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

KLIKOVÝ MECHANISMUS VZNĚTOVÉHO MOTORU V6
CRANK TRAIN OF A V6 COMPRESSION-IGNITION ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR
Bc. Petr Homola

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR
Ing. Lubomír Drápal

BRNO 2018

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	**Bc. Petr Homola**
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	**Ing. Lubomír Drápal**
Akademický rok:	2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Klikový mechanismus vznětového motoru V6

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce konstrukčně–výpočtového charakteru zabývající se zejména návrhem klikového hřídele vznětového motoru V6 pro osobní automobil.

Cíle diplomové práce:

Provést stručnou rešerši v oblasti konstrukce klikového mechanismu vznětových vidlicových šestiválcových motorů pro osobní vozy.
Navrhnout uspořádání klikového mechanismu takového motoru.
Provést konstrukční návrh klikového mechanismu. Detailně zpracovat návrh klikového hřídele.
S využitím pokročilých metod provést výpočet únavové životnosti navrženého hřídele.
Vytvořit výrobní výkresovou dokumentaci ke klikovému hřídeli.

Seznam doporučené literatury:

HEISLER, H. Advanced Engine Technology. 1st edition. Oxford (Great Britain): Arnold, 1995, reprint 2002. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

KOŽOUŠEK, J. Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II. 1. vydání. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1983. 488 s.

CRAIG, R. R., KURDILA, A. J. Fundamentals of Structural Dynamics. Second edition. New Jersey: John Willey & Sons, 2006. 728 s. ISBN 978-0-471-43044-5.

MSC.SOFTWARE. ADAMS/Engine Help. Newport Beach (CA): MSC Software Corporation, ©2008. Verze MD Adams R3.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc. ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem klikového mechanismu vidlicové šestiválcové vznětové pohonné jednotky se zaměřením na konstrukci klikového hřídele. Návrh je rozdělen do dvou fází: koncept a dispozice. Ve fázi konceptu jsou navrženy parametry celé pohonné jednotky a provedeny základní 1D analýzy. Ve fázi dispozice je provedena detailnější 3D analýza zatížení klikového hřídele za použití pokročilých výpočetních metod založených na systémech MKP (Metody Konečných Prvků) modelů a MBS programů (dynamika soustavy těles). Na základě dat zatížení je proveden výpočet únavové životnosti klikového hřídele. Práce je dále doplněna o výkresovou dokumentaci klikového hřídele.

KLÍČOVÁ SLOVA

Klikový mechanismus, klikový hřídel, vznětové motory, vidlicové motory, víceválcové motory, únavová životnost, MBS, MKP.

ABSTRACT

This master thesis, concentrated on crank train mechanism of diesel V6 engines with special focus on design and construction of crankshaft, is divided in two main phases. First phase is concept, which contains brief introduction of diesel V-engines construction, parameters of chosen engine unit, especially crank train mechanism, design of crankshaft and 1D analysis of torsional vibrations. Second phase is layout, this phase deals with MBS 3D analysis with flexible FEM models of crankshaft and engine block. These outputs are used for fatigue analysis of crankshaft.

KEYWORDS

Crank train, crank shaft, diesel engine, V-engine, fatigue, MBS, FEM.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HOMOLA, P. *Klikový mechanismus vznětového motoru V6*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 90 s. Vedoucí diplomové práce Lubomír Drápal.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Lubomíra Drápala a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2018 ……..……..

Petr Homola

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl srdečně poděkovat panu Ing. Lubomíru Drápalovi za jeho rady, konzultace a odborné vedení při tvorbě této diplomové práce. Dále bych rád poděkoval rodině, přátelům a zejména Dominice za jejich podporu při studiu.

OBSAH

Úvod 10
1 Vznětové motory V6 11
1.1 Konstrukční prvky 12
1.1.1 Blok motoru 12
1.1.2 Klikový hřídel 15
1.1.3 Ojnice 17
1.2 Povrchové úpravy 18
1.2.1 Nitridování 19
1.2.2 Indukční kalení 20
1.2.3 Válečkování 20
1.3 Porovnání konkurenčních pohonných jednotek 22
1.3.1 Mercedes-Benz 22
1.3.2 Ford 23
1.3.3 Koncern Volkswagen 24
2 Návrh pohonné jednotky 25
2.1 Parametry 25
2.2 Uspořádání 26
2.3 Ostatní komponenty klikového mechanismu 28
2.3.1 Ojnice 28
2.3.2 Pístní skupina 29
2.3.3 Tlumič torzních kmitů 30
2.3.4 Setrvačník 31
2.3.5 Blok motoru 32
3 Teoretické vyvážení klikového mechanismu 33
3.1 Redukce hmotností částí klikového mechanismu 33
3.1.1 Bodová redukce ojnice 34
3.1.2 Redukce hmotností poloviny zalomení klikového hřídele 36
3.2 Setrvačné síly rotujících částí 36
3.3 Setrvačné momenty rotujících částí 38
3.4 Setrvačné síly posuvných částí 39
3.5 Setrvačné momenty posuvných částí 41
3.6 Vyvážení celkového momentu setrvačných sil 42
4 Konstrukční řešení 46
4.1 Klikový hřídel 46
4.2 Vyvažovací hřídel 49

4.2.1 Sestava klikového mechanismu 50
5 Torzní kmitání klikového hřídele 51
5.1 Náhradní torzní model klikového mechanismu 51
5.1.1 Redukce hmotností částí klikového mechanismu 52
5.1.2 Redukce délek částí klikového mechanismu 54
5.1.3 Výpočet torzních tuhostí 55
5.2 Analýza torzního kmitání klikového hřídele 56
5.3 Tlumiče torzních kmitů 59
5.3.1 Návrh parametrů pryžového tlumiče torzních kmitů 59
6 Zatížení klikového hřídele 62
6.1 Lotus Engine Simulation Tool 62
6.2 Diskretizace 64
6.3 Modální redukce 67
6.4 MBS Analýza 69
6.4.1 Torzní kmitání volného konce 70
6.4.2 Torzní deformace 73
6.4.3 Axiální kmitání 75
6.4.4 Zatížení hlavních ložisek 76
6.4.5 Modální souřadnice 78
7 Únavová životnost 80
7.1 Ovlivňující faktory 80
7.2 Výpočet únavové životnosti klikového hřídele 81
Závěr 84
Seznam použitých zkratek a symbolů 86
Seznam příloh 90

ÚVOD

V závislosti na cílovém segmentu trhu jsou vznětové pohonné jednotky konstruovány v různých konfiguracích. Klíčovými faktory těchto konfigurací jsou: počet a rozložení válců, zdvihový objem, způsob plnění válců.

Sériové tří, čtyř a pětiválcové vznětové pohonné jednotky se vyrábějí výhradně v řadovém uspořádání, válce jsou řazeny za sebou a tvoří jednu řadu. Šestiválcové pohonné jednotky se konstruují ve dvou variantách, a to v řadové nebo vidlicové. V druhém jmenovaném případě jsou válce rozděleny do dvou řad, které mezi sebou svírají určitý úhel rozevření. Pro výběr varianty jsou kritickým faktorem zástavbové rozměry karoserie vozidla. Řadový šestiválec může být díky své délce umístěn ve vozidle pouze podélně. Vidlicový šestiválec může být podle potřeby umístěn podélně i příčně. Kompaktnější zástavbové rozměry, zejména podélná délka motoru, jsou velkou výhodou této konfigurace. Vznětové pohonné jednotky s více než šesti válci se pro komerční účely vyskytují výhradně ve vidlicovém uspořádání.

Konstrukce pohonných jednotek pro segment osobních automobilů je do značné míry řízena emisními normami trhu, pro který jsou určeny. Snížení produkce emisí, nebo získání lepšího měrného výkonu, tedy co nejlepšího poměru výkonu k celkové hmotnosti automobilu, jsou řídícími faktory uvažovanými při vývoji.

1 VZNĚTOVÉ MOTORY V6

Cílem této diplomové práce je návrh klikového mechanismu vidlicové vznětové šestiválcové pohonné jednotky pro osobní automobily.

Obr. 1 Pohonná jednotka AUDI V6 3.0 TDI [14]

Vidlicové motory od řadových odlišuje zejména dvojice řad válců, které jsou spojeny společným klikovým hřídelem a svírají mezi sebou určitý úhel. Nejčastěji se můžeme setkat s úhly rozevření válců 60° a 90°. Speciálním případem vidlicových pohonných jednotek je plochý motor, tedy motor s úhlem rozevření válců 180°. Dalším speciálním případem je tzv. VR motor, složenina písmen V pro vidlicový a R, z německého „Reihenmotor“, pro řadový motor. Tento motor se vyznačuje velmi malým úhlem rozevření válců, většinou 10,5° nebo 15°. Oproti klasickému vidlicovému uspořádání má VR motor výhodu v jednodušší konstrukci – motor obsahuje pouze jednu hlavu válců. Motory této koncepce jsou kvůli vysokým normálovým silám, jimiž píst působí na stěnu válce, nevhodné pro vznětové provedení.

Ve srovnání s řadovým má vidlicové uspořádání výhodu zejména jedná-li se o použití pohonných jednotek s velkým zdvihovým objemem. Příkladem může být porovnání šestiválcové vidlicové pohonné jednotky s řadovým šestiválcem. Oba tyto typy mají stejný zdvihový objem, ovšem kompaktnější rozměry umožňují použití vidlicové pohonné jednotky i v karoserii s průměrnými zástavbovými možnostmi.

Pohonná jednotka vidlicového uspořádání se vyznačuje složitější konstrukcí. Obsahuje dva bloky válců, na každý blok dosedá hlava válců s vačkovým mechanismem, složitější je i konstrukce sacího a výfukového vedení. S rostoucí komplexností vidlicových pohonných jednotek vzrůstají cenové nároky na jejich výrobu i údržbu, tyto aspekty mají zásadní dopad na konečnou cenu automobilu. Cena je pro segment osobních automobilů zásadní faktor, a proto jsou pohonné jednotky devizou zejména prémiových vozů vyšších tříd, případně vozů terénních či sportovních. [4], [11]

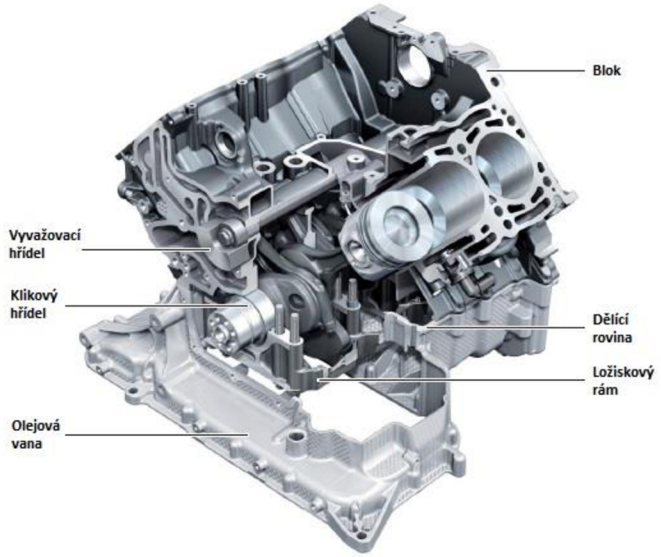
1.1 KONSTRUKČNÍ PRVKY

Každá pohonná jednotka se jako celek skládá z různých komponentů. Na tyto jednotlivé komponenty působí při běhu motoru časově proměnné zatížení tepelné, mechanické nebo chemické. Kritickými faktory proto jsou: konstrukce, použité materiály a povrchové úpravy. Tyto faktory jsou významně ovlivněny snahou konstruktérů dosahovat vysokých měrných výkonů, kompaktních rozměrů a nízké spotřeby bez ovlivnění životnosti a spolehlivosti pohonné jednotky. Snahou je také dosahovat co nejmenších hmotností pohybujících se částí, které mají zejména u rychloběžných pohonných jednotek zásadní vliv pro snížení působení setrvačných sil.

Následující stránky se věnují základním konstrukčním prvkům vidlicových šestiválcových vznětových pohonných jednotek, které je odlišují od pohonných jednotek řadových.

1.1.1 BLOK MOTORU

Blok motoru je základní stavební komponentou každé pístové pohonné jednotky s vnitřním spalováním, která pracuje na principu převádění tepelné energie plynů na mechanickou práci. Tvoří hlavní nosnou konstrukci celé pohonné jednotky a je složen z klikové skříně a bloků válců. K bloku motoru jsou vázány: klikový mechanismus, hlava válců, vačkový mechanismus a další pomocné agregáty. Samotný blok motoru je pomocí držáků upevněn na karoserii vozidla.



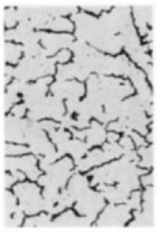
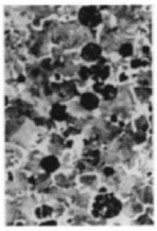
Obr. 2 Blok motoru VW 3.0 TDI 2. generace [15]

Blok válců zajišťuje lineární vedení pro písty a utváří spolu s hlavou válců na jedné straně a pístem na straně druhé spalovací prostor motoru. U vidlicových vznětových pohonných jednotek je kvůli velkým normálovým silám působících na stěnu válce vhodné pouze provedení plochy bloku tzv. uzavřený blok. Součástí bloku je rovněž systém rozvodu oleje pro mazání hlavních částí motoru a systém rozvodu chladicí kapaliny pro odvádění odpadního tepla. [4], [11]

Samotná konstrukce bloku motoru určuje úhel rozevření válců. V současné době se můžeme u sériových automobilů setkat s úhly rozevření 60°. Toto řešení má kompaktní zástavbové rozměry v rovině podélné i příčné a je k vidění u pohonných jednotek automobilky Ford. Další používanou variantou je úhel rozevření 72°, který je používán například u pohonných jednotek automobilky Mercedes-Benz, případně úhel rozevření válců 90°, který je k vidění u pohonných jednotek koncernu Volkswagen. Vidlicové motory s úhlem rozevření válců 180° v šestiválcovém provedení se u komerčních pohonných jednotek nevyskytují.

V neposlední řadě je důležitým faktorem při konstrukci bloku motoru zajištění tuhosti uložení klikového hřídele a tlumení vibrací vznikajících při chodu motoru. Kromě samotné konstrukce je klíčová volba materiálu. Vhodný materiál, případně kombinace materiálů, zajistí tuhost, tlumící účinky i požadované pevnostní charakteristiky.

Komplikovanost motorových bloků a cena výrobního procesu je hlavním důvodem, který určuje použití odlévání jako výhradní metodu jejich výroby. Výběr materiálu s dobrou odlévatelností je proto kritický. Dříve používané oceli na odlitky jsou na ústupu, hlavní podíl na trhu zaujímají litiny. Stručný přehled materiálů a jejich hlavních mechanických vlastností je zobrazen na následujícím obrázku. [4], [11]

Materiál	Šedá litina (litina s lupínkovým grafitem)	Vermikulární litina (litina s červíkovitým grafitem)	Tvárná litina (litina s kuličkovým grafitem)	Oceli	Hliníkové slitiny
Struktura					
Hustota [kg/m³]	7200	7200	7200	7850	2700
Mez pevnosti v tahu [MPa]	250-400	300-500	400-800	450-800	160-320
Modul pružnosti v tahu [GPa]	100-135	130-160	160-185	210	75
Odlévatelnost	Skvělá	Dobrá	Dobrá	Špatná	Skvělá
Svařitelnost	Špatná	Špatná	Dobrá	Skvělá	Dobrá

Obr. 3 Konstrukční materiály bloku motorů [4]

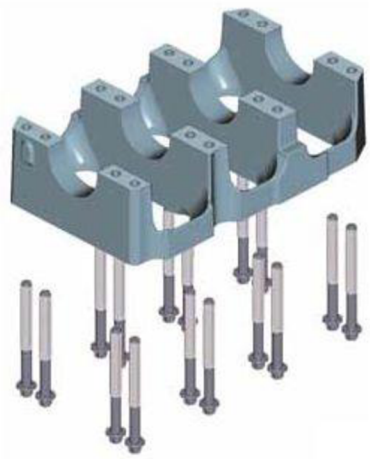
Šedá litina, tedy litina s lupínkovým grafitem, se vyznačuje dobrou tepelnou vodivostí a vysokou pevností v tlaku. Má nízkou citlivost k vrubovým účinkům při dynamickém namáhání, srovnatelnou s ocelí. Lupínkový tvar grafitu ovšem nepříznivě ovlivňuje mez pevnosti v tahu, která je 3 – 4krát menší než pevnost v tlaku.

Tvárná litina obsahuje grafit ve formě kuliček. Řadí se mezi vysoce jakostní materiály, spojuje přednosti ocelí na odlitky a litiny s lupínkovým grafitem. Zachovává si dobrou schopnost útlumu, menší vrubovou citlivost, lepší slévatelnost, třecí vlastnosti a výbornou obrobitelnost.

Litina s červíkovitým grafitem je v dnešní době nejpoužívanějším druhem litiny pro výrobu bloků motoru. Spojuje vlastnosti litiny šedé a tvárné. Červíkovitý grafit zajišťuje dobré pevnostní charakteristiky, které umožňují použití lehčích konstrukcí při zachování požadované tuhosti i pevnostních charakteristik. [4], [7]

LOŽISKOVÝ RÁM

Z důvodů zvýšení tuhosti uložení a snížení vibrací klikového hřídele je součástí klikové skříně také tzv. ložiskový rám. Ložiskový rám umožňuje zmenšení radiálních vůlí hlavních ložisek a použití nízkoviskózních olejů. Na následujícím obrázku je zobrazen ložiskový rám z motoru koncernu Volkswagen.



Obr. 4 Ložiskový rám VW 3.0l V6 TDI [15]

Jako materiál ložiskového rámu bývá volena zejména tvárná litina, která má výborné tlumící vlastnosti. [11]

1.1.2 KLIKOVÝ HŘÍDEL

Klikový hřídel spalovacího motoru představuje hlavní komponentu klikového mechanismu. Spolu s ojnicí převádí přímočarý vratný pohyb pístu na rotační pohyb klikového hřídele. Při tomto procesu na hřídel působí celá řada časově i směrově proměnných silových účinků jako: síly od tlaku plynů, setrvačné síly a momenty posuvných a rotujících hmot aj. Tyto síly namáhají klikový hřídel na ohyb, krut, tah i tlak. Vhodnou konstrukcí klikového mechanismu se mohou některé tyto účinky významně zredukovat, případně vzájemně vykompenzovat.

