadané buzení je provozní rozsah otáček rozdělen s velmi jemným krokem 50 min^{-1} .

V praxi se však při simulacích konvenčních klikových mechanismů s větším tlumením často používá krok výrazně větší (většinou 250 min^{-1} , někdy dokonce i 500 min^{-1}) a volba jeho velikosti závisí na zkušenostech nebo vlastnostech simulované dynamické soustavy.

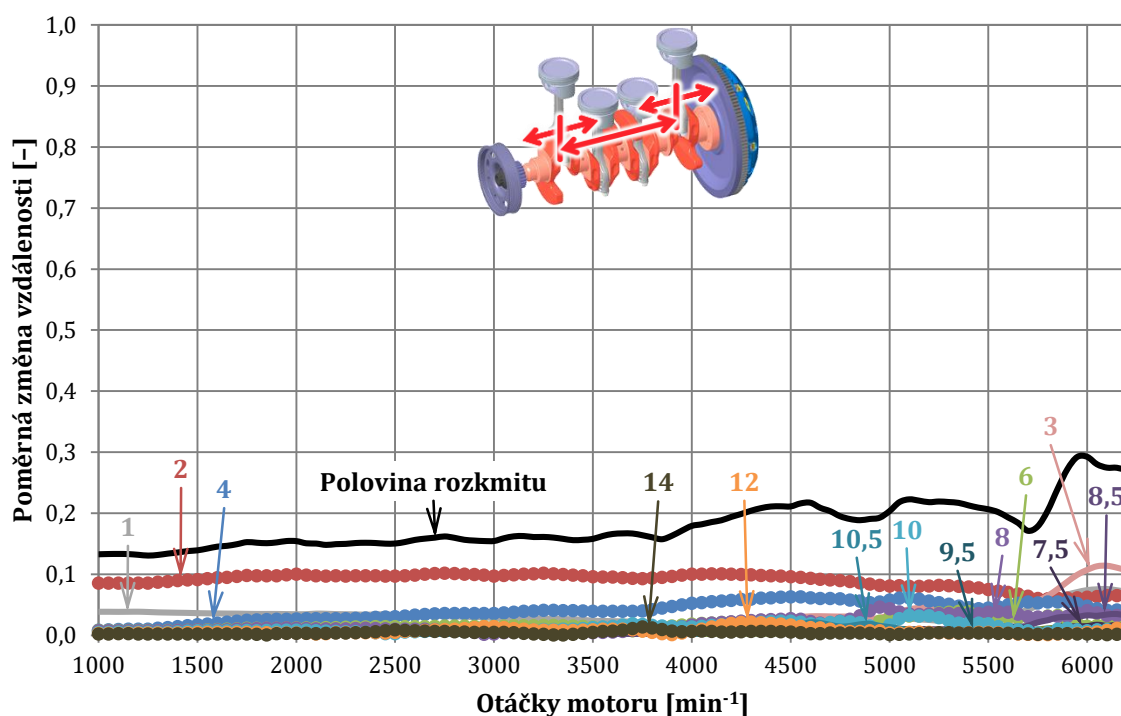
Pro zachycení skutečně všech dynamických dějů, zejména v akustických výpočtech, se také využívá simulace s plynulým rozběhem klikového mechanismu. Tento způsob je však náročnější na zpracování výsledků a amplitudy některých resonancí se v závislosti na rychlosti nárůstu otáček nemusejí plně vyvinout, což může zkreslit výsledky.



Obr. 58 Amplitudy harmonických složek úhlové výchylky řemenice klikového mechanismu s třemi hlavními ložisky motoru 1,6 MPI

5.6 OHYBOVÉ KMITÁNÍ

Ohybové kmitání klikového hřídele je pro účely této práce popsáno uživatelem definovanou funkcí, jež vyjadřuje změnu vzdálenosti mezi geometrickými středy ojnicích čepů 1 a 4. Změna se vztahuje k vzdálenosti nezátíženého hřídele a měří se pouze v podélné rovině klikového hřídele, čímž se vyloučí případné zkreslení výsledků vlivem kmitání torsního.



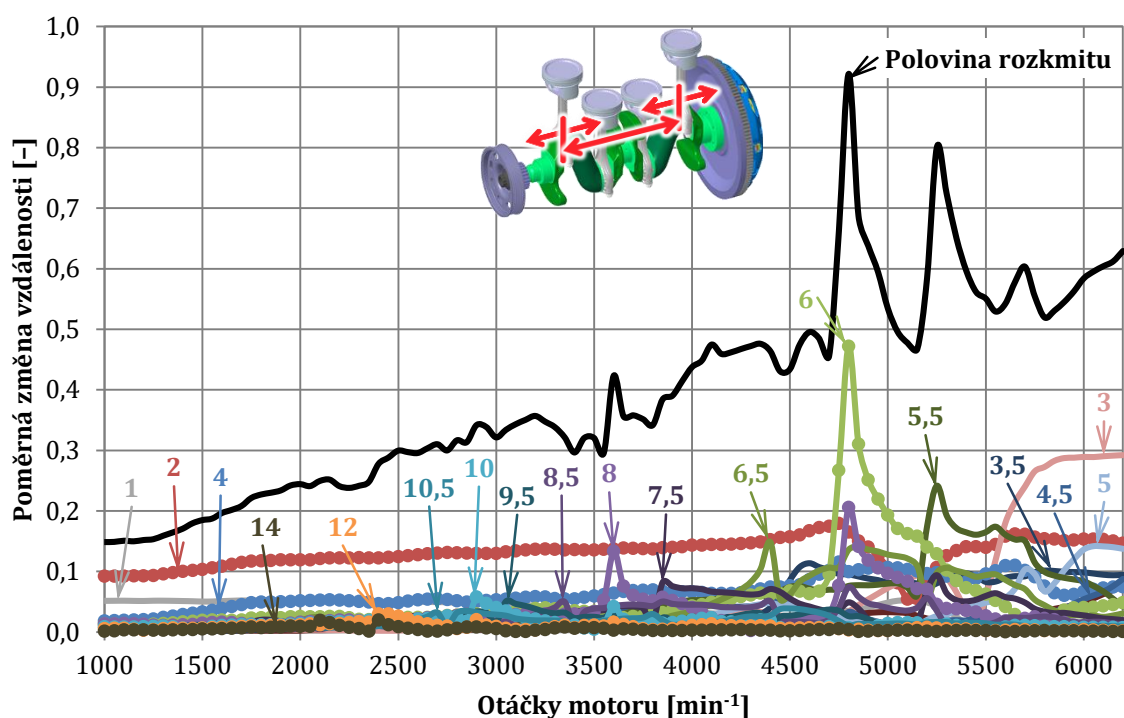
Obr. 59 Amplitudy harmonických složek ohybového kmitání klikového hřídele s pěti hlavními ložisky motoru 1,6 MPI

Na obr. 59 je zachycena harmonická analýza změny vzdálenosti ojnicích čepů 1 a 4 klikového hřídele s pěti hlavními ložisky. Ta ukazuje, že na rozdíl o kmitání torsního nevykazuje mechanismus téměř žádné charakteristické resonance a hodnota poloviny rozkmitu této veličiny se v průběhu otáček mění pouze málo.

U tzv. *plně uložených* hřídelů totiž ohybové kmitání nebývá nebezpečné a při dynamických simulacích klikového mechanismu se zpravidla zvláště nevyhodnocuje.

Harmonickou analýsu ohybového kmitání klikového hřídele se třemi hlavními ložisky znázorňuje obr. 60. V tomto případě se vinou chybějících ložisek 2 a 4 ohybové kmitání projevuje podstatně výrazněji a výraznější resonance vykazují řády se synchronním průběhem u jednotlivých válců (hlavní řády) a řády tomuto průběhu blízké.

Vliv tohoto kmitání na namáhání klikového hřídele odhalí výpočet jeho únavové životnosti. V případě nepříznivých výsledků je možné přepracovat kritická místa, případně stávající tuhý setrvačnick nahradit vhodně navrženým ohybově poddajným setrvačnickem s plechem spojujícím přírubu s věncem.



Obr. 60 Amplitudy harmonických složek ohybového kmitání klikového hřídele s třemi hlavními ložisky motoru 1,6 MPI

5.7 KLIKOVÉ HŘÍDELE SE SNÍŽENÝM ZATÍŽENÍM PROSTŘEDNÍHO HLAVNÍHO LOŽISKA

Poznatky popsané v kapitole 5.4 jsou využity při koncepčním konstrukčním návrhu a výpočtovém ověření nových variant klikového hřídele se sníženým zatížením prostředního hlavního ložiska. V tomto případě je však pro přehlednost posuzována a vyhodnocována pouze hmotnost klikového hřídele a zatížení zmíněného ložiska.

Různá provedení klikových hřídelů jsou zachycena na obr. 61. Nově navržena je tříložisková varianta V, jež disponuje výrazně zvětšenými protizávažími s aerodynamickou úpravou jejich náběžné části ve směru rotace klikového hřídele v motoru.

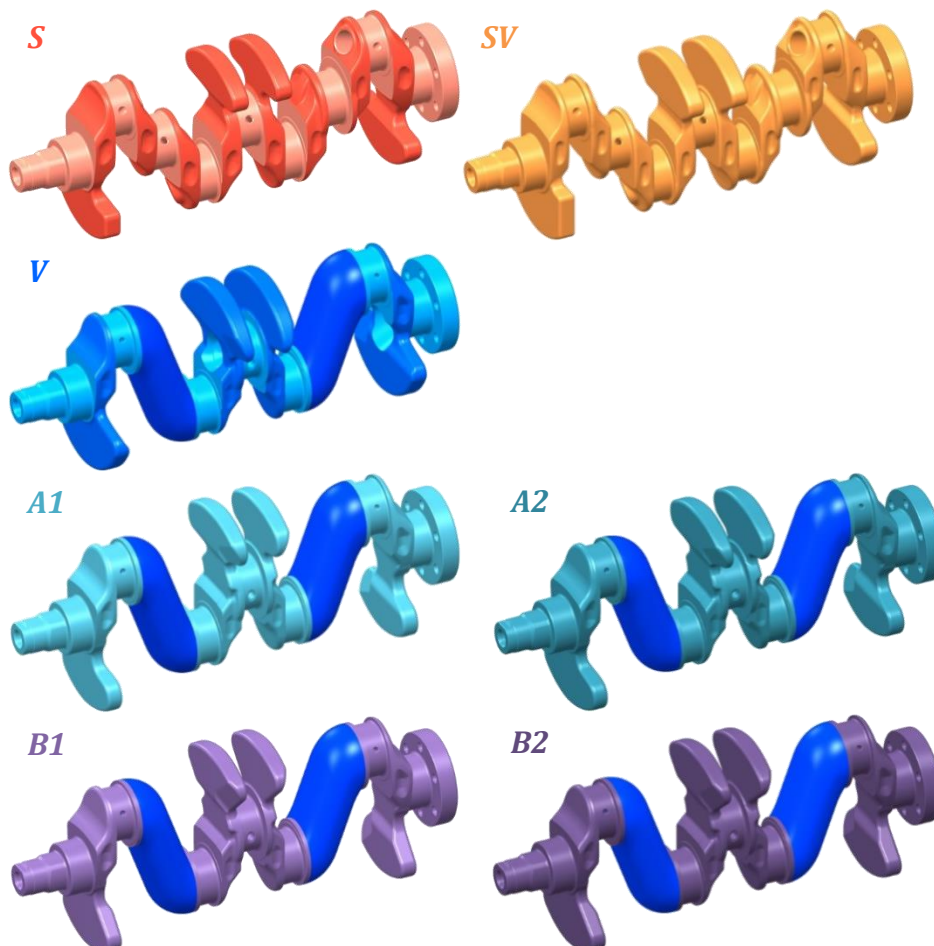
Související zvýšení hmotnosti je konstrukčně alespoň částečně kompensováno změnou tvaru ramen a nesouosým odlehčením hlavních čepů. Další drobné úpravy jsou zaměřeny na polohu a tvar výústění mazacích kanálů.

Toto konkrétní provedení pochází z oddělení Vývoje motorů společnosti ŠKODA AUTO. Z této varianty V jsou pak odvozena další provedení se zvětšeným průměrem protizávaží ze standardních 71 mm na 80 mm.

Provedení A lépe využívá materiálu vývažku, neboť ten je rozložen co nejdále od osy otáčení klikového hřídele. Provedení B zase více odpovídá sériové konstrukci a technologii. Stupeň 1 označuje vyvážení vnitřních momentů rotujících částí na úrovni nové varianty V. Stupeň 2 značí úplné vyvážení vnitřních momentů rotujících částí. Tyto

čtyři nové varianty *A1, A2, B1, B2* s větším průměrem vývažků a plnými hlavními čepy jsou porovnány s variantou *V*, *pětiložiskovým* sériovým provedením *S*⁵ a sériovým vývojovým provedením *SV*, jež by mělo rovněž snížit zatížení prostředního hlavního ložiska.

Rozdíly ve tvaru protizávaží jednotlivých variant detailněji znázorňuje *Příloha 10 – klik. hřídele se sníženými vnitřními momenty 1,6 MPI*. Všechny tyto varianty jsou podrobeny simulacím dynamiky klikové mechanismu.

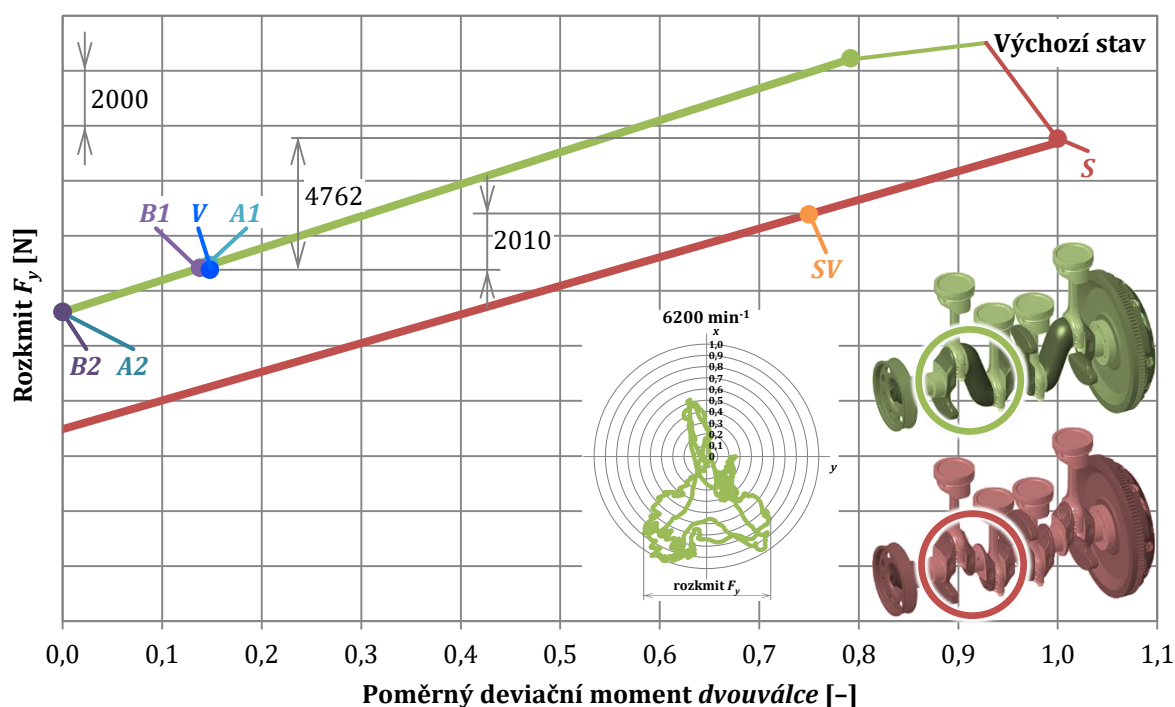


Obr. 61 Porovnávané varianty klikových hřídelů se sníženým zatížením prostředního hlavního ložiska motoru 1,6 MPI

Výsledky v podobě rozkmitu boční síly prostředního hlavního ložiska při otáčkách 6200 min^{-1} a plném zatížení shrnuje obr. 62. V souladu s očekáváním a dle dosažené hodnoty deviačního momentu *dvouválce* je zřetelný významný pokles této veličiny u nových tříložiskových variant, a to i ve srovnání se sériovým vývojovým hřídelem (*SV*).

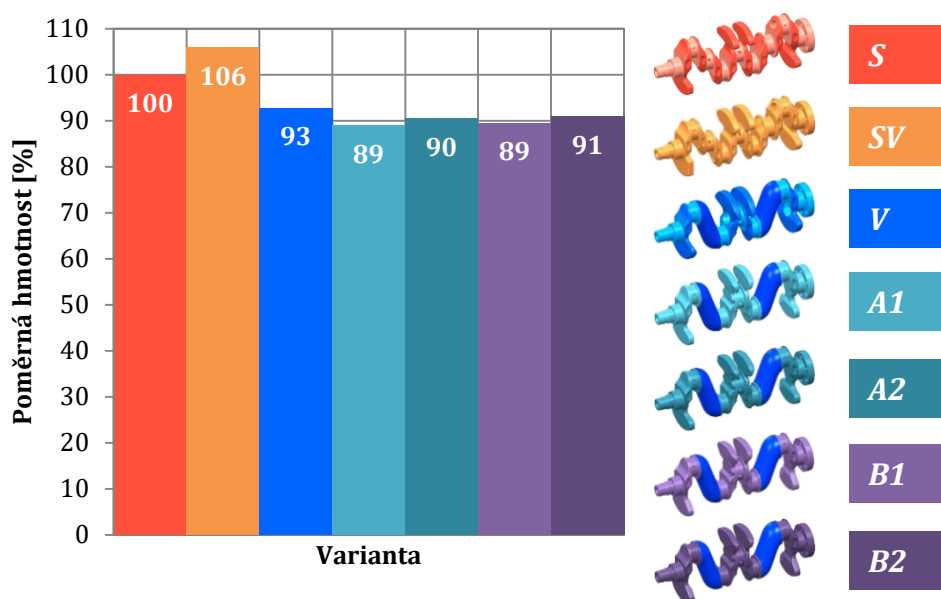
Nejvyšší hodnoty silového zatížení prostředního hlavního ložiska všech variant ve svislém směru při otáčkách 2500 min^{-1} zachycuje *Příloha 10 – klik. hřídele se sníženými vnitřními momenty 1,6 MPI*.

⁵ Zde je tato varianta pro snazší odlišení označována *S*. Jedná se však stále o sériové provedení popisované v kapitole 5.



Obr. 62 Velikost rozkmitu boční síly v prostředním hlavním ložisku variant se sníženými vnitřními momenty při plném zatížení motoru a otáčkách 6200 min^{-1}

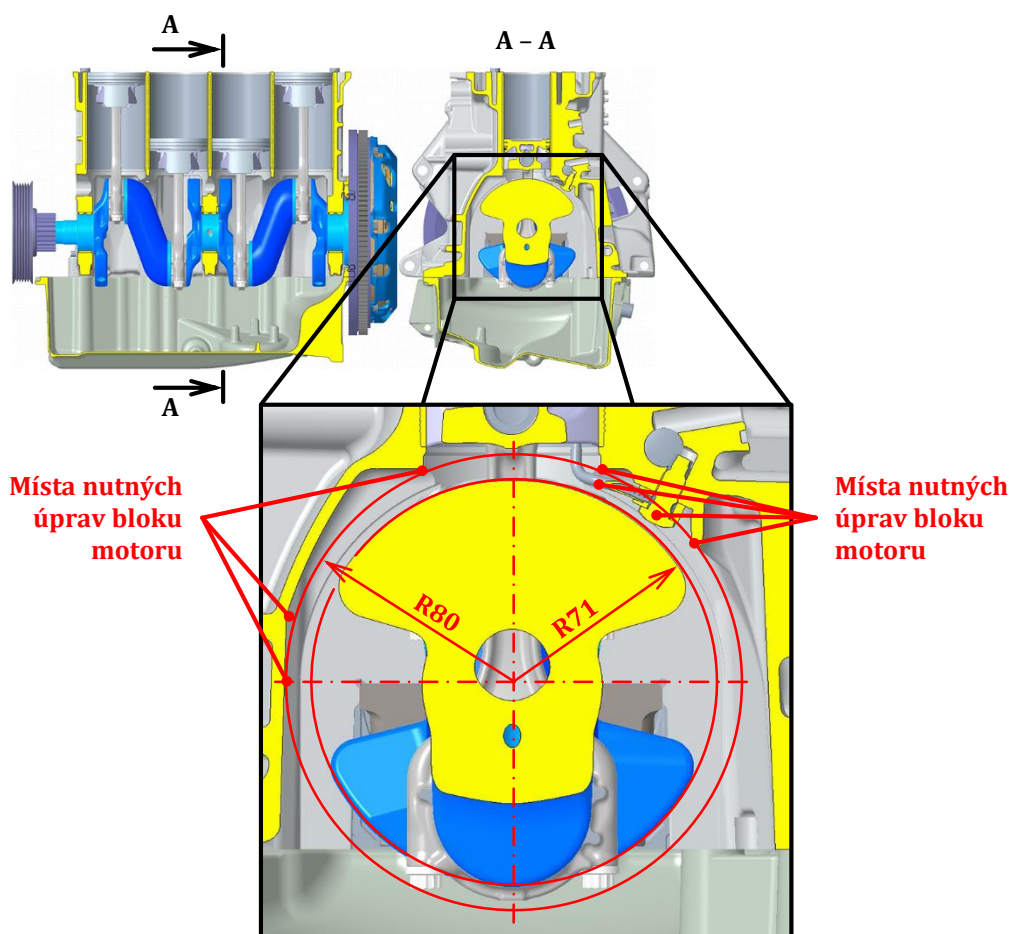
Je zřejmé, že se snižujícím se deviačním momentem *dvouválce* rychleji klesá rozkmit boční síly v ložisku, než roste největší silové zatížení ve svislém směru. Čím vyšších otáček tedy motor dosahuje, tím důkladněji by mělo být provedeno vyvážení vnitřních momentů rotujících částí, což je v souladu se zkušenostmi.



Obr. 63 Poměrná hmotnost klikových hřídelů se sníženým zatížením prostředního hlavního ložiska motoru EA211 1,6 MPI

Tatáž příloha rovněž obsahuje i srovnání poměrných hmotností s variantami *A1L* až *B2L*, jež jsou vybaveny odlehčeními druhého a třetího hlavního čepu. Při téměř stejných dynamických vlastnostech umožňují dále snížit hmotnost klikového hřídele na velmi zajímavé hodnoty.

Navzdory velmi nízké hmotnosti a výraznému snížení rozkmitu boční síly prostředního hlavního ložiska v nejvyšších otáčkách není pro další postup zvolena žádná z variant *A1* až *B2* včetně odlehčených variant, jelikož jejich zvětšený poloměr protizávaží by vyžadoval další úpravy bloku motoru, viz *obr. 64*, a mohl by případně zvýšit i ventilační ztráty klikového mechanismu. Pro další postup je proto uvažována varianta *V*.



Obr. 64 Případná zástavba klikového mechanismu s vývažky $R80$ v bloku motoru 1,6 MPI

6 TLUMIČ TORSNÍHO KMITÁNÍ

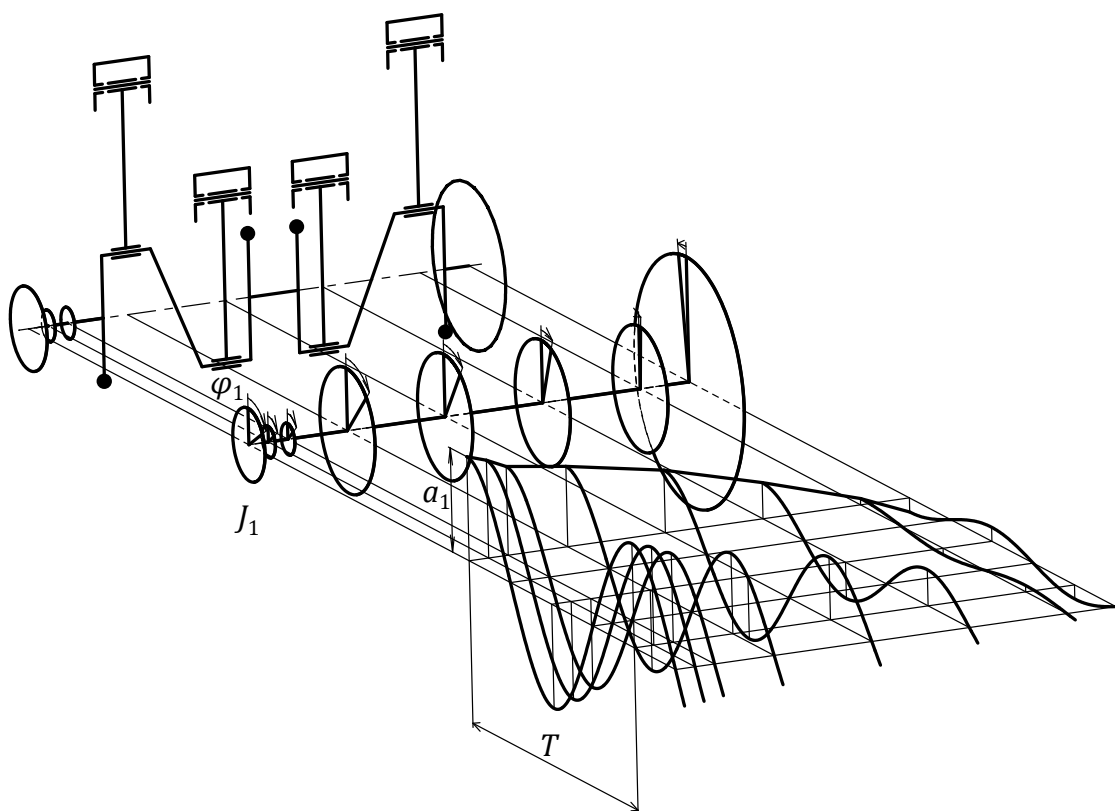
Z předchozích kapitol je zřejmé, že snížení počtu hlavních ložisek u předmětného motoru způsobuje výrazně větší torsní kmitání klikového mechanismu, viz např. *obr. 58*. Vzhledem k hodnotám dosahovaných amplitud nejde jen o případné zhoršení akustických vlastností motoru, nýbrž i o pevnost samotného klikového hřídele. V dalším kroku je tedy třeba toto kmitání výrazněji snížit.

Toho lze dosáhnout různými způsoby, ovšem některé z nich jsou z technického hlediska nepřijatelné. Například výraznější zvýšení průměru hlavních ložisek by sice pomohlo, avšak jednalo by se o řešení zvyšující třecí ztráty, viz kapitolu 1.1.1, s nutností většího přepracování bloku motoru apod.

Nejvýhodněji se tak jeví použít tlumiče torsního kmitání, jenž dokáže torsní soustavu frekvenčně přeladit a vnést do ní výraznější tlumicí účinek.

6.1 NÁHRADNÍ TORSNÍ SOUSTAVA

Před návrhem torsního tlumiče je vhodné stanovit parametry výchozího mechanismu. K tomuto účelu se klikový mechanismus diskretisuje do tzv. náhradní torsní soustavy např. podle *obr. 65*.



Obr. 65 Diskterisace klikového mechanismu v náhradní torsní soustavu se znázorněným prvním deformačním tvarem kmitání

Setrvačné účinky příslušného úseku s pořadovým číslem i jsou reprezentovány kotoučem o momentu setrvačnosti J_i . Momenty setrvačnosti lze stanovit na základě konstrukčních objemových modelů jednotlivých částí.

Osový moment setrvačnosti posuvných částí se přibližně stanoví za předpokladu rovnosti střední hodnoty kinetické energie těchto částí a konstantní hodnoty kinetické energie náhradního rotujícího tělesa dle vztahu:

$$J_i \approx m_p \left(\frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8} \right) r^2, \quad (28)$$

v němž m_p je hmotnost posuvných částí válcové jednotky klikového mechanismu, tj. pístní skupiny a posuvných částí ojnice a tzv. ojnicí poměr je definován jako:

$$\lambda = \frac{r}{l}, \quad (29)$$

kde l je délka ojnice, resp. vzdálenost os malého a velkého oka ojnice.

Jednotlivé kotouče náhradní torsní soustavy jsou spojeny nehmotnými torsními pružinami, jejichž tuhost c_i se nejčastěji stanovuje pomocí analytických vztahů přes tzv. redukované délky, viz např. publikace [66] a [69].

Tyto délky jsou pro výpočet praktičtější, poněvadž je lze snadno počítat. Například u předního konce klikového hřídele se stanoví redukované délky dílčích úseků, ty se sečtou, načež torsní tuhost předního konce, nebo obecně i -tého členu c_i , se vypočte z této výsledné délky $l_{\text{red}, i}$ podle vztahu:

$$c_i = \frac{G J_{\text{p, red}}}{l_{\text{red}, i}}, \quad (30)$$

kde je G modul pružnosti materiálu ve smyku a $J_{\text{p, red}}$ vyjadřuje polární moment redukovaného průřezu v krutu. Redukovaným průřezem s redukovaným průměrem D_{red} se nejčastěji volí průměr hlavního čepu. Pro plný kruhový průřez potom platí

$$J_{\text{p, red}} = \frac{\pi D_{\text{red}}^4}{32}. \quad (31)$$

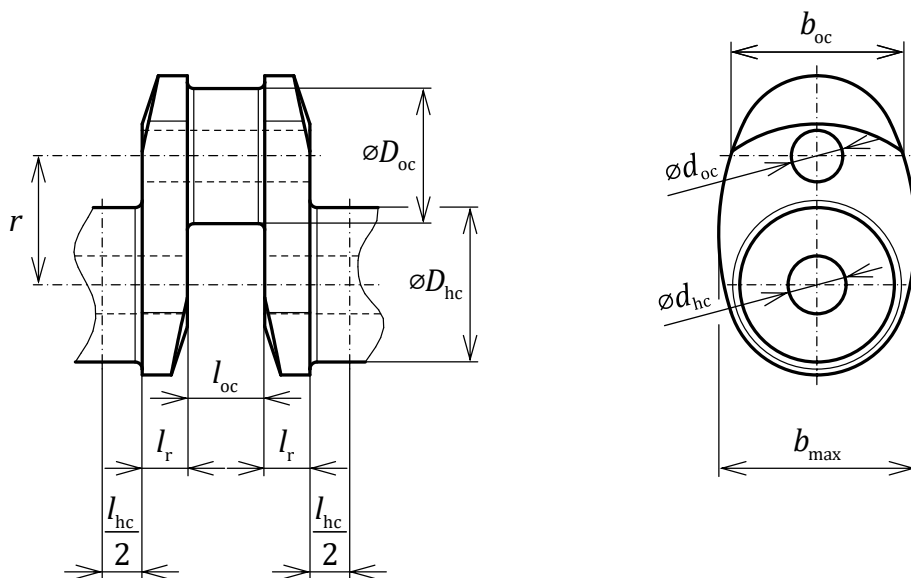
Výpočet redukované délky zalomení klikového $l_{\text{red, zal}}$ hřídele lze provést podle celé řady empirických vztahů odvozených různými autory: Timošenko, Jackson, Geiger, Ker Wilson, Föppl, Carter aj. [70]. V této souvislosti stojí za zmínku především rovnice Ker Wilsona, jenž již v roce 1935 pro redukovanou délku zalomení odvodil [71]:

$$l_{\text{red, zal}} = D_{\text{red}}^4 \left[\frac{l_{\text{hc}} + 0,4D_{\text{hc}}}{D_{\text{hc}}^4 - d_{\text{hc}}^4} + \frac{l_{\text{oc}} + 0,4D_{\text{oc}}}{D_{\text{oc}}^4 - d_{\text{oc}}^4} + \frac{r - 0,2(D_{\text{hc}} + D_{\text{oc}})}{l_r b_{\text{ram}}^3} \right], \quad (32)$$

v níž je význam jednotlivých členů zřejmý z *obr. 66*.

Šířku ramene klikového hřídele b_{ram} ve vztahu (32) lze pro oválná ramena přesněji stanovit z rovnice [70]:

$$b_{\text{ram}} = \sqrt[3]{\frac{2b_{\text{max}}^3 b_{\text{oc}}^3}{b_{\text{max}}^3 + b_{\text{oc}}^3}}. \quad (33)$$



Obr. 66 Rozměry zalomení klikového hřídele pro výpočet redukované délky, resp. torsní tuhosti

Ker Wilson publikoval rovněž vztah pro tuhost zalomení tzv. *neúplně uložených* klikových hřídelů, u nichž se hlavní čep nachází za každým druhým ojnicním čepem [71]. Tento vztah však není použitelný pro předmětný klikový hřídel s inovativní konstrukcí dutých plechových ramen.

Zde je tudíž využita i metoda konečných prvků, kdy výpočtový model klikového hřídele je uložen v modelu bloku motoru pomocí prvků COMBIN14 [62], jejichž tuhost je v tomto případě lineárně aproximována na základě výsledků MBS simulací. Prvky COMBIN14 působí mezi uzly rozhraní bloku a čepů, přičemž tyto uzly jsou s okolní strukturou vždy spojeny prostřednictvím prvků MPC184 [62].

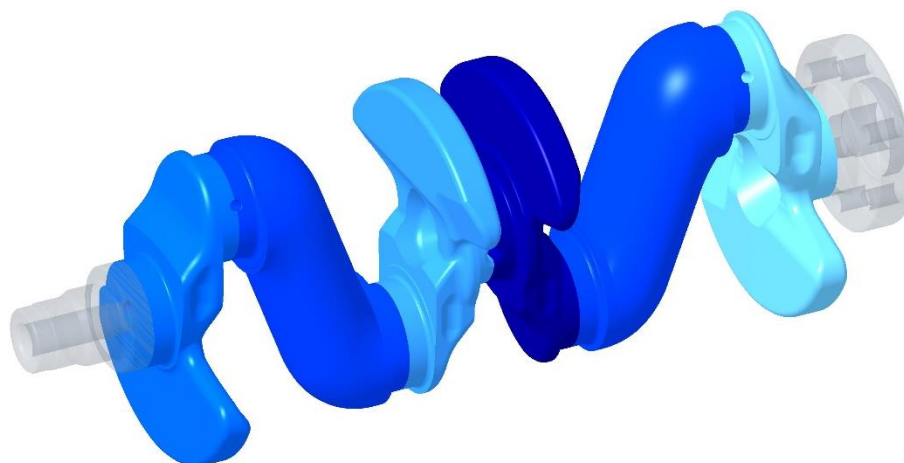
Okrajovými podmínkami jsou předepsané natočení v ose klikového hřídele na uzlu rozhraní prvního hlavního čepu a nulové natočení v ose klikového hřídele na uzlu rozhraní třetího hlavního čepu. Kromě toho musí být blok motoru na vhodných plochách upevněn.