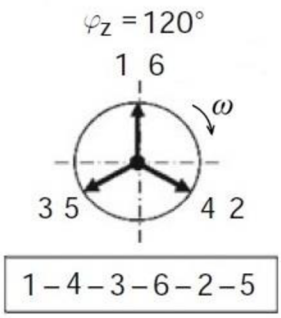
Obr. 5 Klikový hřídel motoru V6 s přesazenými klikovými čepy [16]

Konstrukce klikového hřídele má zásadní vliv na dynamiku motoru, rovnoměrnost chodu, přenos zatížení do hlavních ložisek, případně vyvážení setrvačných sil. Vhodné rozložení jednotlivých zalomení klikového hřídele u víceválcových motorů je kritickým faktorem pro zajištění dobrých dynamických vlastností. Dosažení rovnoměrného rozestoupení vznětů je základním předpokladem. K dosažení tohoto stavu musí platit rovnice:

$$\varphi_z = \frac{4\pi}{z} = \frac{720}{z} \tag{1}$$

Rovnice platí pro čtyřdobé motory, φ_z značí úhel rozestoupení vznětů, z počet válců.

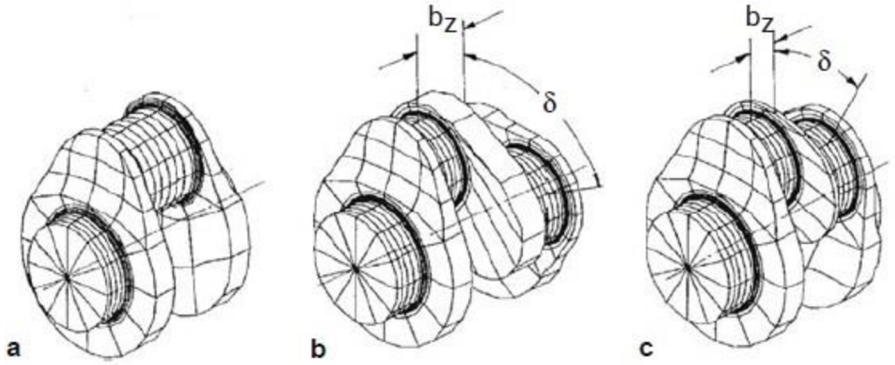
Při dodržení úhlu φ_z je hvězdicový diagram rozestupu vznětů jednotlivých válců symetrický. V případě šestiválcových pohonných jednotek je úhel pro dosažení rovnoměrného rozestoupení vznětů φ_z=120°. [4]



Obr. 6 Hvězdicový diagram rozestupu vznětů 1. řádu

U vidlicových pohonných jednotek je dosažení rovnoměrného rozestupu vznětů závislé na více faktorech. Na úhlu rozevření válců, úhlu přesazení jednotlivých zalomení klikového hřídele, případně na úhlu přesazení ojničních čepů.

V případě motorů koncepce V6 je jedinou možnou variantou pro dosažení rovnoměrného rozestupu vznětů při použití přímého ojničního čepu (u konstrukce dva válce na jedno zalomení, viz. obr 7 varianta a) úhel rozevření válců α_v=120°. Toto konstrukční řešení umožňuje použití klikového hřídele, který má z pohledu osy otáčení uspořádání do pravidelné hvězdice. Toto uspořádání přirozeně vyvažuje setrvačné síly od rotačních a posuvných částí 1. a 2. řádu. Velký úhel rozevření válců ovšem znamená ztrátu kompaktních rozměrů, proto se s touto koncepcí u sériových osobních automobilů nesetkáme.



Obr. 7 Konfigurace zalomení klikových hřídelů vidlicových pohonných jednotek [4]

Aby mohlo být dosaženo rovnoměrného rozestupu vznětů i u koncepcí s jiným úhlem rozevření válců, bylo nutné použití komplexnějších tvarů klikových hřídelů. Řešení se samostatným zalomením pro každý válec znamenalo použití dlouhých a těžkých hřídelů. Z tohoto důvodu našla uplatnění koncepce vzájemně přesazených ojničních čepů (obr. 7 varianta b a c). Kvůli zvýšení tuhosti, pevnosti i únavové životnosti může být spojení přesazených ojničních čepů vyztuženo spojovacím ramenem. Pro výpočet úhlu přesazení ojničních čepů bylo nutné upravit rovnici (1), po úpravě platí:

$$\delta = \frac{4\pi}{z} - \alpha_v \tag{2}$$

Rovnice platí pouze pro čtyřdobé motory, kde δ je úhel přesazení ojničních čepů a α_v je úhel rozevření válců.

Obdobně jako u bloku motoru, i v případě klikového hřídele je výběr materiálu kritickým faktorem k dosažení požadovaných pevnostních charakteristik a únavové životnosti. V současné době se na trhu můžeme setkat se dvěma hlavními procesy výroby klikových hřídelů, které do značné míry určují použití konkrétního materiálu. Jedná se o procesy odlévání a kování.

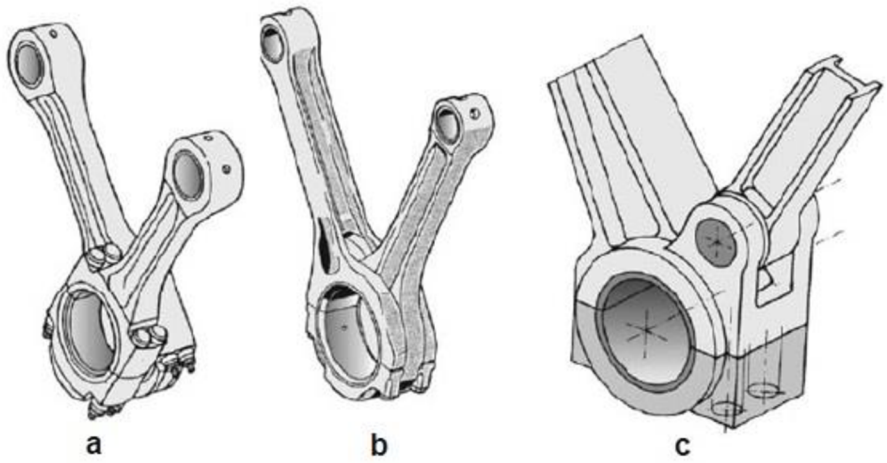
Technicky i cenově náročnější variantou je výroba kováním. Kované ocelové klikové hřídele se vyznačují výbornými pevnostními charakteristikami, které jsou vhodné i pro použití u vysokovýkonných vznětových pohonných jednotek. Stručný přehled materiálů, procesů výroby a použití je uveden na následujícím obrázku. [4]

	Tvárná litina	Pearlitická/mikro legovaná ocel	Nelegovaná ocel a ocelové slitiny
Typy	EN-GJA-600-3. . . EN-GJS-700-2	C38mod. 30MnVS 6 46MnVS 3	C 35 E. . .42CrMo4 mod. 34CrNiMo6
Pevnost v tahu R_m [MPa]	700 - 850	700 - 1000	700 - 1150
Použití	Odlévání	Zápustkové kování	Zápustkové nebo strojní kování
Použití	Osobní automobily	Osobní a užitkové automobily	Osobní/užitkové automobily a velké motory

Obr. 8 Materiály klikových hřídelů [4]

1.1.3 OJNICE

Ojnice představuje u spalovacího motoru spojovací člen mezi klikovým hřídelem a pístní skupinou, umožňuje převod přímočarého vratného pohybu pístu na rotační pohyb klikového hřídele. Během tohoto procesu je ojnice namáhána na tlak i tah. Vysoká únavová životnost, vzpěrná stabilita, nízká hmotnost a vysoká tuhost uložení v ložiscích, jsou hlavními požadavky při její konstrukci.



Obr. 9 Konstrukční řešení zalomení vidlicových motorů s nepřesazenými klikovými čepy [4]

U vidlicových pohonných jednotek tvoří válce pomyslné dvojice, sdílí jedno zalomení klikového hřídele. V případě klikových hřídelů s nepřesazenými ojničními čepy (viz obr.7 varianta a) dvojice ojnic sdílí jeden přímý ojniční čep, odsazení je provedeno v axiálním směru. Toto řešení vytváří nežádoucí ohybový moment, který se dále přenáší na uložení hlavních ložisek. Rozvidlená ojnice s vedlejší ojnicí (obr. 9 varianta b) je nevhodná z důvodů špatných podmínek pro tvorbu hydrodynamické mazací vrstvy. Varianta c umožňuje, obdobně jako varianta b, zkrácení celkové délky motoru, ale je namáhána přídavným ohybovým momentem od ojnice vedlejší. Společnou nevýhodou variant b a c je vysoká pořizovací cena, která je hlavní příčinou jejich nerozšíření ve sféře osobních automobilů. [4]

Konstrukční řešení ojnic pro vidlicové pohonné jednotky je velmi podobné jako pro motory řadové. Malé oko pro pístní čep je jednodílné, velké oko pro ojniční čep dvoudílné. Způsob a úhel roviny dělení velkého oka ojnice záleží na konstrukci motoru. Rozdíl oproti ojnicím řadových motorů je zejména u šířky velkého oka. Šířka oka určuje spolu s průměrem vrtání rozestoupení os válců a tím celkovou délku bloku motoru. Proto mají tyto ojnice hlavu užší, díky které je možné dosažení kompaktnějších rozměrů na úkor zvýšení měrných tlaků v ojničním ložisku.

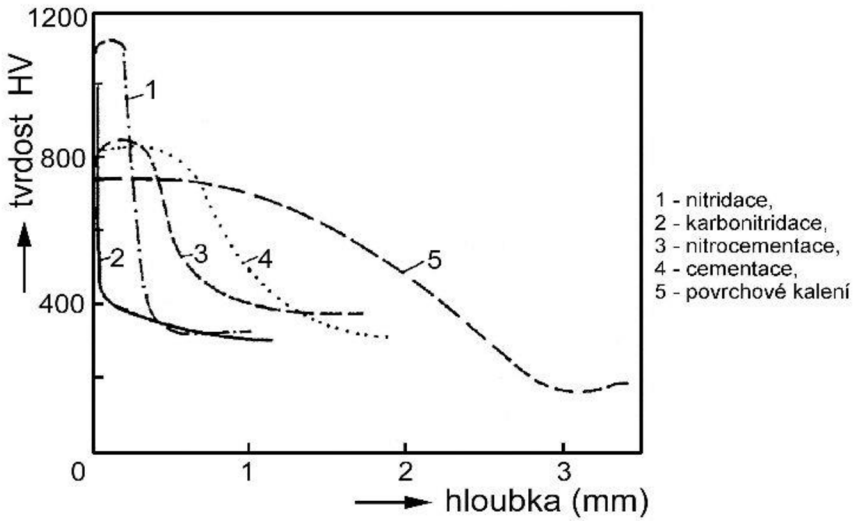
Nejpoužívanějším tvarem průřezu dříku ojnice je tvar písmene I. Tyto dříky se vyznačují dobrou tuhostí, hmotností a jsou vhodné pro zápustkové kování i odlévání. Použití materiálů pro výrobu ojnic je velmi podobné jako v případě klikových hřídelů (viz obr. 8). [11]

Obr. 10 Ojnice a píst AUDI V6 3.0 TDI [17]

1.2 POVRCHOVÉ ÚPRAVY

Ve snaze dosáhnout vysokých výkonů, kompaktních rozměrů a nízkých hmotností bez ovlivnění mechanických vlastností a únavové životnosti, se staly povrchové úpravy nedílnou součástí procesu výroby vysoce namáhaných součástek. Kromě zvýšení únavové životnosti zvyšují povrchové úpravy odolnost vůči opotřebení i korozním vlivům prostředí. Nejčastěji používaným druhem povrchových úprav jsou chemicko-tepelné, kdy na povrchu součásti vzniká tenká tvrdá vrstva, lišící se chemickými i mechanickými vlastnostmi od původního materiálu.

Kritickými oblastmi, z hlediska únavové životnosti klikových hřídelů, jsou zejména oblasti hlavních a ojničních ložisek, vyústění olejových kanálků a přechody čepů do ramen. Povrchové úpravy aplikované zejména na tyto kritické oblasti mohou výrazně přispět ke zvýšení únavové životnosti. [4]



Obr. 11 Porovnání tvrdostí a hloubek vrstev jednotlivých metod [18]

1.2.1 NITRIDOVÁNÍ

Nitridace spadá do procesu chemicko-tepelného zpracování, kdy dochází k sycení povrchu základního materiálu dusíkem za zvýšené teploty. V současné době je nejpoužívanější metodou plazmová nitridace. Tento způsob umožňuje vytvoření tenké nitridační vrstvy na konkrétním místě bez výrazného tepelného namáhání součásti.

Probíhá za sníženého tlaku v ochranné atmosféře vodíku nebo dusíku. Působením elektrického pole dochází ke štěpení a ionizaci atomů plynů a jejich urychlení na základní materiál. Ten je dopady atomů zahříván a dusík uvolněný z atomů difunduje do povrchu materiálu. Vzniká nitridační vrstva tvořená dvěma složkami. Na povrchu velmi tvrdou vrstvou intermetalické sloučeniny železa a dusíku, která je tlustá několik mikrometrů. Pod ní leží difuzní vrstva, její tloušťka záleží na délce nitridace. Takto vytvořený nitridační povlak vyniká vysokou tvrdostí, otěruvzdorností a odolností vůči korozi.

Po nitridaci dochází k malé změně objemu, která má za následek vznik tlakových pnutí na povrchu součástky, která působí proti tahovému namáhání a zvyšují tak mez únavy součástky. Kvůli pořizovací ceně se nitridace používá nejčastěji v motorsportu nebo zakázkové výrobě. [6]

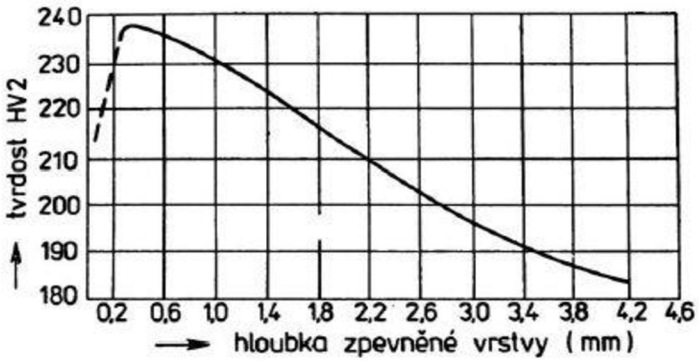
1.2.2 INDUKČNÍ KALENÍ

Indukční kalení spadá do procesu tepelného zpracování. Povrch kalené součásti je ohříván vířivým magnetickým polem indukovaným cívkou nad teplotní rozsah transformace materiálu a poté je prudce zchlazen. Ochlazení probíhá nadkritickou rychlostí, aby se potlačily rovnovážné přeměny. Dochází k přeměně austenitu na martenzit, bainit a jemný lamelární perlit. Díky použití indukčních cívek může být kalená oblast poměrně přesně definována. U klikových hřídelů se kalí zejména oblasti hlavních a ojničních čepů, na kterých vzniká tvrdá povrchová vrstva, jejíž hloubka závisí na délce ohřevu. Tvrdost směrem do jádra klesá, struktura materiálu jádra zůstává nezměněna. [6], [19]

Obr. 12 Indukčního kalení čepů klikového hřídele firmou EFD Induction [19]

1.2.3 VÁLEČKOVÁNÍ

Válečkování spadá do beztřískových dokončovacích metod obrábění za studena. Geometrické i objemové změny jsou vyvolány plynulým silovým působením valivých elementů na povrch obráběné součástky. Ty v místě styku elementů s obrobkem vyvolávají plastickou deformaci a změnu metalurgické struktury v povrchových vrstvách. Dochází ke zjemnění obrobeného povrchu snížením vrcholků nerovností a vnesení vnitřního pnutí do povrchových vrstev materiálu, které příznivě ovlivňuje vrubovou odolnost a únavovou životnost. Závislost tvrdosti povrchové vrstvy válečkované součástky na hloubce je uvedena na následujícím obrázku.



Obr. 13 Průběh tvrdosti válečkované plochy v závislosti na hloubce [20]

V případě výroby klikových hřídelů se nejčastěji válečkují zaoblení přechodů čepů do ramen. Příklad přístroje na válečkování od firmy Hegenscheidt MFD je vyobrazen na níže uvedeném obrázku. [20]

Obr. 14 Válečkování přechodů čepů do ramen klikového hřídele řadového šestiválce [21]

1.3 POROVNÁNÍ KONKURENČNÍCH POHONNÝCH JEDNOTEK

Následuje porovnání hlavních parametrů vidlicových vznětových šestiválcových pohonných jednotek od různých výrobců.