Ze simulací získaného výsledného krouticího momentu na třetím hlavním čepu lze stanovit torsní tuhost klikového hřídele mezi prvním a třetím hlavním čepem c_{MKP} . Potom platí:

$$\frac{1}{c_{\text{MKP}}} = \frac{1}{2c_{\text{zal 1}}} + \frac{1}{c_{\text{ram}}} + \frac{1}{2c_{\text{zal 2}}} + \frac{1}{2c_{\text{zal 3}}} + \frac{1}{c_{\text{ram}}} + \frac{1}{2c_{\text{zal 4}}}, \quad (34)$$

kde $c_{zal\ 1}$ je torsní tuhost fiktivního prvního zalomení⁶, respektive dalších zalomení, a c_{ram} je tuhost úseků mezi ojnicními čepy s plechovým ramenem. Příslušné úseky, u nichž se stanovuje torsní tuhost, jsou barevně odlišeny na *obr. 67*. Pokud je torsní tuhost jednotlivých zalomení téměř stejná, lze požadovanou tuhost částí mezi ojnicními čepy s plechovým ramenem stanovit po úpravách (34) pomocí rovnice:

$$c_{ram} = \frac{2c_{MKP}c_{zal}}{c_{zal} - 2c_{MKP}}. \quad (35)$$



Obr. 67 Úseky pro stanovení dílčích torsních tuhostí klikového hřídele se třemi hlavními ložisky a zvětšenými protizávažími varianty 1,6 MPI

Pohybová rovnice volného netlumeného kmitání náhradní torsní soustavy dle *obr. 65* v maticovém zápisu má podobu:

$$\mathbf{M}\ddot{\boldsymbol{\varphi}} + \mathbf{C}\boldsymbol{\varphi} = \mathbf{0}, \quad (36)$$

v níž \mathbf{M} je matice hmotnosti (v uvažovaném případě diagonální):

$$\mathbf{M} = \begin{pmatrix} J_1 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ 0 & J_2 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & J_i & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ 0 & \cdot & \cdot & \cdot & 0 & J_n \end{pmatrix}, \quad (37)$$

$\boldsymbol{\varphi}$ je vektor zobecněných souřadnic mající předpokládané řešení:

$$\boldsymbol{\varphi} = \mathbf{a}e^{j\Omega t}, \quad (38)$$

⁶ Zalomení se v tomto případě označuje za fiktivní, poněvadž klikový hřídel se třemi hlavními ložisky obsahuje pouze jeho polovinu, viz *obr. 67*. Z tohoto důvodu je torsní tuhost této části uvažována jako dvojnásobná, viz vztah (34), vůči původnímu symetrickému zalomení dle *obr. 66*.

kde \mathbf{a} značí vektor amplitud, Ω označuje vlastní úhlovou frekvenci konkrétního tvaru kmitání, a matice tuhosti \mathbf{C} je u tohoto typu náhradní torsní soustavy pásová:

$$\mathbf{C} = \begin{pmatrix} c_1 & -c_1 & 0 & \cdot & \cdot & 0 \\ -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 & & & \cdot \\ 0 & \cdot & \cdot & \cdot & & \cdot \\ \cdot & & -c_{i-1} & c_{i-1} + c_i & -c_i & 0 \\ \cdot & & & \cdot & \cdot & -c_{n-1} \\ 0 & \cdot & \cdot & 0 & -c_{n-1} & c_{n-1} \end{pmatrix}. \quad (39)$$

Po derivaci (38), dosazení do (36) a úpravách obdržíme vztah:

$$(\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C} - \Omega^2\mathbf{E})\mathbf{a} = \mathbf{0}, \quad (40)$$

v němž \mathbf{E} označuje jednotkovou matici. Rovnice (40) svým tvarem odpovídá matematické formulaci tzv. *vlastního problému*:

$$(\mathbf{A} - \lambda_n \mathbf{E})\mathbf{x} = \mathbf{0}, \quad (41)$$

v němž \mathbf{A} je čtvercová matice, λ_n vlastní číslo a \mathbf{x} označuje vlastní vektor. Vlastní čísla matice $\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C}$ jsou tudíž rovna druhým mocninám vlastních úhlových frekvencí dynamického systému a tvary vlastního kmitání odpovídají vlastním vektorům této matice. Výpočet lze provést pro obecné dynamické systémy např. Jacobiho metodou, více viz [72].

Soustava rovnic v maticovém zápisu dle (41) je homogenní, tudíž pro vypočtenou vlastní úhlovou frekvenci daného tvaru kmitání Ω_k lze stanovit pouze vzájemné poměry jednotlivých prvků vlastního vektoru \mathbf{a}_k . Vlastní vektory tak lze normovat dle různých kritérií, např. podle matice hmotnosti apod. [72]. V případě řadových torsních soustav se často používá normování na první člen soustavy (řemenice klikového hřídele), tzn.:

$$a_{k1} = 1, \quad (42)$$

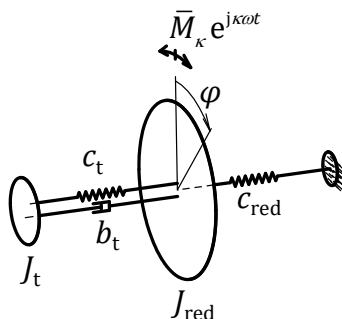
tedy \mathbf{a}_k/a_{k1} . Vlastní frekvence a tvary kmitání náhradní řadové torsní soustavy uvedené na *obr. 65* je možné stanovit také iteračním způsobem dle H. Holzera, viz [69], resp. [73], případně [66].

Pokud jsou parametry matice tuhosti \mathbf{C} související se zalomením klikového hřídele určeny s využitím Ker Wilsonova vztahu (32), u běžných vozidlových motorů dosahují i jednoduché dynamické modely dle *obr. 65* velmi dobré shody vlastní frekvence s pokročilými výpočtovými modely, viz *obr. 26*.

Např. u standardních tříválcových a čtyřválcových motorů EA211 činí rozdíl frekvence jednodužového vlastního torsního kmitání mezi uvedenými modely běžně do 1,5 %.

6.2 JEDNODUCHÝ MODEL TORSNÍHO TLUMIČE

Vliv parametrů tlumiče torsního kmitání na základní dynamický systém lze analyticky studovat na jednoduchém modelu torsního tlumiče např. v paralelním uspořádání, tzv. Kelvin-Voigt, připojenému k redukovanému modelu základního torsního systému.



Obr. 68 Redukovaný model torsního systému s jednoduchým modelem torsního tlumiče v paralelním uspořádání

Osový moment setrvačnosti kotouče redukovaného modelu J_{red} dle obr. 68 lze odvodit na základě rovnosti kinetické energie s původní náhradní torsní soustavou, z níž vyplývá:

$$J_{\text{red}} = \sum_{i=1}^n J_i a_i^2. \quad (43)$$

Potom torsní tuhost redukovaného modelu c_{red} je dána vztahem:

$$c_{\text{red}} = \Omega_1^2 J_{\text{red}}, \quad (44)$$

kde Ω_1 značí úhlovou frekvenci prvního vlastního jednouzlového kmitání původní náhradní torsní soustavy. Tuhost jednoduchého torsního tlumiče v paralelním uspořádání je účelné zapsat v komplexním tvaru:

$$\bar{c}_t = c_t + j\kappa\omega b_t, \quad (45)$$

kde c_t je torsní tuhost a b_t součinitel viskosního torsního tlumení jednoduchého modelu tlumiče, κ označuje řád harmonické složky a ω značí úhlovou budící frekvenci.

Potom lze pohybovou rovnici výpočtového modelu dle obr. 68 rozepsat v maticovém tvaru s využitím komplexních amplitud takto:

$$\left[-(\kappa\omega)^2 \begin{pmatrix} J_t & 0 \\ 0 & J_{\text{red}} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \bar{c}_t & -\bar{c}_t \\ -\bar{c}_t & \bar{c}_t + c_{\text{red}} \end{pmatrix} \right] \begin{pmatrix} \bar{\varphi}_t \\ \bar{\varphi} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ \bar{M}_\kappa \end{pmatrix}, \quad (46)$$

kde J_t a $\bar{\varphi}_t$ je osový moment setrvačnosti a komplexní amplituda úhlové výchylky tlumiče.

Symbolem \bar{M}_κ je v rovnici (46) označena komplexní amplituda budícího momentu řádu κ .

Pro řešení soustavy pohybových rovnic je vhodné zavést poměrné veličiny. Ty představuje poměrná velikost:

$$\mu = \frac{J_t}{J_{\text{red}}}, \quad (47)$$

poměrné ladění:

$$w = \frac{\sqrt{\frac{c_t}{J_t}}}{\sqrt{\frac{c_{\text{red}}}{J_{\text{red}}}}}, \quad (48)$$

poměrný útlum:

$$\gamma = \frac{b_t}{2J_t\Omega_1}, \quad (49)$$

poměr úhlových frekvencí:

$$\psi = \frac{\kappa\omega}{\Omega_1}, \quad (50)$$

poměrná amplituda redukováného systému:

$$\xi = \frac{|\bar{\varphi}|}{\varphi_{\text{stat}}}, \quad (51)$$

v níž pro statickou hodnotu úhlové výchylky redukováného modelu platí:

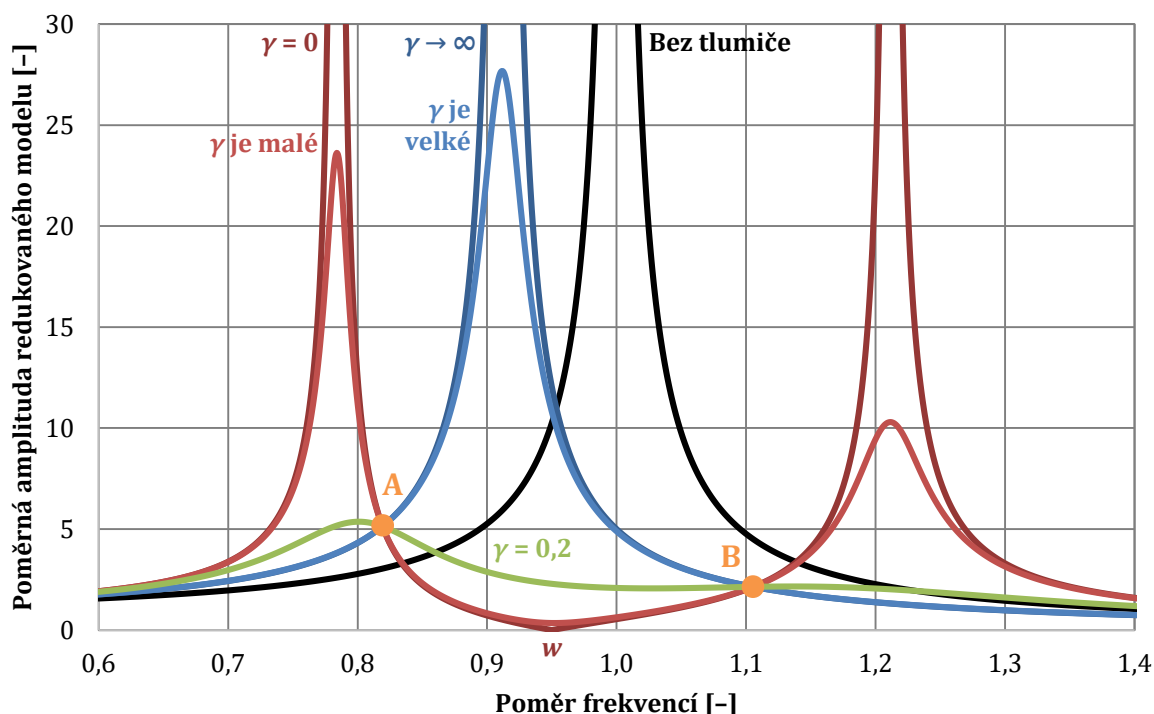
$$\varphi_{\text{stat}} = \frac{|\bar{M}_{\kappa}|}{c_{\text{red}}}. \quad (52)$$

Řešením rovnice (46) s využitím poměrných veličin po úpravách obdržíme např. vztah pro poměrnou úhlovou amplitudu redukováného modelu [66]:

$$\xi = \sqrt{\frac{(2\gamma\psi)^2 + (\psi^2 - w^2)^2}{(2\gamma\psi)^2(1 - \psi^2 - \mu\psi^2)^2 + [\mu w^2\psi^2 - (\psi^2 - 1)(\psi^2 - w^2)]^2}}. \quad (53)$$

Pomocí tohoto vztahu lze znázornit závislost křivek poměrných amplitud na poměru frekvencí např. pro poměrnou velikost tlumiče $\mu = 0,2$, konstantní poměrné ladění tlumiče $w = 0,95$ a různé hodnoty poměrného tlumení γ , viz *obr. 69*. V mezním případě $\gamma = 0$ sice amplituda redukováného modelu výrazně poklesne v okolí frekvence odpovídající poměrnému ladění, avšak v soustavě se objeví dvě resonance s teoreticky nekonečně

velkou amplitudou. To je u soustav zatížených frekvenčně proměnnými budícími účinky často nepřijatelné. Pokud naopak $\gamma \rightarrow \infty$, tlumič je pevně spojen s redukováným modelem, tudíž vlivem zvýšení momentu setrvačnosti pouze poklesne vlastní frekvence kmitání.



Obr. 69 Resonanční křivky redukováného torsního systému s jednoduchým tlumičem v paralelním uspořádání

I v případě jakékoli jiné hodnoty γ však resonanční křivky soustavy s tlumičem procházejí společnými body A a B. Souřadnice těchto bodů lze stanovit jako průsečíky resonančních křivek procházejících oběma mezními případy $\gamma = 0$ a $\gamma \rightarrow \infty$. Optimálně naladěným tlumičem se pak rozumí takový případ, kdy pořadnice těchto bodů jsou stejně velké, tudíž platí:

$$\xi_A = \xi_B, \quad (54)$$

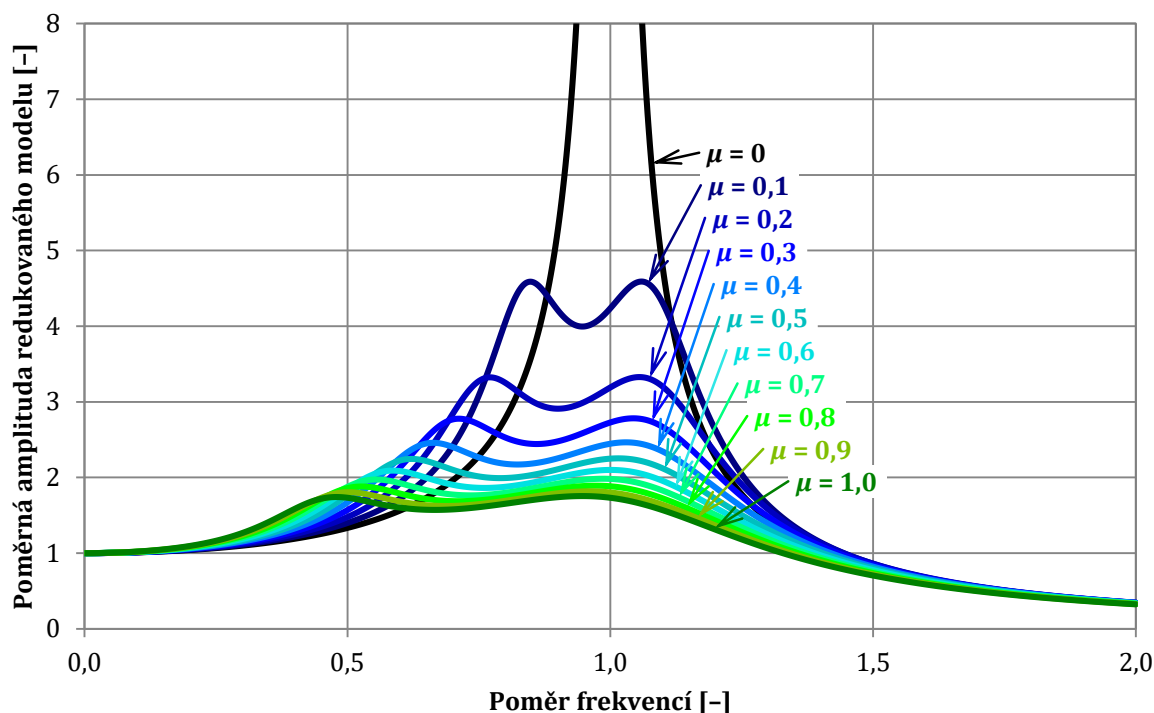
a tyto body jsou současně vrcholy (resonancemi) příslušné křivky poměrné amplitudy. Optimální ladění tlumiče je dáno rovnicí [66]:

$$w_{\text{opt}} = \frac{1}{1 + \mu}. \quad (55)$$

Pro optimální poměrný útlum lze odvodit vztah [66]:

$$\gamma_{\text{opt}} \approx \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)^3}}. \quad (56)$$

Příklad křivek poměrných amplitud redukovaného modelu s různou poměrnou velikostí tlumiče a vždy optimálním poměrným laděním i tlumením zachycuje *obr. 70*.



Obr. 70 Resonanční křivky redukovaného torsního systému s jednoduchým tlumičem v paralelním uspořádání, různou poměrnou velikostí a optimálním laděním i tlumením

Analogicky lze odvodit příslušné vztahy i pro jednoduchý model torsního tlumiče v sériovém uspořádání, tzv. Maxwell, případně i pro model s pouze viskózním členem, viz např. [74].

V praktických aplikacích, v nichž poměrná velikost tlumiče μ činí 0,1 až 0,3, však bývá obtížné dosáhnout optimálního poměrného útlumu.

Např. materiál pryžového tlumiče torsního kmitání běžně dosahuje nižšího poměrného útlumu, než by odpovídalo jeho optimální hodnotě. Nehledě k tomu, že materiálové tlumení skutečné pryže nelze přesněji aproximovat pouze viskózním modelem tlumení v širším frekvenčním rozsahu.

U skutečného klikového mechanismu se také vždy vyskytuje určité tlumení (např. vlivem tření v ložiscích apod.). To u redukovaného torsního modelu s jednoduchým tlumičem znamená, že resonanční křivky dle *obr. 69* se neprotínají přesně ve dvou společných bodech A a B, nýbrž jejich průsečíky vykazují jistý rozptyl.

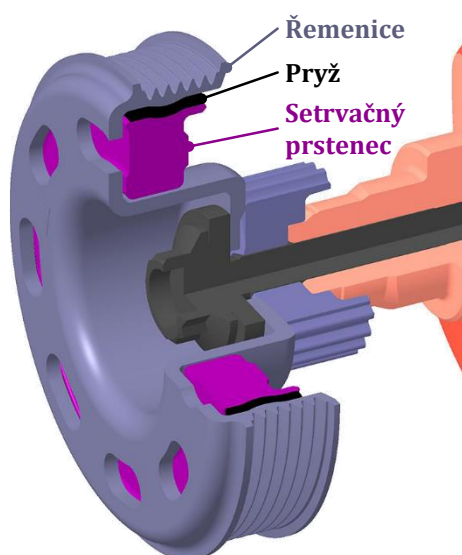
Jednoduchý model torsního tlumiče připojený k redukovanému modelu torsního systému je přesto vhodný pro rychlé posouzení vlivu parametrů torsního tlumiče na základní systém, případně pro předběžný návrh torsního tlumiče.

6.3 PRYŽOVÝ TORSNÍ TLUMIČ

Pryžový tlumič torsního kmitání bývá tvořen setrvačným prstencem, jenž je spojen s nábojem, resp. s řemenicí, prostřednictvím prstence pryžového, přičemž pryž může být ke kovovým částem navulkanisována, nebo nalisována⁷.

Na *obr. 71* je zachycen torsní tlumič s nalisovaným pryžovým členem, jenž je alternativně používán v sériové výrobě čtyřválcových motorů řady EA211. Setrvačný prstenec je v tomto případě veden výhradně pryžovým tělesem.

Dynamické chování pryže se v simulacích poměrně obtížně modeluje, jelikož je obecně závislé na amplitudě i frekvenci budících účinků a na teplotě, případně má vliv i druh a směr zatížení. Pro předběžné posouzení vlivu pryžového torsního tlumiče na dynamické chování navrženého klikového mechanismu však postačí model jednodušší.



Obr. 71 Konstrukční uspořádání pryžového torsního tlumiče sériových motorů řady EA211

6.3.1 VÝPOČTOVÝ MODEL PRYŽOVÉHO TORSNÍHO TLUMIČE

Na zvolené rozlišovací úrovni je dynamické chování pryžového torsního tlumiče modelováno hysteresečním neboli strukturálním modelem tlumení, jenž lépe odpovídá chování skutečných materiálů, viz např. [75] nebo [76], v porovnání s jednoduchým modelem Kelvin-Voigt s viskózním tlumením dle *obr. 68*.

V případě hysteresečního tlumení je sice disipovaná energie také úměrná druhé mocnině výchylky, avšak prakticky nezávislá na budicí frekvenci.

Respektive velikost tlumicího momentu je v tomto případě úměrná velikosti momentu pružného, přičemž tlumicí moment je fázově posunut o $+90^\circ$.

⁷ Tento způsob se u motorů osobních vozidel dnes používá nejčastěji z důvodu nižších výrobních nákladů.

Pohybová rovnice pro harmonické torsní kmitání s jedním stupněm volnosti a hysteresečním tlumením má podobu:

$$J\ddot{\varphi} + \frac{\chi c}{\omega}\dot{\varphi} + c\varphi = M(t), \quad (57)$$

kde χ je ztrátový součinitel. Tuto rovnici je možné přepsat do tvaru:

$$J\ddot{\varphi} + \bar{c}\varphi = M(t), \quad (58)$$

v níž pro komplexní torsní tuhost platí vztah:

$$\bar{c} = c + j\omega b = c(1 + j\chi). \quad (59)$$

Ztrátový součinitel je na úrovni dynamického modelu definován vztahem:

$$\chi = \tan \delta = \frac{\omega b}{c}, \quad (60)$$

v němž δ je ztrátový úhel, jež lze nepřímou stanovit experimentálně na základě časové prodlevy mezi napětím a poměrnou deformací, více viz např. [77]. Na úrovni materiálového modelu při torsním namáhání se ztrátový součinitel, resp. úhel, definuje jako:

$$\chi = \tan \delta = \frac{G''}{G'}, \quad (61)$$

kde G'' značí ztrátový modul ve smyku a G' modul pružnosti ve smyku. V případě viskoelastických těles při torsním namáhání je totiž definován komplexní modul pružnosti ve smyku:

$$\bar{G} = G' + jG'' \quad (62)$$

a analogicky se postupuje i při namáhání normálovém.

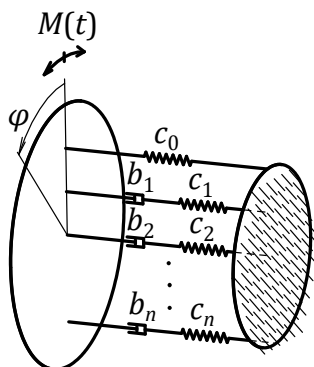
Rovnice (57) s ekvivalentním součinitelem tlumení

$$b' = \frac{\chi c}{\omega} \quad (63)$$

nedává reálné výsledky při velmi nízkých budících frekvencích, neboť ekvivalentní tlumení se blíží nekonečnu.

To ovšem pro simulace klikového mechanismu nepředstavuje problém, tudíž se využívá pro simulace ve frekvenční doméně, např. dle [69], jelikož ekvivalentní tlumení zřejmě závisí na frekvenci kmitání. V časové doméně jej však nelze použít z důvodu platnosti omezené pouze na kmitání harmonické [76].

Pro dynamické simulace v časové doméně v prostředí MBS se hysterese tlumení aproximuje reologickým modelem s Maxwellovými členy v paralelním uspořádání s pružným členem, viz *obr. 72*. Tento model je v literatuře označován jako zobecněný Maxwellův model, případně Maxwell-Wiechertův model [78], Wiechertův model [79], nebo Biotův model [75].



Obr. 72 Reologický model aproximující hysterese tlumení pro simulace v časové doméně

Komplexní torsní tuhost jednoho Maxwellova členu je definována vztahem:

$$\frac{1}{\bar{c}_i} = \frac{1}{c_i} + \frac{1}{j\omega b_i}, \quad (64)$$

jež lze s využitím pravidel pro počítání s komplexními čísly, viz [80], a po dalších úpravách zapsat v podobě:

$$\bar{c}_i = \frac{\omega^2 b_i^2 c_i}{c_i^2 + \omega^2 b_i^2} + j \frac{\omega b_i c_i^2}{c_i^2 + \omega^2 b_i^2}. \quad (65)$$

Komplexní torsní tuhost celého reologického modelu dle *obr. 72* se poté stanoví pomocí rovnice:

$$\bar{c} = c_0 + \sum_{i=1}^n \frac{\omega^2 b_i^2 c_i}{c_i^2 + \omega^2 b_i^2} + j \sum_{i=1}^n \frac{\omega b_i c_i^2}{c_i^2 + \omega^2 b_i^2}. \quad (66)$$

Tento vztah je vhodné upravit zavedením tzv. naladění Maxwellova členu:

$$\beta_i = \frac{c_i}{b_i}, \quad (67)$$

jehož jednotka odpovídá úhlové frekvenci. Pokud je budicí frekvence $\omega \ll \beta_i$, Maxwellův člen se chová téměř jako čistě viskosní tlumič, v případě $\omega \gg \beta_i$ se naopak jeví jako člen bezmála pouze pružný. Dosazením (67) do (66) obdržíme upravenou rovnici:

$$\bar{c} = c_0 + \sum_{i=1}^n c_i \left(\frac{\omega^2}{\beta_i^2 + \omega^2} + j \frac{\omega \beta_i}{\beta_i^2 + \omega^2} \right). \quad (68)$$

Frekvenci, při níž i -tý Maxwellův člen dosahuje největšího tlumicího účinku, je možné matematicky stanovit rovnicí:

$$\frac{d}{d\omega} c_i \frac{\omega \beta_i}{\beta_i^2 + \omega^2} = 0, \quad (69)$$

z níž po úpravách plyne:

$$\omega = \beta_i \quad (70)$$

Cílem je naladit jednotlivé Maxwellovy členy tak, aby v požadovaném frekvenčním rozsahu reologický model co nejlépe odpovídal hysteresečnímu tlumení materiálu.

Tento předpis lze s využitím rovnice (70) matematicky definovat jako:

$$\sum_{i=1}^n c_i \frac{\beta_s \beta_i}{\beta_i^2 + \beta_s^2} = \chi c_0 \quad \text{pro } s = 1, \dots, n, \quad (71)$$

kde β_s je úhlová frekvence, při níž s -tý Maxwellův člen vykazuje s největší tlumení, resp. v maticovém zápisu:

$$\mathbf{R}\mathbf{c} = \chi c_0 \mathbf{u}, \quad (72)$$

v němž jednotlivé prvky symetrické matice \mathbf{R} tzv. frekvenčních činitelů lze vyjádřit vztahem:

$$r_{i,s} = \frac{\beta_s \beta_i}{\beta_i^2 + \beta_s^2}, \quad (73)$$

symbol \mathbf{c} označuje sloupcový vektor neznámých parametrů c_i a \mathbf{u} je pomocný sloupcový vektor, pro jehož prvky platí:

$$u_i = 1 \quad \text{pro } i = 1, \dots, n. \quad (74)$$

Podle požadovaného frekvenčního rozsahu, v němž má reologický model aproximovat hystereseční tlumení, je třeba zvolit počet Maxwellových členů, přičemž každý člen je v rámci tohoto rozsahu naladěn na jinou frekvenci.

Pokud tyto frekvence tvoří např. geometrickou řadu dle vztahu:

$$\omega_{i+1} = q^i \omega_1 \quad \text{pro } i = 1, \dots, n-1, \quad (75)$$

kde q je kvocient geometrické řady, tak s přihlédnutím k rovnici (70) lze vztah (73) po úpravách přepsat do podoby:

$$r_{i,s} = \frac{q^{s-i}}{1 + q^{2(s-i)}}. \quad (76)$$

Na základě sestavené matice frekvenčních činitelů je řešením rovnice:

$$\mathbf{R}\boldsymbol{\theta} = \mathbf{u} \quad (77)$$

vektor $\boldsymbol{\theta}$, jehož prvky tvoří konstanty pro stanovení hledaných parametrů Maxwellových členů dle vztahu:

$$c_i = \theta_i \chi c_0, \quad (78)$$

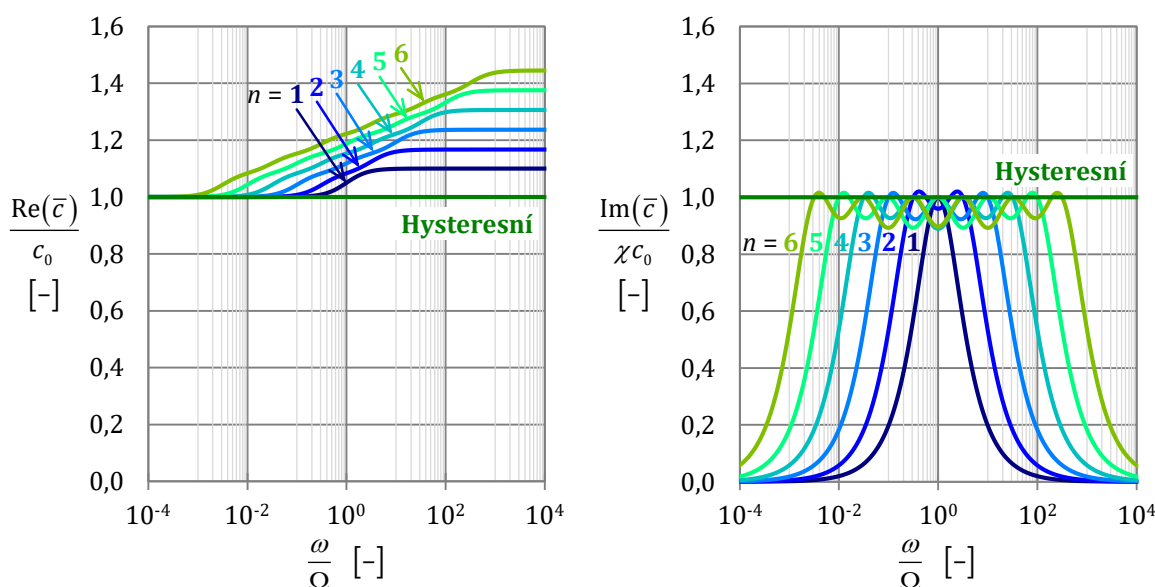
respektive:

$$b_i = \theta_i \frac{\chi c_0}{\omega_1 q^{i-1}}. \quad (79)$$

Hodnoty těchto součinitelů, universálně platných pro různý počet Maxwellových členů, lze stanovit různými metodami pro řešení soustav lineárních rovnic. Tyto hodnoty vypočtené pro 1 až 12 Maxwellových členů při kvocientu geometrické řady $q = 10$ obsahuje *Příloha 11 – tlumič torsního kmitání*. Pokud je reologický model v logaritmických souřadnicích frekvenčně vystředěn vůči vlastní frekvenci systému Ω , potom platí:

$$\omega_1 = q^{\frac{1-n}{2}} \Omega. \quad (80)$$

Takto naladěnému modelu s hodnotou ztrátového součinitele $\chi = 0,05$, kvocientem $q = 10$ a různým počtem Maxwellových členů odpovídají na *obr. 73* průběhy normované reálné části (vlevo) a normované imaginární části (vpravo) komplexní tuhosti.



Obr. 73 Porovnání normované reálné (vlevo) a imaginární (vpravo) části komplexní tuhosti aproximačního reologického modelu s modelem čistě hysteresního tlumení pro $\chi = 0,05$ a $q = 10$

Čím vyšší je počet Maxwellových členů reologického modelu, tím širší je rozsah frekvencí, kdy reologický model poměrně přesně aproximuje model čistě hysteresního tlumení.

Na druhou stranu však vzrůstá odchylka od reálné části tuhosti, a to tím více, čím větší je ztrátový součinitel.

Z tohoto důvodu se pro simulace klikového mechanismu v praxi používá nejčastěji model se třemi Maxwellovými členy.

Při zvyšování hodnot ztrátového součinitele výpočtového modelu v dynamické soustavě však vliv nárůstu odchylky od reálné tuhosti může zcela převážit nad vlivem zvyšujícího se tlumicího účinku.

Tento jev ilustruje *Příloha 11 – tlumič torsního kmitání* na příkladu simulace sériového klikového mechanismu motoru 1,6 MPI s torsním tlumičem, kde zvyšování ztrátového součinitele zvyšuje nejen rezonanční frekvenci, nýbrž dokonce i amplitudu kmitání řemenice.

Tedy přinejmenším v případě setrvačného prstence rezonančního pryžového torsního tlumiče tak může být žádoucí, aby aproximační reologický model měl co nejmenší odchylku reálné části komplexní tuhosti od čistě hysteresečního modelu tlumení ve frekvenčním okolí požadované frekvence ω_k .

Toho lze docílit stanovením korigované torsní tuhosti paralelního pružného členu, pro niž platí vztah:

$$c_{0k} = c_0 - \sum_{i=1}^n \frac{\omega_k^2 b_i^2 c_i}{c_i^2 + \omega_k^2 b_i^2}. \quad (81)$$

Dosazením vztahu (81) do rovnice (66) vznikne vztah pro korigovanou komplexní tuhost aproximačního reologického modelu:

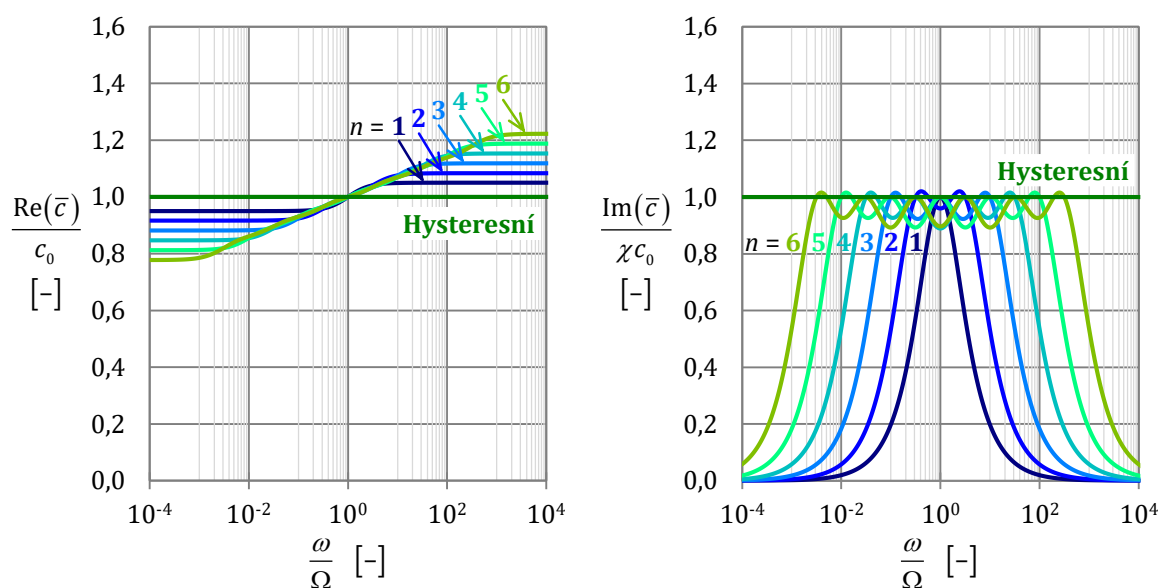
$$\bar{c}_k = c_{0k} + \sum_{i=1}^n \frac{\omega^2 b_i^2 c_i}{c_i^2 + \omega^2 b_i^2} + j \sum_{i=1}^n \frac{\omega b_i c_i^2}{c_i^2 + \omega^2 b_i^2}. \quad (82)$$

Pokud v něm však vystupují parametry Maxwellova modelu stanovené na základě původní torsní tuhosti pružného členu c_0 dle vztahů (78) a (79), imaginární část komplexní tuhosti (resp. tlumení) tohoto modelu se nezmění, avšak reálná část se posune požadovaným směrem vůči frekvenci ω_k .

Na *obr. 74* jsou zachyceny průběhy normované reálné části (vlevo) a normované imaginární části (vpravo) komplexní tuhosti se stejným naladěním jako v předchozím případě, avšak s korigovanou reálnou tuhostí pro $\omega_k = \Omega$.

Model je tak vůči vlastní frekvenci kmitání vystředěn nejen frekvenčně, nýbrž i co do velikosti odchylky reálné části.

Vliv takto upraveného výpočtového modelu na kmitání řemenice sériového klikového mechanismu 1,6 MPI opět zachycuje *Příloha 11 – tlumič torsního kmitání*. Je zřejmé, že v tomto případě se zvyšujícím se ztrátovým součinitelem klesají amplitudy úhlové výchylky v rezonanci, zatímco rezonanční frekvence celé soustavy roste pouze nepatrně.



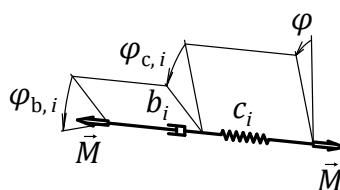
Obr. 74 Porovnání normované a korigované reálné (vlevo) a imaginární (vpravo) části komplexní tuhosti aproximačního reologického modelu s modelem čistě hysteretického tlumení pro $\chi = 0,05$ a $q = 10$

Ztrátový výkon jednoho Maxwellova členu se stanoví pomocí vztahu:

$$P_M = b_i \dot{\phi}_{b,i}^2, \quad (83)$$

v němž je význam členů zřejmý z obr. 75. Pro celý reologický model dle obr. 72 potom platí:

$$P_{celk} = \sum_{i=1}^n b_i \dot{\phi}_{b,i}^2 \quad (84)$$



Obr. 75 Jeden torsní Maxwellův člen s vnitřním stupněm volnosti

Teplotu uvnitř pryžového prvku, jež bývá pro životnost tlumiče podstatná, lze na základě ztrátového výkonu stanovit analyticky metodami, více viz [69], nebo numericky s využitím MKP, viz např. [81]. Tuto teplotu je třeba zohlednit i proto, že ovlivňuje modul pružnosti ve smyku, potažmo torsní tuhost tlumiče. Obecně definovaný vztah mezi modulem pružnosti ve smyku, což je materiálová vlastnost, a torsní tuhostí pryžového prvku má podobu:

$$G' = \frac{c_0}{S_p}, \quad (85)$$

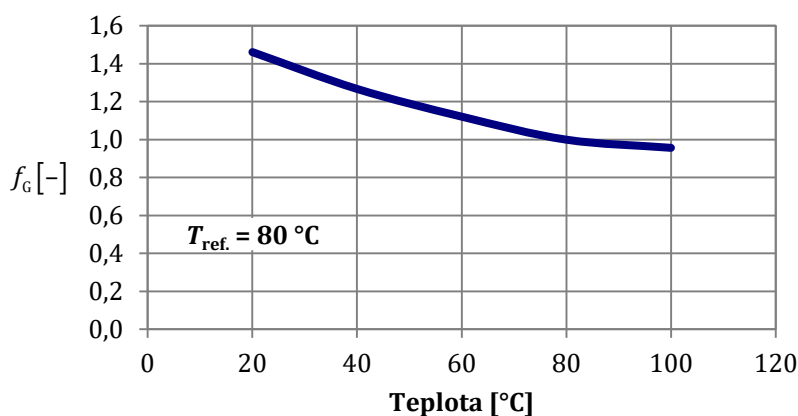
kde S_p je průřezová charakteristika závisující na tvaru a rozměrech průřezu pryžového prvku a již lze stanovit analyticky, viz [66], resp. [69].

Teplotní závislost modulu pružnosti ve smyku se zpravidla určuje experimentálně. Pro potřeby dynamických simulací se pak využívá součinitel teplotní závislosti tohoto modulu:

$$f_G = \frac{G'}{G'_{T=\text{ref.}}}, \quad (86)$$

v němž $G'_{t=\text{ref.}}$ označuje modul pružnosti ve smyku určený při referenční teplotě.

Příklad takové teplotní závislosti pro referenční teplotu 80 °C zachycuje *obr. 76*. Průběh vykazuje frekvenční nezávislost a data jsou zpracována na základě experimentu publikovaného v [82].



Obr. 76 Součinitel teplotní závislosti modulu pružnosti ve smyku (zpracováno na základě [82])

V dynamické simulaci klikového mechanismu lze následně iteračním způsobem stanovit teplotu pryžového prvku odpovídající simulovaným otáčkám a zatížení, obdobně jako v případě teploty maziva v ložiskách.

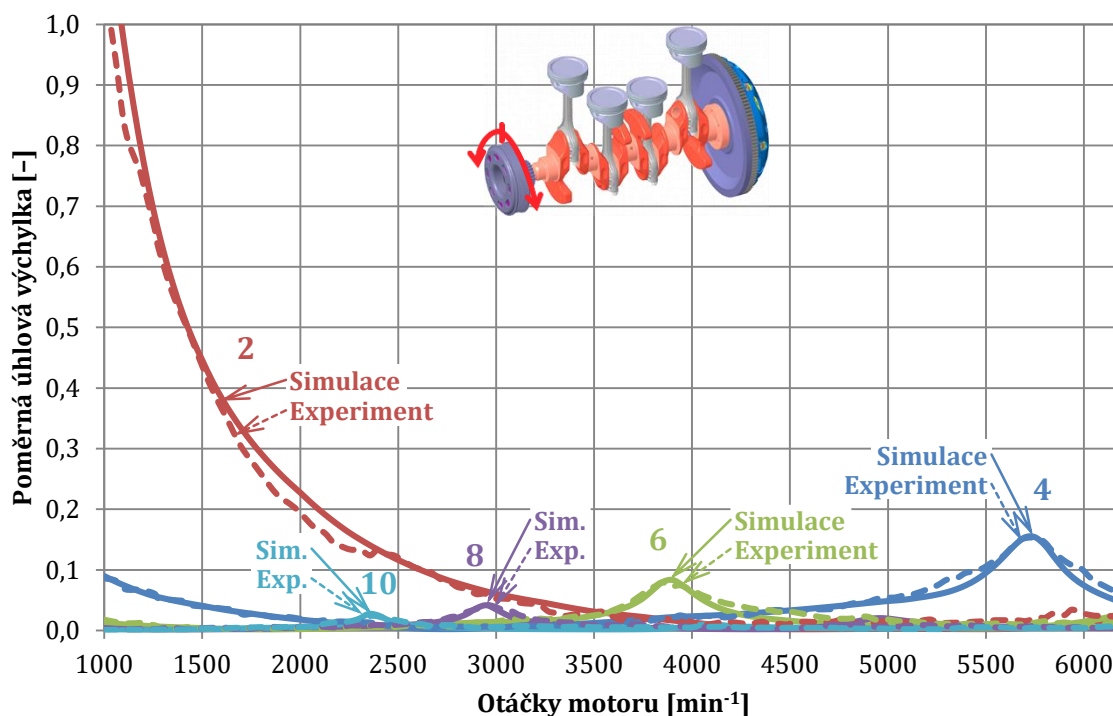
Z experimentů publikovaných např. v [82] nebo [83] mimo jiné také vyplývá, že u materiálu EPDM (terpolymer ethyleny a propyleny s nekonjugovaným dienem), případně AEM (akrylátový kaučuk) lze využít hysterese model tlumení (nezávislost ztrátového součinitele na frekvenci) a na zvolené rozlišovací úrovni zanedbat závislost ztrátového součinitele na teplotě [82].

6.3.2 VÝSLEDKY DYNAMICKÝCH SIMULACÍ S PRYŽOVÝM TORSNÍM TLUMIČEM

Úhlová výchylka torsního kmitání řemenice je i v tomto případě využita pro naladění simulačního modelu sériového klikového mechanismu motoru 1,6 MPI se sériovým pryžovým tlumičem a srovnání hlavních řádů harmonických složek zachycuje *obr. 77*.

Výpočtový model je tvořen třemi Maxwellovými členy s kvocientem $q = 10$, ztrátovým součinitelem $\chi = 0,08$, korigovanou torsní tuhostí paralelního pružného členu a teplotou pružného členu stanovenou iteračně pro různé otáčky motoru.

Měření torsního kmitání řemenice je provedeno stejně a za stejných podmínek jako v předchozích dvou případech.

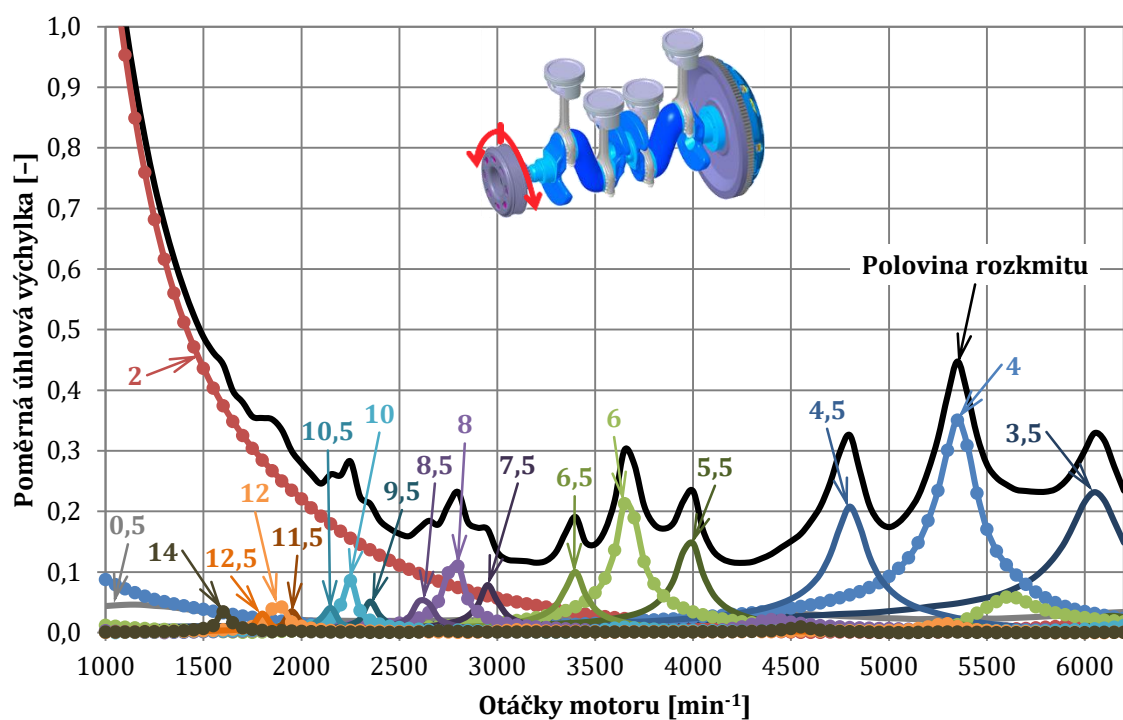


Obr. 77 Amplitudy harmonických složek úhlové výchylky řemenice klik. mechanismu s pěti hlavními ložisky motoru 1,6 MPI se sériovým pryžovým tlumičem

Při srovnání s výsledky harmonické analýsy bez tlumiče, viz obr. 56, je zřejmé, že torsní tlumič sice sníží vlastní torsní frekvenci klikového mechanismu z přibližně $29\,900\text{ min}^{-1}$ na zhruba $22\,900\text{ min}^{-1}$, tudíž se do provozního rozsahu otáček dostane i rezonance harmonické složky řádu 4, ovšem vlivem vneseného tlumicího účinku výrazně poklesnou rezonanční amplitudy. Tato amplituda řádu 4 je tak zhruba poloviční ve srovnání s původní rezonanční amplitudou řádu 6 u mechanismu bez tlumiče.

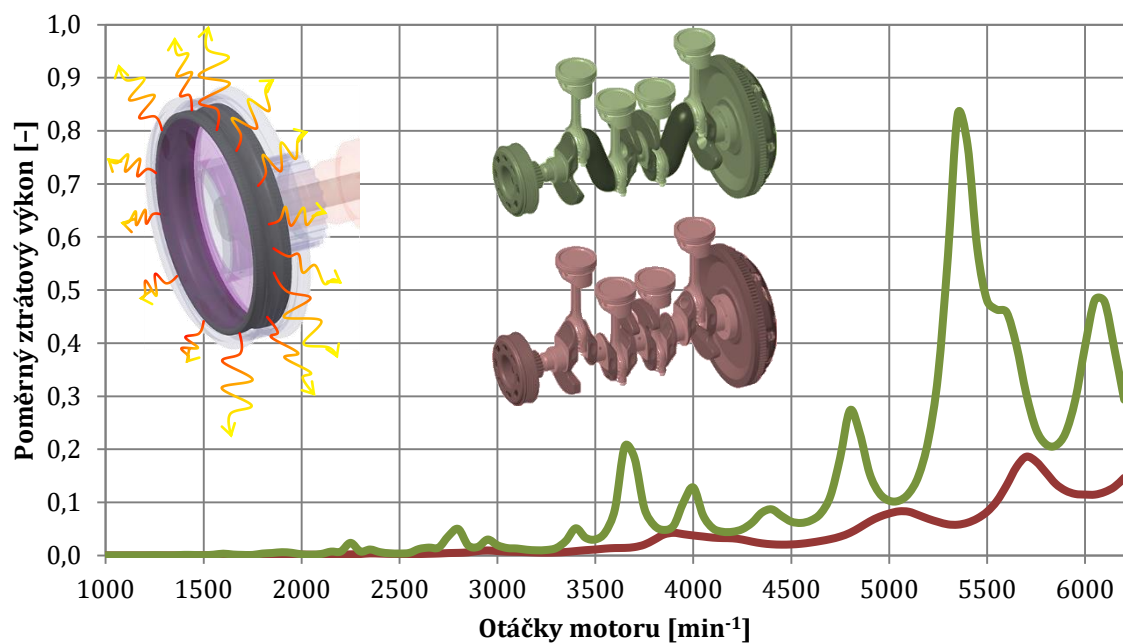
Použití sériového pryžového torsního tlumiče u varianty se třemi hlavními kluznými ložisky a sníženým zatížením prostředního hlavního ložiska sice přinese snížení torsního kmitání, ovšem nikoli dostatečně. Na obr. 78 je znázorněna harmonická analýsa poměrné úhlové výchylky řemenice, z níž vyplývá, že rezonanční amplituda řádu 4 překračuje hodnotu amplitudy řádu 6 sériového provedení bez tlumiče a k celkovému kmitání významně přispívají i blízké řády 3,5 a 4,5. Torsní deformace klikového hřídele je téměř o 36 % větší než u *pětiložiskového* provedení bez torsního tlumiče.

Vzhledem k rozdílným modálním vlastnostem obou klikových mechanismů také stejný sériový pryžový tlumič vykazuje u *pětiložiskové* varianty poměrnou velikost 0,27, dle vztahu (47), zatímco u *tříložiskového* provedení s většími protizávažími pouze 0,22.



Obr. 78 Amplitudy harmon. složek úhlové výchylky řemenice klik. mechanismu se třemi hl. ložisky a zvětšenými protizávažími motoru 1,6 MPI se sériovým pryžovým tlumičem

Sériový tlumič torsního kmitání nelze u tříložiskové varianty se zvětšenými protizávažími použít ani z důvodu překročení nejvyšší přípustné teploty pryžového prstence vlivem několikanásobně většího poměrného ztrátového výkonu, viz obr. 79.



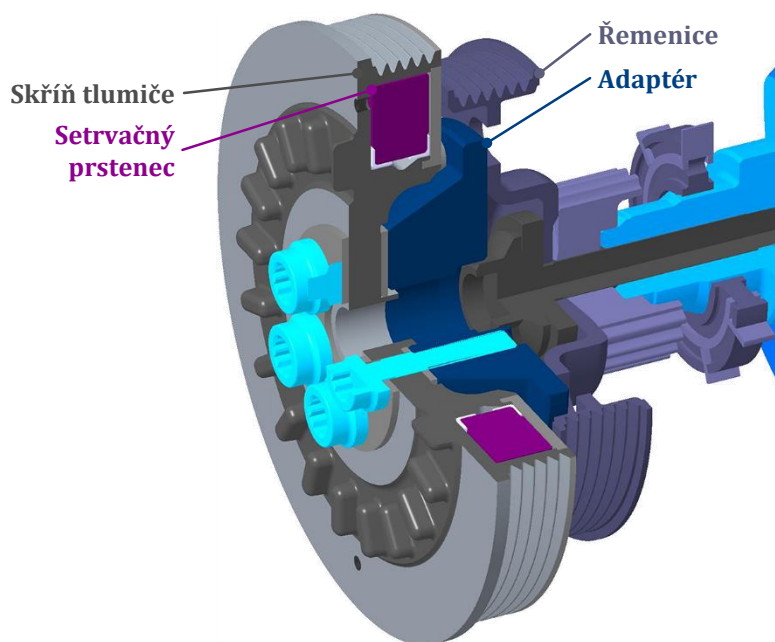
Obr. 79 Poměrný ztrátový výkon v sériovém pryžovém tlumiči

Ačkoli další simulace ukazují, že požadovaného snížení torsního kmitání za současného poklesu tepelného zatížení pryže lze dosáhnout i vhodně navrženým pryžovým tlumičem s větší poměrnou velikostí, pro funkční zkoušky klikového mechanismu se třemi hlavními ložisky je zvolen torsní tlumič viskosní. Důvodem je snaha zcela minimalizovat torsní namáhání klikového hřídele, jehož funkční vzorek dodavatel svařil s nedostatečnou kvalitou svarových spojů.

6.4 VISKOSNÍ TORSNÍ TLUMIČ

V případě viskosního torsního tlumiče, jenž se někdy označuje také jako tlumič silikonový, je energie kmitání setrvačného prstence disipována v teplo smykovým třením ve vysoce vazké kapalině, jež vyplňuje prostor mezi setrvačným prstencem a skříň tlumiče. Skříň tlumiče je uzavřena víkem často za pomoci laserového svařování. Setrvačný prstenec je ve skříni veden pomocí vodicích lišt z otěruvzdorného polymeru, např. PAI.

Žádný z motorů řady EA211 však tímto typem tlumiče vybaven není, tudíž je vybrán viskosní tlumič experimentálně využívaný jinou automobilkou. Z důvodu nekompatibility však musel být ve společnosti ŠKODA AUTO navržen adaptér umožňující montáž na původní řemenici, viz *obr. 80*. Zvětšení délky motoru i složitější montáž jsou pro funkční zkoušky přijatelné.



Obr. 80 Konstrukční uspořádání experimentálního viskosního torsního tlumiče

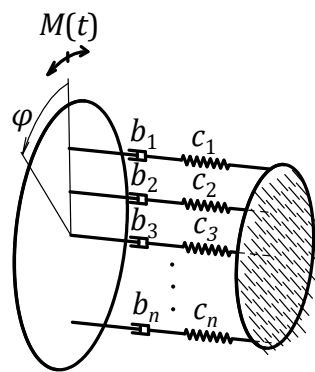
Předběžný výpočet tohoto typu tlumiče lze provést i za zjednodušujících předpokladů, kdy se mezi skříň a setrvačným prstencem uvažuje pouze tlumicí člen, více viz např. [66] nebo [74].

Další výzkum však ukázal, že i viskosní tlumič vykazuje jisté pružné vlastnosti, zejména při vyšších hodnotách viskozity použité kapaliny [69]. Tato pružnost je výhodná, poněvadž při stejné poměrné velikosti tlumiče zvyšuje jeho tlumicí účinek.

V uplynulých čtyřiceti letech se podařilo několikanásobně zvýšit kinematickou viskozitu tlumičových kapalin, a v současné době tak lze použít např. silikonovou kapalinu WACKER® AK 1 000 000 STAB, což je obchodní označení pro polydimethylsiloxan (PDMS) s kinematickou viskositou⁸ přibližně $1\,000\,000\text{ mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$ a hustotou $0,97\text{ g}\cdot\text{cm}^{-3}$ při $23\text{ }^\circ\text{C}$, více viz [84].

Parametry výpočtového modelu tlumiče s pružnou i ztrátovou složkou, respektive členy komplexního modulu pružnosti, je možné stanovit na základě rozměrů tlumiče a použité kapaliny pomocí vztahů uvedených v [69].

Pro simulace v časové doméně s periodickým nebo jiným buzením se však tento typ tlumiče nejčastěji nahrazuje reologickým modelem s Maxwellovými členy v paralelním uspořádání, jenž je znázorněn na *obr. 81*.



Obr. 81 Reologický model viskosního tlumiče pro simulace v časové doméně

Komplexní torsní tuhost tohoto modelu je možné určit podobně jako v předchozím případě, ovšem bez paralelního pružného členu, tzn.:

$$\bar{c} = \sum_{i=1}^n \frac{\omega^2 b_i^2 c_i}{c_i^2 + \omega^2 b_i^2} + j \sum_{i=1}^n \frac{\omega b_i c_i^2}{c_i^2 + \omega^2 b_i^2}. \quad (87)$$

V případě předmětného tlumiče, viz *obr. 80*, jsou k dispozici data reálné a imaginární části komplexní tuhosti od výrobce, tudíž ke stanovení parametrů reologického modelu je využita optimalizační úloha.

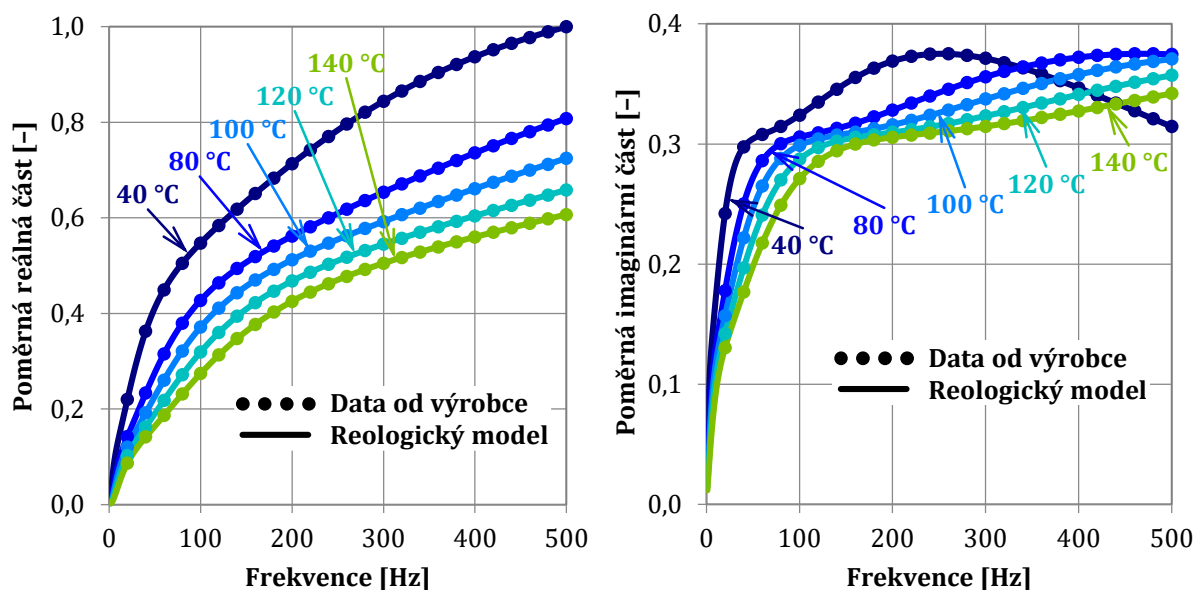
Při ní se hledají takové parametry b_i a c_i reologického modelu, aby rozdíl komplexní tuhosti mezi daty od výrobce a reologickým modelem byl minimální. Hledá se tedy minimální hodnota účelové funkce:

$$\Delta = \sum_{k=1}^{nf} \left\{ \frac{[\text{Re}(\bar{c}_{\text{data},k}) - \text{Re}(\bar{c}_{\text{model},k})]^2}{\text{Re}(\bar{c}_{\text{model},k})} + \frac{[\text{Im}(\bar{c}_{\text{data},k}) - \text{Im}(\bar{c}_{\text{model},k})]^2}{\text{Im}(\bar{c}_{\text{model},k})} \right\}, \quad (88)$$

⁸ Např. motorový olej třídy SAE 5W-30 vykazuje při stejné teplotě kinematickou viskozitu zhruba $130\text{ mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$ a hustotu $0,852\text{ g}\cdot\text{cm}^{-3}$ [85].

kde k je frekvenční krok, nf je celkový počet frekvenčních kroků, reálná a imaginární část komplexní tuhosti dat od výrobce, resp. reologického modelu jsou označeny jako $\text{Re}(\bar{c}_{\text{data},k})$ a $\text{Im}(\bar{c}_{\text{data},k})$, resp. $\text{Re}(\bar{c}_{\text{model},k})$ a $\text{Im}(\bar{c}_{\text{model},k})$.

Optimalisace je provedena s využitím gradientní metody, viz [86], s několikerým opakováním a srovnání shody reologického modelu s daty od výrobce pro různé frekvence a teploty shrnuje obr. 82. Uvedených výsledků je dosaženo pomocí reologického modelu se třemi Maxwellovými členy. tzn. s šesti hledanými parametry.



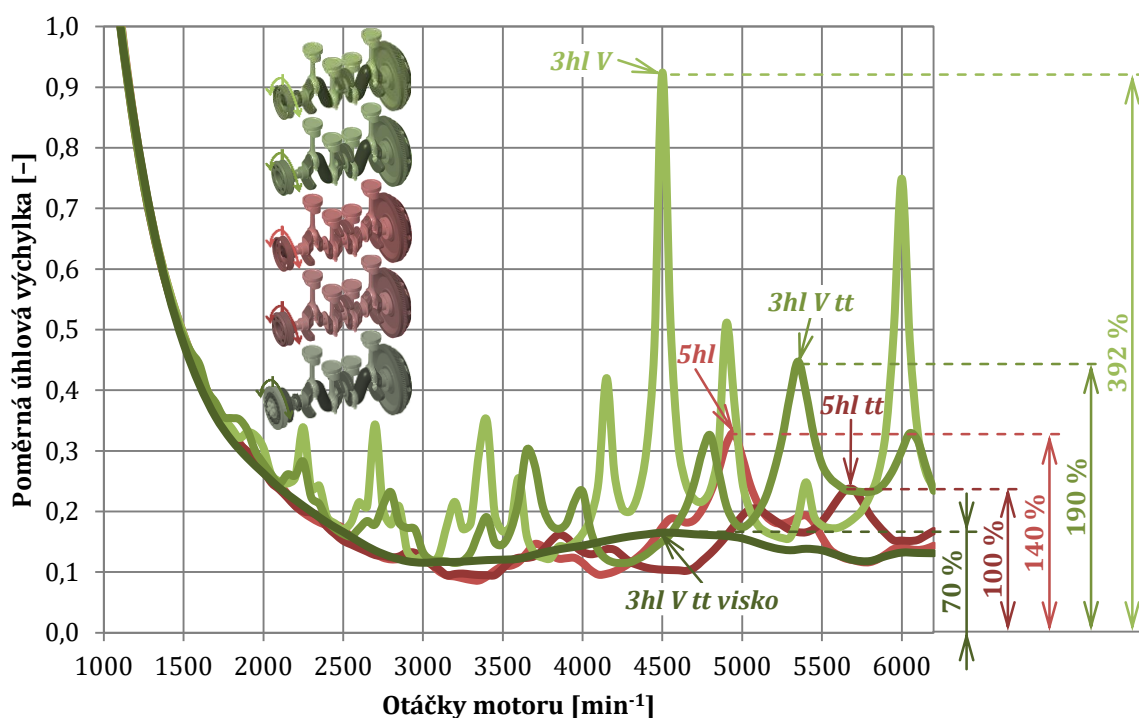
Obr. 82 Porovnání reálné (vlevo) a imaginární (vpravo) části poměrné komplexní torsní tuhosti mezi daty od výrobce a aproximačním reologickým modelem

Vliv viskosního torsního tlumiče (tt visko) na polovinu rozkmitu poměrné úhlové výchylky řemenice, resp. skříně tlumiče, spolu s dalšími variantami klikového mechanismu motoru EA211 1,6 MPI se sériovým pryžovým tlumičem (označeno tt) a bez něj zachycuje obr. 83.

Provedení se třemi hlavními kluznými ložisky je v tomto případě vždy zastoupeno variantou se sníženým zatížením prostředního hlavního ložiska, tzn. většími protizávažími ($3hl V$), jež dále snižují frekvence vlastního kmitání, resp. zhoršují torsní kmitání. Varianta bez torsního tlumiče tak dosahuje větší poměrné výchylky ve srovnání s klikovým hřídelem s menšími protizávažími, viz obr. 58.

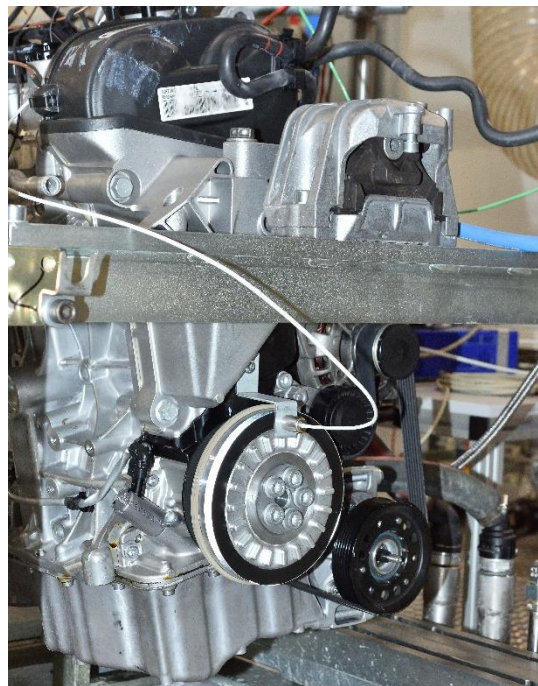
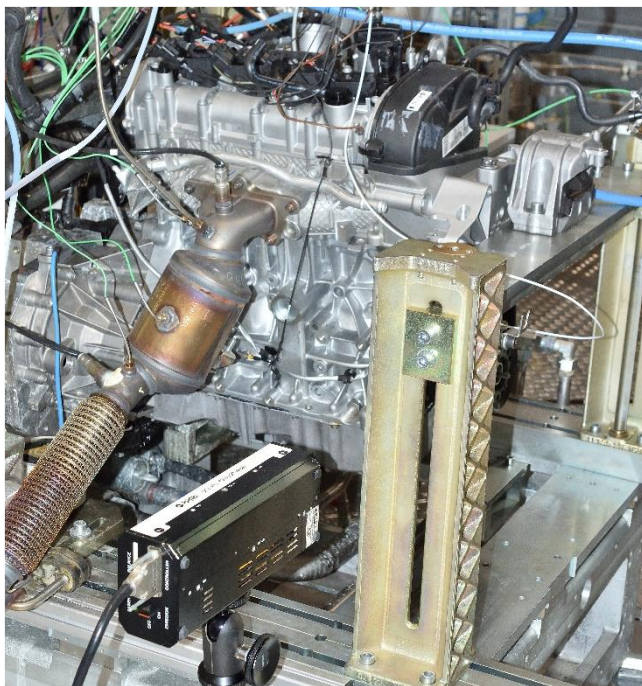
Výsledky simulací také ukazují, že viskosní torsní tlumič je schopen snížit největší úhlovou výchylku řemenice o podstatných 30 % i ve srovnání se sériovým klikovým mechanismem vybaveným sériovým torsním tlumičem ($3hl tt$).

Vinou rozměrů jeho skříně a nekompatibility zvoleného viskosního tlumiče s daným motorem je téměř zdvojnásoben moment setrvačnosti částí pevně spojených s předním koncem klikového hřídele, což má negativní vliv na redukovaný moment setrvačnosti dle rovnice (43). Tento efekt je však kompenzován poměrně značným momentem setrvačnosti torsního prstence, neboť poměrná velikost viskosního tlumiče činí 0,49.



Obr. 83 Polovina rozmitu úhlové výchylky řemenice motoru 1,6 MPI s pěti hlavními ložisky (červená) a třemi hlavními ložisky (zelená) s tlumičem a bez

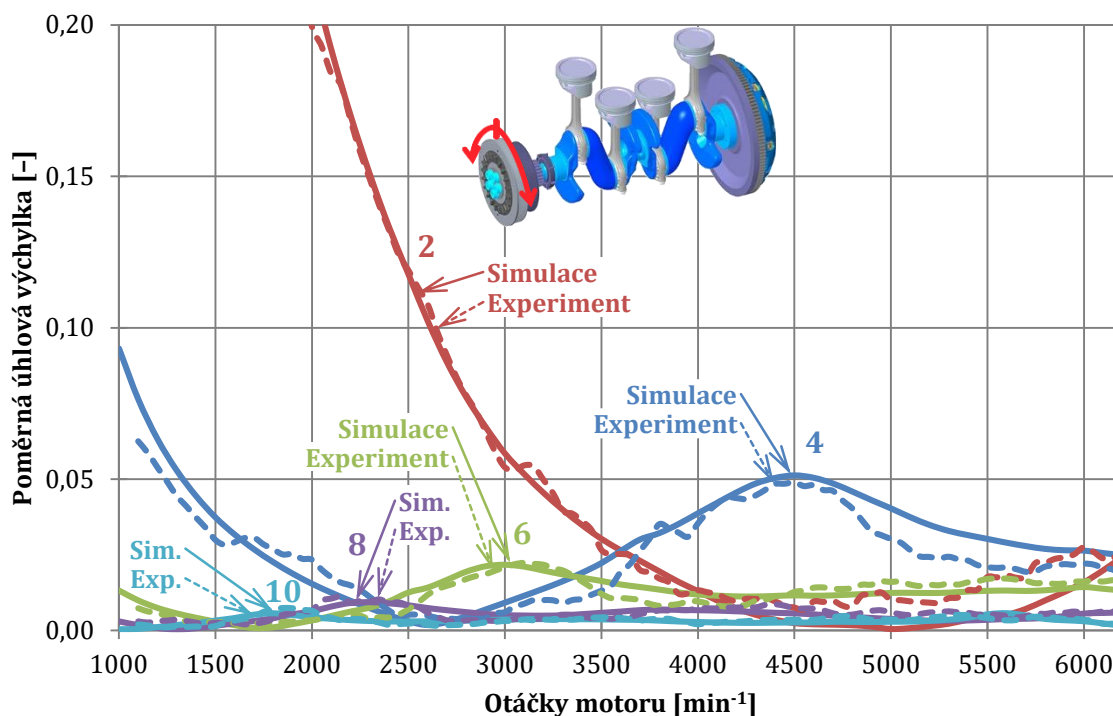
Simulační model dynamiky klikového mechanismu *tříložiskového* provedení s viskózním tlumičem je experimentálně ověřen funkčními zkouškami ve společnosti ŠKODA AUTO.



Obr. 84 Funkční zkoušky motoru 1,6 MPI se třemi hlavními ložisky a viskózním torsním tlumičem [ŠKODA AUTO]

Na *obr. 84* je vlevo zachycen motor na dynamometru ze strany výfukového potrubí s dobře patrným rotačním laserovým vibrometrem. Vpravo je pak pohled na přední konec klikového hřídele s viskosním tlumičem a snímačem teploty. Tato teplota se v celém průběhu zkoušky pohybovala hluboko pod limitem přípustným pro daný torsní tlumič.

Porovnání amplitud hlavních řádů harmonických složek úhlové výchylky skříňě viskosního tlumiče získaných simulací a experimentem znázorňuje *obr. 85*. Ve srovnání s pryžovým tlumičem jsou tyto resonance výrazně zatlumeny a k polovině rozkmitu této veličiny významněji přispívá již jen řád 3,5.



Obr. 85 Amplitudy harmonických složek úhlové výchylky skříňě experimentálního viskosního tlumiče klik. mechanismu se třemi hlavními ložisky motoru 1,6 MPI

7 ÚNAVOVÁ ŽIVOTNOST

Únavová životnost součástí klikového mechanismu při provozním zatížení se nejčastěji stanovuje výpočtem využívajícím výsledky z dynamické simulace. V praxi se však rovněž provádějí experimentální zkoušky únavové životnosti, zaměřené především na klikový hřídel.

K typicky kritickým místům z hlediska únavy patří zejména přechodové poloměry čepů klikového hřídele do ramen, vyústění mazacích kanálů v čepech nebo zápichy bloku motoru v místech uložení klikového hřídele. Klikový hřídel se třemi hlavními ložisky se však vyznačuje specifickou technologií, jež musí být rovněž zohledněna, neboť svarový spoj má obvykle nezanedbatelný vrubový účinek.

Vliv laserového svaru na pevnost materiálu byl na samotném počátku projektu nejprve experimentálně stanoven klasickými tahovými zkouškami, při nichž bylo zkušební těleso vyříznuto ze svařence plechu z litého materiálu s plechem z materiálu tvářeného. Vlastní provedení zkoušek bylo společností ŠKODA AUTO zadáno externě.



Obr. 86 Zkušební vzorky svarového spoje po tahové zkoušce [ŠKODA AUTO]

Zkušební vzorky po tahové zkoušce jsou zachyceny na obr. 86. Kromě tahových křivek bylo vyhodnocováno i místo lomu, lomová plocha a dále průběh mikrotvrdosti a struktura materiálu ve svaru a jeho okolí.

Z výsledků vyplývá, že laserový svarový spoj prakticky neovlivňuje tahovou pevnost materiálu, neboť lom nastal ve všech případech nejen mimo tento spoj, ale i mimo svarem tepelně ovlivněnou oblast, a to vždy v základním materiálu lité oceli, z níž bude vyrobena přední, střední a zadní část klikového hřídele.