1.3.1 MERCEDES-BENZ

Tato pohonná jednotka je v produkci od roku 2005. Pro dosažení rovnoměrného rozestupu vznětů při úhlu rozevření válců 72° je osazena klikovým hřídelem s úhlově přesazenými ojničními čepy, úhel přesazení je 48°. Úplné vyvážení klikového mechanismu je docíleno přídavným vyvažovacím hřídelem umístěným v místě rozvidlení válců. Přeplňování je provedeno pomocí turbodmychadla s variabilní geometrií lopatek. [22]

Tab. 1 Parametry pohonné jednotky OM642 DE 30 LA

Označení motoru	OM642 DE 30 LA
Vrtání x zdvih [mm] x [mm]	83,0 x 92
Zdvihový objem [cm^3]	2978
Kompresní poměr [-]	18.0:1
Vstřikovací tlak paliva [bar]	1600
Počet ventilů na válec [-]	4
Maximální výkon/otáčky [kW]/[min^{-3}]	195/3800
Maximální krouticí moment/otáčky [Nm]/[min^{-3}]	620/1600-2400
Vozidlo	Mercedes-Benz C218 CLS 350 CDI, W251.I R 320 CDI, X164.I GL 320 CDI

Obr. 15 Pohonná jednotka Mercedes-Benz OM642 [22]

1.3.2 FORD

Pohonná jednotka od společnosti Ford z rodiny s označením Lion je v produkci od roku 2004. Úhel rozevření válců i úhel přesazení ojničních čepů je 60°, úplné vyvážení je dosaženo přídavným vyvažovacím hřídelem. Pro účel přeplňování se pro tuto jednotku používá jedno turbodmychadlo, nebo dvě sekvenčně řazená turbodmychadla. Menší turbodmychadlo poskytuje plnicí tlak při nízkých a středních otáčkách a větší při vysokých. [23]

Tab. 2 Pohonná jednotka Ford AJD/PSA DT17

Označení motoru	AJD/PSA DT17
Vrtání x zdvih [mm] x [mm]	84,0 x 90,0
Zdvihový objem [cm^3]	2993
Kompresní poměr [-]	16.1:1
Vstřikovací tlak paliva [bar]	1650
Počet ventilů na válec [-]	4
Maximální výkon/otáčky [kW]/[min^{-3}]	187/4000
Maximální krouticí moment/otáčky [Nm]/[min^{-3}]	600/2000
Vozidlo	Land Rover Discovery 4, Range Rover Sport

Obr. 16 Pohonná jednotka Ford AJD/PSA DT17 [23]

1.3.3 KONCERN VOLKSWAGEN

Pohonnou jednotku s kódovým označením CCMA vyvinutá společností AUDI a byla poprvé představena v roce 2004. Úhel rozevření válců je 90°, úhel přesazení ojničních čepů 30°. Pro účel úplného vyvážení klikového mechanismu je jednotka osazena vyvažovacím hřídelem orientovaným v rozvidlení válců. Přeplňování je realizováno jedním turbodmychadlem, nebo systémem dvou turbodmychadel. [14]

Tab. 3 Pohonná jednotka Volkswagen CCMA

Označení motoru	CCMA
Vrtání x zdvih [mm] x [mm]	83,0 x 91,4
Zdvihový objem [cm^3]	2967
Kompresní poměr [-]	16.8:1
Vstřikovací tlak paliva [bar]	2000
Počet ventilů na válec [-]	4
Maximální výkon/otáčky [kW]/[min^{-3}]	176/4000-4400
Maximální krouticí moment/otáčky [Nm]/[min^{-3}]	550/2000-2250
Vozidlo	Volkswagen Toureg, AUDI Q7

Obr. 17 Pohonná jednotka Volkswagen CCMA[14]

2 NÁVRH POHONNÉ JEDNOTKY

Silová působení od tlaku plynů a setrvačných sil mají značný vliv na dynamiku celého klikového mechanismu. V tomto kontextu má celkový počet válců a jejich konfigurace, v rámci pohonné jednotky, zásadní význam.
Dalšími ovlivňujícími proměnnými jsou:

- vrtání válce a vzdálenost os válců,
- konfigurace zalomení klikového hřídele (pořadí vznětů),
- hmotnosti jednotlivých částí klikového mechanismu,
- kinematika klikového mechanismu,
- charakteristika průběhu tlaku plynů ve válci.

Následující kapitola se věnuje návrhu základních parametrů vidlicové šestiválcové vznětové pohonné jednotky.

2.1 PARAMETRY

Základním prvkem každého spalovacího pístového motoru je válcová jednotka. Na parametrech válcové jednotky, jejich počtu a uspořádání do značné míry závisí celkový výkon pohonné jednotky. Navrhovaná pohonná jednotka vychází z konvenčních vidlicových vznětových motorů, její základní parametry jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 4 Parametry válcové jednotky

Parametr	Hodnota	Jednotka
Počet válců z	6	[-]
Vrtání D_v	83	[mm]
Rozteč válců l_z	107	[mm]
Přesazení řad válců l_v	25	[mm]
Zdvih Z	91	[mm]
Funkční délka ojnice l_{oj}	160	[mm]
Ojniční poměr λ_o	0,284	[-]
Zdvihový objem 1 válce V_v	0,492	[dm^3]
Celkový zdvihový objem V_z	2,952	[dm^3]

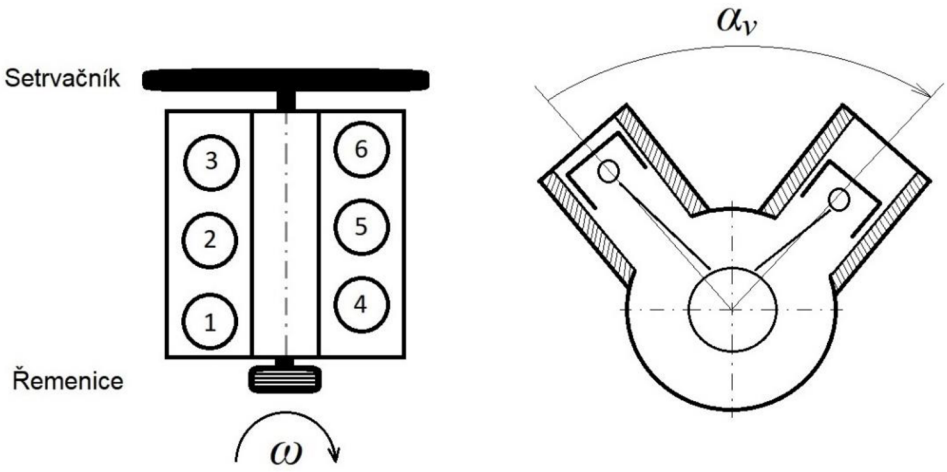
V níže uvedené tabulce jsou obsaženy hlavní parametry klikového hřídele, které byly určeny na základě empirických vztahů.

Tab. 5 Parametry klikového hřídele

Parametr	Hodnota	
	Jednotka	[mm]
Zalomení kliky r_k	45,5	
Průměr klikového čepu D_{HC}	65	
Šířka klikového čepu l_{HC}	30	
Průměr ojničního čepu D_{OC}	60	
Šířka klikového čepu l_{HC}	20	
Tloušťka ramene c_r	20	
Poloměr zaoblení přechodu klika/čep R_{zaob}	2	

2.2 USPOŘÁDÁNÍ

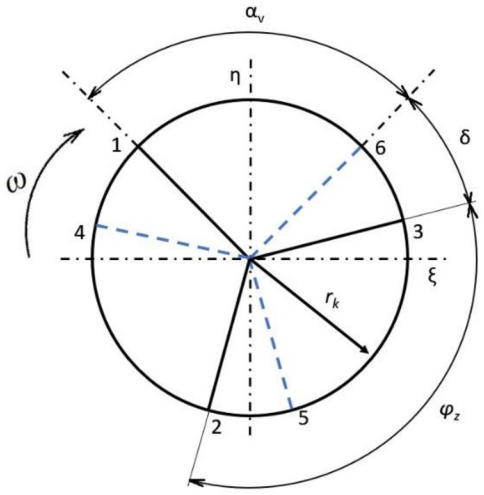
Pohonná jednotka konstrukce V6 je sestavena ze šesti válců, rozdělených do dvou jednotlivých řad válců, každá po třech válcích. Válce mezi jednotlivými řadami spolu vzájemně svírají určitý úhel rozevření α_v. Následující schéma (obr. 18) znázorňuje uspořádání válců v rámci bloku motoru. Toto uspořádání vychází z koncepce, která je k vidění například u pohonných jednotek uspořádání V6 koncernu Volkswagen.



Obr. 18 Schéma uspořádání vidlicové pohonné jednotky

Aby pro daný úhel rozevření válců mohlo být dosaženo rovnoměrného rozestupu vznětů, bylo zvoleno konstrukční řešení klikového hřídele s úhlově přesazenými ojničními čepy (viz obr. 7 varianta b a c). Úhel přesazení jednotlivých zalomení klikového hřídele se vypočte pomocí rovnice (1), pro tento případ φ_z=120°. Úhel přesazení ojničních čepů vychází z rovnice (2),

δ=30°. Jako výchozí pořadí zážehů bylo zvoleno: 1-4-3-6-2-5. Koncepce uspořádání klikového hřídele je znázorněna na následujícím obr. 19. Obrázek ukazuje schéma klikového hřídele při čelním pohledu (v ose hřídele) ze strany řemenice.



Obr. 19 Schéma uspořádání klikového hřídele

Kompletní přehled parametrů uspořádání klikového hřídele je uveden v následujících tabulkách.

Tab. 6 Parametry klikového hřídele

Parametr	Hodnota	Jednotka
Počet válců z	6	[-]
Pořadí zážehů	1-4-3-6-2-5	[-]
Úhel rozevření válců α_v	90	[°]
Úhel zalomení kliky φ_z	120	[°]
Úhel přesazení ojničních čepů δ	30	[°]

Tab. 7 Úhly přesazení jednotlivých ojničních čepů

Klikový čep	Přesazení ojničního čepu	Hodnota	
		Jednotka	[°]
1.	σ_1	0	
4.	$\sigma_2 = \delta$	30	
2.	$\sigma_3 = \varphi_z$	120	
5.	$\sigma_4 = \varphi_z + \delta$	150	
3.	$\sigma_5 = 2\varphi_z$	240	
6.	$\sigma_6 = 2\varphi_z + \delta$	270	

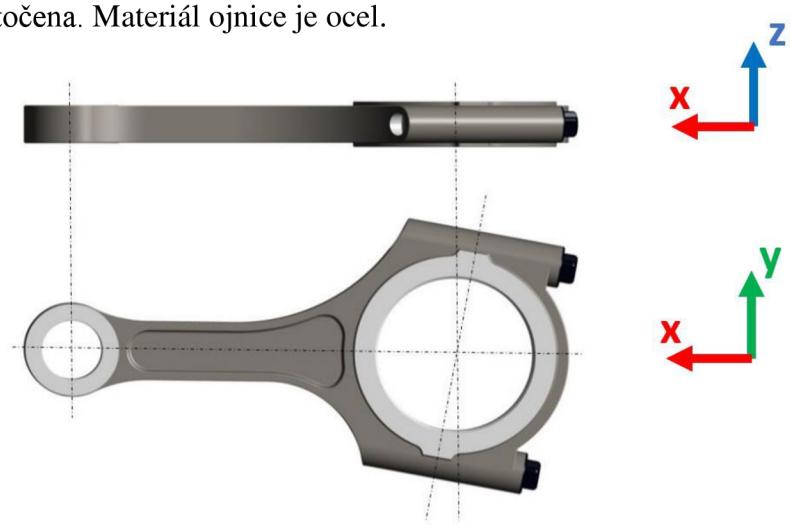
Číslování ojničních čepů odpovídá válcové jednotce, která mu přísluší.

2.3 OSTATNÍ KOMPONENTY KLIKOVÉHO MECHANISMU

Následuje přehled součástek klikového mechanismu, mimo klikový hřídel, a jejich hmotnostních parametrů, které byly dále použity při výpočtu teoretického vyvážení klikového hřídele, tvorbě náhradního torzního modelu klikového mechanismu a ve výpočtových programech.

2.3.1 OJNICE

Ojnice je konstruována s průřezem dříku ve tvaru písmene I. Dělící rovina velkého oka ojnice je v ose z úhlově natočena. Materiál ojnice je ocel.



Obr. 20 Ojnice motoru V6

Tab. 8 Hmotnostní parametry ojnice

Celková hmotnost m_{oj} [kg]	Vzdálenost těžiště od velkého oka l_p [mm]		
0,719	44,6		
Moment setrvačnost (ke středu velkého oka)	J_{xx} [kg·mm^2]	J_{yy} [kg·mm^2]	J_{zz} [kg·mm^2]
	471,19	2381,0	2825,0

2.3.2 PÍSTNÍ SKUPINA

Pístní skupina se skládá z pístu, pístních kroužků, pojistných kroužků a pístního čepu. Spalovací prostor je vytvořen ve dně pístu, jedná se o nedělený spalovací prostor, uvažuje se přímý vstřik paliva. Konstrukce pístu vychází z koncepce tří pístních kroužků, dvou těsnících a jednoho stíracího. Hmotnostní parametry celé pístní skupiny jsou uvedeny v následující tab. 9. Materiálem těla pístu je hliníková slitina. Oblast prvního pístního kroužku je z materiálu Ni-Resist, spalovací prostor je tvrdě eloxován. Pro ostatní komponenty pístní skupiny byla zvolena ocel.

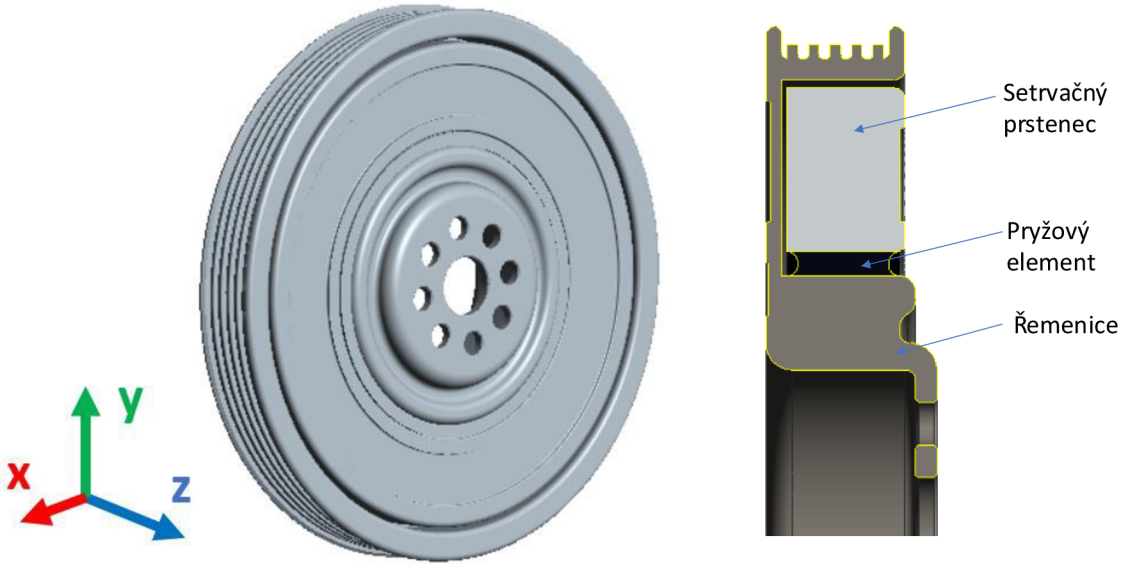
Obr. 21 Pístní skupina vznětového motoru

Tab. 9 Hmotnostní parametry pístní skupiny

Celková hmotnost m_{ps} [kg]	Vzdálenost těžiště od osy pístního čepu l_{ps} [mm]		
1,034	15,56		
Momenty setrvačnosti (ke středu osy pístního čepu)	J_{xx} [kg·mm^2]	J_{yy} [kg·mm^2]	J_{zz} [kg·mm^2]
	876,5	984,2	983,8

2.3.3 TLUMIČ TORZNÍCH KMITŮ

Pryžový rezonanční tlumič torzních kmitů je integrován do řemenice. Náboj tlumiče je pevně připevněn ke klikovému hřídeli. Prstenec je s nábojem spojen pružným elementem. Materiálem hlavních částí je ocel, materiál pružného elementu je pryž.



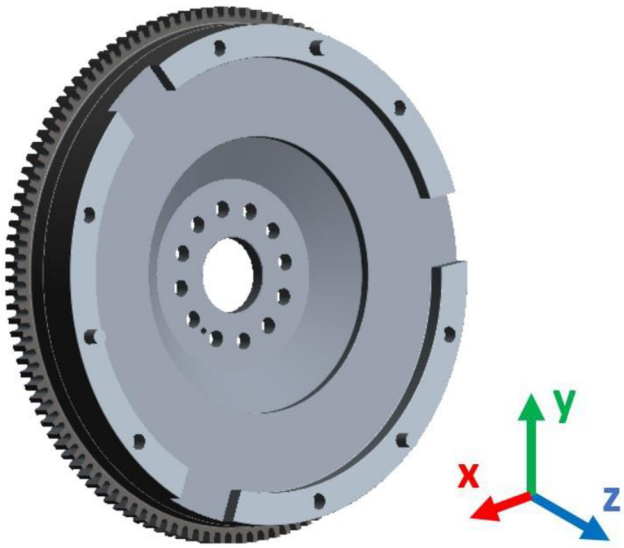
Obr. 22 Model tlumiče torzních kmitů + řez

Tab. 10 Hmotnostní parametry pryžového tlumiče torzních kmitů

Celková hmotnost m_{tl} [kg]	Vzdálenost těžiště okraje příruby l_{tl} [mm]		
2,4291	10		
Momenty setrvačnosti (vztaženy k těžišti)	J_{xx} [kg·mm^2]	J_{yy} [kg·mm^2]	J_{zz} [kg·mm^2]
	4666,6	4666,6	8962,2

2.3.4 SETRVAČNÍK

Pro navrhovaný klikový mechanismus byl použit jednohmotový setrvačník. Materiálem setrvačníku je ocel.



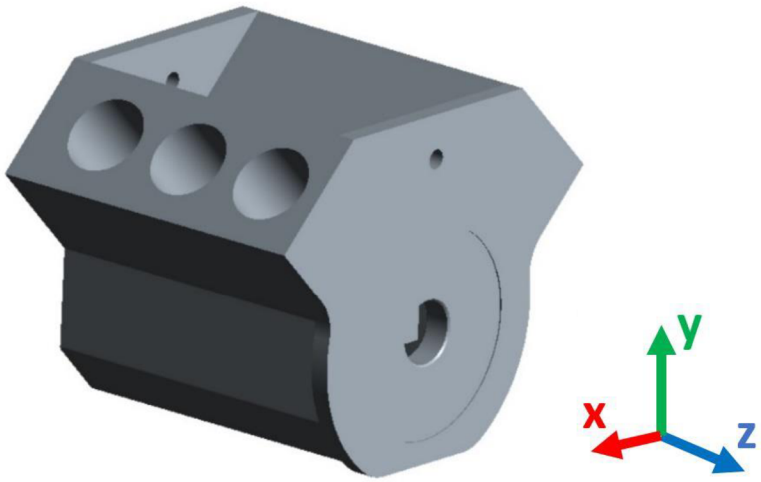
Obr. 23 Jednohmotový setrvačník

Tab. 11 Hmotnostní parametry jednohmotového setrvačníku

Celková hmotnost m_{set} [kg]	Vzdálenost těžiště od příruby setrvačníku l_{set} [mm]		
18,94	15		
Momenty setrvačnosti (vztaženy k těžišti)	J_{xx} [kg·mm^2]	J_{yy} [kg·mm^2]	J_{zz} [kg·mm^2]
	126898	126898	242432

2.3.5 BLOK MOTORU

Model bloku motoru byl použit pro tvorbu konečněprvkového pružného tělesa a byl vymodelován se značným zjednodušením, cílem je reprezentace poddajného chování uložení klikového hřídele v klikové skříni. Materiálem bloku je litina s červíkovitým grafitem. Pro zvýšení tuhosti uložení klikového hřídele je použit ložiskový rám, který je součástí víka, potažmo olejové vany, klikové skříně. Materiálem ložiskového rámu je tvárná litina.



Obr. 24 Blok motoru

Tab. 12 Hmotnostní parametry bloku motoru

Celková hmotnost m_{blok} [kg]	Momenty setrvačnosti (vztaženy k těžišti)	J_{xx} [kg·mm^2]	J_{yy} [kg·mm^2]	J_{zz} [kg·mm^2]
116		7019838	7088862	3145573

3 TEORETICKÉ VYVÁŽENÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Klikový mechanismus je dynamicky zatížen momentovým a silovým působením. Toto časově proměnné zatížení, spolu s dalšími faktory, může způsobovat vibrace, které se dál šíří strukturou motoru přes uložení až do karoserie vozidla. Vibrace kromě snížení komfortu jízdy mohou způsobit nesprávnou funkci celého mechanismu, případně jednotlivých komponent a agregátů pohonné jednotky a vést až k jejich mechanickému poškození.

Vhodnou konstrukcí a uspořádáním klikového mechanismu můžeme dosáhnout tzv. přirozeného vyvážení, tedy vzájemné kompenzace setrvačných sil a momentů. Pokud není možné přirozeně vyvážit klikový mechanismus jeho vhodnou konstrukcí, je nutné použití dalších metod. Konstrukčně nejjednodušší způsob vyvážení je použití vývažků na klikovém hřídeli. Toto řešení v některých případech k úplnému vyvážení nestačí a je potřeba použití jednoho nebo více vyvažovacích hřídelů.

Rostoucí vstřikovací a kompresní tlaky, vícestupňové přeplňování, zvyšování rychloběžnosti, všechny tyto faktory vedou k hrubějšímu, ostřejšímu, průběhu spalování, které produkuje více vibrací. Pro dosažení optimálního komfortu jízdy v celém spektru pracovních otáček motoru rostou i nároky na utlumení těchto vibrací. Vícebodové vstřikování, přesunutí pohonu rozvodů na stranu setrvačníku, dvouhmotové setrvačníky, akustická izolace nebo částečné zapouzdření pohonné jednotky pomáhají redukovat vytváření a šíření těchto akustických a mechanických vibrací. [2], [4], [12]

Následující stránky se věnují teoretickému vyvážení klikového mechanismu pomocí vývažků na klikovém hřídeli. Pro teoretické vyvážení platí tyto zjednodušující předpoklady:

- tvar a rozměry všech částí klikového mechanismu jsou přesně dodrženy,
- neuvažují se mechanické ani tepelné deformace, klikový hřídel je absolutně tuhý,
- neuvažují se vůle
- neuvažuje se tření, ani gravitační zrychlení,
- materiál je ideálně homogenní,
- stejné součástky mají stejnou hmotnost,
- těžištní rovina motoru je totožná s rovinou části klikového hřídele mezi krajními ložisky (v případě motorů se stejnými roztečemi os válců).

3.1 REDUKCE HMOTNOSTÍ ČÁSTÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Zjednodušeně lze pohyby v klikovém mechanismu rozložit do dvou hlavních složek, přímočarého vratného pohybu pístní skupiny a rotačního pohybu klikového hřídele. Oba tyto pohyby, spolu s jim příslušnými hodnotami momentů setrvačnosti pohybujících se částí, produkují setrvačné síly. Pro účel výpočtu a vyvážení účinků setrvačných sil je nutné rozdělení hmotností klikového mechanismu dle druhu pohybu, který konají a jejich následná redukce. Nejčastěji se setrvačné momenty redukují do osy otáčení klikového hřídele a setrvačné hmotnosti na poloměr zalomení klikového hřídele.

Každá válcová dvojice vidlicové pohonné jednotky sdílí jedno zalomení klikového hřídele, proto je pro účely vyvážení (případně tvorby náhradní torzní soustavy) uvažováno pro danou válcovou jednotku pouze polovina zalomení.

3.1.1 BODOVÁ REDUKCE OJNICE

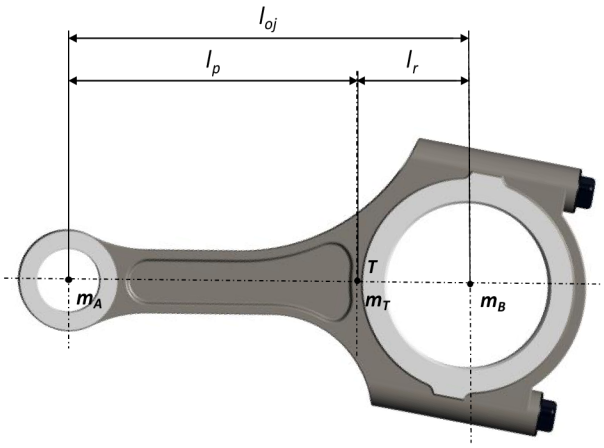
Ojnice, jako spojovací člen mezi pístem a klikovým hřídelem, koná při běhu obecný rovinný pohyb. Pro výpočet velikosti setrvačných sil je nutné rozdělit celkovou hmotnost ojnice na hmotnost rotující a hmotnost posuvnou. K tomuto účelu slouží bodová redukce celkové hmotnosti ojnice do náhradních hmotných bodů.

Pro bodovou redukci platí tyto předpoklady:

- hmotnost náhradní soustavy hmotných bodů je stejná, jako hmotnost původního modelu,
- těžiště náhradní soustavy souhlasí s těžištěm původního modelu,
- momenty setrvačnosti náhradní soustavy hmotných bodů i původního modelu, vztaženy k těžišti, mají stejnou velikost.

TŘÍBODOVÁ REDUKCE OJNICE

Tříbodová redukce ojnice spočívá na principu redukce celkové hmotnosti ojnice do tří hmotných bodů. Prvním bodem je těžiště, ostatní body jsou soustředěny do středů ok ojnice (viz obr. 25). Tato bodová redukce je staticky i dynamicky ekvivalentní s původním modelem ojnice.



Obr. 25 Orientace těžiště a náhradních hmotných bodů ojnice

Tab. 13 Doplňující parametry ojnice

Parametr	Hodnota	Jednotka
Moment setrvačnosti (vztažen k těžišti) J_{oj_t}	2825,4	[kg·mm^2]
Vzdálenost velkého oka od těžiště l_r	44,6	[mm]
Vzdálenost malého oka od těžiště l_p	115,4	[mm]

Dle předpokladů pro bodovou redukci platí:

$$m_{oj} = m_A + m_B + m_T \tag{3}$$

$$m_A l_p = m_B l_r \tag{4}$$

$$m_A l_p^2 + m_B l_r^2 = J_t \tag{5}$$

Pro rovnice platí, m_{oj} je celková hmotnost ojnice, m_A je redukovaná hmotnost ojnice ve středu malého oka, m_B redukovaná hmotnost ojnice ve středu velkého oka ojnice, m_T je redukovaná hmotnost ojnice v těžišti a I_t je moment setrvačnosti ojnice vztažený k těžišti.

Tab. 14 Redukované hmotnosti

Hmotný bod	Hmotnost	
	Jednotka	[kg]
m_A	0,153	
m_B	0,396	
m_T	0,170	

DVOUBODOVÁ REDUKCE OJNICE

Pro účel výpočtu účinků setrvačných sil rotujících a posuvných hmotností ojnice, je potřeba redukovat její celkovou hmotnost do dvou hmotných bodů, soustředěných do středů ok ojnice. Dvoubodovou redukci lze vypočítat jednoduchým přepočtem z redukce tříbodové. Přepočet vychází z rovnic:

$$m_{t_A} l_{oj} = m_t l_r \tag{6}$$

Pro rovnici platí, m_{t_A} je přepočítaná hmotnost těžiště k velkému oku ojnice.

$$m_{t_B} l_{oj} = m_t l_p \tag{7}$$

Pro rovnici platí, m_{t_B} je přepočítaná hmotnost těžiště k velkému oku ojnice.

Pro celkovou redukovanou hmotnost posuvných částí dle dvoubodové redukce platí:

$$m_{oj_rot} = m_A + m_{t_A} \tag{8}$$

Pro hmotnost rotující části ojnice platí m_{oj_rot}=0,519 kg.

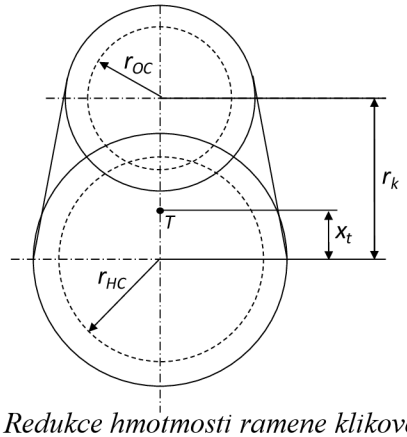
Pro případ redukce posuvné části hmotnosti ojnice do středu malého oka platí rovnice:

$$m_{oj_posuv} = m_B + m_{t_B} \tag{9}$$

Pro hmotnost posuvné části ojnice platí m_{oj_posuv}=0,2 kg.

3.1.2 REDUKCE HMOTNOSTÍ POLOVINY ZALOMENÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Rotující části, které nemají těžiště soustředěné do osy otáčení, vytvářejí setrvačné silové účinky. Velikost těchto setrvačných sil závisí kromě úhlové rychlosti otáčení na složce rotující hmotnosti.



Obr. 26 Redukce hmotnosti ramene klikového hřídele

Redukce hmotnosti ramene klikového hřídele vychází z rovnice:

$$m_{ram_red} = m_{ram} \frac{x_t}{r_k} \tag{10}$$

Pro redukovanou hmotnost ramene platí m_{ram_red}=0,267 kg.

Hlavní čep má těžiště v ose rotace, proto jeho hmotnost pro tento případ neuvažujeme. Ostatní hmotnosti poloviny zalomení, jako hmotnost ojničního čepu a spojovacího ramene přesazených ojničních čepů, mají těžiště na poloměru zalomení klikového hřídele, proto je stačí přičíst k redukované hmotnosti ramene zalomení. Celková hmotnost poloviny zalomení klikového hřídele se vypočte pomocí rovnice:

$$m_{zal_red} = m_{ram_red} + m_{oj_cep} + \frac{m_{oj_ram}}{2} \tag{11}$$

Pro kterou platí: hmotnost ojničního čepu m_{oj_cep}=1,373 kg, m_{oj_ram} je hmotnost spojovacího ramene přesazených ojničních čepů.

3.2 SETRVAČNÉ SÍLY ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

Velikost setrvačných sil rotujících částí vyplývá z rovnice:

$$F_{sr} = m_{rot} r_k \omega^2 \tag{12}$$

Kde m_{rot} je celková redukovaná hmotnost rotujících částí.

Celková redukovaná hmotnost rotujících částí se skládá ze dvou složek, hmotnosti zalomení klikového hřídele redukované do osy klikového čepu a z rotující hmotnosti ojnice:

$$m_{rot_i} = m_{zal_red_i} + m_{oj_rot_i} \tag{13}$$

Kde $m_{zal_red_i}$ je hmotnost poloviny zalomení redukovaná do osy klikového čepu, $m_{oj_rot_i}$ je rotující hmotnost ojnice.

V případě rozložení setrvačných sil rotujících částí do osy η platí:

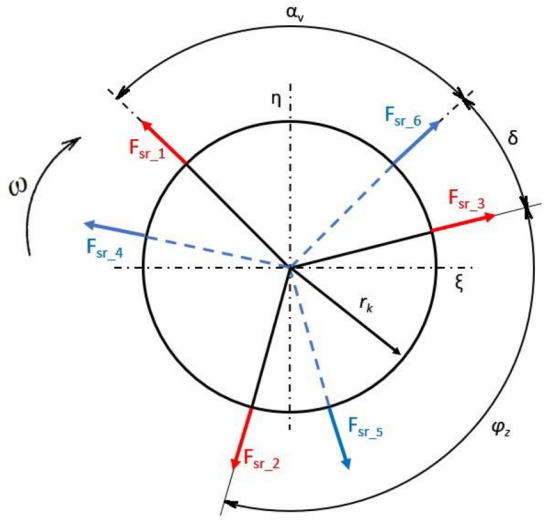
$$F_{sr_\eta_i} = m_{rot_i} r_k \omega^2 \cos(\sigma_i) \tag{14}$$

Pro síly v ose ξ platí:

$$F_{sr_\xi_i} = m_{rot_i} r_k \omega^2 \sin(\sigma_i) \tag{15}$$

Kde σ_i je úhel přesazení klikových čepů (viz tab. 7).

Uspořádání klikového hřídele tvoří, při pohledu ze strany řemenice pravidelnou hvězdici, výslednice setrvačných sil rotujících částí je tedy nulová. Schéma uspořádání setrvačných sil rotujících částí I. řádu je uvedeno na následujícím obrázku.



Obr. 27 Schéma setrvačných sil rotujících částí I. řádu

Silová výslednice v ose η:

$$F_{sr_\eta} = \sum_{i=1}^{6} F_{sr_\eta_i} = F_{sr_\eta_1} + F_{sr_\eta_4} + F_{sr_\eta_2} + F_{sr_\eta_5} + F_{sr_\eta_3} + F_{sr_\eta_6} = 0 \tag{16}$$

Silová výslednice v ose ξ:

$$F_{sr_\xi} = \sum_{i=1}^{6} F_{sr_\xi_i} = F_{sr_\xi_1} + F_{sr_\xi_4} + F_{sr_\xi_2} + F_{sr_\xi_5} + F_{sr_\xi_3} + F_{sr_\xi_6} = 0 \tag{17}$$

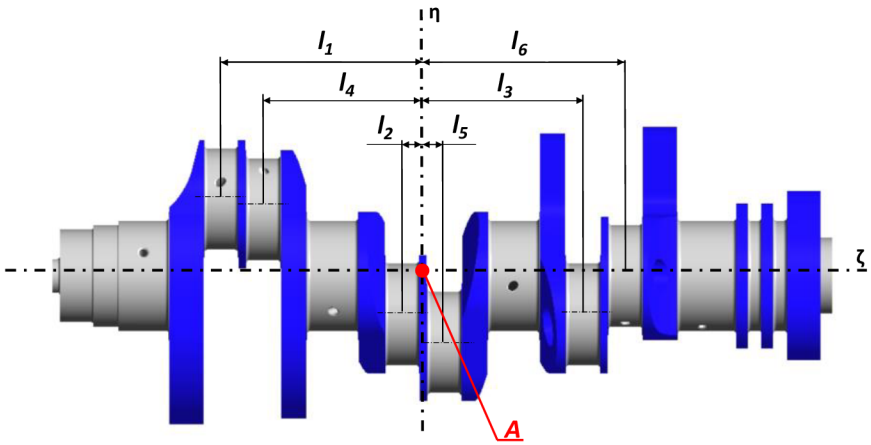
Rovnice silových výslednic potvrzují, že pro dané uspořádání klikového hřídele jsou silové účinky setrvačných sil rotujících částí vzájemně vykompenzovány.

3.3 SETRVAČNÉ MOMENTY ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

Momentové účinky jednotlivých setrvačných sil rotujících částí vyplývají ze vztahu:

$$M_r = F_{sr} l \tag{18}$$

Pro který platí l je rameno, na kterém tato síla působí.



Obr. 28 Ramena, na kterých působí příslušné síly

Celkový moment setrvačných sil rotujících částí působí v rovině ηξ a je vztažen k referenčnímu bodu A. Složka celkového momentu v ose η, při orientaci prvního pístu v horní úvrati, je vyjádřena rovnicí:

$$M_{r_\eta} = \sum_{i=1}^{6} F_{sr_\eta_i} l_i = F_{sr_\eta_1} l_1 + F_{sr_\eta_4} l_4 + F_{sr_\eta_2} l_2 + F_{sr_\eta_5} l_5 + F_{sr_\eta_3} l_3 + F_{sr_\eta_6}\, l_6 \tag{19}$$

Pro hodnotu momentu platí M_{r_η}= -4,327·10^6 Nmm.

Pro složku celkového momentu v ose ζ, při orientaci prvního pístu v horní úvrati, platí rovnice:

$$M_{r_\xi} = \sum_{i=1}^{6} F_{sr_\xi_i} l_i = F_{sr_\xi_1} l_1 + F_{sr_\xi_4} l_4 + F_{sr_\xi_2} l_2 + F_{sr_\xi_5} l_5 + F_{sr_\xi_3} l_3 + F_{sr_\xi_6}\, l_6 \tag{20}$$

Pro hodnotu momentu platí M_{r_ξ}= 0 Nmm.

Pro tyto rovnice platí, l_i je délka ramene příslušné setrvačné síly od referenčního bodu A. Velikosti ramen pro příslušné válcové jednotky jsou zobrazeny v následující tabulce.

Tab. 15 Vzdálenost působení příslušné setrvačné síly rotujících částí od bodu A

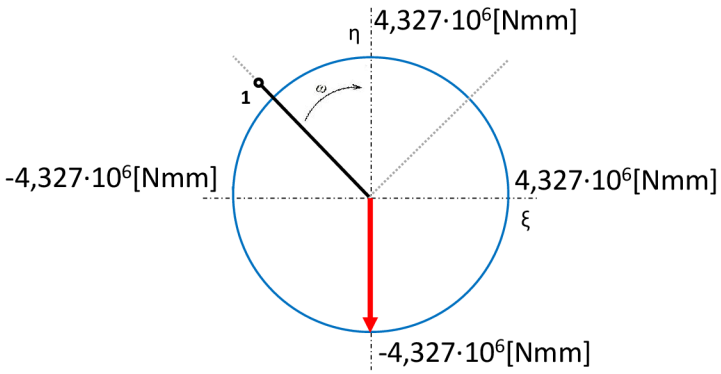
Rameno	l_1	l_4	l_2	l_5	l_3	l_6
Délka [mm]	-119,5	-94,5	-12,5	12,5	94,5	119,5

Velikost celkového momentu vyplývá z rovnice:

$$M_{r_celk} = \sqrt{M_{r_\eta}^2 + M_{r_\xi}^2} \tag{21}$$

Celkový moment setrvačných sil rotujících částí je nenulový, způsobuje tedy nevyváženost klikového mechanismu a má velikost M_{r_celk}=4,327·10^6.