7.1 SVAROVÝ SPOJ

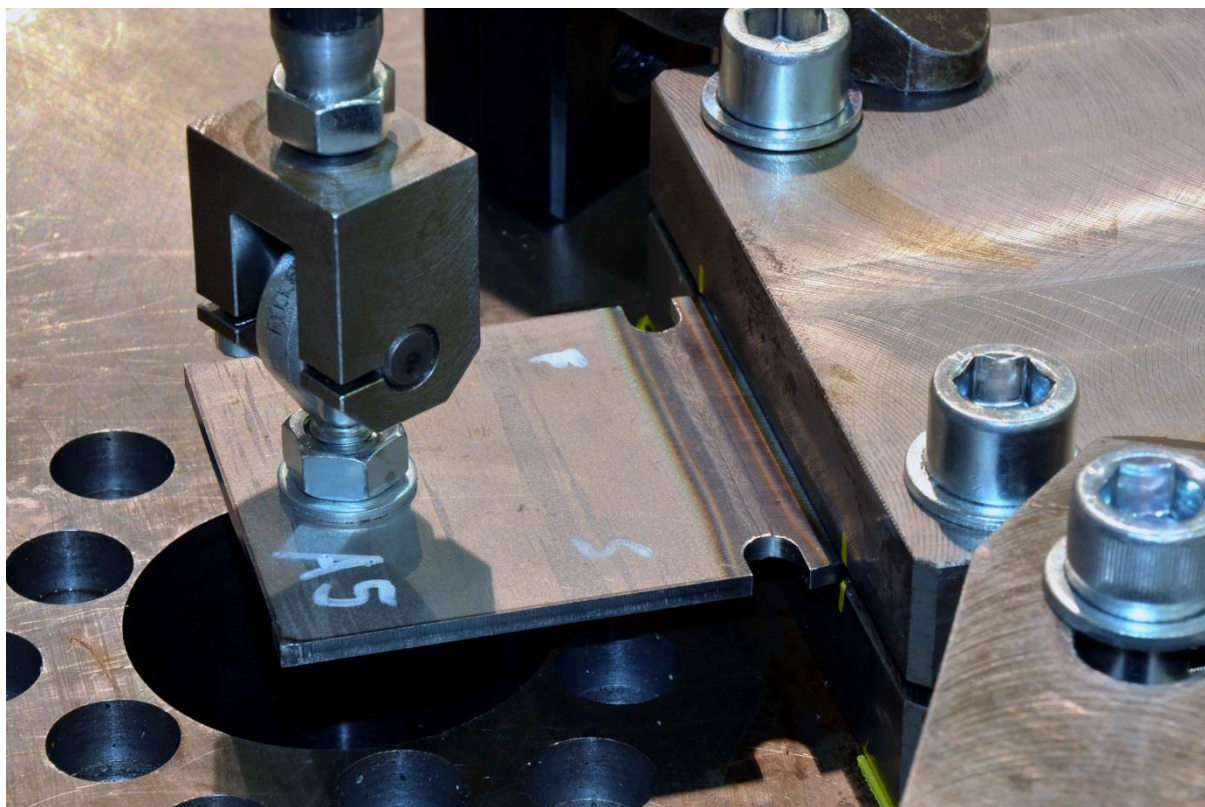
Další zkoušky svarového spoje byly již zaměřeny přímo na jeho únavovou životnost. Zkoušce byly podrobeny celkem tři druhy plechových vzorků:

- A – svařeno laserovým paprskem o průměru 0,4 mm,
- B – svařeno laserovým paprskem o průměru 0,8 mm,
- C – celistvý materiál bez svaru.

Ve všech případech se jedná o plech tloušťky 4 mm tvářený za tepla. Vzorky A a B k němu měly přivařen plech odříznutý z kruhové tyče z lité oceli a přebroušený na stejnou tloušťku.

Zkušební vzorky byly vetknuty do tuhého přípravku v rámu zatěžovacího stroje a ohybově namáhány osamělou silou se sinusovým průběhem ve střídavém symetrickém cyklu se dvěma úrovněmi zatížení o amplitudě 650 N a 800 N. Zatěžovací síla působila ve vzdálenosti 75 mm od vetknutí.

Laserový svar se nacházel 10 mm od místa vetknutí. Aby i přesto nastalo největší napětí v oblasti svaru, byly všechny vzorky opatřeny umělým vrubem právě v oblasti svarového spoje, viz *obr. 87*

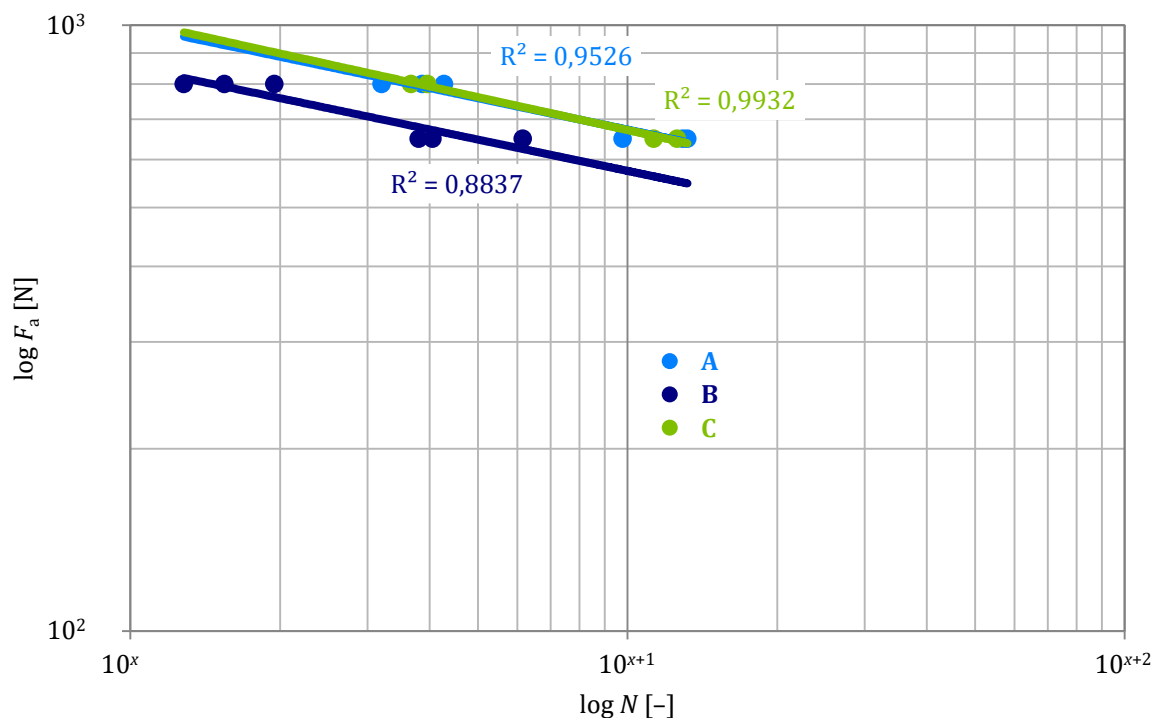


Obr. 87 Zkušební vzorek při zkoušce únavové životnosti svarového spoje [ŠKODA AUTO]

U všech svařovaných vzorků nastal lom vždy na okraji svaru na straně litého materiálu, za nějž byly vzorky upnuty. Jelikož bylo třeba zjistit, zda je tato skutečnost způsobena horšími mechanickými vlastnostmi litého materiálu, či ovlivněna způsobem upnutí, byly

další zkušební vzorky upnuty opačně, tedy vetknuty za tvářený materiál. Lom však nastal opět v materiálu litém.

Každý druh vzorku byl v experimentu zastoupen třemi kusy, aby bylo možné alespoň velmi hrubě odhadnout rozptyl v životnosti jednotlivých vzorků, a přitom udržet dobu zkoušek a náklady s nimi spojené na přijatelné úrovni. Výsledky zachycuje *obr. 88* a únavové křivky jsou získány aproximací naměřených dat exponenciální funkcí pomocí regresní analýzy.



Obr. 88 Únavové křivky zkušebních vzorků

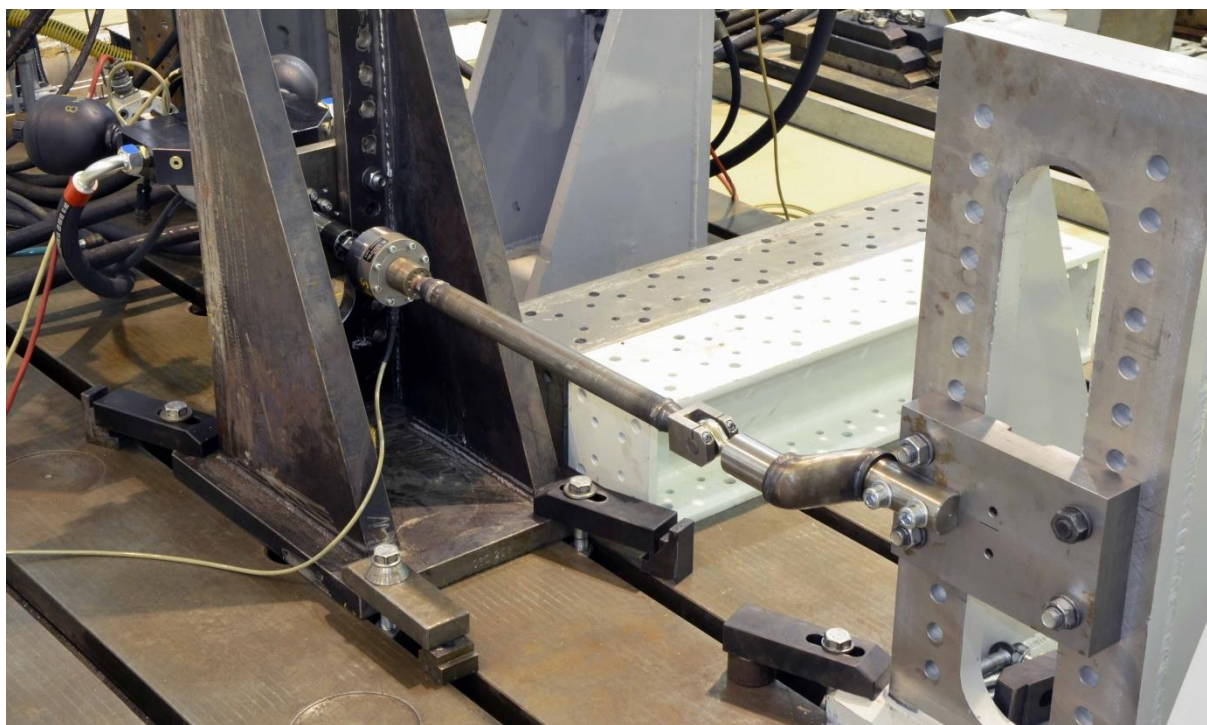
Na obrázku značí N počet cyklů do lomu a F_a amplitudu zatěžovací síly. Z průběhů je zřejmé, že vzorky svařované laserovým paprskem o průměru 0,4 mm (A) vykazují životnost srovnatelnou s celistvým materiálem (C), zatímco životnost vzorků svařených paprskem o průměru 0,8 mm (B) je již výrazně nižší. Také se ukazuje, že snížení průměru paprsku by mohlo mít pozitivní vliv i na rozptyl únavové životnosti vzorků. Ten je nejmenší u vzorků celistvých.

Na základě výše zmíněných skutečností se další technologické zkoušky provádějí se svary vytvořenými laserovým paprskem o průměru 0,4 mm.

7.2 SVAŘENEC RAMEN KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Předchozí zkoušky životnosti jednoduchého svarového spoje naznačují, že správně provedený laserový svarový spoj může dosahovat velmi dobré únavové životnosti, srovnatelné dokonce i s celistvým materiálem. Tupý svar dvou rovinných plechů však

úplně neodpovídá situaci skutečného plechového svařence ramene přivařeného následně k přírubě na ojnicím čepu.



Obr. 89 Zkušební vzorek plech. ramene při zkoušce únavové životnosti v ohybu [ŠKODA AUTO]

Dále proto proběhly zkoušky únavové životnosti zaměřené na svarový spoj mezi svařencem plechového ramene a přírubami úchytů, jež při zkouškách nahrazují ojnicí čepy. Zkoušky byly prováděny zvlášť při dvou charakteristických druzích zatížení klikového hřídele, tedy krutu a ohybu (resp. nesouosém tahu, viz obr. 89).



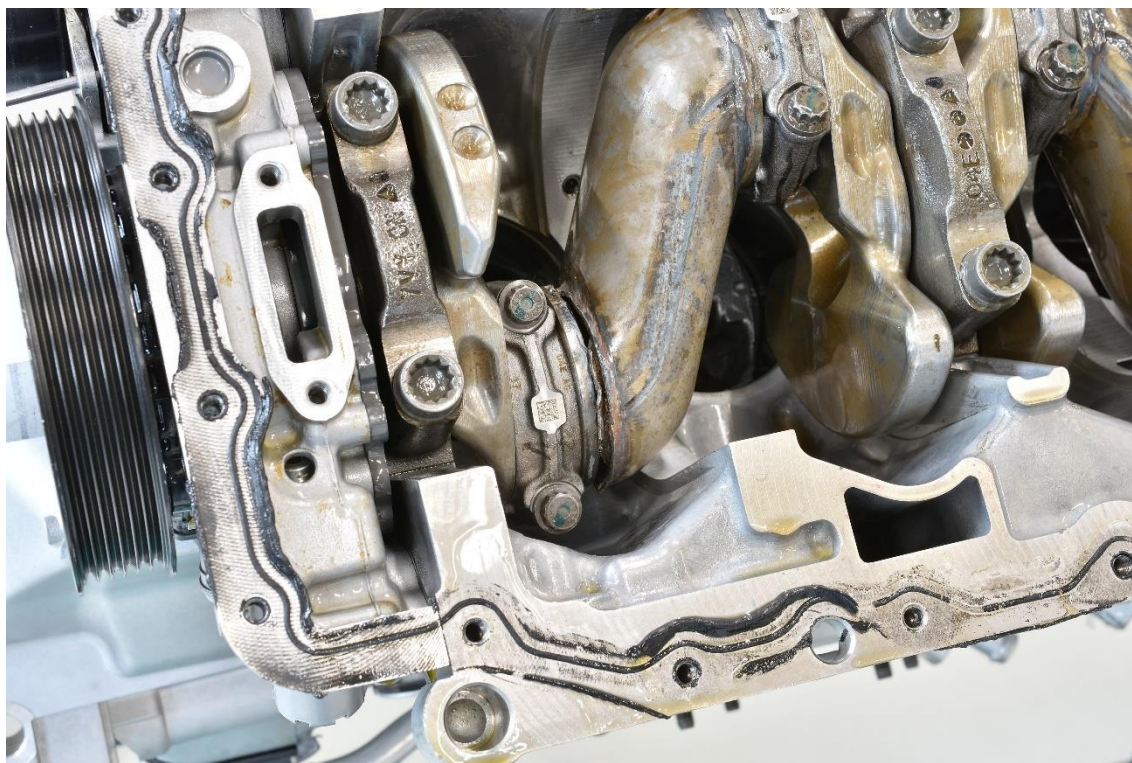
Obr. 90 Výbrus svarového spoje ramene s přírubou ojnicího čepu [ŠKODA AUTO]

Výsledky těchto zkoušek v podobě počtu cyklů do lomu opět ukázaly výraznější rozptyl svařovaných variant ve srovnání se sériovým klikovým hřídelem. Metalografické výbrusy poškozených vzorků na makroúrovni odhalily nedostatky v provedení laserových spojů, viz *obr. 90*, spočívající v nedostatečném výkonu svařovacího laseru a příliš poddajném svařovacím přípravku.

7.3 ÚPLNÝ KLIKOVÝ HŘÍDEL

Navzdory výše uvedenému bylo vyrobeno několik kusů úplných klikových hřídelů pro alespoň dílčí funkční zkoušky motoru a experimentální ověření přínosu celé koncepce. Při opakovaném měření motoru za plného zatížení však nastal očekávaný únavový lom, projevil se náhlou ztrátou parametrů motoru.

Při demontáži motoru bylo zjištěno porušení mezi plechovým ramenem a přírubou prvního ojnicního čepu, viz *obr. 91*.



Obr. 91 Únavový lom svařovaného klikového hřídele [ŠKODA AUTO]

V současné době (9/2021) je navázána spolupráce s novým externím dodavatelem svařovacích prací, jenž používá pokročilejší technologii a s laserovým svařováním má více zkušeností. Pomocí optimalisace rychlosti svařování, průměru laserového paprsku a předehřevu svařovaných dílů se podařilo o jednu třetinu snížit hodnotu největší mikrotvrdosti v oblasti svarů.

Nové provedení svarů na segmentech klikového hřídele bude možné porovnat s únavovými křivkami segmentů klikového hřídele sériového provedení, jež jsou již nyní k dispozici.

Stejné způsoby zatížení plechových ramen však budou modelovány také výpočetně, pomocí MKP, se zahrnutím změny materiálových vlastností ve svaru a jeho okolí. V navazujícím výpočtu únavové životnosti laserových spojů metodou kritické roviny řezu dle metodiky Volkswagen Group budou data ze zkoušek využita k ověření vrubového účinku svarového spoje.

Simulace dynamiky klikového mechanismu se třemi hlavními ložisky v posledním provedení poté bude podkladem pro výpočet únavové životnosti při provozním zatížení v motoru, přičemž bude možné správně posoudit nejen kritická místa běžná u standardních klikových hřídelů, nýbrž zásluhou informací o vrubovém účinku zejména samotné svarové spoje.

Posouzení shody simulace modelu dynamiky klikového mechanismu s experimentem by bylo vhodné provést rovněž pomocí poměrné deformace klikového hřídele a bloku motoru na vytipovaných místech za provozu, kdy se využívají tzv. virtuální, resp. skutečné, tensometry. Obdobný postup totiž byl úspěšně vyzkoušen již při vývoji předchozí řady motorů EA111.

8 DALŠÍ MOŽNÝ POSTUP

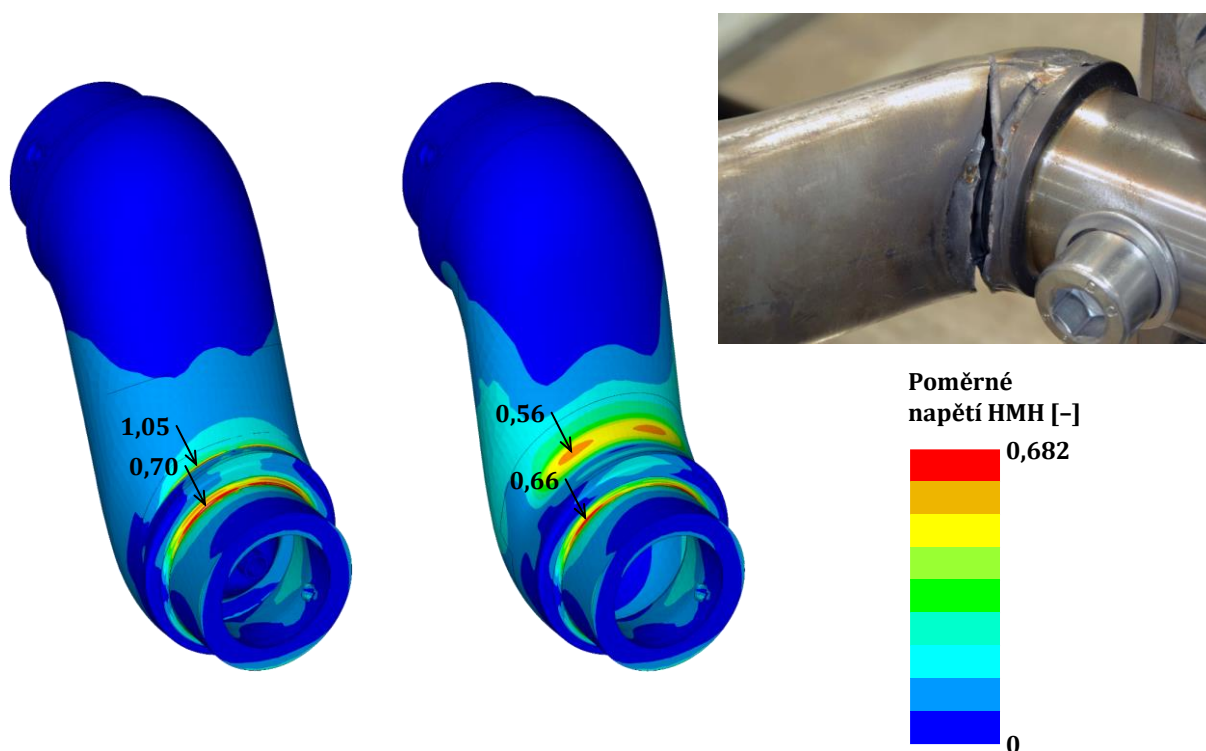
Další vývoj představeného klikového mechanismu čtyřválcového motoru se třemi hlavními ložisky a odlehčeným klikovým hřídelem by měl směřovat především ke zlepšení kvality svarových spojů, ovšem možné jsou i další úpravy v uložení klikového hřídele v bloku motoru.

8.1 ZMĚNA TVARU PLECHOVÝCH RAMEN

V samotných počátcích projektu byla zvažována i varianta plechových ramen s válcovou přírubou, jelikož toto konstrukční řešení usnadňuje laserové svařování a snižuje namáhání v oblasti svaru. Od tohoto řešení se však záhy upustilo vinou problematického tváření s dvojitým ohybem.

Podle novějších výsledků technologických simulací tváření, provedených ve společnosti ŠKODA AUTO, však pokrok v této oblasti nyní takovou konstrukci umožňuje. Proto je nově navržen klikový hřídel s tímto tvarem plechových ramen. Konstrukce do značné míry vychází z tříložiskového provedení se zvětšenými protizávažími a jejich vzájemné porovnání obsahuje *Příloha 12 – další možný postup*.

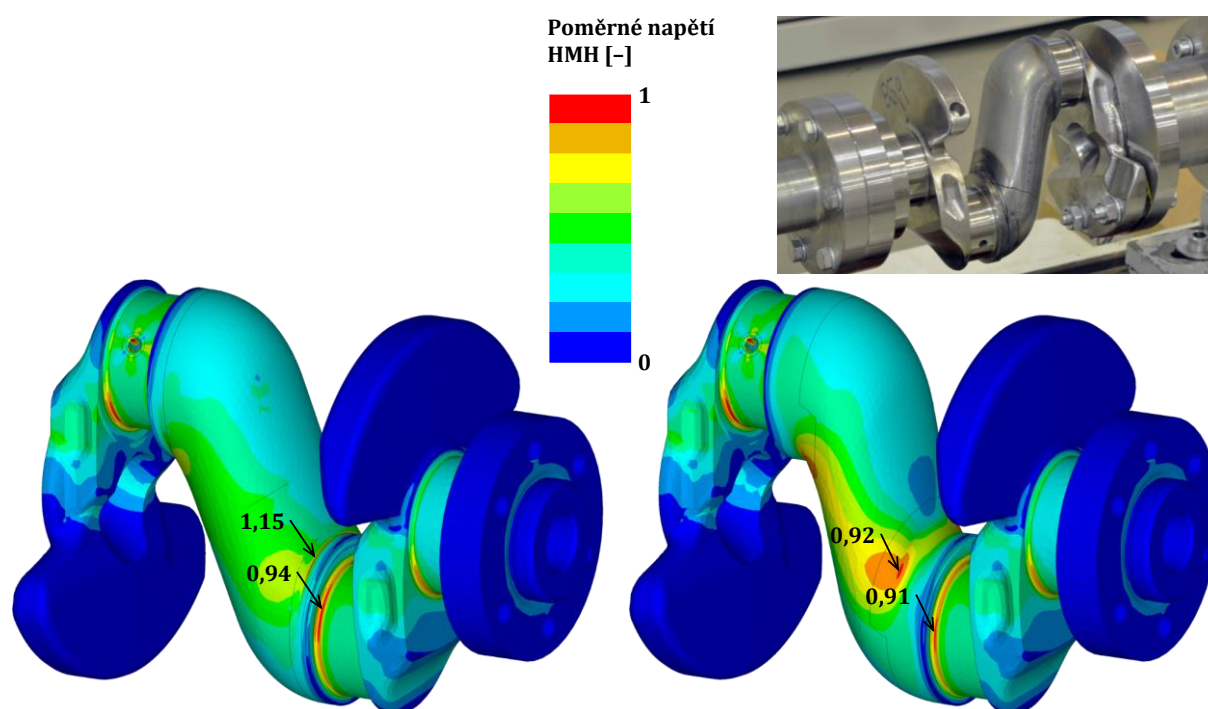
Obě varianty jsou diskretisovány s důrazem na kvalitu sítě v kritických místech, kde se vyhodnocuje napjatost. Tyto oblasti tak jsou rozděleny šestistěnnými prvky v nejméně šesti vrstvách nad sebou. Ukázky diskretisace objemu obou variant klikového hřídele také obsahuje *Příloha 12 – další možný postup*.



Obr. 92 Redukované napětí HMM při ohybu (vpravo nová varianta)

Jelikož zatím není dokončen výzkum laserových svarů, nejsou známy detailnější změny vlastnosti materiálu svaru a jeho okolí ani zbytková napětí po svařování a tváření. Proto je pro předběžné porovnání zvolen homogenní isotropní materiál v celém objemu obou variant klikového hřídele. Okrajové podmínky srovnávacího pevnostního výpočtu odpovídají zkouškám únavové životnosti a velikost zatížení zase amplitudě zátěžného cyklu.

Na *obr. 92* jsou uvedeny výsledky ohybového namáhání v podobě rozložení redukovaného napětí HMM, odhalujícího oblasti možného výskytu plastických deformací, jejichž kumulace při cyklickém zatěžování může vést ke vzniku trhlin. Výsledky napjatosti původní varianty (vlevo) v okolí svaru je třeba brát s rezervou, poněvadž na jeho hodnotu bude mít nezanedbatelný vliv také makroskopická geometrie skutečného svaru, jež byla v tomto případě zanedbána. Přesto je však zřejmé, že válcová příruba dokáže přesunout koncentraci napjatosti mimo oblast svaru, a vlivem celkově nižší tuhosti dokonce mírně sníží i namáhání přechodového poloměru ojnicního čepu do jeho příruby. Poloha nebezpečného místa odpovídá rovněž zkušenostem z únavových zkoušek.



Obr. 93 Redukované napětí HMM při krutu (vpravo nová varianta)

Situaci při namáhání krutem zachycuje *obr. 93*. Rovněž v tomto případě vede změna konstrukce ramen ke snížení největší hodnoty redukovaného napětí a jeho přesunu mimo oblast svaru. I u krutu výsledky simulací poměrně přesně ukazují místa, kde pravděpodobně vznikla a od nichž se šířila trhlina při zkouškách životnosti.

Analogicky je vyhodnoceno i první hlavní napětí obecné trojosé napjatosti, jež je nebezpečné svým vlivem na růst a následné šíření případných trhlin.

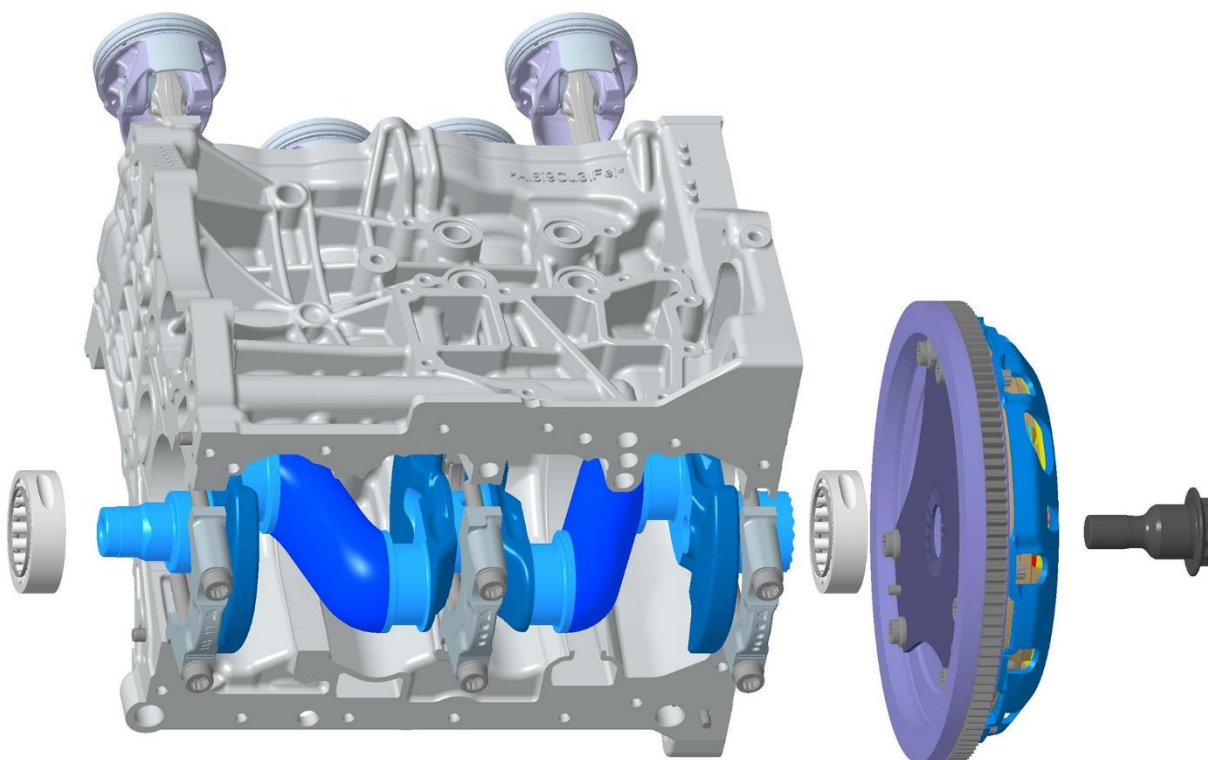
Vliv nové konstrukce ramen na napjatost klikového hřídele především ve svarech a jejich okolí je pozitivní. Změna tvaru ramen spojená s lokálním snížením tuhosti má však vliv

i na celkovou tuhost klikového hřídele, tudíž ohybová tuhost v rovině zalomení u nové varianty poklesla o 15 % a tuhost v krutu o 8 %. Tyto změny a jejich vliv na zatížení ložisek i ohybové a torsní kmitání by bylo vhodné dále posoudit pomocí simulace dynamiky klikového mechanismu.

8.2 HYBRIDNÍ ULOŽENÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Hybridním uložením klikového hřídele je v tomto případě míněno použití valivých krajních hlavních ložisek klikového mechanismu pro další snížení třecích ztrát, ovšem při zachování prostředního radiálně axiálního ložiska využitého k přívodu tlakového oleje prostřednictvím klikového hřídele k ojnicím čepům.

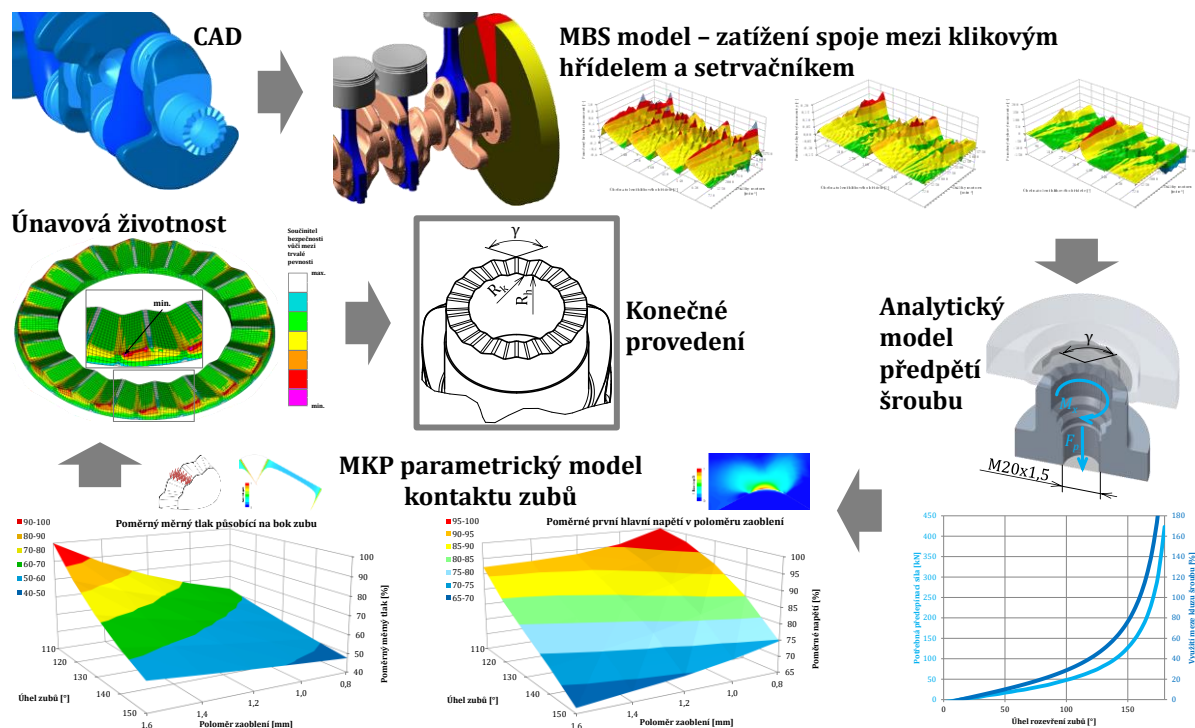
Další výhodou tohoto řešení u zkoumaného klikového mechanismu je totiž možnost použít levnější valivá ložiska s nedělenou klecí i neděleným vnějším kroužkem, jak v částečně rozloženém pohledu ukazuje *obr. 94*, čímž by se ve srovnání např. s konstrukcí FEV, znázorněnou na *obr. 7*, usnadnila montáž.



Obr. 94 Klikový mechanismus s hybridním uložením v bloku motoru

To je však podmíněno změnou ve způsobu montáže setrvačníku ke klikovému hřídeli. Z tohoto důvodu je provedena studie Hirthova ozubení s centrálním šroubem, viz *obr. 95*.

Pro tyto účely je vytvořen parametrický konstrukční model Hirthova ozubení, u nějž lze snadno měnit sklon zubové mezery a velikost poloměru zaoblení v kořeni zubu. Zátěžné účinky v podobě tří sil a tří momentů ve spoji mezi klikovým hřídelem a setrvačником pocházejí z MBS simulací dynamiky sériového klikového mechanismu bez torsního tlumiče a odpovídají otáčkám s největším rozkmitem krouticího a ohybového momentu.



Obr. 95 Studie Hirthova ozubení mezi klikovým hřídelem a setrvačníkem

Pomocí analytického modelu předepjatého šroubového spoje je stanoveno potřebné předpětí šroubu v závislosti na úhlu rozevření zubů Hirthova ozubení při zatížení určeným krouticím momentem. V dalším kroku je na základě parametrického konečněprvkového modelu kontaktu zubů vyhodnoceno první hlavní napětí v kořeni zubu a analyticky měrný tlak na boku zubu. Z těchto výsledků je vytipována pro daný účel vhodná geometrie zubu Hirthova ozubení, jež je v podobě konečněprvkového modelu podrobena výpočtu únavové životnosti metodou kritické roviny řezu.

Z dosažených výsledků vyplývá, že vytipovaná geometrie Hirthova ozubení splňuje nároky na únavovou životnost spoje mezi klikovým hřídelem a setrvačníkem, a to dokonce i v nejhorsím možném případě bez tlumiče torsních kmitů, ovšem nelze použít sériový litinový setrvačník, neboť příruba setrvačníku musí být ocelová. Toho by bylo možné využít pro konstrukční návrh setrvačníku s litinovým vnějším prstencem spojeným s ocelovým plechem, v němž by bylo přímo integrováno Hirthovo ozubení. Takový setrvačník by byl rovněž ohybově poddajný, což je v praxi občas používané řešení zlepšující akustiku pohonné jednotky.

Hybridní uložení klikového hřídele s krajními valivými ložisky s nedělenou klecí a vnějším kroužkem tudíž z hlediska montáže možné je.

ZÁVĚR

Spalovací motor, coby samostatná pohonná jednotka osobních automobilů nebo její součást, bude ve střednědobém horizontu stále nenahraditelný. Proto je třeba věnovat jeho dalšímu zdokonalování patřičnou pozornost. Jedním ze způsobů, jak dosáhnout vyšší celkové účinnosti spalovacího motoru, je snížit jeho mechanické ztráty, což se příznivě projeví ve všech režimech zatížení a otáček.

Navržený klikový hřídel umožňuje další snížení třecích ztrát, a to zhruba o jednu třetinu na hlavních ložiscích, což představuje přibližně 4% pokles středního ztrátového tlaku celého motoru při plném zatížení. Úspora hmotnosti klikového hřídele vůči sériovému provedení s obdobným tvarem vývažků činí zhruba 1,5 kg, snížení hmotnosti bloku motoru je dokonce ještě výraznější. Inovativnost celé koncepce dokládají i dva patenty udělené Úřadem průmyslového vlastnictví.

Vyčíslení celkových technologických nákladů nebylo doposud provedeno z důvodu stále probíhajícího výzkumu svařování, ovšem prozatím celá koncepce vykazuje příznivé ekonomické zhodnocení vlivem zjednodušení konstrukce bloku motoru, úspory materiálu a nižších nákladů na opracování a tepelné zpracování hlavních čepů.

Snížení počtu hlavních ložisek s sebou však přináší zvýšení vibrací motoru. Nejnebezpečnější vibrace, tedy torsní, lze velmi účinně potlačit tlumičem torsního kmitání. K tomu lze využít nejen rozměrnější a dražší viskosní tlumič, nýbrž i vhodně navržený tlumič pryžový.

Z hlediska únavové životnosti vyžadují největší pozornost svarové spoje. Od slibných výsledků na jednoduchých vzorcích, přes nedostatečnou kvalitu částí a celku klikového hřídele se nynější výzkum s novým dodavatelem opět jeví jako nadějný. Zásluhou pokroku v technologii tváření by nyní bylo možné vyrobit i ramena s válcovou přírubou pro další usnadnění procesu laserového svařování klikového hřídele.

Kromě svarů by další výzkum mohl být zaměřen i na možnost hybridního uložení klikového hřídele v bloku pomocí dvou krajních nedělených válečkových ložisek a prostředního ložiska kluzného. To by mohlo přinést další snížení třecích ztrát při snadném zachycení axiálních sil a spolehlivém rozvodu oleje k ojnicím ložiskům. Otázkou jsou celkové náklady a akustický projev takového motoru.

Poznatky doposud získané v rámci tohoto projektu z oblasti konstrukce a dynamiky klikového mechanismu i laserového svařování jsou využitelné také při vývoji sériových pohonných jednotek. To platí také pro navrženou metodiku hodnocení vlivu vnitřních momentů klikového mechanismu, výpočtového modelování pryžového torsního tlumiče nebo metodiku návrhu Hirthova ozubení.

Představený klikový hřídel nové koncepce je souhrnem svých vlastností vhodný také pro spalovací motory s nižšími měrnými výkonovými parametry a vyšším podílem mechanických ztrát, tzn. hybridní pohonné jednotky a prodlužovače dojezdu elektromobilů. V případě odvozené dvouválcové varianty je možné jeho uplatnění rovněž v konstrukci kompresorů.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] EVROPSKÁ UNIE. Nařízení Evropského parlamentu a Rady (ES) č. 443/2009, ze dne 23. dubna 2009, kterým se stanoví výkonnostní emisní normy pro nové osobní automobily v rámci integrovaného přístupu Společenství ke snižování emisí CO₂ z lehkých užitkových vozidel. In: *Úřední věstník Evropské unie L 140*. 2009, svazek 52, s. 1–15. Dostupné také z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/PDF/?uri=OJ:L:2009:140:FULL&from=ES>. ISSN 1725-5074.
- [2] EVROPSKÁ UNIE. Prováděcí nařízení Komise (EU) 2017/1152 ze dne 2. června 2017, kterým se stanoví metodika pro stanovení korelačních parametrů nezbytných pro zohlednění změny v regulačním zkušebním postupu, pokud jde o lehká užitková vozidla, a kterým se mění nařízení (EU) č. 293/2012. In: *Úřední věstník Evropské unie L 175*. 2017, ročník 60, s. 644–678. Dostupné také z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/?uri=OJ:L:2017:175:TOC>. ISSN 1977-0626.
- [3] TIETGE, U., MOCK, P., DORNOFF, J. *CO₂ emissions from new passenger cars in the European Union: Car manufacturers' performance in 2018* [online]. The International Council on Clean Transportation, ©2019 [cit. 2019-10-15]. Dostupné také z: https://theicct.org/sites/default/files/publications/ICCT_CO2_emissions_pv_EU_2018_20190806.pdf.
- [4] TIETGE, U., MOCK, P., DORNOFF, J. *CO₂ emissions from new passenger cars in Europe: Car manufacturers' performance in 2019* [online]. The International Council on Clean Transportation, ©2020 [cit. 2021-01-06]. Dostupné také z: <https://theicct.org/sites/default/files/publications/CO2-EU-update-aug2020.pdf>.
- [5] EVROPSKÁ UNIE. EVROPSKÁ AGENTURA PRO ŽIVOTNÍ PROSTŘEDÍ. Sharp decrease in CO₂ emissions of new cars in 2020. In: *EEA: Evropská agentura pro životní prostředí* [online]. 29 Jun 2021, last modified 04 Aug 2021 [cit. 2021-08-27] Dostupné z: <https://www.eea.europa.eu/highlights/sharp-decrease-in-emissions-of>.
- [6] EVROPSKÁ UNIE. Nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) 2019/631 ze dne 17. dubna 2019, kterým se stanoví výkonnostní normy pro emise CO₂ pro nové osobní automobily a pro nová lehká užitková vozidla a kterým se zrušují nařízení (ES) č. 443/2009 a (EU) č. 510/2011. In: *Úřední věstník Evropské unie L 111*. 2019, ročník 62, s. 13–53. Dostupné také z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/?uri=OJ:L:2019:111:TOC>. ISSN 1725-0626.
- [7] MORKUS, J., MACEK, J. Kam kráčíš, elektromobilito? In: *Centrum vozidel udržitelné mobility Fakulty strojní ČVUT v Praze* [online]. 09. 02. 2021 [cit. 2021-05-14]. Dostupné z: <https://www.fs.cvut.cz/verejnost/pr-media/pribehy-z-ustavu/kam-kracis-elektromobilito/>

- [8] SCHWADERLAPP, M., DOHMEN, J., HAUBNER, F., BARTHEL, R., BIWER, CH. Reducing Friction as a Means of Reducing Consumption. *MTZ worldwide* [online]. 2003, vol. 64, iss. 3 [cit. 2016-10-10], s. 24–27. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/reducing-friction-as-a-means-of-reducing-consumption/4997704?fulltextView=true>
- [9] PISCHINGER, S., KOCHANOWSKI, H. A., STEFFENS, CH., SONNEN, S., ATZLER, M. Acoustic Design of Rolling Bearings in Cranktrains. *MTZ worldwide* [online]. 2009, vol. 70, iss. 3 [cit. 2016-10-10], s. 42–48. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/acoustic-design-of-rolling-bearings-in-cranktrains/4997252?fulltextView=true>
- [10] MAASSEN, F. J., DOHMEN, J., PISCHINGER, S., SCHWADERLAPP, M. Engine Friction Reduction – Design Measures for Reduction Fuel Consumption. *MTZ worldwide* [online]. 2005, vol. 66, iss. 7–8 [cit. 2016-10-11], s. 30–33. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/engine-friction-reduction/4996442?fulltextView=true>
- [11] MAHLE, ed. *Pistons and engine testing*. 1st edition. Wiesbaden: Springer, 2012. ISBN 978-3-8348-1590-3.
- [12] KENNEDY, M., HOPPE, S., ESSER, J. Lower Friction Losses With New Piston Ring Coating. *MTZ worldwide* [online]. 2014, vol. 75, iss. 4 [cit. 2016-10-11], s. 24–28. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/lower-friction-losses-with-new-piston-ring-coating/6116918?fulltextView=true>
- [13] WERNER, M., GRAF, S., MERKLE, A., WACHTMEISTER, G. Direct Measurement of the Piston Assembly Friction. *MTZ worldwide* [online]. 2014, vol. 75, iss. 1 [cit. 2016-10-11], s. 50–57. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/direct-measurement-of-the-piston-assembly-friction/6116858?fulltextView=true>
- [14] MIAN, A. O., PARKER, D. D., WILLIAMS, B. Measured Crankshaft Bearing Oil Flow and Temperatures with a Full and Partial Groove Main Bearing. *SAE Technical Paper*. Warrendale (PA): SAE, 2000. DOI: 10.4271/2000-01-1341. ISSN 0148-7191.
- [15] BOCK, E., FRENZEL, U. K., GRAMLICH, M., HEINEMANN, J., JÄCK, T. Throttle seals for crankshaft bearings. *MTZ worldwide* [online]. 2007, vol. 68, iss. 12 [cit. 2016-10-11], s. 10–12. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/drosseldichtungen-fuer-kurbelwellenlager/4991444?fulltextView=true>
- [16] TAYLOR, C. M. *Engine Tribology*. Amsterdam: Elsevier, 1993. ISBN 0-444-89755-0.
- [17] FEDERAL MOGUL. *Glyco Engine Bearings 2017–2019* [online]. Federal-Mogul Corporation, © 2017 [cit. 2017-06-12], 1454 s. Dostupné z: https://www.drivparts.com/content/dam/marketing/emea/fmmp/ecat/EMEA_CAT_GY_BEARINGS_CATGY1601_2017-2019_EN_LQ.pdf.

- [18] SZENGEL, R., MIDDENDORF, H., MÖLLER, N., BENNECKE, H. The New Modular Gasoline Engine Platform From Volkswagen. *MTZ worldwide* [online]. 2012, vol. 73, iss. 6 [cit. 2016-10-12], s. 26–32. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/the-new-modular-gasoline-engine-platform-from-volkswagen/6116296?fulltextView=true>
- [19] BUDACK, R., WURMS, R., MENDEL, G., HEIDUK, T. The New Audi 2.0-l I4 TFSI Engine. *MTZ worldwide* [online]. 2016, vol. 77, iss. 5 [cit. 2016-10-12], s. 16–23. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/the-new-audi-2-0-l-i4-tfsi-engine/10037202?fulltextView=true>
- [20] KLÜTING, M., LANDERL, C. The new BMW inline six-cylinder spark-ignition engine, Part I: Concept and construction. *MTZ worldwide* [online]. 2004, vol. 65, iss. 11 [cit. 2016-10-12], s. 2–5. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/the-new-bmw-inline-six-cylinder-spark-ignition-engine/4996074?fulltextView=true>
- [21] GUSH, B., FLEISS, M., BARON-OXBERRY, S., HUMPRIES, J., SEIPEL, T. Heritage, technology, torque: The all-new 6 ¾ l-V8 turbo engine for the Bentley Mulsanne. *MTZ worldwide* [online]. 2009, vol. 70, iss. 11 [cit. 2016-10-13], s. 4–13. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/heritage-technology-torque-the-all-new-6-l-v8-turbo-engine-for-t/4992012?fulltextView=true>
- [22] BAUMANN, M., WASSERBACH, T., SCHMIDT, R., LAUER, F. The New Six-Cylinder Naturally Aspirated Boxer Engine from Porsche. In: ECKSTEIN, L., PISCHINGER, S., HEETKAMP, M., MÜLLER, J., eds. *28th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2019*. Aachen: RWTH Aachen University, Institute for Automotive Engineering, 2019, s. 79–97. ISBN 978-3-00-060311-2.
- [23] TIEMANN, C., ORLOWSKY, K., STEFFENS, C., BICK, W. Wälzlagerung im Verbrennungsmotor, ein effektiver Weg zur Verbrauchsreduktion. In: PISCHINGER, S., WALLENTOWITZ, H., eds. *14. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2005*. Aachen: RWTH Aachen University, Institut für Kraftfahrzeugwesen, 2005, s. 1–14.
- [24] WAGNER, M., BARRABAS, S. DLC-Besichtigung von Motorkomponenten. *ATZ extra* [online]. 2009, vol. 14, iss. 9 [cit. 2016-10-14], s. 54–61. ISSN 2195-1489. Dostupné z: <https://link.springer.com/article/10.1365/s35778-009-0322-3>
- [25] DONNET, CH., ERDEMIR, A. *Tribology of Diamond-Like Carbon Films – Fundamentals and Applications*. New York: Springer, 2008. ISBN 978-0-387-30264-5.
- [26] MS MOTORSERVICE INTERNATIONAL. *Product information: Engine bearings with polymer coating*. Neuenstadt: Rheinmetal Automotive AG, ©2015 [cit. 2016-10-15]. Dostupné z: https://www.ms-motorservice.com/fileadmin/media/MAM/PDF_Assets/Engine-bearings-with-polymer-coating_475912.pdf

- [27] MAHLE. *Coated engine bearings for boundary lubrication conditions*. Stuttgart: MAHLE GmbH, ©2011.
- [28] UEHARA, S., CORDEIRO COSTA, S. M., DA SILVA PRAÇA, M. S., DOS SANTOS FERREIRA, M. New Polymeric Coated Engine Bearings for Marginal Lubrication Conditions. *SAE Technical Paper*. Warrendale (PA): SAE, 2011. DOI: 10.4271/2011-36-0189. ISSN 0148-7191.
- [29] KALOGIANNIS, K., DESAI, P., MIAN, O., MAINWARING, R. Simulated Bearing Durability and Friction Reduction with Ultra-Low Viscosity Oils. *SAE Technical Paper*. Warrendale (PA): SAE, 2018. DOI: 10.4271/2018-01-1802. ISSN 0148-7191.
- [30] STEINPARZER, F., BRÜNER, T., SCHWARZ, CH., RÜLICHE, M. The New BMW Three- and Four-cylinder Gasoline Engines. *MTZ worldwide* [online]. 2014, vol. 75, iss. 6 [cit. 2018-10-16], s. 14–21. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/the-new-bmw-three-and-four-cylinder-gasoline-engines/6116966?fulltextView=true>
- [31] JELDEN, H., PELZ, N., HAUßMANN, H., KLOFT, M. The Plug-in Hybrid Drive of the VW Passat GTE. *MTZ worldwide* [online]. 2015, vol. 76, iss. 9 [cit. 2018-10-16], s. 16–23. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/the-plug-in-hybrid-drive-of-the-vw-passat-gte/6117258?fulltextView=true>
- [32] KAHRSTEDT, J., ENGLER, H. J., DORENKAMP, R., JAUNS-SEYFRIED, S. The Modular Diesel Engine System from Volkswagen. *MTZ worldwide* [online]. 2012, vol. 73, iss. 12 [cit. 2018-10-16], s. 18–25. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/the-modular-diesel-engine-system-from-volkswagen/6116462?searchResult=28.polymer%20coating&searchBackButton=true&fulltextView=true>
- [33] MACEK, J., SUK, B. *Spalovací motory I*. 1. vyd. Praha: ČVUT Praha, 1996. ISBN 80-01-00919-X.
- [34] CHLUPÁČ, M. *Historie motorů Laurin & Klement a Škoda*. I. díl 1899–1948. Týnec nad Sázavou: Moto Public pro společnost ŠKODA AUTO, 2020. ISBN 978-80-906693-6-9.
- [35] SHABANA, A. A. *Dynamics of Multibody Systems*. 3rd edition. Cambridge: Cambridge University Press, 2005. ISBN 978-0-521-85011-7.
- [36] MOURELATOS, Z. P. A crankshaft system model for structural dynamic analysis of internal combustion engines. *Computers and Structures*. 2001, vol. 79, iss. 20–21, s. 2009–2027. DOI: 10.1016/S0045-7949(01)00119-5. ISSN 0045-7949.
- [37] CONTECS. *SIMDRIVE 3D Help System*. Berlin: CONTECS Engineering Services, ©2017. Verze 8.17.7.1.

- [38] MSC.SOFTWARE. *ADAMS Help*. Newport Beach (CA): MSC Software Corporation, ©2019. Verze Adams 2019.2.
- [39] NOVOTNÝ, P. *Virtual Engine – A Tool for Powertrain Development*. Habilitační práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008.
- [40] FEV. *Virtual Dynamics Help*. Aachen: FEV Software and Testing Solutions GmbH, ©2019. Verze Virtual Dynamics 2019.2.
- [41] AVL. *AVL Excite Power Unit Version 2010 Users Guide*. Graz: AVL List GmbH, ©2011.
- [42] NOVOTNÝ P., PÍŠTĚK V. New Efficient Methods for Powertrain Vibration Analysis. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, Journal of Automobile Engineering*. London: SAGE Publications, 2010, vol. 224, no. 5, s. 611–629. DOI: 10.1243/09544070JAUTO1277. ISSN 0954-4070.
- [43] MILÁČEK, S. *Modální analýza mechanických kmitů*. Dotisk prvního vydání. Praha: ČVUT Praha, 1996. ISBN 80-01-00872-X.
- [44] EWINS, D. J. *Modal Testing: Theory, Practice and Application*. Second edition. Baldock: Research Studies Press, 2000. ISBN 0-86380-218-4.
- [45] MILÁČEK, S. *Měření a vyhodnocování mechanických veličin*. Vydání první. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001. ISBN 80-01-02417-2.
- [46] KUCHAR, P. *Řešení pevnosti dynamicky namáhaných dílů spalovacích motorů*. Praha, 2007. Disertační práce. Česká zemědělská univerzita v Praze, Technická fakulta, Katedra vozidel a pozemní dopravy. Vedoucí práce Jaroslav Matějka.
- [47] REYNOLDS, O. On the Theory of Lubrication and its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil. *Philosophical Transaction of the Royal Society of London*. 1886, vol. 177, s. 157–234.
- [48] VENNER, C. H., LUBRECHT, A. A. *Multilevel Methods in Lubrication*. 1st edition. Amsterdam: Elsevier, 2000. ISBN 978-0-7506-7836-4.
- [49] EBRAT, O., MOURELATOS, Z. P., VLAHOPOULOS, N., VAIDYANATHAN, K. Oil Film Dynamic Characteristics for Journal Bearing Elastohydrodynamic Analysis Based on a Finite Difference Formulation. *SAE Technical Paper*. Warrendale (PA): SAE, 2003. DOI: 10.4271/2003-01-1669. ISSN 0148-7191.
- [50] STACHOWIAK, G. W., BATCHELOR, A. W. *Engineering Tribology*. 3rd edition. Burlington (Massachusetts): Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005. ISBN 978-0-7506-7836-4.
- [51] GOHAR, R. *Elastohydrodynamics*. 2nd edition. London: London Imperial College Press, 2001. ISBN 0-444-50503-2.

- [52] BUKOVNIK, S., DÖRR, N., ČAIKA, V., BARTZ, W. J., LOIBNEGGER, B. Analysis of diverse simulation models for combustion engine journal bearings and the influence of oil condition. *Tribology International*. 2006, vol. 39, iss. 8, s. 820–826. DOI: 10.1016/j.triboint.2005.07.023. ISSN 0301-679X.
- [53] PATIR, N., CHENG, H. S. An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication. *Journal of Lubrication Technology*. 1978, vol. 100, iss. 1, s. 12–17. DOI: 10.1115/1.3453103.
- [54] MARŠÁLEK, O. *Advanced methods for the solution of journal bearing dynamics*. Brno, 2015. Disertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Pavel Novotný.
- [55] GREENWOOD, J. A., TRIPP, J. H. The Contact of Two Nominally Flat Rough Surfaces. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. 1970, vol. 185, no. 1, s. 625–633. DOI: 10.1243/PIME_PROC_1970_185_069_02.
- [56] EGBERS, C., GORENZ, P., SCHMIDT, M., WOLF, C. 3-D CFD simulation of the lubrication film in a journal bearing. *MTZ worldwide* [online]. 2015, vol. 76, iss. 7–8 [cit. 2016-10-20], s. 40–46. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/3-d-cfd-simulation-of-the-lubrication-film-in-a-journal-bearing/6117226?fulltextView=true>
- [57] MAGNA. *FEMFAT User manual*. Steyr: Engineering Center Steyr GmbH & Co KG, ©2012. Verze FEMFAT 5.0 MAX.
- [58] ORTJOHANN, T., REBBERT, M., MASSSEN, F., ROBERS, M. 3D-Durability Analysis of Crankshafts via Coupled Dynamic Simulation including Modal Reduction. *SAE Technical Paper*. Warrendale (PA): SAE, 2006. DOI: 10.4271/2006-01-0823. ISSN 0148-7191.
- [59] MERKER, G. P., SCHWARZ, C., TEICHMAN, R., eds. *Combustion Engines Development: Mixture Formation, Combustion, Emissions and Simulation*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2012. ISBN 978-3-642-02951-6.
- [60] EVROPSKÁ HOSPODÁŘSKÁ KOMISE ORGANIZACE SPOJENÝCH NÁRODŮ. *UN Vehicle Regulations – Addendum 82: Regulation No. 83, Rev. 5*. Ženeva: The United Nations Economic Commission for Europe, 2015 [cit. 2016-10-19]. Dostupné také z: <http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29regs/R083r5e.pdf>
- [61] EN 10267. *Ferritic-pearlitic steels for precipitation hardening from hot-working temperatures*. Brusel: Comité Européen de Normalisation, 1998. 18 s.
- [62] ANSYS. *ANSYS 13.0 Help*. Canonsburg (PA): ANSYS Inc., ©2013. Verze ANSYS 13.0.
- [63] MEDINA, A., CURTO-RISSE, P., HERNÁNDEZ, A. C., GUZMÁN-VARGAS, L., ANGULO-BROWN, F., SEN A. S. *Quasi-Dimensional Simulation of Spark Ignition Engines*:

- From Thermodynamic Optimization to Cyclic Variability*. London: Springer, 2014. ISBN 978-1-4471-5288-0.
- [64] TŮMA, J. *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Praha: Sdělovací technika, 1997. ISBN 80-901936-1-7.
- [65] MATĚJOVSKÝ, V., NĚMEC, K. J., NOVÁK, K. *Spalovací motory III*. Dotisk. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 1988.
- [66] Kolektiv autorů VÚNM a ČKD. *Naftové motory čtyřdobé*. 1díl. Druhé vydání. Praha: SNTL – Státní nakladatelství technické literatury, 1962. L123-B3-IV-41/2490.
- [67] ASCHER, U. M., PETZOLD, L. R. *Computer Methods for Ordinary Differential Equations and Differential-Algebraic Equations*. Philadelphia: Society for Industrial and Applied Mathematics, 1998. ISBN 0-89871-412-5.
- [68] SPORLEDER, J., ALT, M., JOHNNEN, T. The Efficient Gasoline Engines in the New Opel Astra K. *MTZ worldwide* [online]. 2016, vol. 77, iss. 2 [cit. 2016-10-22], s. 28–33. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/the-efficient-gasoline-engines-in-the-new-opel-astra-k/7372898?fulltextview=true>
- [69] HAFNER, K. E., MAASS, H. *Torsionschwingungen in der Verbrennungskraftmaschine*. Wien, Berlin: Springer, 1985. ISBN 978-3-7091-7468-5.
- [70] NESTORIDES, E. J. *A Handbook on Torsional Vibration*. B.I.C.E.R.A. Cambridge: Cambridge University Press, 1958.
- [71] KER WILSON, W. *Practical Solution of Torsional Vibration Problems*. Vol. 1, London: Chapman Hall, 1942.
- [72] BREPTA, R., PŮST, L., TUREK, F. *Mechanické kmitání*. Praha: Sobotáles, 1994. Technický průvodce, sv. 71. ISBN 80-901684-8-5.
- [73] HOLZER, H. *Die Berechnung der Drehschwingungen und ihre Anwendung im Maschinenbau*. Berlin, Heidelberg: Springer, 1921. ISBN 978-3-662-24228-5.
- [74] PÍŠTĚK, V., ŠTĚTINA, J. *Pevnost a životnost*. 1. vydání. Brno: Nakladatelství Vysokého učení technického v Brně, 1993. ISBN 80-214-0474-4.
- [75] CAUGHEY, T. K. *Vibration od dynamic systems with linear hysteretic damping (linear theory)*. Proceedings of the Fourth U.S. National Congress of Applied Mechanics. 1962, s. 87–97.
- [76] GENTA, G. *Vibration Dynamics and Control*. New York: Springer, 2009. ISBN 978-0-387-79579-9.
- [77] LAKES, R. *Viscoelastic Materials*. New York: Cambridge University Press, 2009. ISBN 978-0-521-88568-3.

- [78] GUTIERREZ-LEMINI, D. *Engineering Viscoelasticity*. New York: Springer, 2014. ISBN 978-1-4614-8138-6.
- [79] BRINSON, H. F., BRINSON, L. C. *Polymer Engineering Science and Viscoelasticity: An Introduction*. Second Edition. New York: Springer, 2015. ISBN 978-1-4899-7484-6.
- [80] REKTORYS, K. et al. *Přehled užití matematiky*. Vydání třetí. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1973. L11-E1-II-5/11 696/I.
- [81] MENDES, A. S., MEIRELLES, P. S., ZAMPIERI, D. E. Analysis of torsional vibration in internal combustion engines: modelling and experimental validation. *Proceeding of the Institution on Mechanical Engineers, Part K, Journal of Multi-body Dynamics*. London: SAGE Publications, 2008, vol. 222, no. 2, s. 155–178. DOI: 10.1243/14644193JMBD126. ISSN 1464-4193.
- [82] 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. *Mechanism and Machine Theory*. Oxford: Elsevier, 2019, vol. 142, December. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2019.103583. eISSN 1873-3999.
- [83] ARIB REJAB, M. N., ABDUL SHUKOR, S. A., MOHD SOFIAN, M. R., INAYAT HUSSAIN, J., I., NAZIRAH, A., ASYRAF, I. Evaluation of the effectiveness of elastomeric mount using vibration power flow and transmissibility methods. *Journal of Physics: Conference Series*. Bristol (UK): IOP Publishing, 2017, vol. 908, s. 12034. DOI: 10.1088/1742-6596/908/1/012034. ISSN 1742-6588.
- [84] WACKER. WACKER® AK 1 000 000 STAB: Linear Silicone Fluids [online]. München: Wacker Chemie AG, © 2021, most recent change: 16.07.2021 [cit. 2021-09-06]. Dostupné z: <https://www.wacker.com/h/en-us/medias/WACKER-AK-1-000-000-STAB-en-2021.07.16.pdf>
- [85] EXXON MOBIL. Mobil 1™ 5W-30: Advanced Full Synthetic Engine Oil. *Mobil* [online]. ©2003–2021 [cit. 2021-09-09]. Dostupné z: <https://www.mobil.com/en/lubricants/for-personal-vehicles/our-products/products/mobil-1-5w-30/>
- [86] LASDON, L. S., WARREN, A. D., JAIN, A., RATNER, M. Design and Testing of a Generalized Reduced Gradient Code for Nonlinear Programming. *ACM Transactions on Mathematical Software*. New York: Association of Computing Machinery, 1978, vol. 4, issue 1, s. 34–50. DOI: 10.1145/355769.355773. ISSN 0098-3500.

PUBLIKACE AUTORA K TÉMATU DISERTAČNÍ PRÁCE

- [A1] ŠKODA AUTO. *Klikový hřídel spalovacího motoru a způsob výroby klikového hřídele*. KUBÍČEK, J., DRÁPAL, L., SLOVÁK, M., BRANKOV, I., Příhl.: 2019-04-12. IPC: F16C3/10, F16C3/14, F16C3/22, B21D51/16, B21D13/02. Česká republika. Patentový spis, CZ 308882B6. 2021-06-23. Dostupné také z: <https://isdv.upv.cz/doc/FullFiles/Patents/FullDocuments/308/308882.pdf>.
- [A2] ŠKODA AUTO. *Klikový hřídel spalovacího motoru a způsob výroby klikového hřídele*. KUBÍČEK, J., DRÁPAL, L., SLOVÁK, M., BRANKOV, I., Příhl.: 2019-04-12. IPC: F16C3/10, F16C3/14, F16C3/22, B21D51/16, B21D13/02. Česká republika. Patentový spis, CZ 308883B6. 2021-06-23. Dostupné také z: <https://isdv.upv.cz/doc/FullFiles/Patents/FullDocuments/308/308883.pdf>.
- [A3] DRÁPAL, L., VOPAŘIL, J. Design Concept of a Crankshaft for Reduction of Main Bearings Power Losses and a Deep Skirt Engine Block Load. In: MAGA, D., ŠTEFEK, A., BŘEZINA, T., eds. *Proceedings of the 2018 18th International Conference on Mechatronics – Mechatronika (ME) 2018*. Brno: Brno University of Technology, 2018, s. 533–536. ISBN 978-80-214-5543-6.
- [A4] DRÁPAL, L., VOPAŘIL, J. Investigation of torsional vibration of an innovative crank train concept for a four-cylinder engine. In: JANOŠKO, I., KOSIBA, J., eds. *KOKA 2018 Scientific Proceedings*. Nitra: Publishing Centre of Slovak University of Agriculture in Nitra, 2018, s. 73–78. ISBN 978-80-552-1880-9.
- [A5] DRÁPAL, L., VOPAŘIL, J. Investigation of an Engine Block Load by means of Crank Train Rotating Parts. In: RAGULSKIS, M., ed. *Vibroengineering PROCEDIA*. Kaunas: JVE International, 2018, vol. 18, s. 117–122. ISSN 2345-0533.
- [A6] DRÁPAL, L., NOVOTNÝ, P. Torsional vibration analysis of crank train with low friction losses. *Journal of Vibroengineering*. Kaunas: JVE International, 2017, vol. 19, iss. 8, s. 5691–5701. DOI: 10.21595/jve.2017.17876. ISSN 1392-8716.
- [A7] DRÁPAL, L., VOPAŘIL, J. Torsional Vibration of Unconventional Crankshaft in Four-cylinder Passenger Car Engine. In: OSTAČEVIČIUS, V., ed. *Transport Means 2017 Proceedings of the 21st International Scientific Conference*. Kaunas: Kaunas University of Technology, 2017, s. 699–703. ISSN 1822-296X.
- [A8] DRÁPAL, L. Influencing of Engine Block Load by Means of Crankshaft Design. In: SCHOLZ, C., ed. In: *Sborník přednášek KOKA 2017*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2017, s. 161–169. ISBN 978-80-7494-354-6.
- [A9] DRÁPAL, L., ŠOPÍK, L. Influence of Crankshaft Counterweights upon Engine Block Load. In: OSTAČEVIČIUS, V., ed. *Transport Means 2016 Proceedings of the 20th International Scientific Conference*. Kaunas: Kaunas University of Technology, 2016, s. 809–814. ISSN 1822-296X.
- [A10] DRÁPAL, L., ŠOPÍK, L., VOPAŘIL, J. Investigation of Torsional Vibration of Unconventional Crank Train. In: RAGULSKIS, M., ed. *Vibroengineering PROCEDIA*. Kaunas: JVE International, 2016, vol. 7, s. 31–36. ISSN 2345-0533.

- [A11] DRÁPAL, L., NOVOTNÝ, P. Design and Simulation of Progressive Crank Train. In: OSTAČEVIČIUS, V., ed. *Transport Means 2015 Proceedings of the 19th International Scientific Conference*. Kaunas: Kaunas University of Technology, 2015, s. 240–243. ISSN 1822-296X.
- [A12] DRÁPAL, L., NOVOTNÝ, P., PÍŠTĚK, V. Dynamic Simulation of Progressive Crank Train. In: JABŁOŃSKI, R., BŹEZINA, T., eds. *Advanced Mechatronics Solutions: Advances in Intelligent Systems and Computing*. Cham: Springer, 2015, s. 207–212. DOI: 10.1007/978-3-319-23923-1. ISBN 978-3-319-23921-7.
- [A13] DRÁPAL, L., NOVOTNÝ, P., MARŠÁLEK, O., RAFFAI, P., PÍŠTĚK, V. A Conceptual Study of Cranktrain with Low Friction Losses. *MECCA – Journal of Middle European Construction and Design of Cars*. Praha: Czech Technical University in Prague, 2013, vol. XI, no. 2, s. 6–11. DOI: 10.2478/MECDC-2013-0007. ISSN 1214-0821.
- [A14] DRÁPAL, L., NOVOTNÝ, P., PÍŠTĚK, V., MARŠÁLEK, O. Computational Modelling of a Progressive Cranktrain. In: *Proceedings of the International Scientific Conference on MMK 2013*. Hradec Králové: Magnanimitas, 2013, vol. IV, s. 3616–3625. ISBN 978-80-87952-00-9.
- [A15] DRÁPAL, L., NOVOTNÝ, P., PÍŠTĚK, V., MARŠÁLEK, O. Advanced Crankshaft for Low Power Losses. In: STODOLA, J., ŠTASTNÝ, J., VALIŠ, D., NEUMANN, V. *MONOGRAPH Deterioration, Dependability, Diagnostics*. Brno: University of Defence, 2013, s. 229–236. ISBN 978-80-7231-939-8.
- [A16] DRÁPAL, L., NOVOTNÝ, P., MARŠÁLEK, O., RAFFAI, P., PÍŠTĚK, V. Progressive Cranktrain with Low Friction Losses. In: POLCAR, A., JUKL, M., DOSTÁL, P., eds. *Proceedings of the XLIV. International Scientific Conference of the Czech and Slovak University Departments and Institutions Dealing with the Research of Internal Combustion Engines – KOKA 2013*. Brno: Mendel University in Brno, 2013, s. 174–183. ISBN 978-80-7375-801-1.
- [A17] DRÁPAL, L., NOVOTNÝ, P., MARŠÁLEK, O., RAFFAI, P., PÍŠTĚK, V. Methods of Enhancing Mechanical Efficiency of Cranktrain. In: *Setkání uživatelů MSC.Software s.r.o. 2013*. Brno: MSC.Software, 2013, s. 144–156. ISBN 978-80-260-4173-3.
- [A18] NOVOTNÝ, P., MARŠÁLEK, O., KNOTEK, J., DRÁPAL, L. Computational approaches for slide bearing modelling. In: RŮŽIČKA, M. et al., eds. *Proceedings of the 45th International Scientific Conference of the Czech and Slovak University Departments and Institutions Dealing with the Research of Internal Combustion Engine*. Praha: Czech University of Life Sciences Prague, 2014, s. 25–32. ISBN 978-80-7375-80-1.
- [A19] NOVOTNÝ, P., MARŠÁLEK, O., ZUBÍK, M., DRÁPAL, L. Analysis of Slide Bearing Computational Models Considering Elastic Deformations and Rough Surfaces. In: *Engineering Mechanics 2014*. Brno: Brno University of Technology, 2014, s. 444–447. ISBN 978-80-214-4871-1.