Protože má výsledný moment setrvačných sil rotujících částí po čas otáčení klikového hřídele konstantní velikost, může být plně vyvážen vývažky na klikovém hřídeli. Aby bylo dosaženo vyvážení tohoto momentového působení, musí platit, že moment vytvářený vývažky na klikovém hřídeli má stejnou velikost a opačný směr, jako moment vytvářený setrvačnými silami rotujících částí. Uvedený obr. 29 zobrazuje trajektorii, kterou opisuje vektor celkového momentu setrvačných sil rotujících částí po dobu otáčení klikového hřídele a okamžitou polohu vektoru výslednice při orientaci prvního pístu v hlavní úvrati.



Obr. 29 Průběh velikosti výslednice momentů setrvačných sil rotujících částí po dobu jedné otáčky

3.4 SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Druhou složkou setrvačných sil jsou síly od posuvných částí. Průběh velikosti setrvačné síly posuvných částí I. řádu, v závislosti na natočení klikového hřídele pro jednu válcovou jednotku, vyplývá z rovnice:

$$F_{sp} = m_{posuv} r_k \omega^2 \cos(\alpha) \tag{22}$$

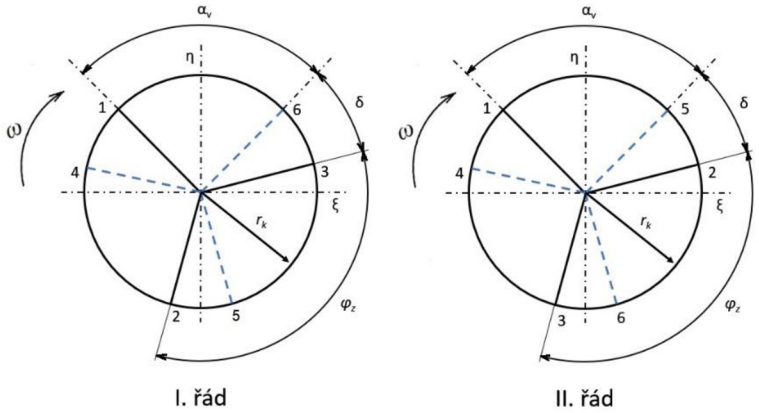
Setrvačné síly II. řádu vychází z rovnice:

$$F_{sp_II} = \lambda_o m_{posuv} r_k \omega^2 \cos(2\alpha) \tag{23}$$

Celková redukovaná hmotnost posuvných částí se skládá z hmotnosti pístní skupiny a posuvné hmotnosti ojnice a je vyjádřena rovnicí:

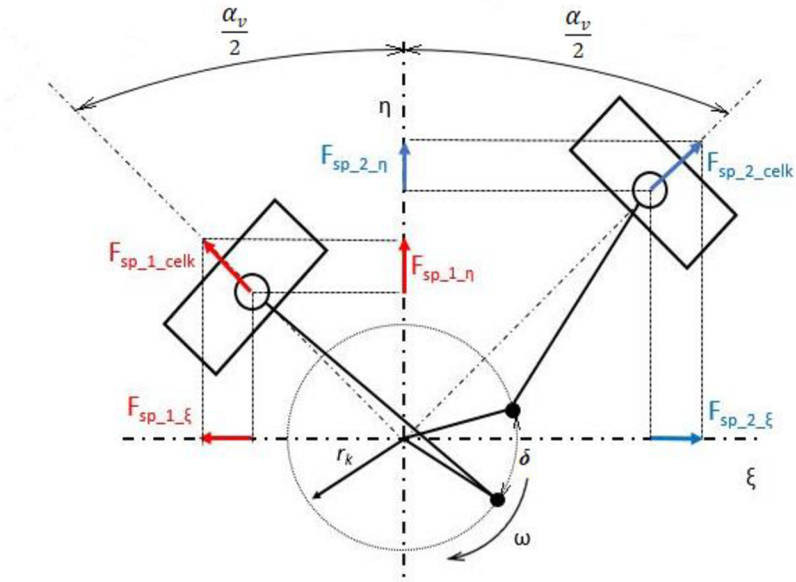
$$m_{posuv} = m_{ps} + m_{oj_posuv} \tag{24}$$

Protože schéma 1. řádu i fiktivní schéma 2. řádu tvoří symetrickou hvězdici, jsou účinky setrvačných sil posuvných částí obou řádů vzájemně vykompenzovány.



Obr. 30 Schéma klikového hřídele pro 1. řád a fiktivní 2. řád setrvačných sil posuvných částí

Případ vyvažování vidlicových pohonných jednotek s přesazenými ojničními čepy je komplexnější než u motorů řadových. Rozklad setrvačných sil posuvných částí dvojice válcových jednotek jednoho zalomení je zobrazen na následujícím schématu.



Obr. 31 Rozložení setrvačných sil posuvných částí jednoho zalomení vidlicové pohonné jednotky

Pro víceválcovou vidlicovou pohonnou jednotku s přesazenými ojničními čepy musela být, pro účel výpočtu působení setrvačných sil posuvných částí, rovnice (22) patřičně upravena. Stejně jako v případě setrvačných sil rotujících částí probíhá rozklad do os η a ξ. Upravená rovnice pro výpočet silového působení v ose η má tvar:

$$F_{sp_\eta_i} = m_{posuv_i} r_k \omega^2 \cos(\alpha - \sigma_i) \cos\left(\frac{\alpha_v}{2}\right) \tag{25}$$

Rovnice výpočtu působení setrvačných sil posuvných částí v ose ξ má tvar:

$$F_{sp_\xi_i} = m_{posuv_i} r_k \omega^2 \cos(\alpha - \sigma_i) \sin\left(\frac{\alpha_v}{2}\right) \tag{26}$$

Velikost úhlů přesazení jednotlivých klikových čepů je uvedena v tab. 7.

Pro silovou výslednici setrvačných sil posuvných částí působících v ose η platí:

$$F_{sp_\eta} = \sum_{i=1}^{6} F_{sp_\eta_i} = F_{sp_\eta_1} + F_{sp_\eta_4} + F_{sp_\eta_2} + F_{sp_\eta_5} + F_{sp_\eta_3} + F_{sp_\eta_6} = 0 \tag{27}$$

Pro případ silové výslednice v ose ξ platí:

$$F_{sp_\xi} = \sum_{i=1}^{6} F_{sp_\xi_i} = -F_{sp_\xi_1} + F_{sp_\xi_4} - F_{sp_\xi_2} + F_{sp_\xi_5} - F_{sp_\xi_3} + F_{sp_\xi_6} = 0 \tag{28}$$

Výslednice setrvačných sil posuvných částí rozložených do os η a ξ potvrzují, že se síly vzájemně kompenzují.

3.5 SETRVAČNÉ MOMENTY POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Výpočet momentu setrvačných sil posuvných částí probíhá obdobně jako u výpočtu setrvačných momentů rotujících částí. Základní rovnice pro výpočet momentu setrvačných sil posuvných částí má tvar:

$$M_p = F_{sp} l \tag{29}$$

Výpočet celkového momentu setrvačnosti posuvných částí působících v ose η má tvar:

$$M_{p_\eta} = \sum_{i=1}^{6} F_{sp_\eta_i} l_i = F_{sp_\eta_1} l_1 + F_{sp_\eta_4} l_4 + F_{sp_\eta_2} l_2 + F_{sp_\eta_5} l_5 + F_{sp_\eta_3} l_3 + F_{sp_\eta_6}\, l_6 \tag{30}$$

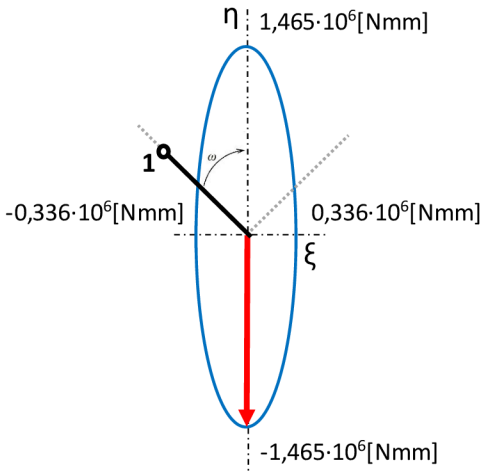
Pro celkový moment v ose ξ má vztah tvar:

$$M_{p_\xi} = \sum_{i=1}^{6} F_{sp_\xi_i} l_i = F_{sp_\xi_1} l_1 + F_{sp_\xi_4} l_4 + F_{sp_\xi_2} l_2 + F_{sp_\xi_5} l_5 + F_{sp_\xi_3} l_3 + F_{sp_\xi_6}\, l_6 \tag{31}$$

Délky jednotlivých ramen jsou uvedeny v tab. 5.

Na rozdíl od momentů setrvačných sil rotujících částí, není v tomto případě velikost výsledného momentu setrvačných sil posuvných částí po dobu otáčení klikového hřídele konstantní. Výslednice momentu rotuje ve směru otáčení klikového hřídele a mění svůj směr i velikost. Není tedy možné tento moment plně vyvážit vývažky na klikovém hřídeli.

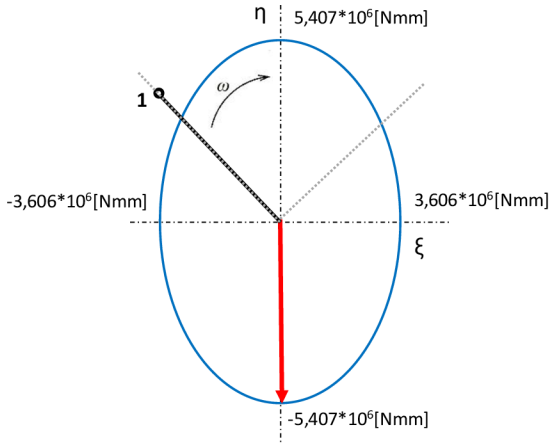
Následující obr. 32 znázorňuje elipsu, kterou opisuje vektor momentové výslednice a jeho okamžitou orientaci při pozici prvního válce v horní úvrati.



Obr. 32 Průběh velikosti výslednice momentů setrvačných sil posuvných částí.

3.6 VYVÁŽENÍ CELKOVÉHO MOMENTU SETRVAČNÝCH SIL

Vektorovým součtem setrvačných momentů rotujících a posuvných částí je získán celkový moment setrvačných sil. Výslednice celkového momentu rotuje spolu s klikovým hřídelem a po čas otáčení mění svůj směr i velikost. Vektor výslednice opisuje, obdobně jako v případě setrvačných momentů posuvných částí, elipsu. Orientace momentové výslednice při pozici prvního válce v horní úvrati je zobrazena na níže uvedeném obrázku.



Obr. 33 Průběh velikosti výslednice celkového momentu setrvačných sil

Celkový moment setrvačných částí tak nemůže být plně vyvážen vývažky na klikové hřídeli a pro dosažení úplného vyvážení musí být do klikového mechanismu zakomponován vyvažovací hřídel. Pro účel vyvážení účinků setrvačných sil bylo zvoleno momentové vyvážení pomocí čtveřice vývažků. Zdvojená protizávaží na koncích klikového hřídele umožňují použití méně hmotných vývažků.

Kvůli nekonstantní velikosti výslednice momentu setrvačných sil bylo zvoleno řešení s průměrným vyvážením celkového momentu setrvačných sil vývažky na klikovém hřídeli. Zbytková nevývaha je dovyvážena použitím vyvažovacího hřídele.

Určení průměrného momentu setrvačných sil vyplývá ze vztahu:

$$M_{s_prum} = \frac{M_{s_\xi_max} + M_{s_\eta_max}}{2} \tag{32}$$

Pro hodnotu momentu platí M_{s_prum}=4,507·10^6 Nmm.

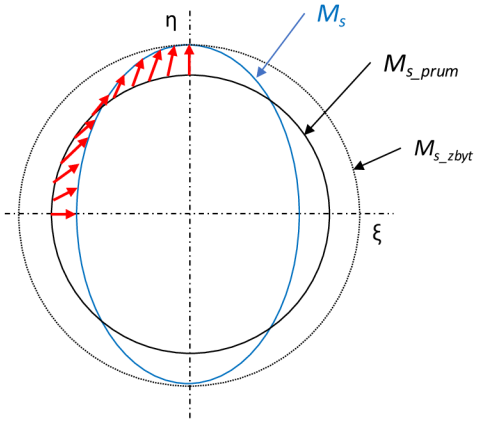
Pro rovnici platí, $M_{s_\xi_max}$ je maximální hodnota celkového setrvačného momentu v ose ξ, $M_{s_\eta_max}$ maximální hodnota celkového setrvačného momentu v ose η.

Moment zbytkové nevyváženosti, která bude dovyvážena vyvažovacím hřídelem, vyplývá ze vztahu:

$$M_{s_zbyt} = M_{s_\xi_max} - M_{sv_prum} \tag{33}$$

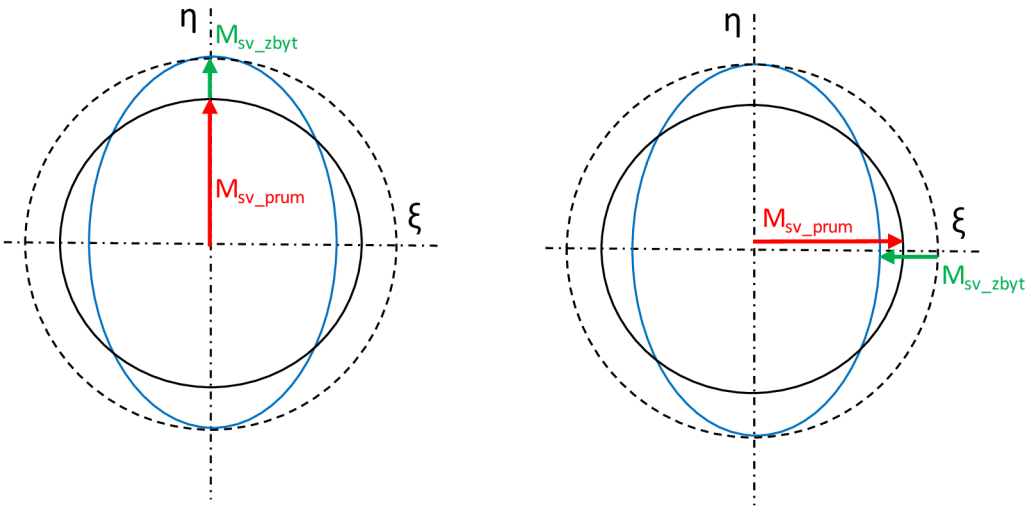
Pro hodnotu momentu platí M_{s_zbyt}=0,9·10^6 Nmm.

Grafické zobrazení průměrného momentu M_{sv_prum} a momentu zbytkové nevyváženosti M_{sv_zbyt} je zobrazen na následujícím obrázku.



Obr. 34 Grafické zobrazení momentů.

Aby byl průměrný moment setrvačných sil M_{sv_prum} vyvážen, musí vývažky na klikovém hřídeli vytvářet stejný moment opačné orientace. Pro dosažení úplného vyvážení musí být použit vyvažovací hřídel, který produkuje moment stejný jako v případě M_{sv_zbyt}. Výslednice tohoto momentu rotuje spolu s vyvažovacím hřídelem, který se otáčí rychlostí -ω, tedy stejnou rychlostí, ale s opačným smyslem otáčení jako klikový hřídel. Vyvažovací hřídel je orientován v ose ξ mezi rozvidlením válcových jednotek. Způsob skládání protiběžných vektorů setrvačných momentů vývažků je zobrazen na obrázku.



Obr. 35 Skládání protiběžných vektorů

Hmotnost jednoho vývažku průměrného setrvačného momentu, orientovaným do středu prvního (resp. třetího) zalomení klikového hřídele, vyplývá ze vztahu:

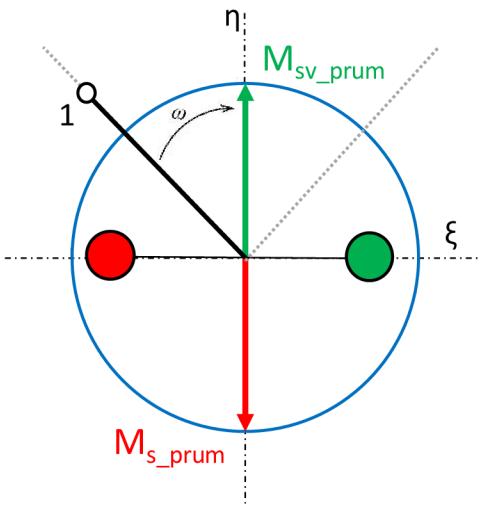
$$m_a = \frac{M_{sv_prum}}{2\, l_b\, x_{t_v}\, \omega_k^2} \tag{34}$$

Pro kterou platí x_{t_v} =52,36 mm, je vzdálenost těžiště vývažku od osy otáčení klikového hřídele, l_b =107 mm, je vzdálenost bodu A od těžiště vývažku ve středu prvního (resp. třetího) zalomení klikového hřídele = rozteč válců. Hmotnost vývažku m_a=2,079 kg.

Jak bylo zmíněno výše, protizávaží jsou uvažována ve formě čtveřice méně hmotných vývažků, jež produkují moment stejné velikosti a opačné orientace jako M_{sv_prum}. Parametry vývažků jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 16 Parametry vývažků klikového hřídele

Vývažek	Vzdálenost těžiště x_{t_v}[mm]	Rameno působiště *lc* [mm]	Hmotnost [kg]
m_{v_1}, m_{v_6}	140	51,40	1,191
m_{v_4}, m_{v_3}	76,5	50	0,805



Obr. 36 Orientace hmoty nevývahy a vývažku klikového hřídele

Parametry vývažku vyvažovacího hřídele vychází ze vztahu:

$$m_b = \frac{M_{sv_zbyt}}{2\, l_a\, x_{t_v}\, \omega_k^2} \tag{35}$$

Pro který platí hodnoty z následující tabulky.