- [A20] MARŠÁLEK, O., NOVOTNÝ, P., RAFFAI, P., DRÁPAL, L., PÍŠTĚK, V. Overview of Computational Models Used for Mixed Lubrication. In: BŘEZINA, T., JABŁOŃSKI, R., eds. *Mechatronics 2013*. Cham: Springer, 2013, s. 207–212. 10.1007/978-3-319-02294-9_15. ISBN 978-3-319-02293-2.
- [A21] MARŠÁLEK, O., NOVOTNÝ, P., DRÁPAL, L., RAFFAI, P., PÍŠTĚK, V. Comprehensive Strategy for Computational Modelling of Mixed Lubrication Regime. In: POLCAR, A., JUKL, M., DOSTÁL, P., eds. *Proceedings of the XLIV. International Scientific Conference of the Czech and Slovak University Departments and Institutions Dealing with the Research of Internal Combustion Engines – KOKA 2013*. Brno: Mendel University in Brno, 2013, s. 51–56. ISBN 978-80-7375-801-1.
- [A22] MARŠÁLEK, O., NOVOTNÝ, P., RAFFAI, P., DRÁPAL, L., PÍŠTĚK, V. Mixed Lubrication Simulation of Slide Bearings. In: *Setkání uživatelů MSC.Software s.r.o. 2013*. Brno: MSC.Software, 2013, s. 157–163. ISBN 978-80-260-4173-3.
- [A23] DRÁPAL, L., PÍŠTĚK, V., NOVOTNÝ, P., BERAN, M. Cranktrain Dynamics Simulation. *Perners' Contacts*. 2012, vol. VII, no. 4, s. 26–34. ISSN 1801-674X.
- [A24] NOVOTNÝ, P., PÍŠTĚK, V., DRÁPAL, L., PROKOP, A. Simulation Approaches for the Solution of Cranktrain Vibrations. *MECCA – Journal of Middle European Construction and Design of Cars*. Praha: Czech Technical University in Prague, 2012, vol. X, no. 2, s. 1–5. DOI: 10.2478/v10138-012-0006-8. ISSN 1214-0821.
- [A25] MARŠÁLEK, O., NOVOTNÝ, P., DRÁPAL, L., PÍŠTĚK, V. Improvements in Computational Modelling of Slide Bearings. *MECCA – Journal of Middle European Construction and Design of Cars*. Praha: Czech Technical University in Prague, 2012, vol. X, no. 3, s. 15–21. DOI: 10.2478/v10138-012-0015-7. ISSN 1214-0821.
- [A26] PÍŠTĚK, V., NOVOTNÝ, P., DRÁPAL, L. 3D Slide Bearing Model for Virtual Engine. In: BŘEZINA, T., JABŁOŃSKI, R., eds. *Recent Advances in Mechatronics*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2013, s. 25–30. 10.1007/978-3-642-05022-0_5. ISBN 978-3-319-02293-2.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

AEM	akrylátový kaučuk
AVL	Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List
CAD	počítačová podpora konstruování (Computer Aided Design)
CFD	výpočtové simulace proudění tekutin (Computational Fluid Dynamics)
CO	oxid uhelnatý
CO ₂	oxid uhličitý
DLC	povlak amorfním uhlíkem (Diamond-like Carbon)
ECS	Engineering Center Steyr
EHD	elastohydrodynamický
EPDM	terpolymer ethylenu a propylenu s nekonjugovaným dienem
EU	Evropská unie
FEMFAT	software pro výpočty únavové životnosti (Finite Element Method Fatigue)
HC	uhlovodíky
HEV	hybrid s elektromotorem umožňujícím jízdu i v čistě elektrickém režimu (Hybrid Electric Vehicle)
HMH	redukované napětí dle hypotesy HMH (Huber, Misses, Hencky)
MBS	Multi-Body System
MHEV	mild hybrid s elektromotorem v podobě asistence spalovacímu motoru (Mild Hybrid Electric Vehicle)
MKP	metoda konečných prvků
MPI	vícebodové nepřímé vstřikování paliva (Multi Point Injection)
NEDC	Nový evropský jízdní cyklus (New European Driving Cycle)
NO _x	oxidy dusíku
PAI	polyamid-imid
PDMS	polydimethylsiloxan
PHEV	hybrid s větší baterií umožňující dobíjení z elektrické sítě (Plug-in Hybrid Electric Vehicle)
RDE	Real Driving Emissions

RON		oktanové číslo benzínu automobilového měřené výzkumnou metodou (Research Octane Number)
SAE		Society of Automotive Engineers (resp. norma viskozitní klasifikace motorových olejů SAE J300)
TSI		označení motorů koncernu VW s přepřehováním turbodmychadlem (příp. kombinací turbodmychadla a kompresoru) a přímým vstřikováním paliva do spalovacího prostoru (Turbocharged or Twin-charged Stratified Injection)
WLTP		Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure
A	[–]	obecná čtvercová matice
<i>a</i>	[m]	rozteč válců (bez indexu)
a	[rad]	vektor amplitud zobecněných souřadnic (jednotlivé prvky indexovány)
<i>a_{k1}</i>	[–]	poměrná výchylka prvního členu torsní soustavy (řemenice klikového hřídele) <i>k</i> -tého vlastního tvaru kmitání
<i>b</i>	[N·m·s·rad ⁻¹]	součinitel viskosního torsního tlumení (v případě indexu <i>i</i> torsní tlumení <i>i</i> -tého členu)
<i>b'</i>	[N·m·s·rad ⁻¹]	součinitel ekvivalentního torsního tlumení pro model hysteresečního tlumení
<i>b_{loz}</i>	[m]	šířka ložiska
<i>b_{max}</i>	[m]	největší šířka ramene klikového hřídele
<i>b_{oc}</i>	[m]	šířka ramene klikového hřídele v rovině osy ojnicního čepu
<i>b_{ram}</i>	[m]	šířka ramene klikového hřídele
<i>b_t</i>	[N·m·s·rad ⁻¹]	torsní tlumení tlumiče
C	[N·m·rad ⁻¹]	matice torsní tuhosti
<i>c</i>	[N·m·rad ⁻¹]	tuhost v krutu (v případě indexu <i>i</i> tuhost v krutu <i>i</i> -tého členu)
c	[N·m·rad ⁻¹]	vektor hodnot tuhosti v krutu
$\bar{c}_{(t)}$	[N·m·rad ⁻¹]	komplexní torsní tuhost (tlumiče)
<i>c_{0k}</i>	[N·m·rad ⁻¹]	korigovaná tuhost v krutu pružného členu reologického modelu aproximujícího model hysteresečního tlumení
$\bar{c}_{data, k}$	[N·m·rad ⁻¹]	komplexní torsní tuhost tlumiče z dat od výrobce ve frekvenčním kroku <i>k</i>
\bar{c}_k	[N·m·rad ⁻¹]	korigovaná komplexní torsní tuhost reologického modelu

c_{loz}	[m]	radiální ložisková vůle (konstrukční)
c_{MKP}	[N·m·rad ⁻¹]	tuhost v krutu <i>tříložiskového</i> klikového hřídele mezi geometrickým středem prvního a třetího hlavního čepu.
$\bar{c}_{model, k}$	[N·m·rad ⁻¹]	komplexní torsní tuhost reologického modelu tlumiče ve frekvenčním kroku k
c_{oil}	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita oleje
c_{ram}	[N·m·rad ⁻¹]	tuhost v krutu úseku mezi ojnicními čepy s plechovým ramenem u <i>tříložiskového</i> klikového hřídele
c_{red}	[N·m·rad ⁻¹]	torsní tuhost redukováného torsního modelu klikového mechanismu
c_t	[N·m·rad ⁻¹]	torsní tuhost tlumiče
$c_{zal 1}$	[N·m·rad ⁻¹]	tuhost v krutu prvního (fiktivního) zalomení klikového hřídele (analogicky pro další zalomení)
D_c	[m]	průměr čepu kluzného ložiska
D_{hc}	[m]	průměr hlavního čepu klikového hřídele
d_{hc}	[m]	průměr vývrtu hlavního čepu klikového hřídele
D_o	[m]	průměr otvoru kluzného ložiska
D_{oc}	[m]	průměr ojnicního čepu klikového hřídele
d_{oc}	[m]	průměr vývrtu ojnicního čepu klikového hřídele
D_{red}	[m]	redukováný průměr torsního modelu
D_{rp}	[kg·m ²]	deviační moment <i>dvouválce</i>
$D_{rp, oj}$	[kg·m ²]	deviační moment rotujícího podílu dvojice ojníc
$D_{rp, zal}$	[kg·m ²]	deviační moment dvojice zalomení samotného klikového hřídele
e	[m]	excentricita ložiska
\mathbf{E}	[–]	jednotková matice (prvky na hlavní diagonále mají hodnotu 1, ostatní 0)
$F_{5/2}$	[–]	funkce popisující míru přiblížení kontaktních povrchů vůči sobě
F_a	[N]	amplituda zatěžovací síly při zkouškách únavové životnosti
F_f	[N]	třecí síla v kluzném ložisku
f_G	[–]	součinitel teplotní závislosti modulu pružnosti ve smyku
F_{hl}^{rot}	[N]	statické zatížení prostředního hlavního ložiska od rotace klikového hřídele

F_n	[N]	normálová síla (zatížení kontaktu)
$F_{r\eta}^i$	[N]	setrvačná síla rotujících částí i -té části klikového mechanismu v ose η
F_x	[N]	reakční síla v ose x (analogicky i y a z)
G	[Pa]	modul pružnosti ve smyku
\bar{G}	[Pa]	komplexní modul pružnosti ve smyku
G'	[Pa]	modul pružnosti ve smyku (u viskoelastických materiálů)
G''	[Pa]	ztrátový modul ve smyku
h	[m]	tloušťka mazací vrstvy
$H(\omega)$	[m·N]	přenosová funkce s odezvou ve výchylce (dynamická poddajnost)
h_{\min}	[m]	nejmenší tloušťka olejové vrstvy
i	[–]	pořadí časového kroku diskrétního časového průběhu veličiny, pořadí členu diskrétního dynamického systému
j	[–]	imaginární jednotka komplexního čísla
J_i	[kg·m ²]	osový moment setrvačnosti i -tého členu torsní soustavy
$J_{p, \text{red}}$	[m ⁴]	polární moment redukovaného průřezu v krutu.
J_{red}	[kg·m ²]	osový moment setrvačnosti redukovaného torsního modelu klikového mechanismu
J_t	[kg·m ²]	osový moment setrvačnosti torsního tlumiče
K	[Pa]	funkce popisující vlastnosti povrchových nerovností a materiálů kontaktních povrchů
k	[–]	řád harmonické složky, resp. pořadí vlastní frekvence a vlastního vektoru kmitání, příp. frekvenční krok (dle kontextu)
l	[m]	délka ojnice (vzdálenost mezi osami malého a velkého oka ojnice)
l_c	[m]	délka čepu
l_{hc}	[m]	délka hlavního čepu klikového hřídele
l_{oc}	[m]	délka ojnicního čepu klikového hřídele
l_r	[m]	délka ramene klikového hřídele
$l_{\text{red, zal}}$	[m]	redukováná délka zalomení klikového hřídele
$l_{\text{red, } i}$	[m]	redukováná délka i -tého úseku torsního modelu
M	[kg·m ²]	matice hmotnosti

M_f	[N·m]	třecí moment na čepu kluzného ložiska
m_o^{rot}	[kg]	hmotnost rotujícího podílu sestavy ojnice
m_p	[kg]	hmotnost posuvných částí (pístní skupina + posuvné části ojnice) válcové jednotky klikového mechanismu
m_r	[kg]	hmotnost rotujících částí jednoho zalomení klikového mechanismu
M_{rp}	[N·m]	moment setrvačných sil rotujících částí dvojice přilehlých zalomení klikového mechanismu (<i>dvouválce</i>)
$M_{r\xi^i}$	[N·m]	moment setrvačné síly rotujících částí i -té části klikového mechanismu v ose ξ
\bar{M}_κ	[N·m]	komplexní amplituda budícího momentu řádu κ
N	[-]	počet cyklů do lomu
n	[-]	celkový počet časových kroků, celkový počet členů diskrétního dynamického systému (dle kontextu)
nf	[-]	celkový počet frekvenčních kroků
p	[Pa]	tlak
p_c	[Pa]	kontaktní tlak mezi nerovnostmi
P_{celk}	[W]	ztrátový výkon celého reologického modelu
p_e	[Pa]	střední efektivní tlak
P_f	[W]	třecí výkon na čepu kluzného ložiska
P_i	[W]	ztrátový výkon i -tého maxwellova členu
p_i	[Pa]	střední indikovaný tlak
p_z	[Pa]	střední ztrátový tlak
q	[-]	kvocient geometrické řady
Q_i	[-]	diskrétní hodnota průběhu veličiny (v tomto případě poměrné úhlové výchylky řemenice) v časovém kroku i
\bar{Q}_k	[-]	komplexní číslo nesoucí informaci o amplitudě a fázi harmonické složky řádu k dané veličiny (v tomto případě poměrné úhlové výchylky řemenice)
Q_{oil}	[m ³ ·s ⁻¹]	průtočné množství oleje ložiskem
\mathbf{R}	[-]	matice frekvenčních činitelů
r	[m]	poloměr kliky
R_a	[m]	střední aritmetická úchylka povrchu
$r_{i,s}$	[-]	prvek matice frekvenčních činitelů

r_x	[rad]	natočení okolo osy x (analogicky y a z)
r_x	[rad]	natočení okolo osy x (analogicky y a z)
S_p	[m ³]	průřezová charakteristika pryžového prvku torsního tlumiče
t	[s]	čas
t_{err}	[°C]	chyba teplotního iteračního procesu
t_i^{oil}	[°C]	teplota oleje v i -tém kroku iterace
$T_{n, oil}$	[°C]	jmenovitá teplota oleje před čističem
\mathbf{u}	[–]	pomocný vektor s prvky o hodnotě 1
u	[m·s ⁻¹]	rychlost maziva po výšce profilu mazací vrstvy
u_1	[m·s ⁻¹]	rychlost povrchu tělesa 1 (analogicky i tělesa 2)
u_m	[m·s ⁻¹]	střední rychlost povrchů ve směru x
u_x	[mm]	posuv ve směru osy x (analogicky y a z)
v_r	[m·s ⁻¹]	relativní rychlost kluzných povrchů
W	[N]	obecné zatížení ložiska
w	[–]	poměrné ladění torsního tlumiče
x	[m]	souřadnice (analogicky y a z)
\mathbf{x}	[–]	vlastní vektor
β	[m]	průměrný redukovaný poloměr křivosti vrcholů nerovností
β_i	[rad·s ⁻¹]	ladění i -tého Maxwelllova členu v reologickém modelu
β_s	[rad·s ⁻¹]	frekvence, při níž s -tý Maxwellův člen vykazuje největší tlumení
γ	[–]	poměrný útlum torsního tlumiče
Δ	[N·m·rad ⁻¹]	účelová funkce rozdílu mezi daty a výpočtovým modelem komplexní torsní tuhosti
δ	[rad]	ztrátový úhel
Δt_i^{oil}	[°C]	průměrné ohřátí oleje v ložisku v i -tém kroku iterace
Δt_{oil}	[°C]	průměrné ohřátí oleje v ložisku
ε	[–]	relativní excentricita ložiska
ζ_r	[–]	poměrný útlum r -tého tvaru kmitu
η	[Pa·s]	dynamická viskozita maziva
η_m	[–]	mechanická účinnost
η_s	[m ⁻²]	počet vrcholů nerovností na jednotku plochy
$\boldsymbol{\theta}$	[–]	vektor řešení matice frekvenčních činitelů

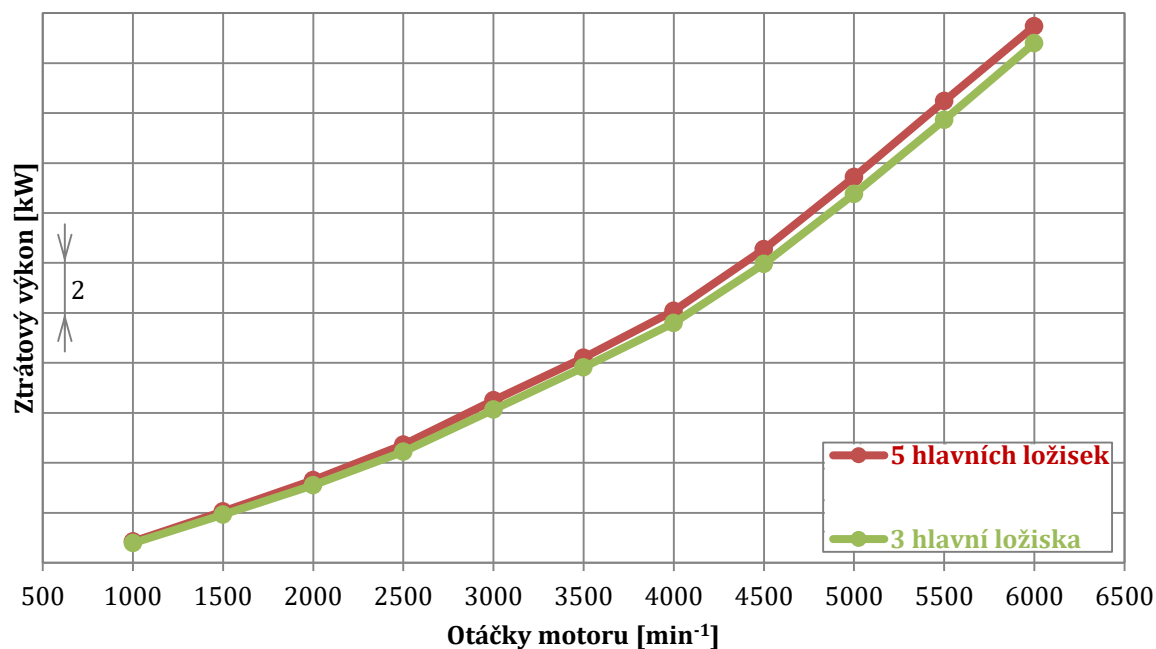
θ_i	[-]	prvek vektoru řešení matice frekvenčních činitelů
κ	[-]	řád harmonické složky vzhledem k otáčkám klikového hřídele
λ	[-]	ojniční poměr
λ_n	[-]	vlastní číslo
μ	[-]	poměrná velikost torsního tlumiče
μ_c	[Pa]	součinitel smykové tření
ξ	[-]	poměrná amplituda redukované torsní soustavy
ρ_{oil}	[kg·m ⁻³]	hustota oleje
σ	[m]	redukovaná efektivní hodnota drsnosti povrchů
τ	[Pa]	smykové napětí v mazivu
τ_c	[Pa]	smykové napětí způsobené kontakty nerovností
$\boldsymbol{\varphi}$	[rad]	vektor zobecněných úhlových souřadnic
φ	[rad]	úhlová výchylka
$\bar{\varphi}$	[rad]	komplexní amplituda úhlové výchylky
$\varphi_{b,i}$	[rad]	úhlová deformace tlumicího členu i -tého Maxwellova modelu
$\varphi_{c,i}$	[rad]	úhlová deformace pružného členu i -tého Maxwellova modelu
φ_{stat}	[rad]	statická úhlová výchylka
χ	[-]	ztrátový součinitel
ψ	[-]	poměr úhlových frekvencí
Ω	[rad·s ⁻¹]	úhlová frekvence vlastního netlumeného kmitání
Ω_1	[rad·s ⁻¹]	úhlová frekvence vlastního netlumeného jednouzlového kmitání
ω	[rad·s ⁻¹]	úhlová rychlost, resp. úhlová frekvence (dle kontextu)
$\omega_{a,b}$	[rad·s ⁻¹]	úhlová frekvence kmitání s polovičním výkonem vůči kmitání v resonanci
ω_k	[rad·s ⁻¹]	požadovaná úhlová frekvence pro korekci reálné složky komplexní tuhosti modelu hysteresečního tlumení
ω_r	[rad·s ⁻¹]	resonanční úhlová frekvence r -tého tvaru kmitání

SEZNAM PŘÍLOH

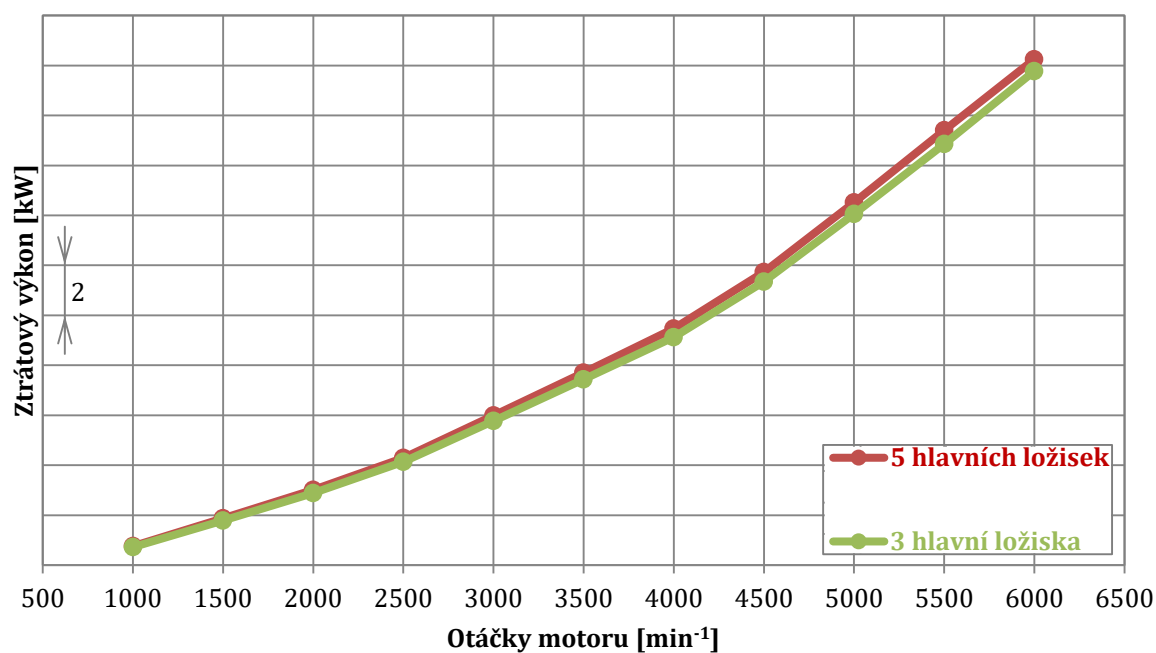
Příloha 1 – měření třecích ztrát motoru 1,6 MPI.....	I
Příloha 2 – konstrukce 1,4 MPI	II
Příloha 3 – hmotnost a moment setrvačnosti 1,4 MPI	IV
Příloha 4 – statická tuhost 1,4 MPI	VI
Příloha 5 – statické zatížení střed. hl. ložiska 1,4 MPI.....	IX
Příloha 6 – modální vlastnosti 1,4 MPI.....	X
Příloha 7 – ztrátový výkon hlavních ložisek 1,4 MPI	XV
Příloha 8 – zatížení hlavních ložisek 1,4 MPI.....	XVI
Příloha 9 – torsní kmitání 1,4 MPI	XVII
Příloha 10 – klik. hřídele se sníženými vnitřními momenty 1,6 MPI	XVIII
Příloha 11 – tlumič torsního kmitání	XX
Příloha 12 – další možný postup.....	XXII

PŘÍLOHA 1 – MĚŘENÍ TŘECÍCH ZTRÁT MOTORU 1,6 MPI

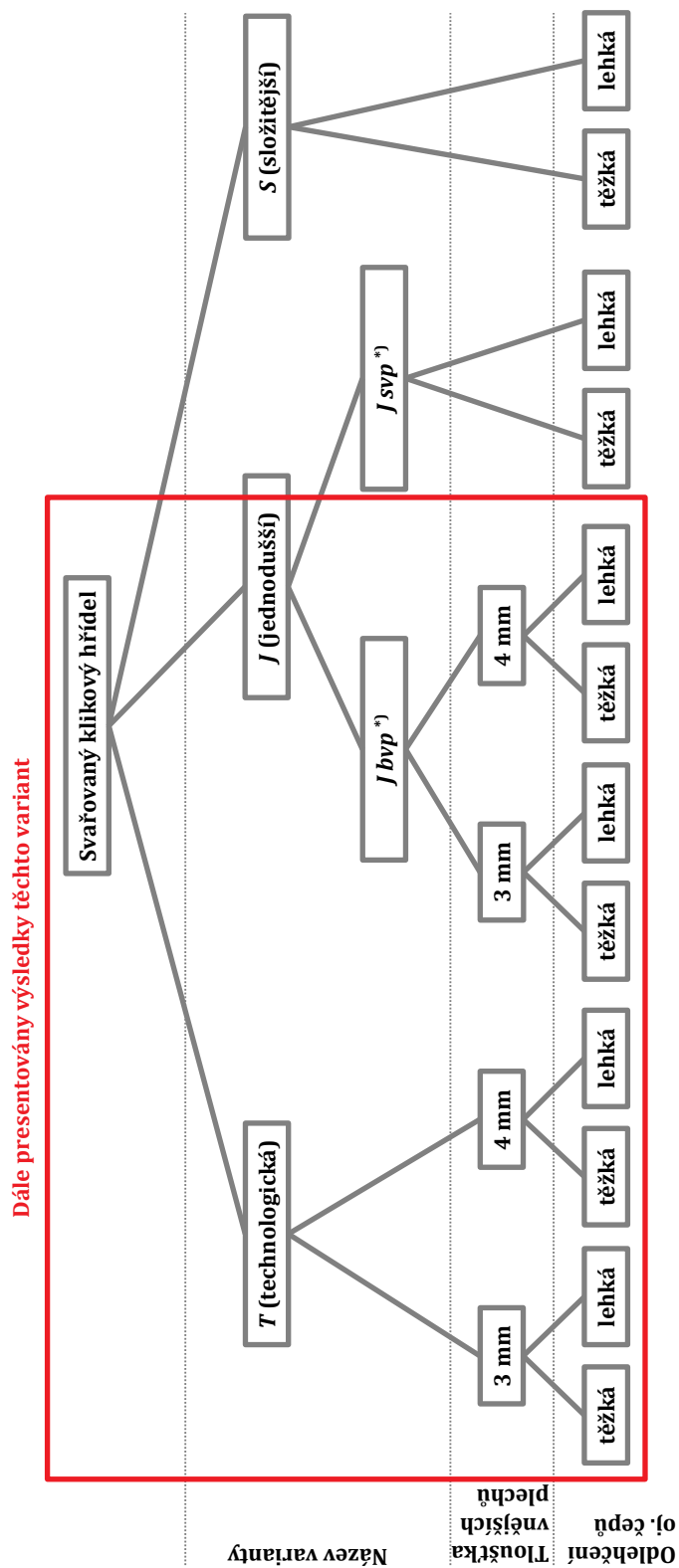
Jmenovitá teplota oleje 40 °C



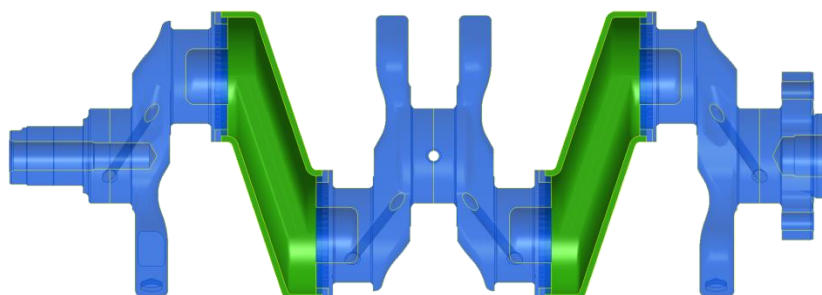
Jmenovitá teplota oleje 50 °C



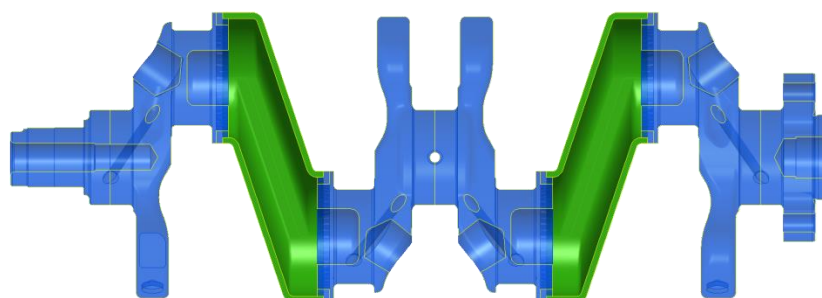
PŘÍLOHA 2 – KONSTRUKCE 1,4 MPI



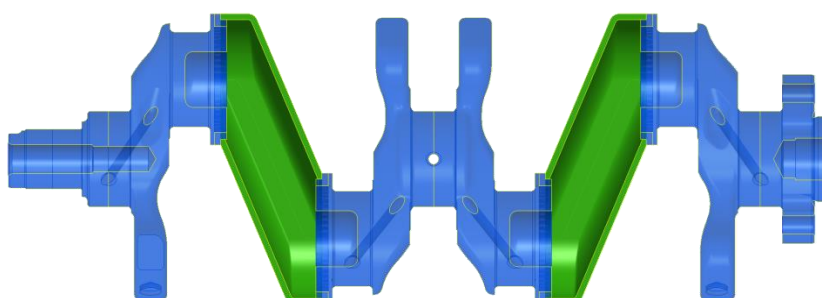
*) bvp – bez vnitřních plechů, svp – s vnitřními plechy



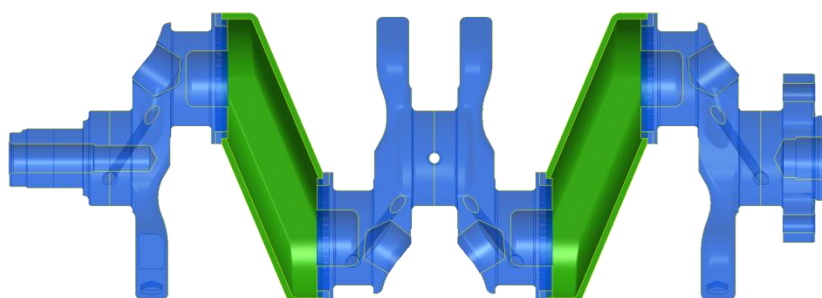
Jbvp 3 (4) - těžká



Jbvp 3 (4) - lehká



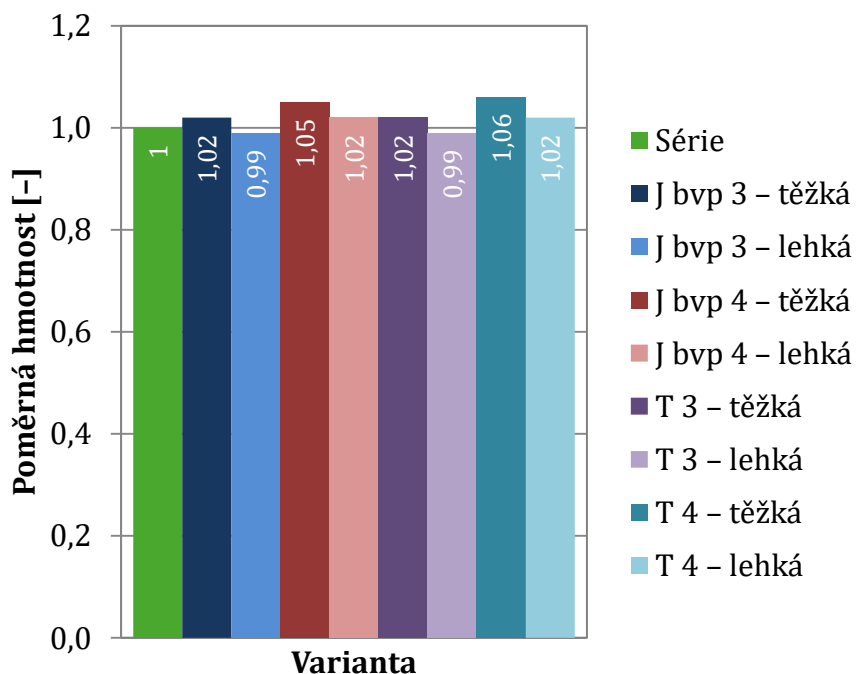
T 3 (4) - těžká



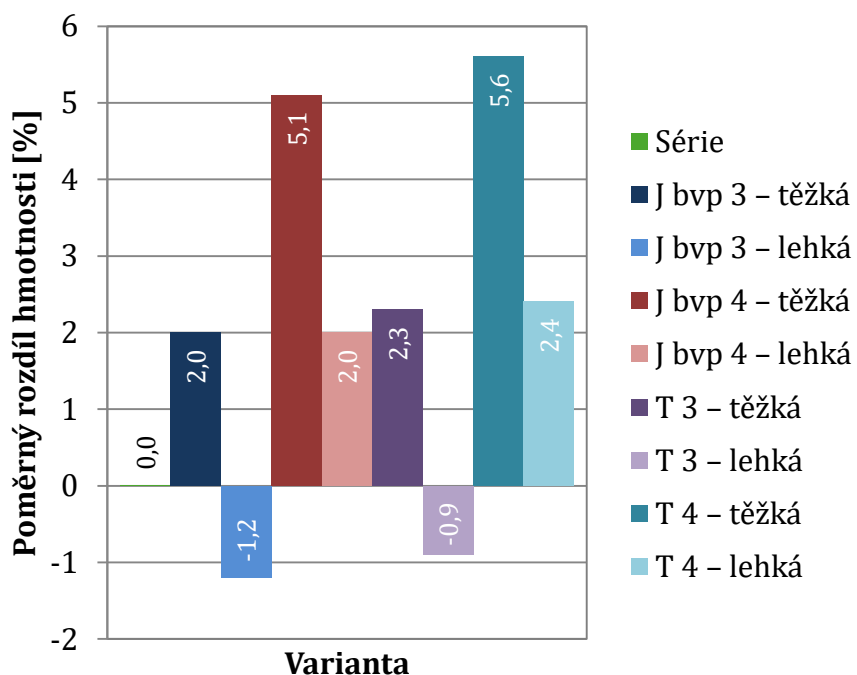
T 3 (4) - lehká

PŘÍLOHA 3 – HMOTNOST A MOMENT SETRVAČNOSTI 1,4 MPI

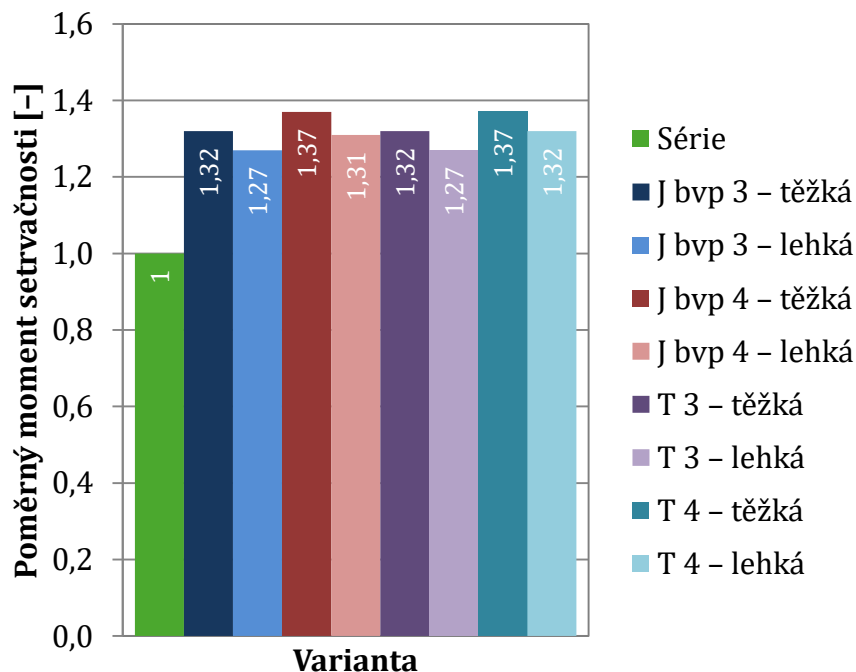
Poměrná hmotnost



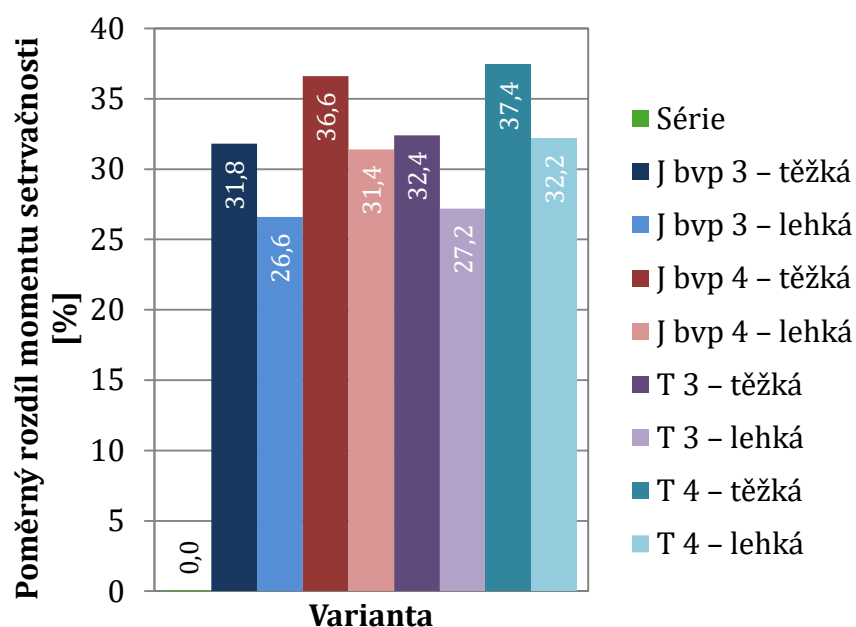
Poměrný rozdíl hmotnosti



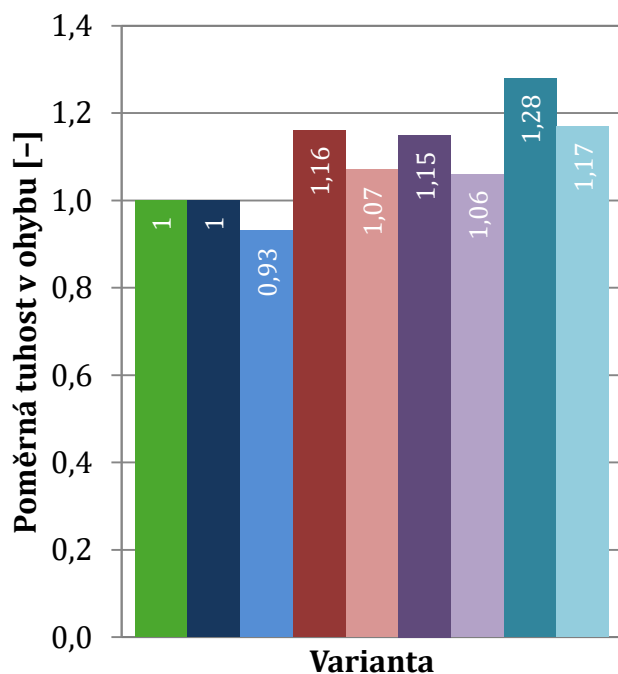
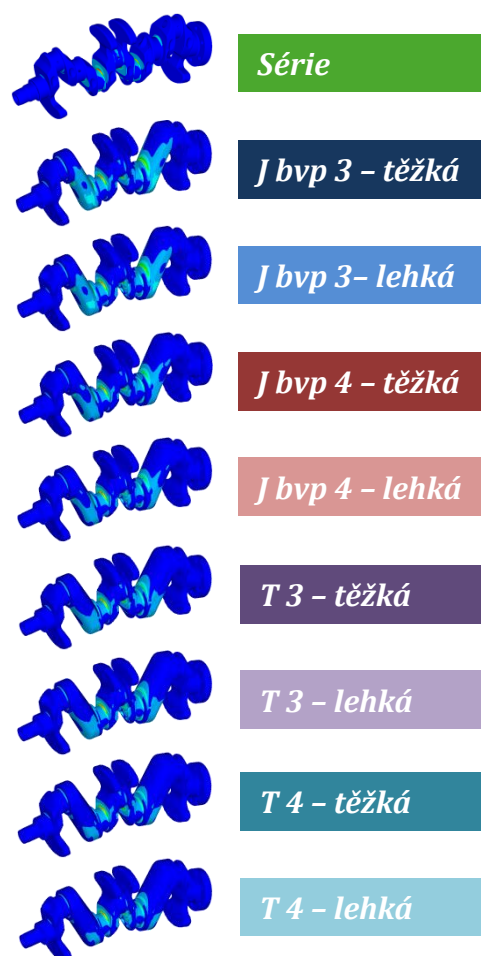
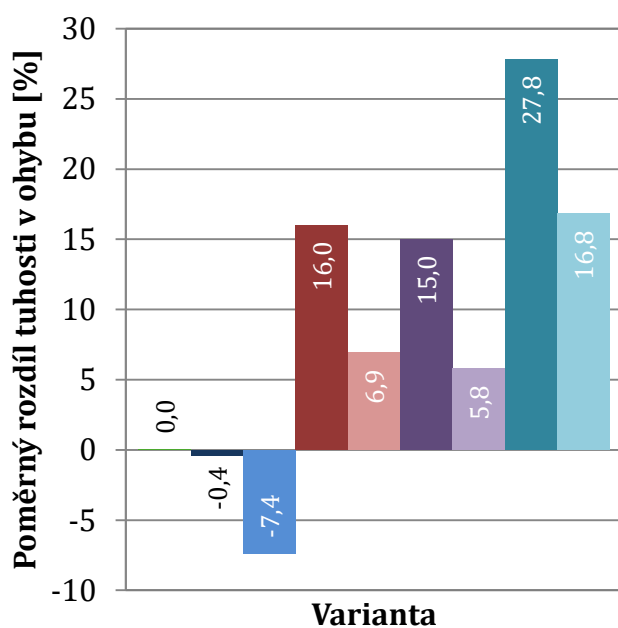
Poměrný moment setrvačnosti



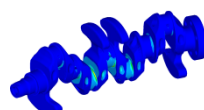
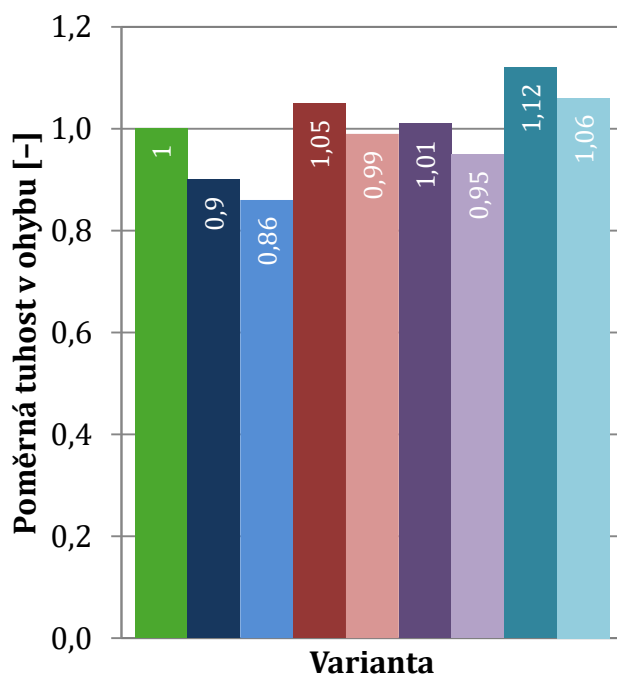
Poměrný rozdíl momentu setrvačnosti



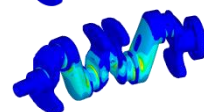
PŘÍLOHA 4 – STATICKÁ TUHOST 1,4 MPI

Poměrná tuhost v ohybu p Poměrný rozdíl tuhosti v ohybu p 

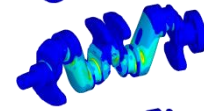
Poměrná tuhost v ohybu k



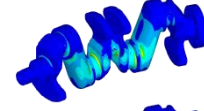
Série



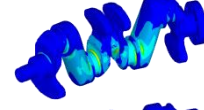
J bvp 3 - těžká



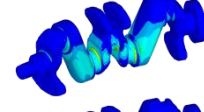
J bvp 3 - lehká



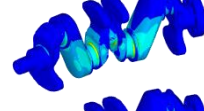
J bvp 4 - těžká



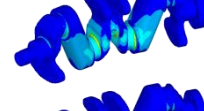
J bvp 4 - lehká



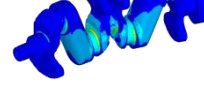
T 3 - těžká



T 3 - lehká

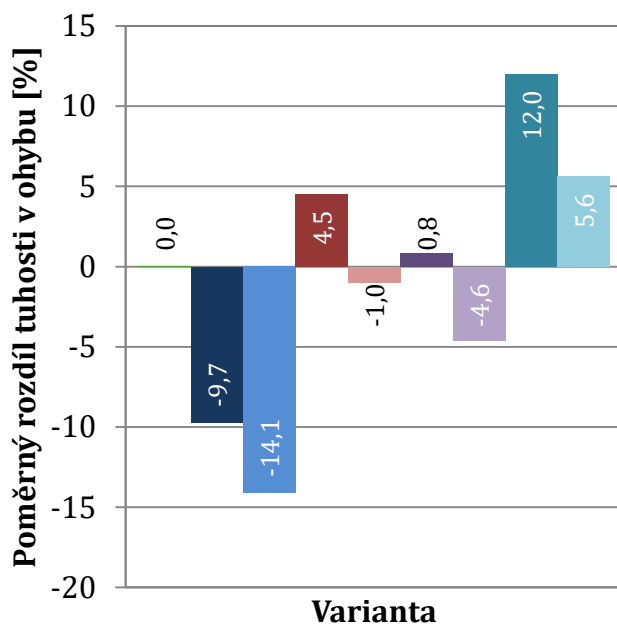


T 4 - těžká

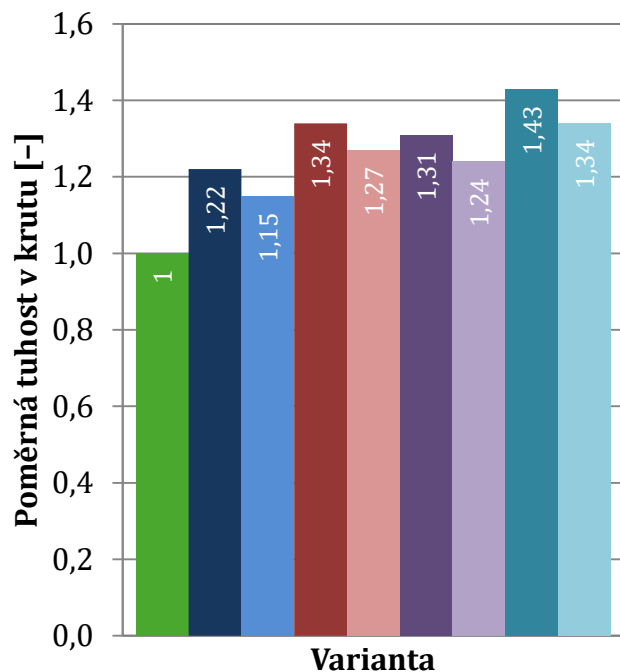


T 4 - lehká

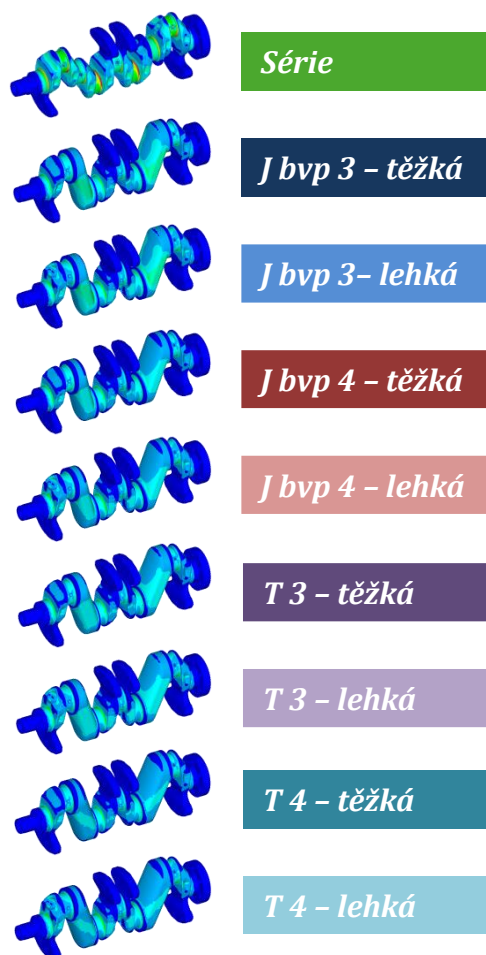
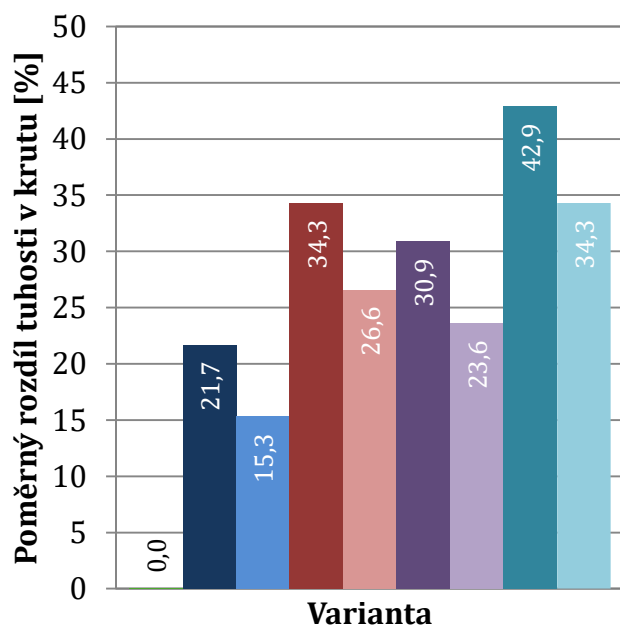
Poměrný rozdíl tuhosti v ohybu k



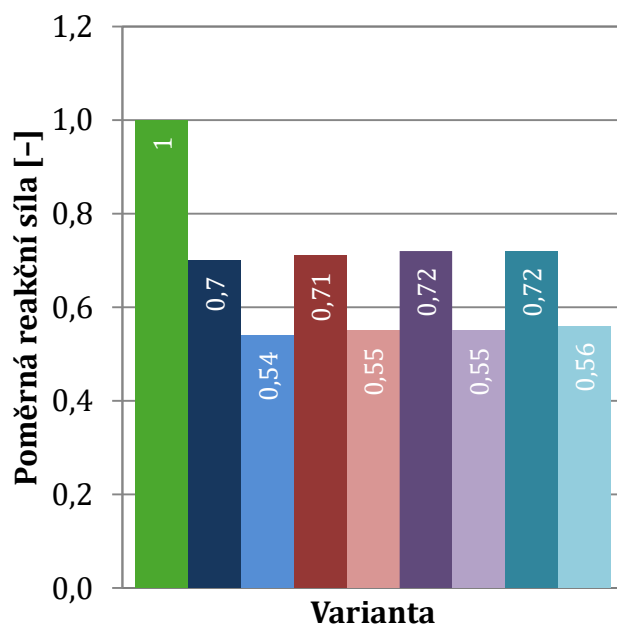
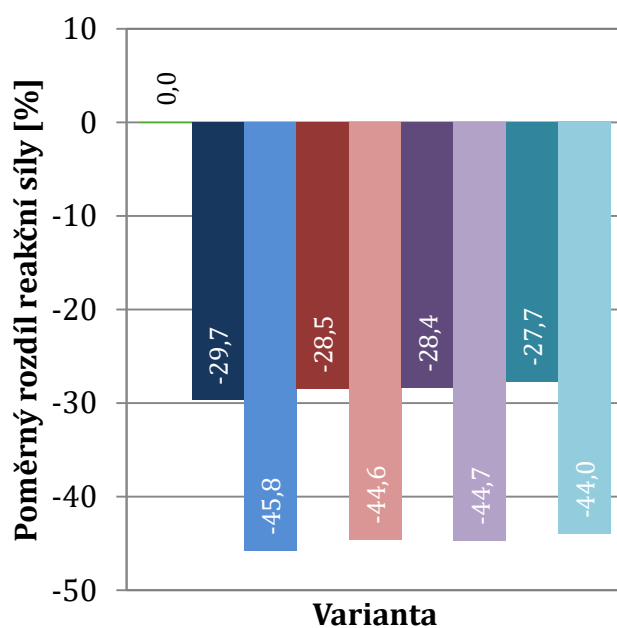
Poměrná tuhost v krutu



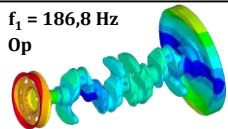
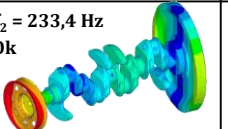
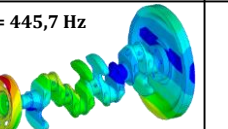
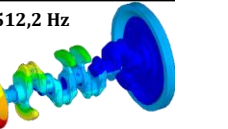
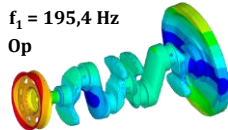
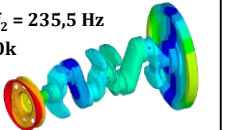
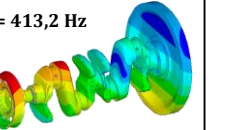
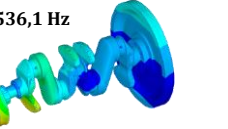
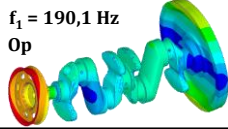
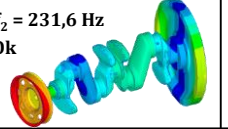
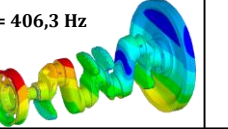
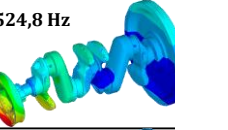
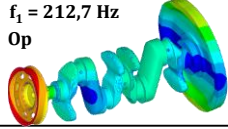
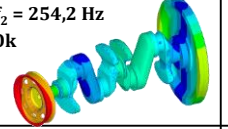
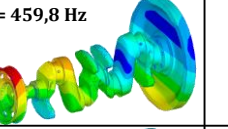
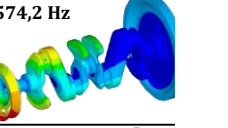
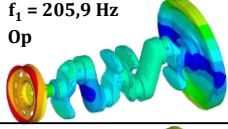
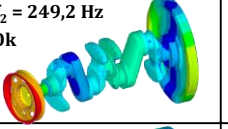
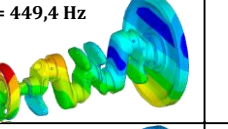
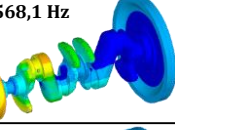
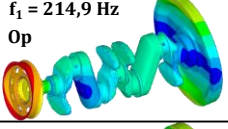
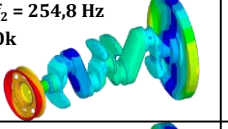
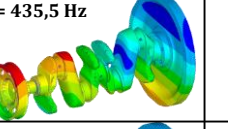
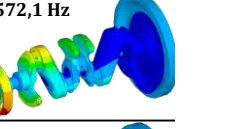
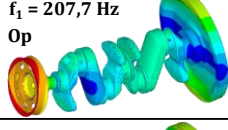
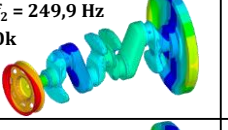
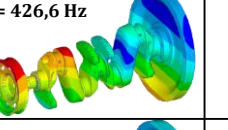
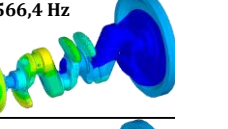
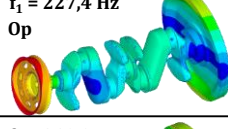
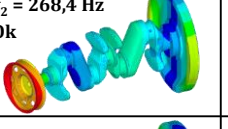
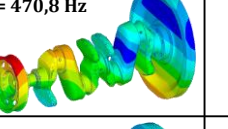
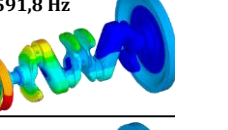
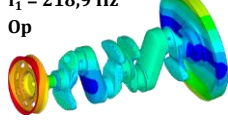
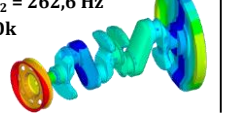
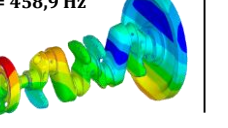
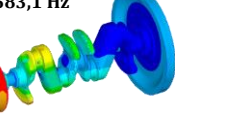
Poměrný rozdíl tuhosti v krutu

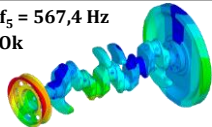
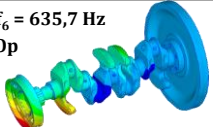
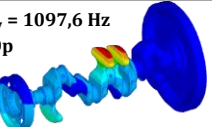
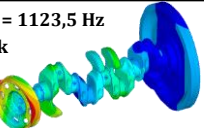
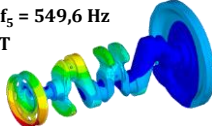
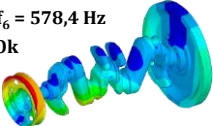
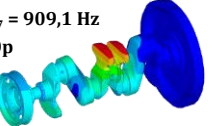
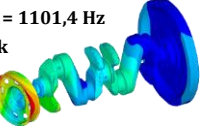
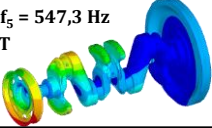
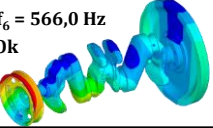
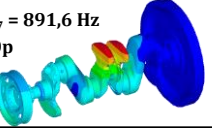
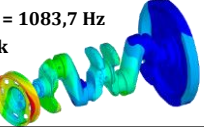
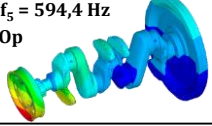
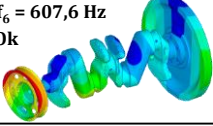
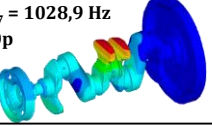
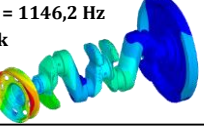
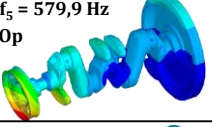
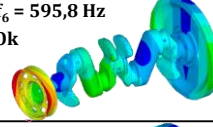
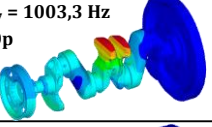
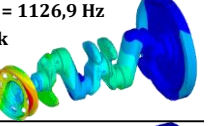
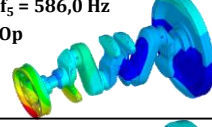
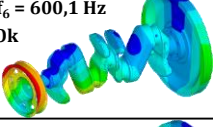
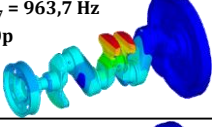
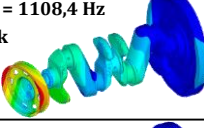
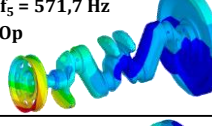
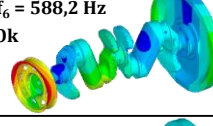
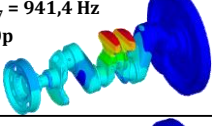
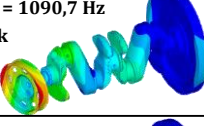
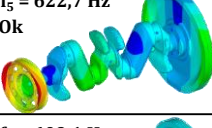
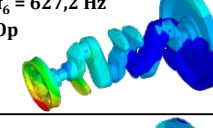
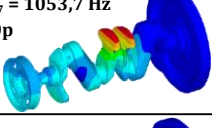
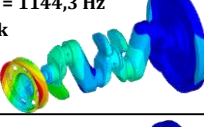
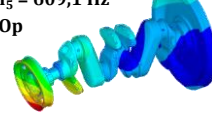
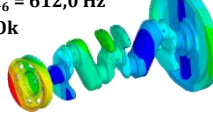
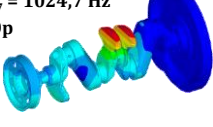
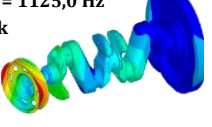


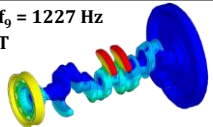
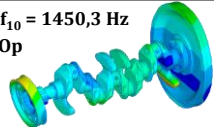
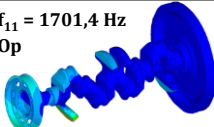
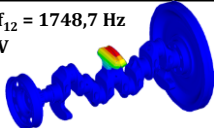
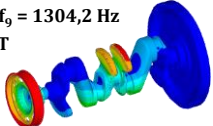
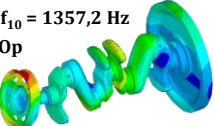
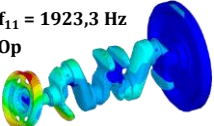
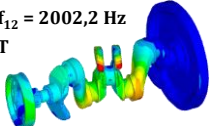
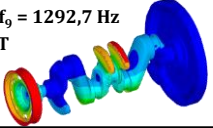
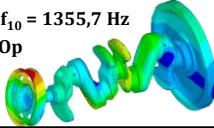
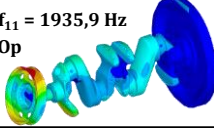
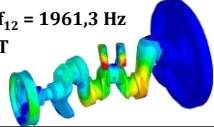
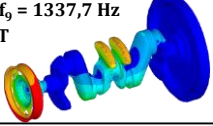
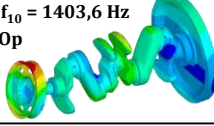
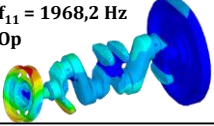
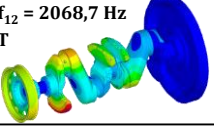
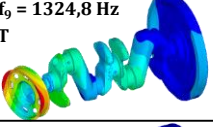
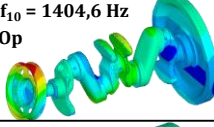
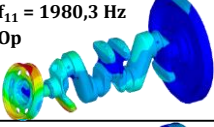
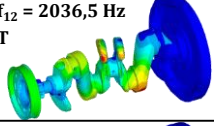
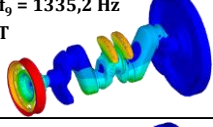
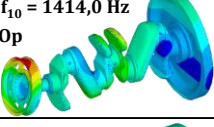
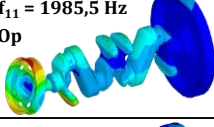
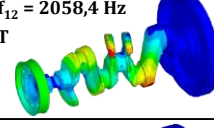
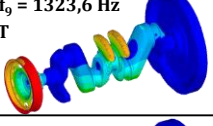
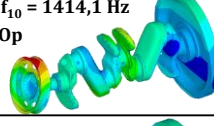
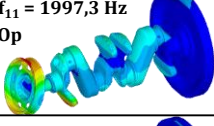
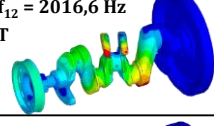
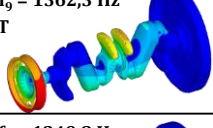
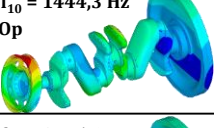
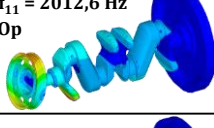
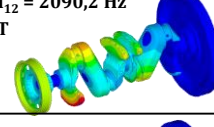
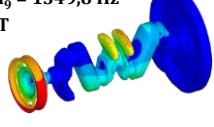
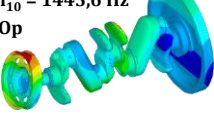
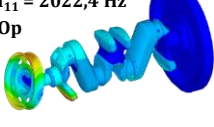
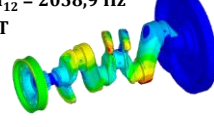
PŘÍLOHA 5 – STATICKÉ ZATÍŽENÍ STŘED. HL. LOŽISKA 1,4 MPI

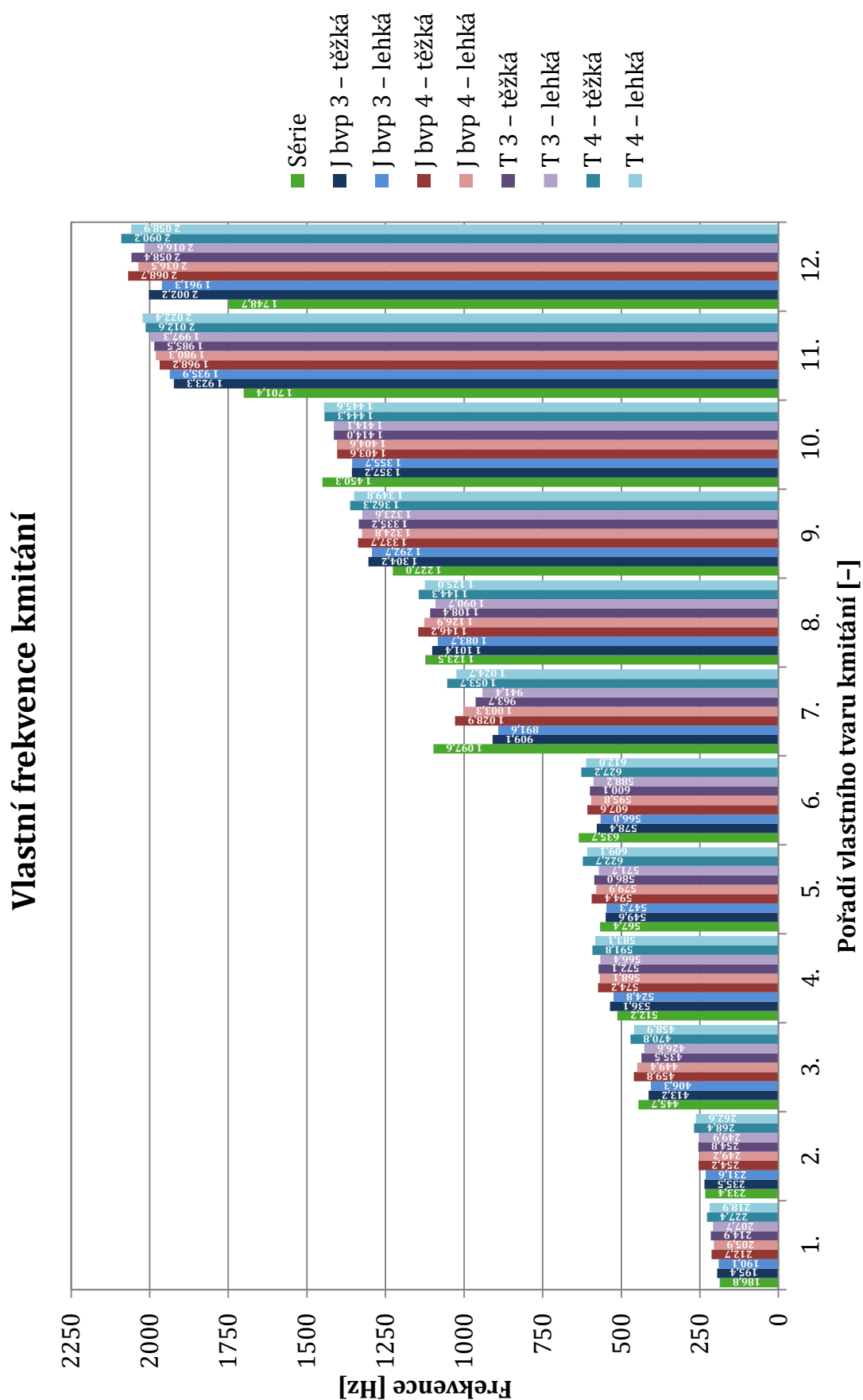
Zatížení středního hl.
ložiskaPoměrné zatížení
středního hl. ložiska

PŘÍLOHA 6 – MODÁLNÍ VLASTNOSTI 1,4 MPI

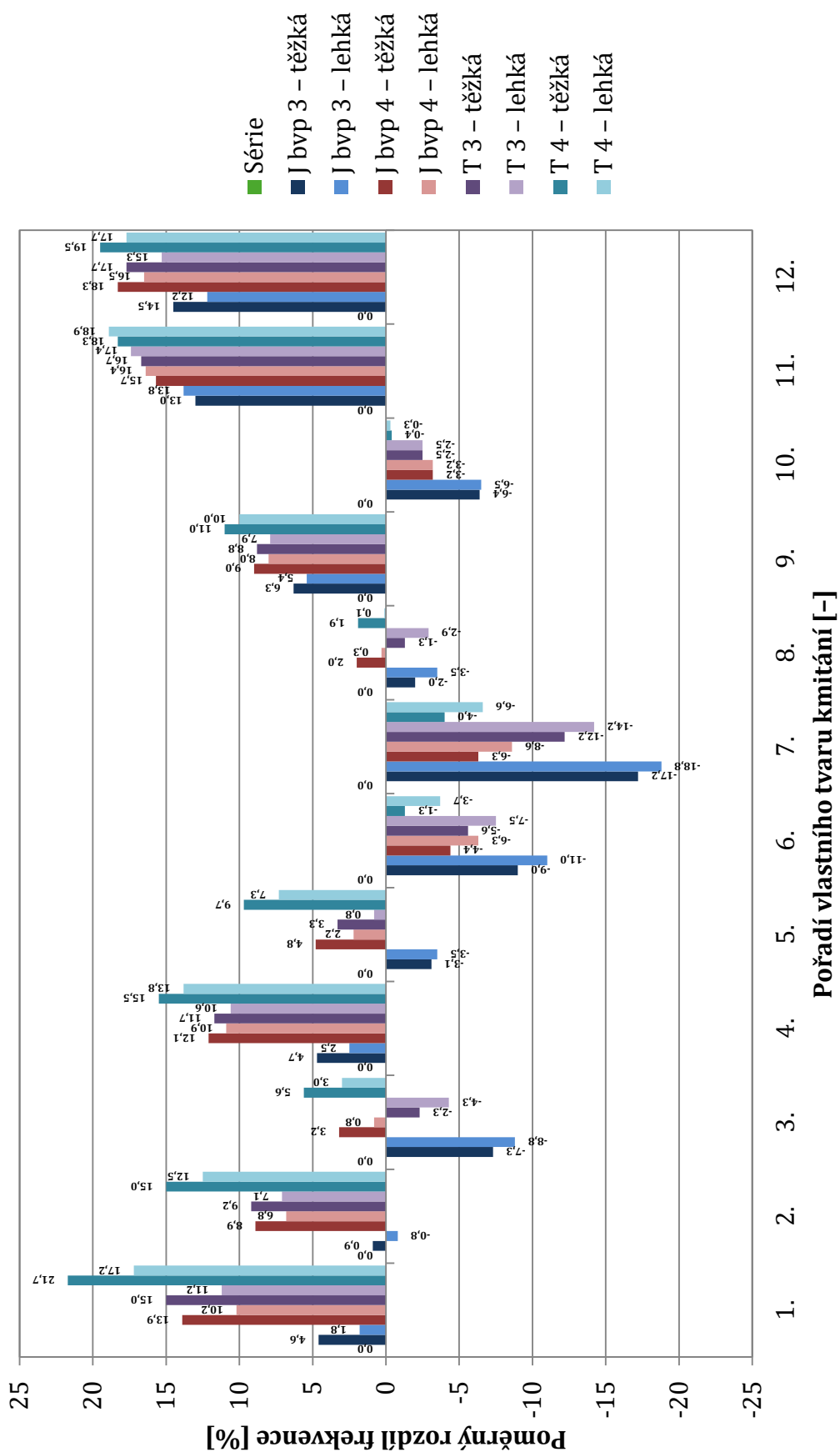
Poř. vl. tvaru Varianta	1.	2.	3.	4.
<i>Série</i>	$f_1 = 186,8 \text{ Hz}$ Op 	$f_2 = 233,4 \text{ Hz}$ Ok 	$f_3 = 445,7 \text{ Hz}$ Op 	$f_4 = 512,2 \text{ Hz}$ T 
<i>J bvp 3 – těžká</i>	$f_1 = 195,4 \text{ Hz}$ Op 	$f_2 = 235,5 \text{ Hz}$ Ok 	$f_3 = 413,2 \text{ Hz}$ Op 	$f_4 = 536,1 \text{ Hz}$ Op 
<i>J bvp 3 – lehká</i>	$f_1 = 190,1 \text{ Hz}$ Op 	$f_2 = 231,6 \text{ Hz}$ Ok 	$f_3 = 406,3 \text{ Hz}$ Op 	$f_4 = 524,8 \text{ Hz}$ Op 
<i>J bvp 4 – těžká</i>	$f_1 = 212,7 \text{ Hz}$ Op 	$f_2 = 254,2 \text{ Hz}$ Ok 	$f_3 = 459,8 \text{ Hz}$ Op 	$f_4 = 574,2 \text{ Hz}$ T 
<i>J bvp 4 – lehká</i>	$f_1 = 205,9 \text{ Hz}$ Op 	$f_2 = 249,2 \text{ Hz}$ Ok 	$f_3 = 449,4 \text{ Hz}$ Op 	$f_4 = 568,1 \text{ Hz}$ T 
<i>T 3 – těžká</i>	$f_1 = 214,9 \text{ Hz}$ Op 	$f_2 = 254,8 \text{ Hz}$ Ok 	$f_3 = 435,5 \text{ Hz}$ Op 	$f_4 = 572,1 \text{ Hz}$ T 
<i>T 3 – lehká</i>	$f_1 = 207,7 \text{ Hz}$ Op 	$f_2 = 249,9 \text{ Hz}$ Ok 	$f_3 = 426,6 \text{ Hz}$ Op 	$f_4 = 566,4 \text{ Hz}$ T 
<i>T 4 – těžká</i>	$f_1 = 227,4 \text{ Hz}$ Op 	$f_2 = 268,4 \text{ Hz}$ Ok 	$f_3 = 470,8 \text{ Hz}$ Op 	$f_4 = 591,8 \text{ Hz}$ T 
<i>T 4 – lehká</i>	$f_1 = 218,9 \text{ Hz}$ Op 	$f_2 = 262,6 \text{ Hz}$ Ok 	$f_3 = 458,9 \text{ Hz}$ Op 	$f_4 = 583,1 \text{ Hz}$ T 