Tab. 17 Parametry vývažku vyvažovacího hřídele

Vývažek	Vzdálenost těžiště od osy otáčení x_{t_v} [mm]	Rameno působiště l_a [mm]	Hmotnost [kg]
m_b	23	150	0,675

4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Tato kapitola obsahuje zvolená konstrukční řešení klikového hřídele a mechanické a pevnostní charakteristiky zvoleného materiálu. Dále je kapitola doplněna o konstrukční řešení vyvažovacího hřídele a celkový pohled na sestavu klikového mechanismu.

4.1 KLIKOVÝ HŘÍDEL

Pro konstrukci klikového hřídele byla zvolena ocel 34CrNiMo6 dle EN/DIN. Tento typ oceli se v automobilovém průmyslu používá zejména pro výrobu vysoce namáhaných součástí. Jedná se o středně legovanou, vysoko pevnostní ocel, vhodnou k dalšímu tepelnému zpracování, kalení i válečkování. Tento typ oceli je rovněž vhodný pro zápustkové kování, které bylo zvoleno jako výrobní proces. Kovací teploty materiálu se pohybují okolo 900-1100 °C. Ocel má podle specifikací výrobce OTAI SpecialSteel chemické složení dle standardu BS EN 10083-3:2006 uvedeno v následující tabulce.

Tab. 18 Chemické složení oceli 34CrNiMo6 [24]

Prvek	C	Mn	Si	P	S	Cr	Mo	Ni
Obsah [%]	0,30-0,38	0,5-0,8	0,40 max	0,025 max	0,035 max	1,3-1,7	0,15-0,30	1,3-1,7

Mechanické vlastnosti oceli mají velký vliv na únavovou životnost klikového hřídele. Základní mechanické parametry oceli 34CrNiMo6 od společnosti OTAI SpecialSteel jsou uvedeny v tab. 19 a tvoří základní vstupní data pro výpočet únavové životnosti této součástky.

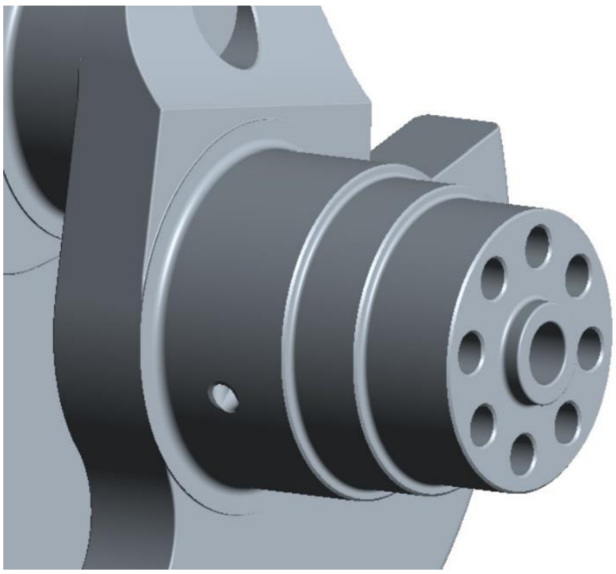
Tab. 19 Mechanické vlastnosti oceli 34CrNiMo6 pro nízkocyklovou únavu [13]

Parametr	Hodnota	Jednotka
Mez pevnosti R_m	1104	[MPa]
Smluvní mez kluzu $R_{p0,2}$	1015	[MPa]
Modul pružnosti v tahu E	206	[GPa]
Součinitel únavové tažnosti ε'_f	0,2369	[-]
Součinitel únavové pevnosti σ'_f	1217	[MPa]
Součinitel únavové meze pevnosti b	-0,0557	[-]
Součinitel únavové tažnosti c	-0,5821	[-]

Pro hodnoty v tabulce 19 platí: σ'_f je součinitel únavové pevnosti, ε'_f součinitel únavové tažnosti, b součinitel únavové meze pevnosti a c součinitel únavové tažnosti.

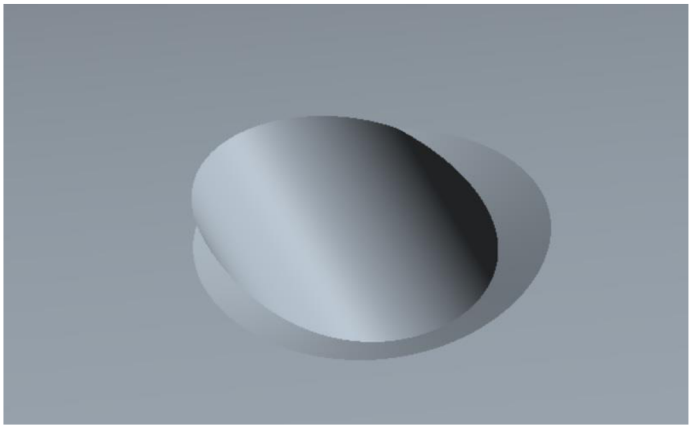
Následuje rozbor konstrukčních řešení jednotlivých částí klikového hřídele.

Na straně volného konce klikového hřídele je vytvořena příruba pro připojení tlumiče torzních kmitů. Volný konec má menší průměr než hlavní čep, přechod na průměr hlavního čepu je proveden schodovitě kvůli těsnění klikové skříně.



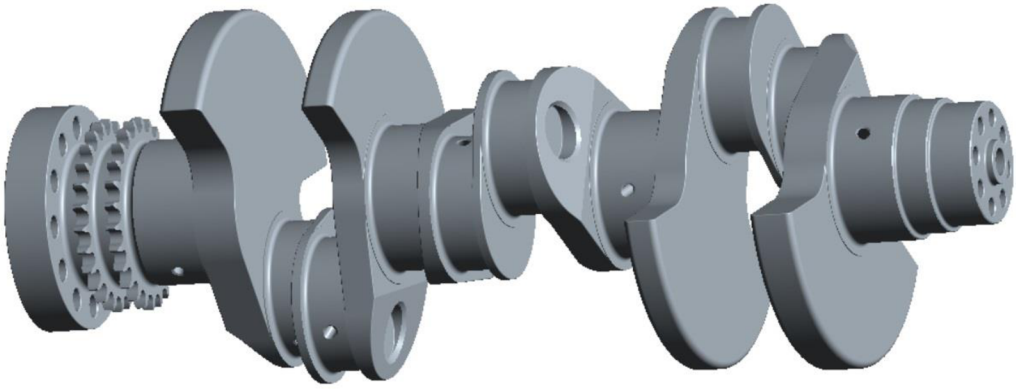
Obr. 37 Volný konec a první hlavní ložisko klikového hřídele

Pro zajištění mazání ojničních ložisek je klikový hřídel vybaven systémem olejových kanálků. Ty dopravují mazací olej z oblasti hlavních ložisek až k ložiskovým pánvím velkých ok ojnic. Poloha olejových kanálků ojničních čepů je uzpůsobena tak, aby na ně nepůsobila maximální síla od tlaku plynů. Pro zvýšení únavové životnosti je oblast vyústění olejových kanálku zkosena. Plochy všech čepů jsou indukčně kaleny a rádiusy přechodů ramen do čepů válečkovány na poloměr 2 mm.



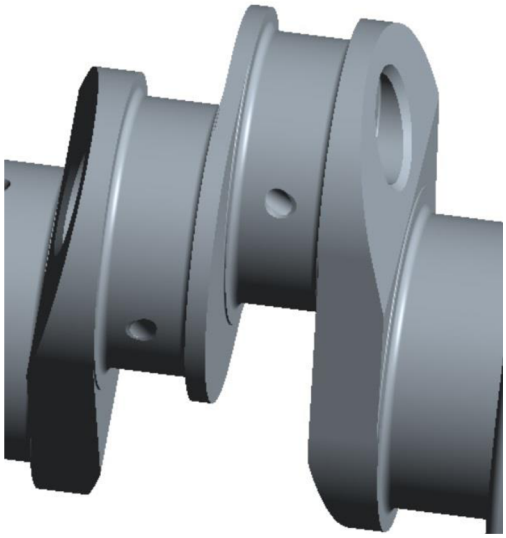
Obr. 38 Vyústění olejového kanálku

Vyvážení setrvačných sil klikového mechanismu je zrealizováno momentově čtveřicí méně hmotných vývažků, které jsou součástí ramen prvního a třetího zalomení klikového hřídele.



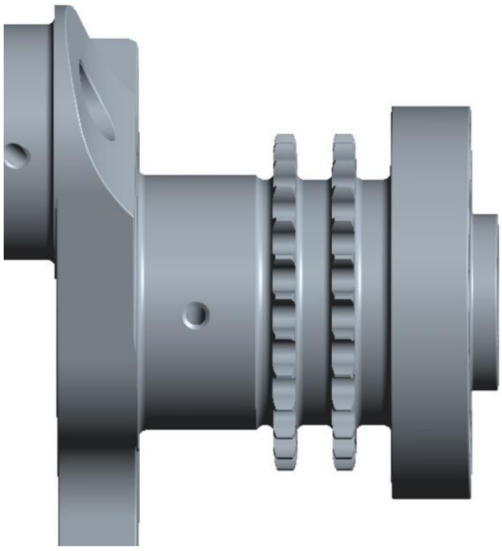
Obr. 39 Vývažky klikového hřídele

Klikový hřídel je konstruován s úhlově přesazenými ojničními čepy. Pro zvýšení torzní tuhosti a únavové životnosti klikového hřídele bylo přesazení vyztuženo spojovacím ramenem.



Obr. 40 Spojovací žebro přesazených ojničních čepů

Na straně setrvačníku je umístěna dvojice ozubených kol pro pohon rozvodového ústrojí, olejové pumpy a vyvažovacího hřídele. Toto umístění příznivě ovlivňuje klidnost chodu a produkci hluku rozvodového mechanismu, řetězových vedení a připojených agregátů.



Obr. 41 Řetězová kola a příruba setrvačníku

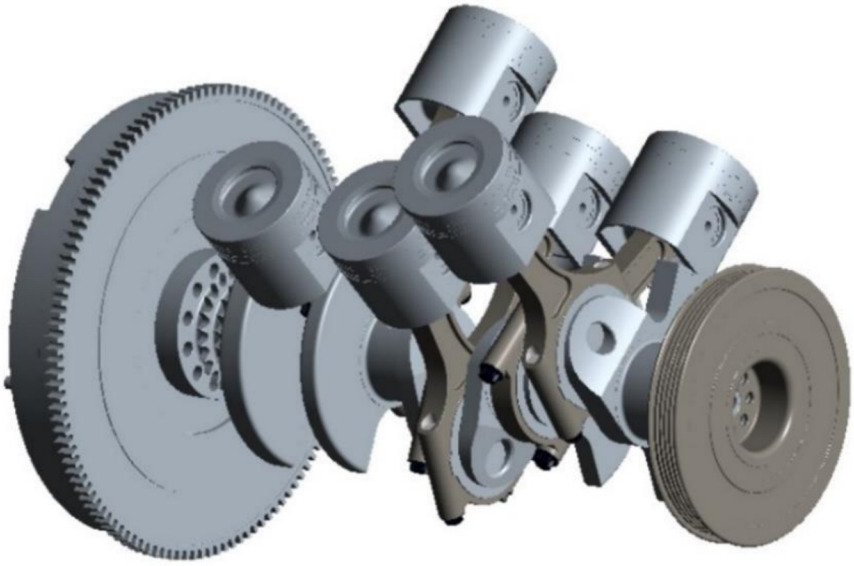
4.2 VYVAŽOVACÍ HŘÍDEL

Pro úplné vyvážení setrvačných sil bylo nutné do klikového mechanismu zakomponovat přídavný vyvažovací hřídel. Skládá se z hřídele, dvojice vývažků a řetězového kola. Materiálem vyvažovacího hřídele je ocel.

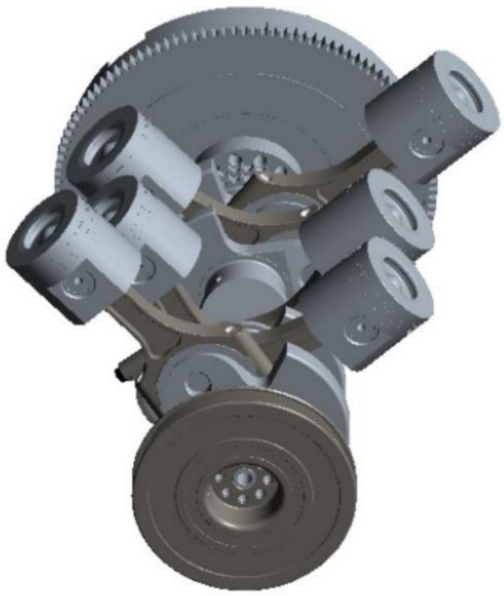
Obr. 42 Vyvažovací hřídel

4.2.1 SESTAVA KLIKOVÉHO MECHANISMU

Na následujících obrázcích (obr. 43, obr. 44) jsou zobrazeny pohledy na sestavu klikového mechanismu s použitím výše uvedených součástí mimo blok motoru. Pro tvorbu konečněprvkových pružných těles byly použity pouze modely bloku motoru a klikového hřídele, modely ostatních součástí slouží pro určení jejich hmotnostních parametrů, které byly přiřazeny parametrickým tuhým tělesům v prostředí programu pro řešení dynamiky soustavy těles. Celková hmotnost klikového mechanismu bez bloku motoru je 51,32 kg.



Obr. 43 Sestava klikového mechanismu – boční pohled

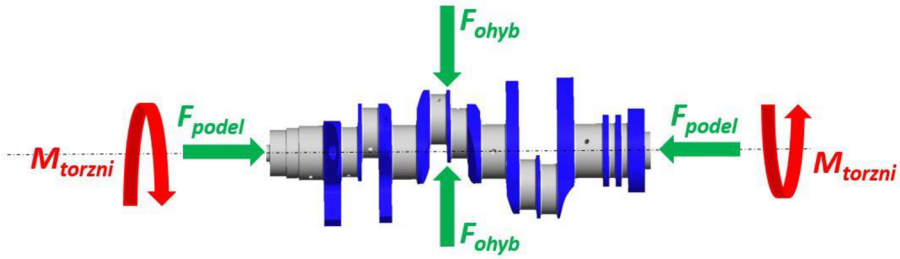


Obr. 44 Sestava klikového mechanismu – čelní pohled

5 TORZNÍ KMITÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Periodické kmitání klikového hřídele bývá často příčinou vážných poruch klikového mechanismu. Hmotnosti jednotlivých pístních skupin jsou pomocí ojnic spojeny s pružným klikovým hřídelem, na který působí periodicky proměnné síly a vyvolávají tak jeho mechanické kmitání. Čím delší klikový hřídel, tím větší má tendenci kmitat. U víceválcových pohonných jednotek rozeznáváme tři hlavní druhy kmitání klikových hřídelů:

- kmitání ohybové, působí kolmo na osu klikového hřídele,
- kmitání torzní, působí kolem osy klikového hřídele,
- kmitání podélné, působí v ose klikového hřídele.



Obr. 45 Druhy kmitání klikového hřídele

Z hlediska závažnosti má největší vliv kmitání torzní. Dochází k němu vlivem nerovnoměrnosti chodu motoru. V případě, kdy frekvence budicích sil souhlasí s vlastní frekvencí soustavy klikového mechanismu, dochází k rezonancím. Ty se projevují hlukem, chvěním motoru, změnou časování ventilů a při dlouhodobém působení vedou až k únavovým lomům klikového hřídele, poruchám ložisek aj. [1], [2]

Proces teoretické analýzy torzního kmitání klikového hřídele se skládá z bodů:

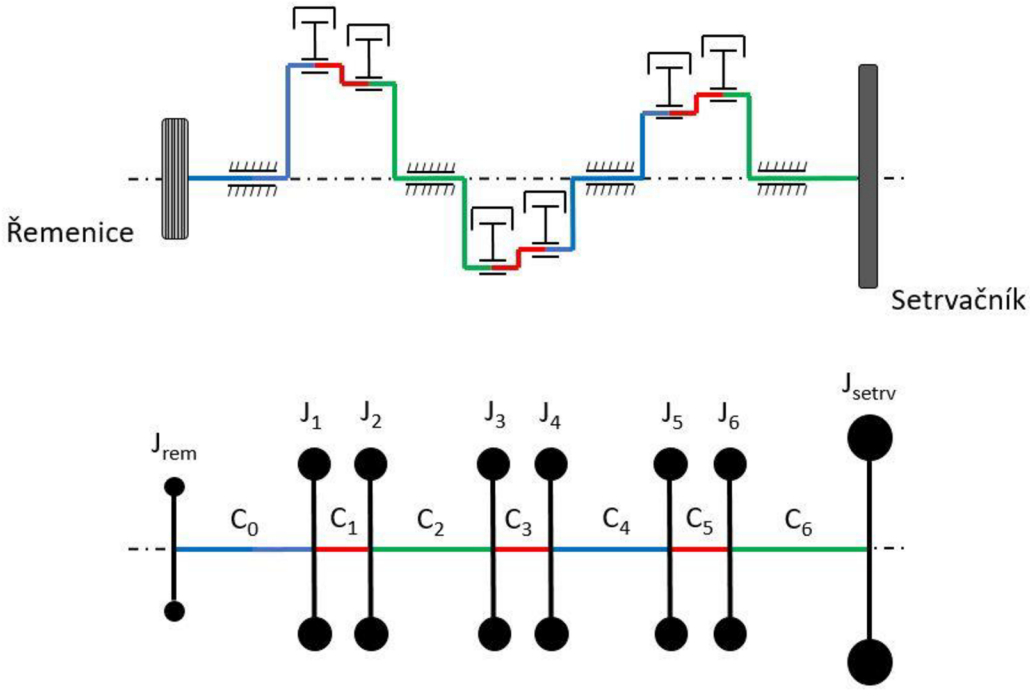
- tvorba náhradní torzní soustavy klikového mechanismu,
- 1D analýza torzního kmitání,
- návrh parametrů tlumiče torzních kmitů.