Poř. vl. Varianta	5.	6.	7.	8.
<i>Série</i>	$f_5 = 567,4 \text{ Hz}$ Ok 	$f_6 = 635,7 \text{ Hz}$ Op 	$f_7 = 1097,6 \text{ Hz}$ Op 	$f_8 = 1123,5 \text{ Hz}$ Ok 
<i>J bvp 3 – těžká</i>	$f_5 = 549,6 \text{ Hz}$ T 	$f_6 = 578,4 \text{ Hz}$ Ok 	$f_7 = 909,1 \text{ Hz}$ Op 	$f_8 = 1101,4 \text{ Hz}$ Ok 
<i>J bvp 3 – lehká</i>	$f_5 = 547,3 \text{ Hz}$ T 	$f_6 = 566,0 \text{ Hz}$ Ok 	$f_7 = 891,6 \text{ Hz}$ Op 	$f_8 = 1083,7 \text{ Hz}$ Ok 
<i>J bvp 4 – těžká</i>	$f_5 = 594,4 \text{ Hz}$ Op 	$f_6 = 607,6 \text{ Hz}$ Ok 	$f_7 = 1028,9 \text{ Hz}$ Op 	$f_8 = 1146,2 \text{ Hz}$ Ok 
<i>J bvp 4 – lehká</i>	$f_5 = 579,9 \text{ Hz}$ Op 	$f_6 = 595,8 \text{ Hz}$ Ok 	$f_7 = 1003,3 \text{ Hz}$ Op 	$f_8 = 1126,9 \text{ Hz}$ Ok 
<i>T 3 – těžká</i>	$f_5 = 586,0 \text{ Hz}$ Op 	$f_6 = 600,1 \text{ Hz}$ Ok 	$f_7 = 963,7 \text{ Hz}$ Op 	$f_8 = 1108,4 \text{ Hz}$ Ok 
<i>T 3 – lehká</i>	$f_5 = 571,7 \text{ Hz}$ Op 	$f_6 = 588,2 \text{ Hz}$ Ok 	$f_7 = 941,4 \text{ Hz}$ Op 	$f_8 = 1090,7 \text{ Hz}$ Ok 
<i>T 4 – těžká</i>	$f_5 = 622,7 \text{ Hz}$ Ok 	$f_6 = 627,2 \text{ Hz}$ Op 	$f_7 = 1053,7 \text{ Hz}$ Op 	$f_8 = 1144,3 \text{ Hz}$ Ok 
<i>T 4 – lehká</i>	$f_5 = 609,1 \text{ Hz}$ Op 	$f_6 = 612,0 \text{ Hz}$ Ok 	$f_7 = 1024,7 \text{ Hz}$ Op 	$f_8 = 1125,0 \text{ Hz}$ Ok 

Poř. vl. tvaru Varianta	9.	10.	11.	12.
<i>Série</i>	$f_9 = 1227 \text{ Hz}$ T 	$f_{10} = 1450,3 \text{ Hz}$ Op 	$f_{11} = 1701,4 \text{ Hz}$ Op 	$f_{12} = 1748,7 \text{ Hz}$ V 
<i>J bvp 3 – těžká</i>	$f_9 = 1304,2 \text{ Hz}$ T 	$f_{10} = 1357,2 \text{ Hz}$ Op 	$f_{11} = 1923,3 \text{ Hz}$ Op 	$f_{12} = 2002,2 \text{ Hz}$ T 
<i>J bvp 3 – lehká</i>	$f_9 = 1292,7 \text{ Hz}$ T 	$f_{10} = 1355,7 \text{ Hz}$ Op 	$f_{11} = 1935,9 \text{ Hz}$ Op 	$f_{12} = 1961,3 \text{ Hz}$ T 
<i>J bvp 4 – těžká</i>	$f_9 = 1337,7 \text{ Hz}$ T 	$f_{10} = 1403,6 \text{ Hz}$ Op 	$f_{11} = 1968,2 \text{ Hz}$ Op 	$f_{12} = 2068,7 \text{ Hz}$ T 
<i>J bvp 4 – lehká</i>	$f_9 = 1324,8 \text{ Hz}$ T 	$f_{10} = 1404,6 \text{ Hz}$ Op 	$f_{11} = 1980,3 \text{ Hz}$ Op 	$f_{12} = 2036,5 \text{ Hz}$ T 
<i>T 3 – těžká</i>	$f_9 = 1335,2 \text{ Hz}$ T 	$f_{10} = 1414,0 \text{ Hz}$ Op 	$f_{11} = 1985,5 \text{ Hz}$ Op 	$f_{12} = 2058,4 \text{ Hz}$ T 
<i>T 3 – lehká</i>	$f_9 = 1323,6 \text{ Hz}$ T 	$f_{10} = 1414,1 \text{ Hz}$ Op 	$f_{11} = 1997,3 \text{ Hz}$ Op 	$f_{12} = 2016,6 \text{ Hz}$ T 
<i>T 4 – těžká</i>	$f_9 = 1362,3 \text{ Hz}$ T 	$f_{10} = 1444,3 \text{ Hz}$ Op 	$f_{11} = 2012,6 \text{ Hz}$ Op 	$f_{12} = 2090,2 \text{ Hz}$ T 
<i>T 4 – lehká</i>	$f_9 = 1349,8 \text{ Hz}$ T 	$f_{10} = 1445,6 \text{ Hz}$ Op 	$f_{11} = 2022,4 \text{ Hz}$ Op 	$f_{12} = 2058,9 \text{ Hz}$ T 

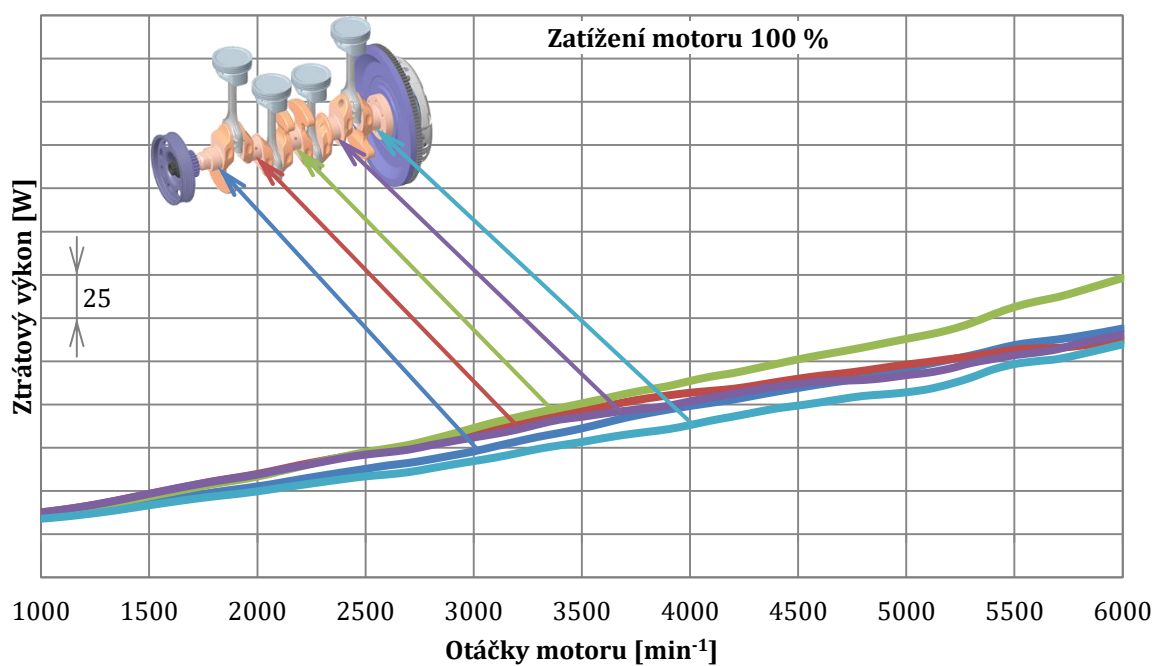


Poměrný rozdíl vlastních frekvencí kmitání

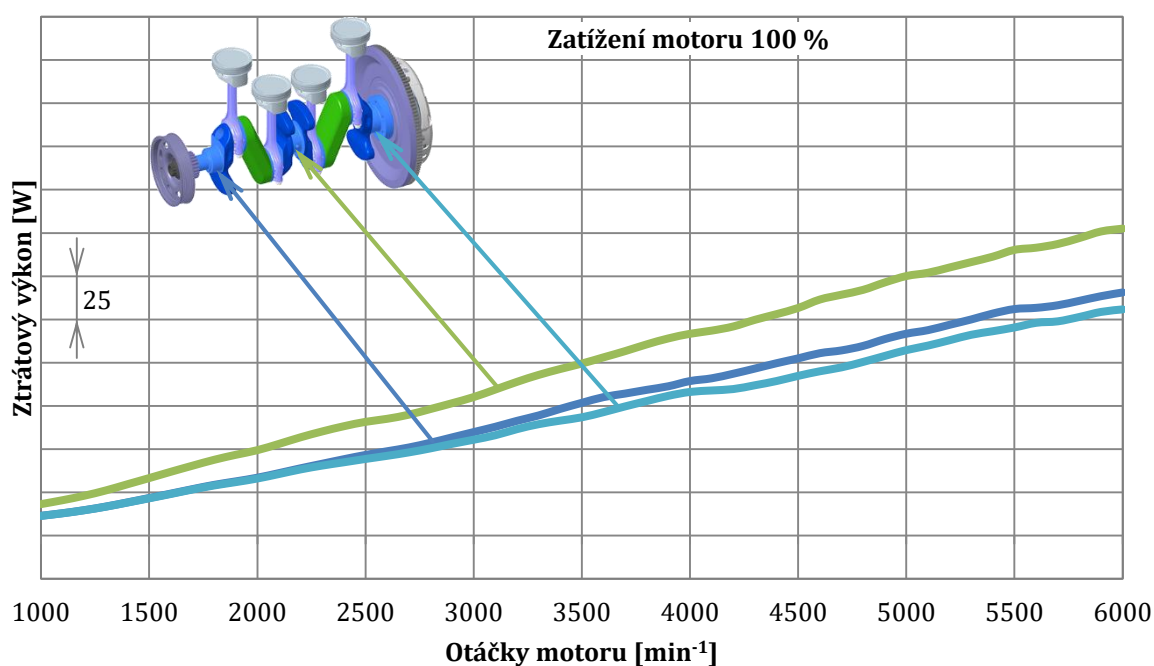


PŘÍLOHA 7 – ZTRÁTOVÝ VÝKON HLAVNÍCH LOŽISEK 1,4 MPI

Ztrátový výkon hlavních ložisek

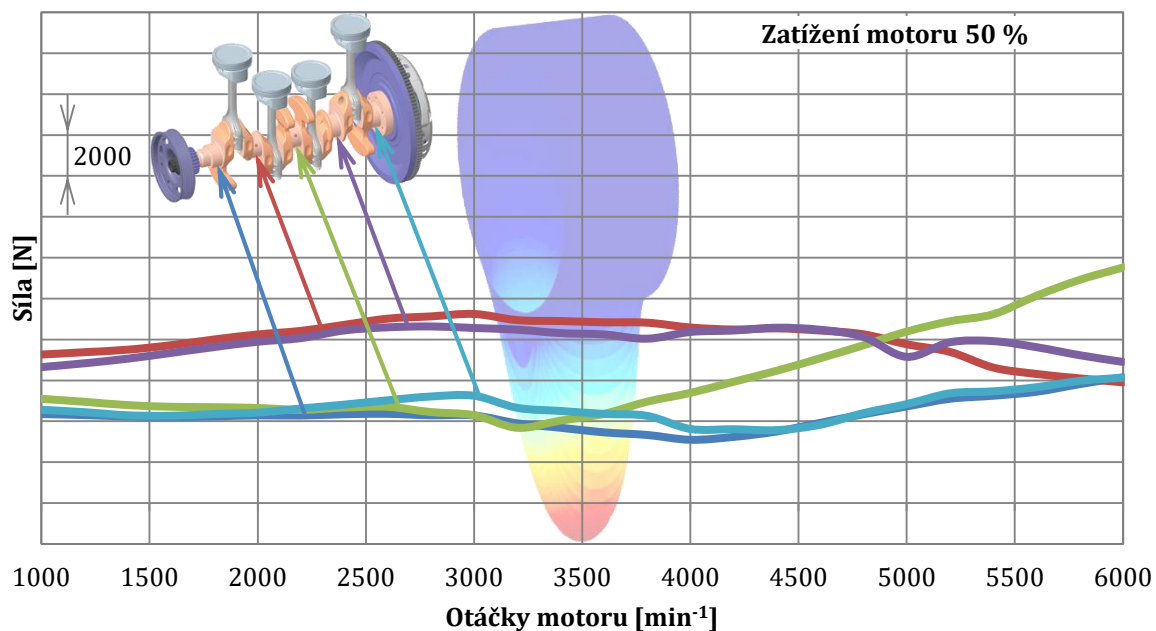


Ztrátový výkon hlavních ložisek

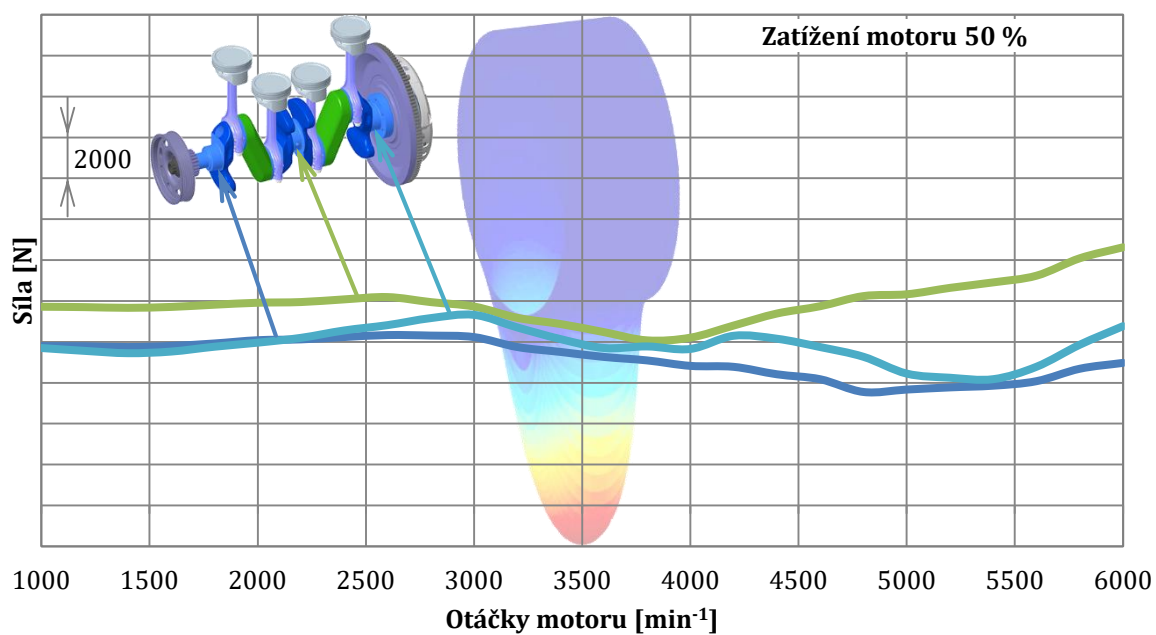


PŘÍLOHA 8 – ZATÍŽENÍ HLAVNÍCH LOŽISEK 1,4 MPI

Největší silové zatížení hlavních ložisek

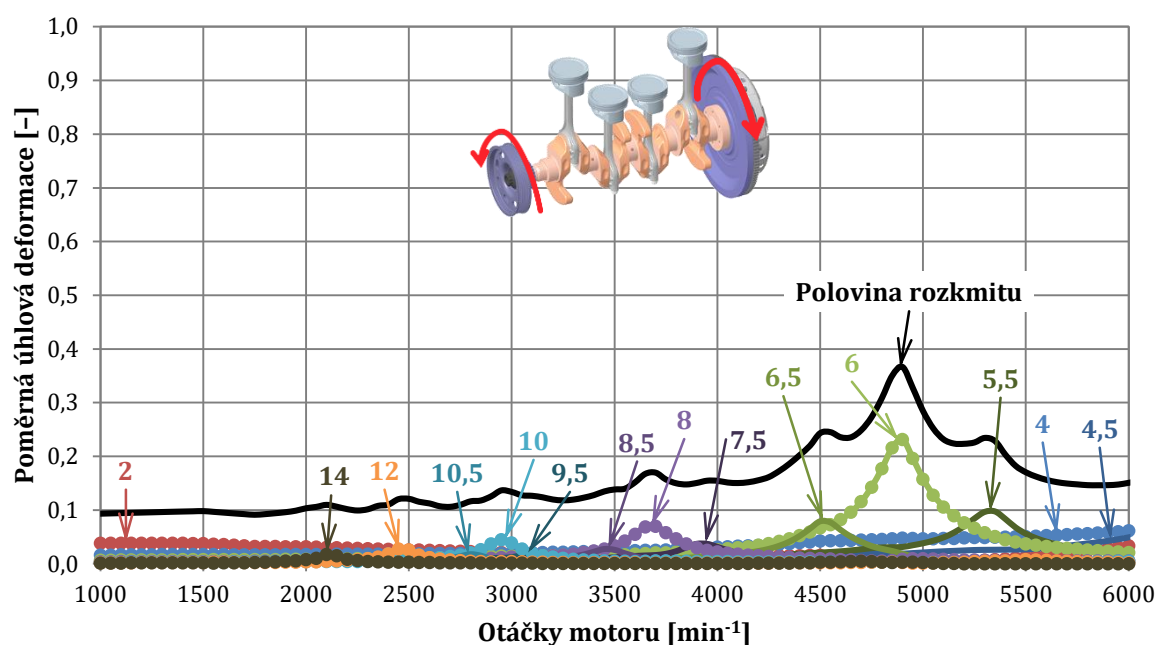


Největší silové zatížení hlavních ložisek

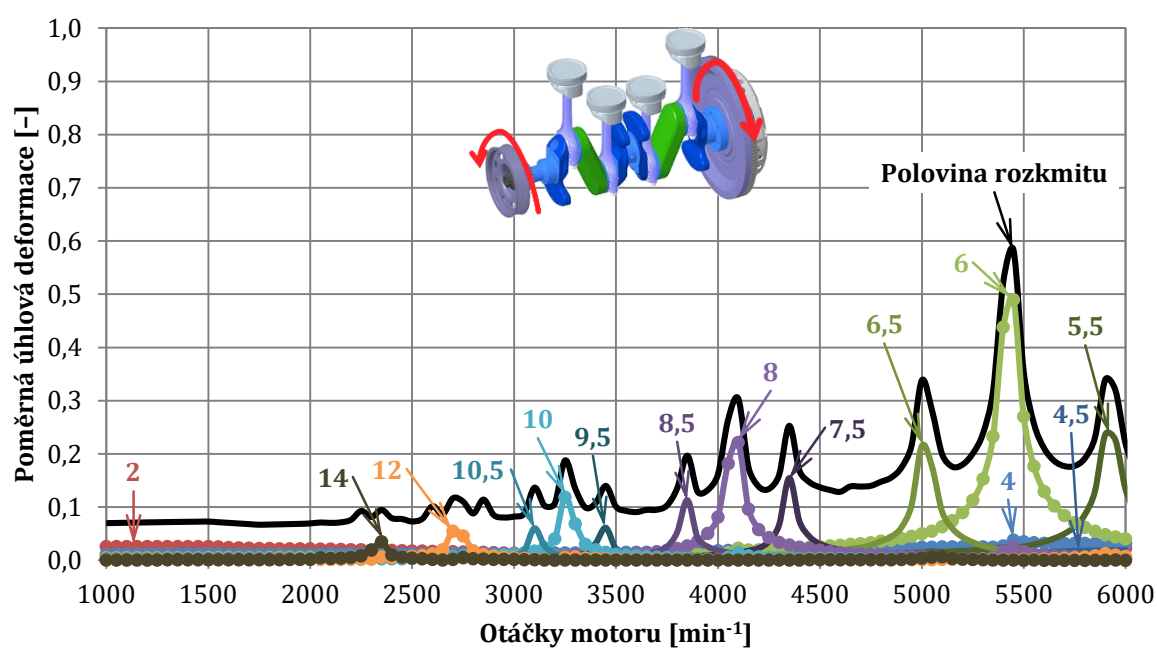


PŘÍLOHA 9 – TORSNÍ KMITÁNÍ 1,4 MPI

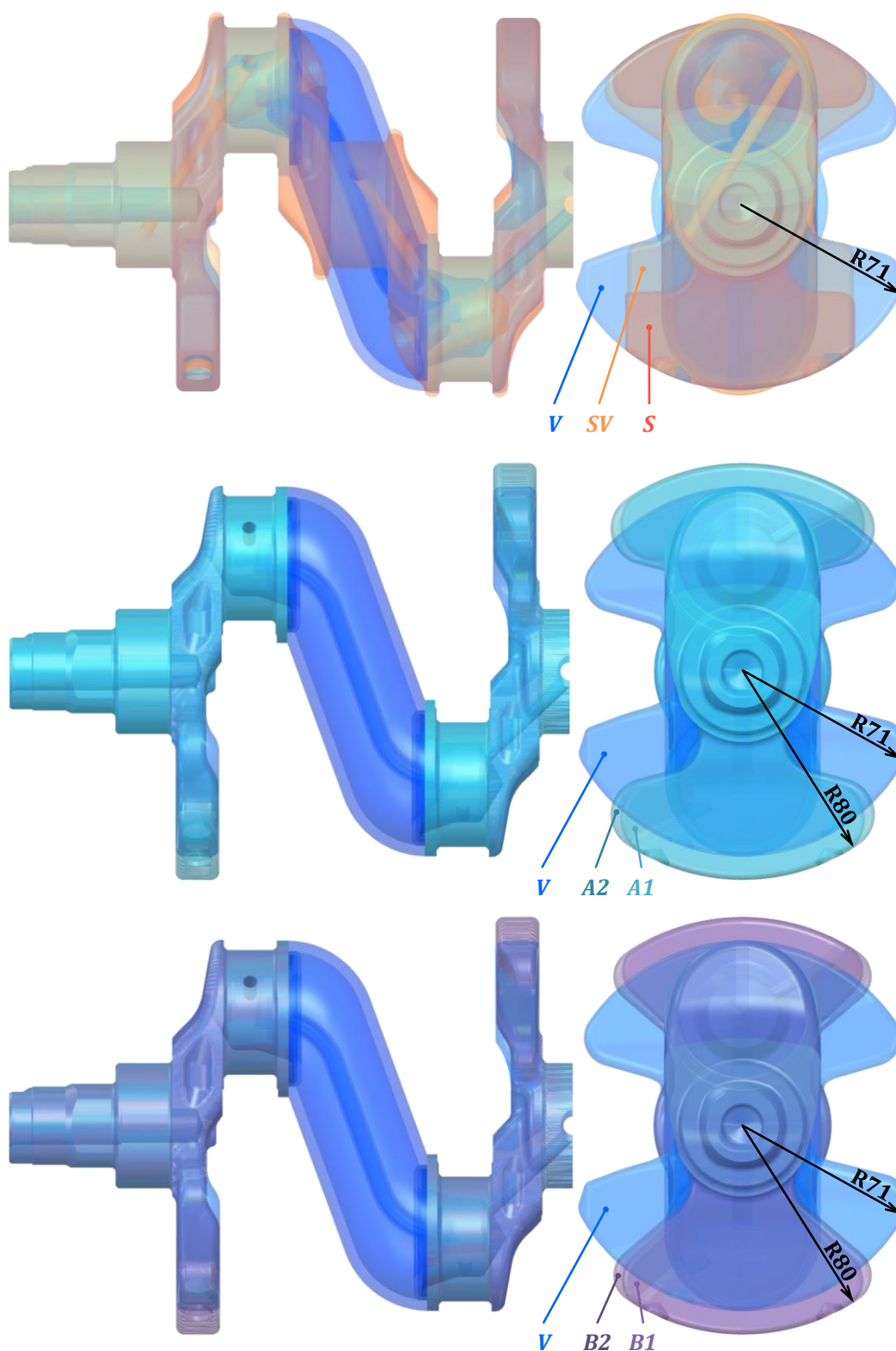
Amplitudy harmon. složek úhlové def. klik. hříd.



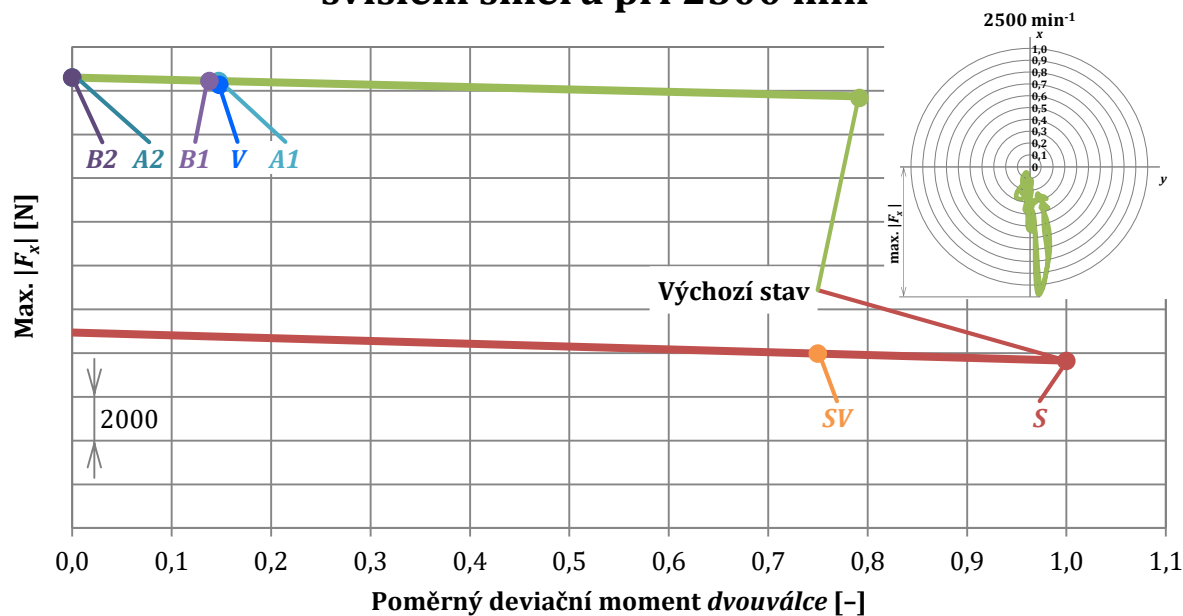
Amplitudy harmon. složek úhlové def. klik. hříd.



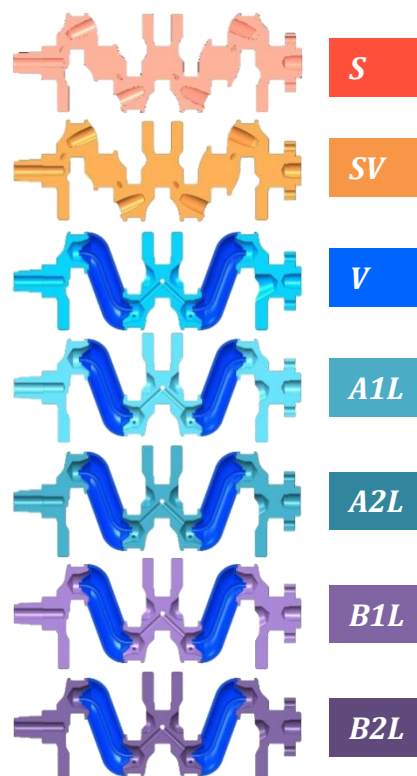
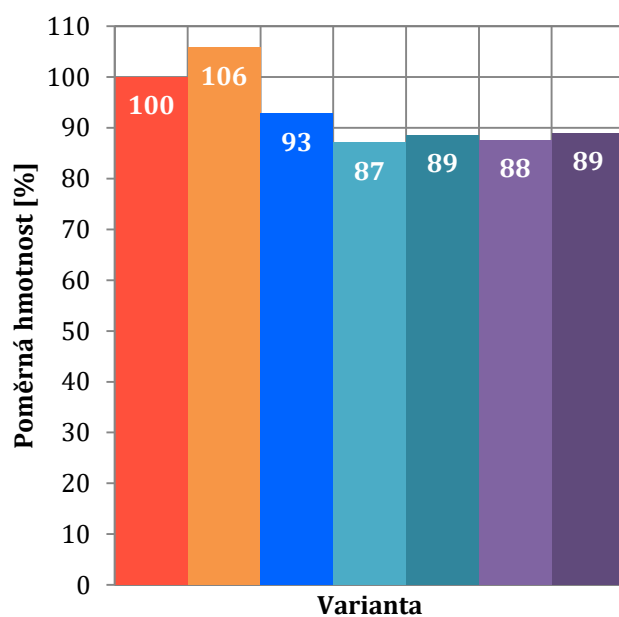
PŘÍLOHA 10 – KLIK. HŘÍDELE SE SNÍŽENÝMI VNITŘNÍMI MOMENTY 1,6 MPI



Silové zatížení prostředního hlavního ložiska ve svislém směru při 2500 min⁻¹



Poměrná hmotnost klikového hřídele

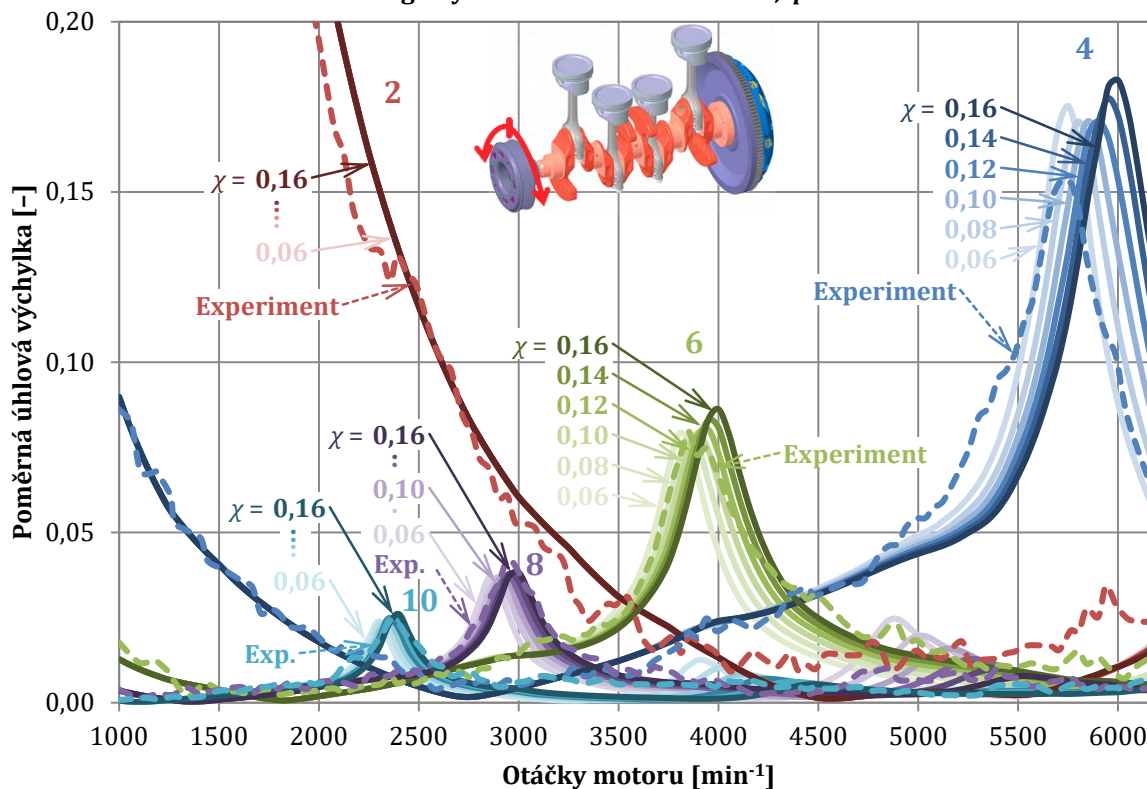


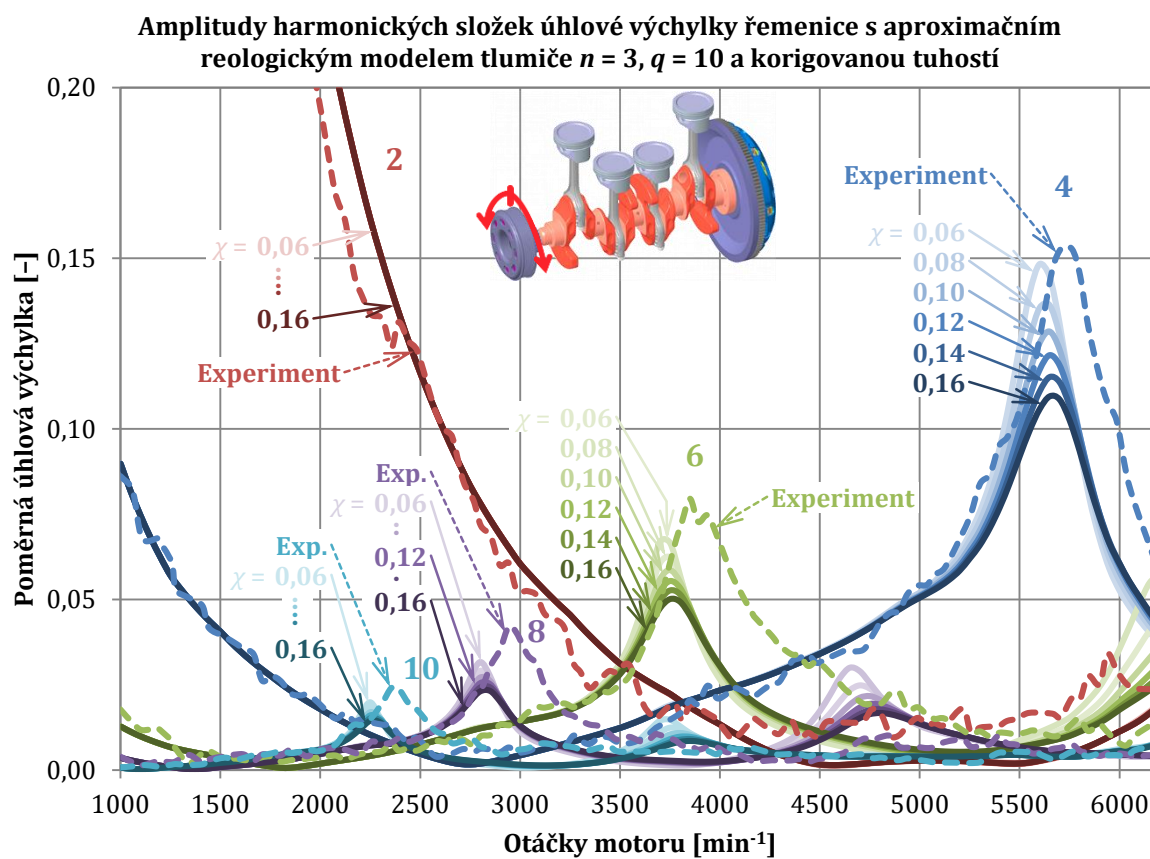
PŘÍLOHA 11 – TLUMIČ TORSNÍHO KMITÁNÍ

n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
	2,0000	1,6694	1,7035	1,7001	1,7004	1,7004	1,7004	1,7004	1,7004	1,7004	1,7004	1,7004	1
		1,6694	1,3254	1,3600	1,3566	1,3569	1,3569	1,3569	1,3569	1,3569	1,3569	1,3569	2
			1,7035	1,3600	1,3947	1,3913	1,3916	1,3916	1,3916	1,3916	1,3916	1,3916	3
				1,7001	1,3566	1,3913	1,3878	1,3881	1,3881	1,3881	1,3881	1,3881	4
					1,7004	1,3569	1,3916	1,3881	1,3885	1,3885	1,3885	1,3885	5
						1,7004	1,3569	1,3916	1,3881	1,3885	1,3884	1,3884	6
							1,7004	1,3569	1,3916	1,3881	1,3885	1,3884	7
								1,7004	1,3569	1,3916	1,3881	1,3885	8
									1,7004	1,3569	1,3916	1,3881	9
										1,7004	1,3569	1,3916	10
											1,7004	1,3569	11
												1,7004	12

 θ_i

Amplitudy harmonických složek úhlové výchylky řemenice s aproximačním reologickým modelem tlumiče $n = 3, q = 10$





PŘÍLOHA 12 – DALŠÍ MOŽNÝ POSTUP