5.1 NÁHRADNÍ TORZNÍ MODEL KLIKOVÉHO MECHANISMU

Následující kapitola se věnuje teoretickému výpočtu torzního kmitání klikového hřídele. Je k tomu využita metoda, která pracuje na principu zjednodušené náhradní torzní soustavy klikového ústrojí. Původní torzní soustava je nahrazena dynamicky ekvivalentní, která se skládá z hmotností jednotlivých válcových jednotek a zalomení klikového hřídele redukovaných do hmotných kotoučů – tzv. „redukce hmotností“, které jsou spojeny nehmotným hřídelem o konstantní tuhosti a průměru – tzv. „redukce délek“. [1]

Pro výpočet jsou přijaty tyto zjednodušující předpoklady:

- hmotnosti jsou konstantní, nezávislé na čase,
- délky jsou konstantní, nezávislé na čase,
- hmotnosti jsou redukovány do os válců
- hřídel je nehmotný
- stejné součásti mají stejnou hmotnost.



Obr. 46 Schéma původní a náhradní torzní soustavy klikového mechanismu V6

5.1.1 REDUKCE HMOTNOSTÍ ČÁSTÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Hmotnosti klikového mechanismu, které vstupují do výpočtu torzního kmitání, jsou při redukci nahrazeny kotouči se stejným momentem setrvačnosti jako původní část. Původní a náhradní redukovaná soustava jsou ekvivalentní, mají stejnou pohybovou energii. Stejně jako v kapitole vyvažování, i v případě náhradní torzní soustavy se rozlišují hmotnosti, které konají rotační nebo posuvný pohyb. [1]

Redukce hmotností je proto rozdělena do kategorií:

- redukce rotujících hmotností
- redukce posuvných hmotností.

Hmotnostní parametry jednotlivých částí klikového hřídele a dalších částí klikového mechanismu byly získány z modelů v programu Creo 2.0. Tyto parametry jsou zobrazeny v tab.20.

Tab. 20 Momenty setrvačnosti jednotlivých částí klikového hřídele

Tlumič torzních kmitů		Volný konec	Příruba setrvačníku	Setrvačník
Náboj	J_{nab} = 2057 [kg·mm^2]	J_{vk} = 470 [kg·mm^2]	J_{prir} = 2402,2 [kg·mm^2]	J_s = 242432 [kg·mm^2]
Prstenec	J_{pr} = 6905.2 [kg·mm^2]			

Polovina zalomení (číslováno podle válcové jednotky)					
J_{zal_1}, J_{zal_6}	8394,7 [kg·mm^2]	J_{zal_4}, J_{zal_3}	6285 [kg·mm^2]	J_{zal_2}, J_{zal_5}	2727,6 [kg·mm^2]

Momenty setrvačnosti rotujících částí jsou vztaženy k ose otáčení klikového hřídele a mohou být přímo použity do výpočtu. Setrvačné momenty posuvných částí, kterými jsou hmotnost pístní skupiny a posuvné části ojnice, musí být před použitím ve výpočtu redukovány do osy otáčení klikového hřídele. Redukce hmotností probíhá dle vztahu:

$$J_{p_red} = \left[(m_{posuv}) \left(\left(\frac{1}{2}\right) + \left(\frac{\lambda^2}{8}\right) \right) r_k^2 \right] \tag{36}$$

Pro rovnici (35) platí J_{p_red}=1314,8 kg·mm^2.

Redukce rotujících hmotností ojnice do osy otáčení klikového hřídele vychází z následujícího vztahu:

$$J_{r_red} = m_{oj_rot}\, r_k^2 \tag{37}$$

Pro vztah (36) platí, λ je ojniční poměr, J_{r_red}=1076,46 kg·mm^2.

Celkový redukovaný moment setrvačnosti náhradního kotouče, příslušící dané válcové jednotce, vychází ze vztahu:

$$J_{zal_i_red} = J_{p_red} + J_{r_red} + J_{zal_i} \tag{38}$$

Celkové redukované momenty setrvačností všech částí náhradního torzního modelu klikového hřídele jsou uvedeny tab. 21.

Tab. 21 Redukované momenty příslušných náhradních kotoučů

Náhradní kotouč	Setrvačný moment	
	Jednotka	[kg·mm^2]
$J_{rem} = J_{nab} + J_{pr}$	2527	
$J_1 = J_{p_red} + J_{r_red} + J_{zal_1}$	10783,95	
$J_2 = J_{p_red} + J_{r_red} + J_{zal_2}$	8674,24	
$J_3 = J_{p_red} + J_{r_red} + J_{zal_3}$	5116,85	
$J_4 = J_{p_red} + J_{r_red} + J_{zal_4}$	5116,85	
$J_5 = J_{p_red} + J_{r_red} + J_{zal_5}$	8674,24	
$J_6 = J_{p_red} + J_{r_red} + J_{zal_6}$	10783,95	
$J_{setrv} = J_{prir} + J_s$	244834,63	

5.1.2 REDUKCE DÉLEK ČÁSTÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Redukce délek je založena na principu nahrazení pasáží klikového hřídele, spojujících jednotlivé hmotné kotouče, nehmotným hřídelem o konstantním průměru D_{red} a délce l_{red}, který má stejnou torzní tuhost jako původní část. Nejčastěji se průměr redukce D_{red} volí stejný, jako průměr hlavního ložiska klikového hřídele. Délková redukce tvarově složitých pasáží klikového hřídele lze provést pouze za značného zjednodušení. [1]

Pro účel analytického výpočtu vlastní frekvence torzního kmitání klikového hřídele I. a II. tvaru je pro zjednodušení uvažována pouze torze 1. druhu. Nakrucování klikového hřídele je uvažováno krouticími momenty na koncích klikového hřídele.

Průměr redukovaného hřídele D_{red} byl zvolen stejný jako průměr hlavního hřídele D_{HC}. Zjištění redukované délky přímého hřídele probíhá dle vztahu:

$$l_{HP_red} = l_{HP} \frac{D_{red}^4}{D^4} \tag{39}$$

Pro výpočet přímého dutého hřídele platí vztah:

$$l_{HD_red} = l_{HD} \frac{D_{red}^4}{D^4 - d^4} \tag{40}$$

Pro které platí D je průměr přímé části, d průměr díry, l_{HP} délka přímého hřídele a l_{HD} délka přímého hřídele s dírou.

Redukovaná délka ramene byla vypočítána z empiricky určeného vztahu:

$$l_{OC_red} = \frac{3}{8} \frac{G}{E} 2\, r_k \frac{D_{red}^4}{t_0\, b_0^3} \tag{41}$$

Pro který platí G je modul pružnosti ve smyku, E modul pružnosti v tahu, t_o tloušťka a b_o šířka ramene.

Skládáním příslušných částí klikového hřídele byly získány redukované délky spojující jednotlivé hmotné kotouče. Redukované délky jsou zaznamenány v následující tabulce.

Tab. 22 Redukované délky jednotlivých částí klikového hřídele

Náhradní kotouč	Redukovaná délka	
	Jednotka	[mm]
l_{red_0}	153,259	
l_{red_1}	85,288	
l_{red_2}	186,062	
l_{red_3}	85,288	
l_{red_4}	186,062	
l_{red_5}	85,288	
l_{red_6}	130,842	

5.1.3 VÝPOČET TORZNÍCH TUHOSTÍ

Pro výpočet torzní tuhosti příslušné části klikového hřídele je potřebné znát, včetně redukované délky a pevnostních parametrů, polární moment průřezu redukovaného hřídele v krutu, který vychází ze vztahu:

$$I_p = \frac{\pi D_{red}^4}{32} \tag{42}$$

Vztah pro výpočet torzní tuhosti konkrétní části redukovaného hřídele má tvar:

$$C_i = \frac{G I_p}{l_{red_i}} \tag{43}$$

Torzní tuhosti všech částí náhradního torzního modelu klikového hřídele jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 23 Torzní tuhosti jednotlivých sekcí náhradního torzního modelu

Sekce náhradního torzního modelu	Torzní tuhost	
	Jednotka	[Nmm·rad^{-1}]
C_0	967558,4	
C_1	1738660,2	
C_2	796976,8	
C_3	1738660,2	
C_4	796976,8	
C_5	1738660,2	
C_6	1133325,7	

5.2 ANALÝZA TORZNÍHO KMITÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Vlastní torzní kmitání, jako druh harmonického pohybu, můžeme rozdělit na tlumené a netlumené (ideální soustava). Při harmonickém pohybu jednotlivé hmotnosti klikového hřídele kmitají kolem osy otáčení, určujícími parametry tohoto harmonického pohybu jsou frekvence a poměrná výchylka jednotlivých částí, které závisí na momentu setrvačnosti těchto částí a torzních tuhostech spojovacích členů mezi nimi. Časový průběh výchylek jednotlivých hmot má sinusový tvar. Místa, která mají v čase nulovou výchylku, se nazývají uzlové body. Maximální počet uzlových bodů může být *n-1*, kde *n* je celkový počet hmot soustavy. Podle počtu uzlů rozlišujeme kmitání jednouzlová, dvouuzlová atd. Se zvyšujícím se počtem uzlových bodů významně roste vlastní frekvence soustavy. V praxi se uvažují zejména první dva tvary torzního kmitání, vyšší se v daném otáčkovém rozsahu pohonné jednotky nevyskytují.

Maticový zápis pohybové rovnice torzního systému bez tlumení má tvar:

$$\boldsymbol{M} \cdot \ddot{\boldsymbol{q}} + \boldsymbol{C} \cdot \boldsymbol{q} = 0 \tag{44}$$

Pro kterou platí, **M** je diagonální čtvercová matice hmotnosti ve tvaru:

$$\boldsymbol{M} = \begin{vmatrix} J_{rem} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_4 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{setrv} \end{vmatrix} \tag{45}$$

C je čtvercová matice tuhosti ve tvaru:

$$\boldsymbol{C} = \begin{vmatrix} C_0 & -C_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -C_0 & C_0 + C_1 & -C_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -C_1 & C_1 + C_2 & -C_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -C_2 & C_2 + C_3 & -C_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -C_3 & C_3 + C_4 & -C_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -C_4 & C_4 + C_5 & -C_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -C_5 & C_5 + C_6 & -C_6 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -C_6 & C_6 \end{vmatrix} \quad (46)$$

Vektor souřadnic **q**, který lze rozepsat ve tvaru:

$$\boldsymbol{q} = \boldsymbol{w} \cdot e^{j\boldsymbol{\psi}t} \quad (47)$$

Kde **w** je vektor amplitudy výchylek vlastních tvarů. Derivací (47) a dosazením do (44) získáme rovnici:

$$(\boldsymbol{C} - \boldsymbol{\psi}^2 \cdot \boldsymbol{M}) \cdot \boldsymbol{w} = 0 \quad (48)$$

Pro kterou platí, ψ je vlastní úhlová rychlost. Další úpravou převedeme rovnici na tzv. problém vlastních čísel, který má tvar:

$$(\boldsymbol{A} - \boldsymbol{\chi} \cdot \boldsymbol{I}) = 0 \quad (49)$$

Kde **A** je modální matice, χ vlastní číslo, a **I** jednotková matice.

Protože je možné kmitání soustavy o libovolné intenzitě, závisející na počátečním budícím impulzu, lze pomocí výše uvedených rovnic získat pouze poměrné úhlové amplitudy. Výchylka řemenice w_0 je zvolena jako výchozí hodnota, výchylky ostatních hmot mechanismu jsou dopočítány jako poměry k výchozí amplitudě dle vztahu:

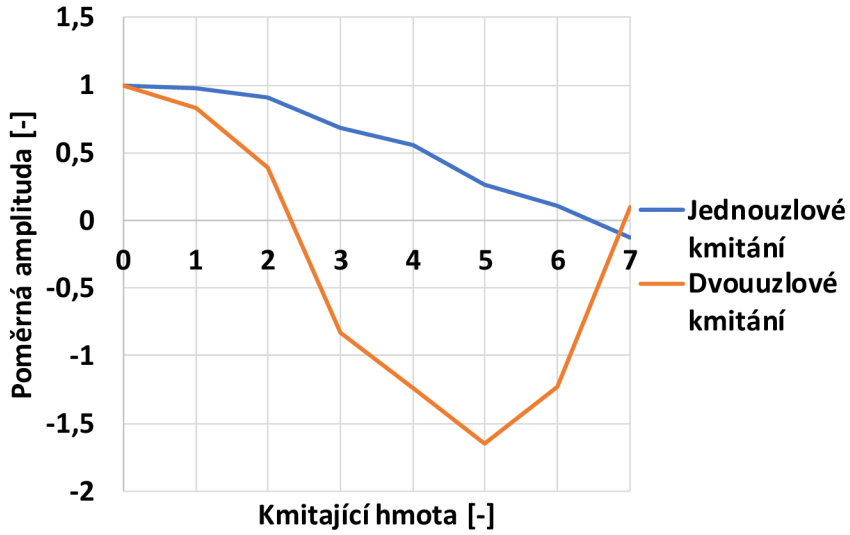
$$a_i = \frac{w_i}{w_0} \quad (50)$$

Grafickým zobrazením poměrných amplitud kmitajících hmot náhradní torzní soustavy je možné zobrazit jejich tvar. Vlastní tvar jednouzlového a dvouuzlového kmitání bez tlumiče torzních kmitů jsou znázorněny na obr. 47.

Vlastní frekvence torzní soustavy se získá přepočtem vlastní úhlové rychlosti pomocí vztahu:

$$N_i = \frac{\psi_i}{2\,\pi} \quad (51)$$

Vlastní frekvence jednouzlového a dvouuzlového kmitání náhradní torzní soustavy bez tlumiče torzních kmitů, vypočteny pomocí analytické metody a pomocí lineární analýzy v prostředí FEV Virtual Engine, jsou uvedeny v tab. 24.



Obr. 47 Vlastní tvar jednouzlového a dvouuzlového kmitání torzní soustavy bez tlumiče

Tab. 24 Hodnoty vlastních frekvencí torzní soustavy bez tlumiče

Vlastní tvar kmitání	Analytický přístup		FEV Virtual Engine	
	Jednotka	[Hz]	Jednotka	[Hz]
Jednouzlové N_1	515,5		525	
Dvojuzlové N_2	1367,5		1376	

Analýza vlastního torzního kmitání je v prostředí FEV Virtual engine nazvána jako lineární analýza, která vychází z modelu klikového mechanismu s modálně redukovaným pružným klikovým hřídelem. Vyhodnocení bylo provedeno při otáčkách 1500, 2000 a 2500 min^{-1}, pro okamžité pozice klikového hřídele, v rámci jednoho cyklu 0,5 a 1. Vlastní frekvence byly získány zprůměrováním hodnot všech lineárních analýz.

Z hodnoty vlastní frekvence jednouzlového kmitání můžeme předpokládat, že rezonance harmonické složky 9. řádu bude mít maximální amplitudu výchylky v oblasti otáček 3500 min^{-1}. Vlastní frekvence dvouuzlového kmitání je příliš vysoká, její maxima se v provozních otáčkách neprojeví, ani při uvažování vyšších řádů harmonického kmitání.

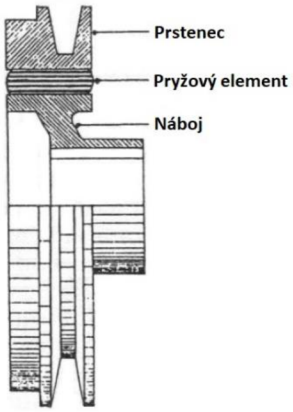
5.3 TLUMIČE TORZNÍCH KMITŮ

Pohonná jednotka automobilu pracuje v určitém rozsahu otáček, vyskytují-li se rezonanční frekvence soustavy v těchto provozních otáčkách, je nebezpečí porušení klikového hřídele vlivem torzního kmitání reálné. Ochránit klikový mechanismus před rezonančním torzním kmitáním lze například změnou provozních otáček nebo změnou torzní soustavy. První zmíněný způsob není pro tento konkrétní případ možný, proto byl zvolen způsob druhý, změna torzní soustavy. Zvýšením nebo snížením vlastní frekvence lze přesunout oblast rezonančních frekvencí a snížit amplitudy výchylek kmitajících hmot. [1], [5]

Konstrukčně nejjednodušším a v praxi nejužívanějším způsobem změny torzní soustavy je použití tlumiče torzních kmitů. Jedná se o princip přidání další hmoty, nejčastěji na volný konec klikového hřídele, která je k torzní soustavě připojena pružným elementem. Z hlediska funkcí mohou být tlumiče torzních kmitů rozděleny do těchto kategorií:

- třecí tlumiče - přeměňují energii na teplo,
- rezonanční tlumiče – energie se mění na teplo jen z části, torzní kmitání se tlumí rezonancí tlumiče,
- dynamické tlumiče - energie se kompenzuje přídavným torzním systémem. [1]

Pro navrhovanou pohonnou jednotku byl zvolen pryžový rezonanční tlumič. Jeho konstrukce je jednoduchá, má dobrou životnost, spolehlivost a tlumení probíhá v celém rozsahu provozních otáček. Použitá konstrukce vychází z klasické koncepce náboje, který je s prstencem spojen pružným pryžovým elementem.



Obr. 48 Schéma pryžového rezonančního tlumiče torzních kmitů [5]

5.3.1 NÁVRH PARAMETRŮ PRYŽOVÉHO TLUMIČE TORZNÍCH KMITŮ

Pro návrh parametrů pryžového tlumiče torzních kmitů byla využita data z analýzy torzního kmitání soustavy bez tlumiče z předchozí kapitoly. Nejdříve byla převedena vícehmotová náhradní torzní soustava na energicky ekvivalentní soustavu jednohmotovou. Převod probíhá dle vztahu:

$$J_{ef} = \sum_{i=1}^{n} = (J_i \, a_i^2)$$

(52)

Pro který platí n je počet hmot náhradní torzní soustavy, J_i moment setrvačnosti příslušné kmitající hmoty náhradního kotouče a a_i poměrná amplituda výkmitu příslušné hmoty náhradní torzní soustavy bez tlumiče.

Dalším krokem je určení poměrné velikosti tlumiče, která vychází ze vztahu:

$$\mu_t = \frac{J_{tl}}{J_{ef}} \tag{53}$$

Běžně se poměrná velikost tlumiče volí v rozsahu 0,2 až 0,4, pro tento klikový mechanismus byla zvolena poměrná velikost tlumiče μ_t=0,24, což odpovídá momentu setrvačnosti tlumiče J_{tl}=6905.2.

Na základě hodnoty poměrné velikosti tlumiče lze vypočítat tzv. optimální naladění tlumiče, dle vztahu:

$$w_{tl} = \frac{1}{1+\mu_t} \tag{54}$$

Pro rovnici platí w_{tl}=0,805, to znamená, že vlastní frekvence tlumiče musí být asi o 19,5 % nižší než vlastní frekvence torzní soustavy bez tlumiče. Vlastní frekvence tlumiče se určí ze vztahu:

$$N_{tl} = w_{tl}\, N_1 \tag{55}$$

Pro kterou platí N_1 je frekvence jednouzlového kmitání torzní soustavy, s konkrétním nastavením vychází hodnota vlastní frekvence tlumiče N_{tl}=417,6 Hz. Tuhost tlumiče pro danou frekvenci se určí dle vztahu:

$$C_{tl} = J_{tl}\, N_{tl}^2 \tag{56}$$

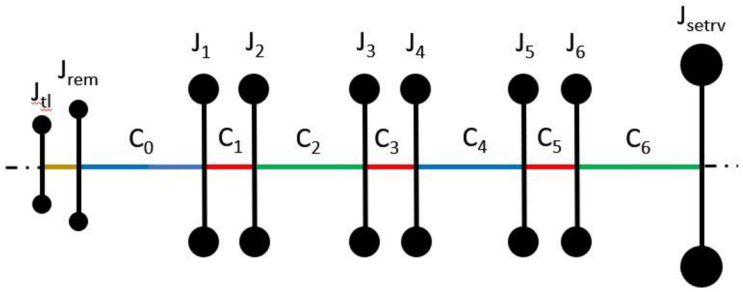
Pro který platí J_{tl} je moment setrvačnosti tlumiče, N_{tl} vlastní frekvence tlumiče. Pro zvolenou konfiguraci je hodnota torzní tuhosti tlumiče C_{tl}=47540,2 Nmm·rad^{-1}. Kompletní hodnoty parametrů tlumiče torzních kmitů jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 25 Parametry nastavení tlumiče torzních kmitů

Poměrná velikost tlumiče μ_{tl} [-]	0,24
Optimální naladění tlumiče w_{tl} [-]	0,805
Vlastní frekvence tlumiče N_{tl} [Hz]	417,6
Torzní tuhost tlumiče C_{tl} [Nmm·rad^{-1}]	47540,2

Výpočet vlastních frekvencí náhradní torzní soustavy klikového mechanismu s tlumičem torzních kmitů probíhá stejně, jako při výpočtu torzní soustavy bez tlumiče s tím rozdílem, že je na straně volného konce klikového hřídele připojena hmotnost tlumiče J_{tl} pružným pryžovým elementem o tuhosti C_{tl}.

Schéma náhradní torzní soustavy s tlumičem torzních kmitů je uvedeno na následujícím obrázku.



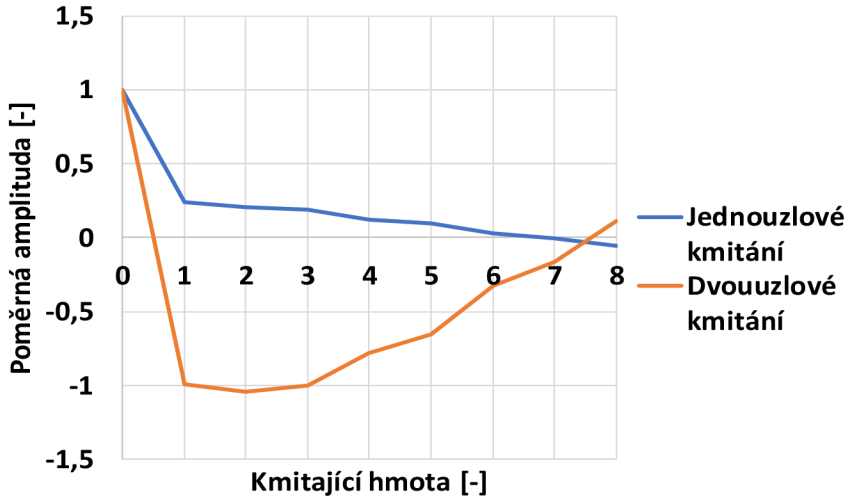
Obr. 49 Schéma náhradní torzní soustavy klikového mechanismu s tlumičem torzních kmitů

Hodnoty vlastních frekvencí prvních dvou tvarů kmitání získaných analytickým přístupem a simulací v prostředí programu FEV Virtual Engine jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 26 Hodnoty vlastních frekvencí torzní soustavy s tlumičem

Vlastní tvar kmitání	Analytický přístup		FEV Virtual Engine	
	Jednotka	[Hz]	Jednotka	[Hz]
Jednouzlové N_1	362,7		350	
Dvojuzlové N_2	585,69		600	

Následující obr. 50 zobrazuje poměrné amplitudy výchylek jednotlivých hmot torzní soustavy klikového hřídele s tlumičem torzních kmitů.



Obr. 50 Vlastní tvary jednouzlového a dvouuzlového kmitání torzní soustavy s tlumičem

Oproti případu klikového mechanismu bez tlumiče torzních kmitů došlo k posuvu vlastních frekvencí jednouzlového a dvouuzlového kmitání klikového hřídele do oblasti nižších otáček. Maximální amplituda výchylky 6. řádu pro jednouzlové kmitání se posunula do otáček 3500 min^{-1}. Významně se snížila také vlastní frekvence dvojuzlového kmitání, její maxima se již, při uvažování vyšších harmonických řádů, v provozních otáčkách projeví.

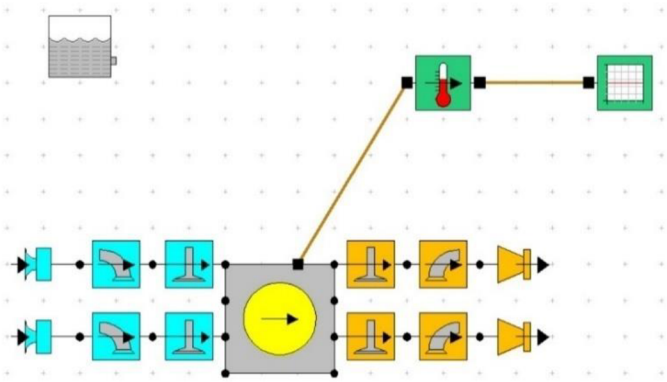
6 ZATÍŽENÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Analýza zatížení klikového hřídele probíhá za použití kombinace konečněprvkových modelů (MKP) a simulačních programů dynamiky soustavy těles (MBS). Programy na bázi konečně prvkových modelů značně ulehčily výpočet zatížení tvarově složitých součástí. Použití jemné sítě prvků a zahrnutí různých okrajových podmínek umožnilo dosahovat vysokých přesností simulací. Určení zatížení klikového hřídele je rozděleno do několika kroků:

- Lotus Engine Simulation Tool – výpočet průběhu spalovacích tlaků,
- diskretizace klikového hřídele a bloku motoru – tvorba konečněprvkových modelů,
- MBS simulace klikového mechanismu s pružným klikovým hřídelem a blokem motoru.

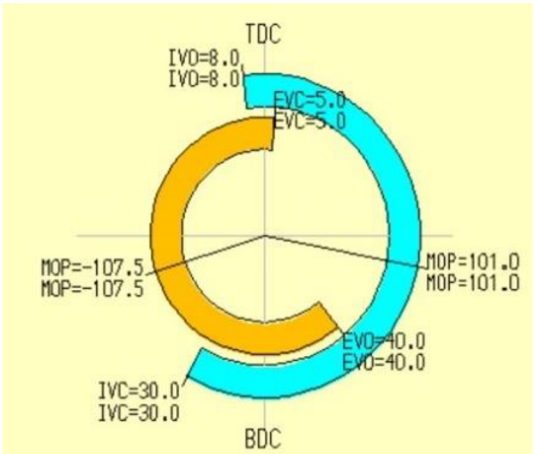
6.1 LOTUS ENGINE SIMULATION TOOL

Průběh spalovacích tlaků v celém pásmu provozních otáček byl vypočítán v simulačním programu Lotus Engine Simulation Tool. Pro zjednodušení a zrychlení výpočtu byla simulována pouze jedna válcová jednotka.



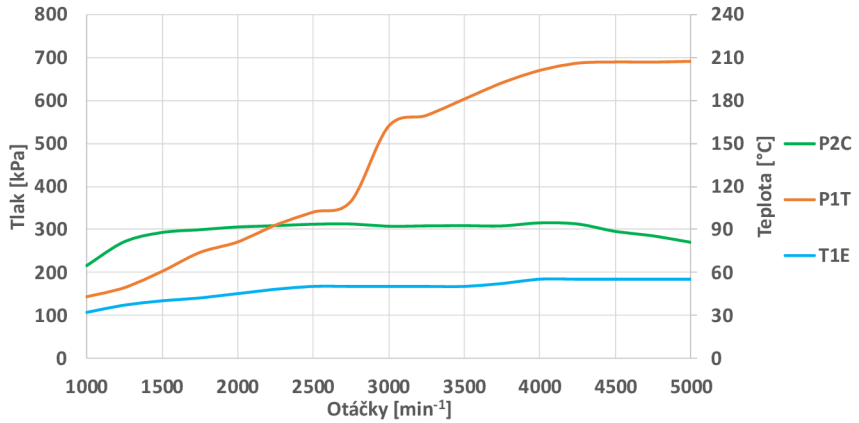
Obr. 51 Schéma válcové jednotky – Lotus Engine Simulation Tool

Válcová jednotka byla navržena ve čtyřventilovém provedení. Dva ventily pro sací a dva ventily pro výfukové potrubí. Nastavení časování ventilů bylo převzato z motoru obdobných parametrů. Kruhový diagram časování ventilů je zobrazen na následujícím obrázku.



Obr. 52 Kruhový diagram časování ventilů

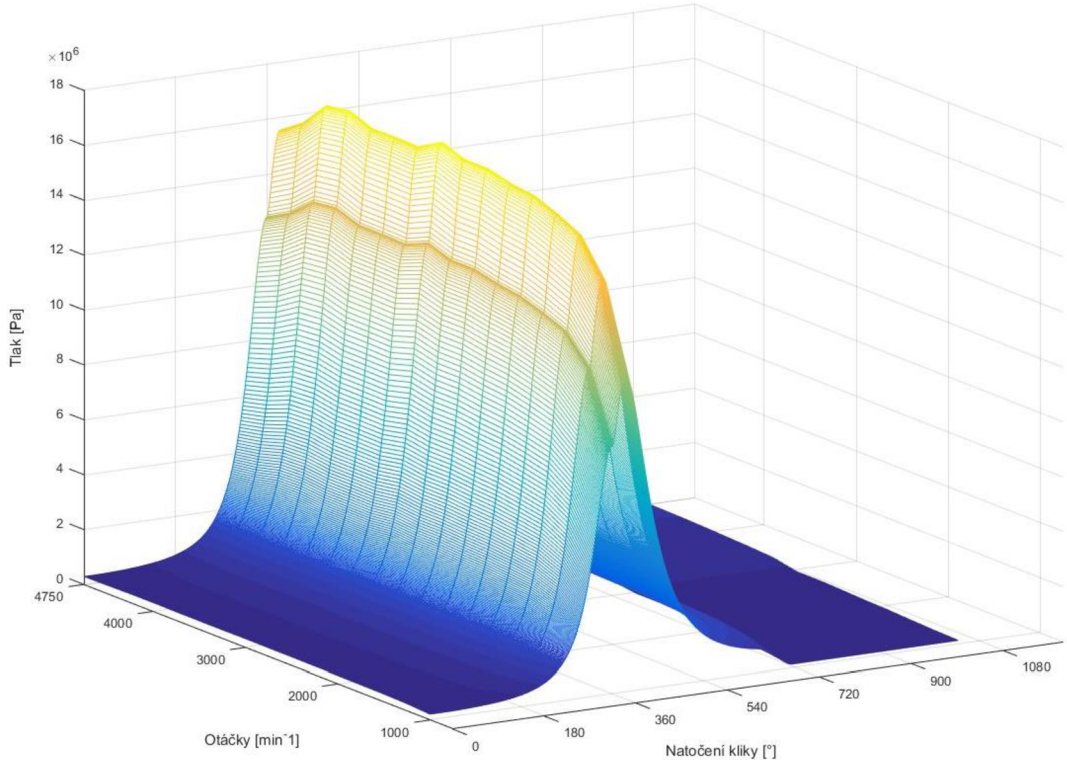
Přeplňování probíhá pomocí dvoustupňového turbodmychadlového systému. Parametry plnicího tlaku, teploty vzduchu, protitlaku ve výfukovém potrubí a hodnot poměru vzduch/palivo byly naměřeny na motoru podobných parametrů.



Obr. 53 Vstupní parametry pro výpočet tlaku plynů ve spalovacím prostoru

Pro graf platí, P2C je plnicí tlak vzduchu, P1T protitlak plynů ve výfukovém potrubí a T1E teplota plnicího vzduchu.

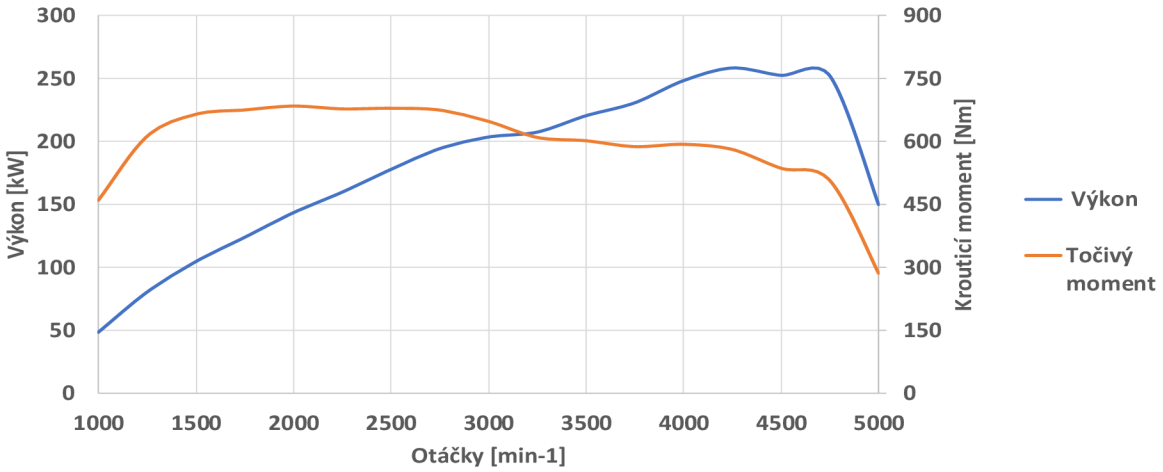
Řešič pro výpočet průběhu tlaku plynů ve spalovacím prostoru využívá tzv. dvojitou Wiebeho funkci které byly ponechány přednastavené parametry. Výsledný průběh tlaku plynů v závislosti na otáčkách je zobrazen na následujícím obrázku.



Obr. 54 Tlaky plynů ve spalovacím prostoru

Maximální tlak plynů ve spalovacím prostoru je 174 MPa, při otáčkách 3000 min^{-1}.

Vnější otáčková charakteristika vidlicového vznětového šestiválce je zobrazena v následujícím obrázku.

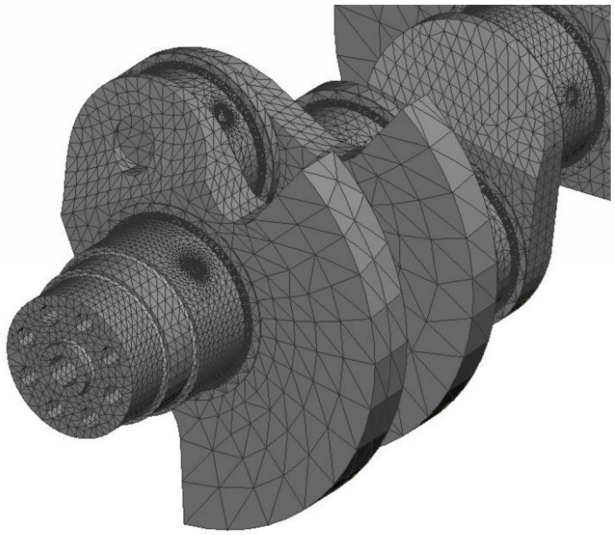


Obr. 55 Vnější otáčková charakteristika

Maximální výkon motoru je 258,8 kW při otáčkách 4250 min^{-1} a maximální točivý moment 685,1 Nm při otáčkách 2000 min^{-1}.

6.2 DISKRETIZACE

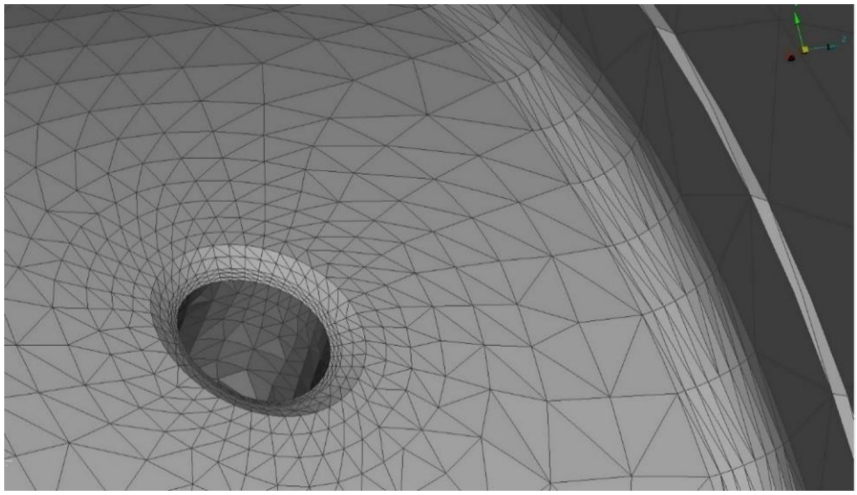
Proces tvorby konečněprvkového modelu se nazývá diskretizace. Předem připravený geometrický model je rozdělen na síť prvků s přesně definovanými vazbami. Na jemnosti sítě, počtu prvků a stupňů volnosti modelu závisí dosažitelná přesnost i celkový výpočetní čas simulace. Úprava konečněprvkové sítě dle znalostí řešené problematiky, zejména kritických oblastí modelu, je klíčovým aspektem k dosažení rovnováhy mezi výpočtovým časem a přesností simulace. [8]



Obr. 56 Konečněprvková síť klikového hřídele

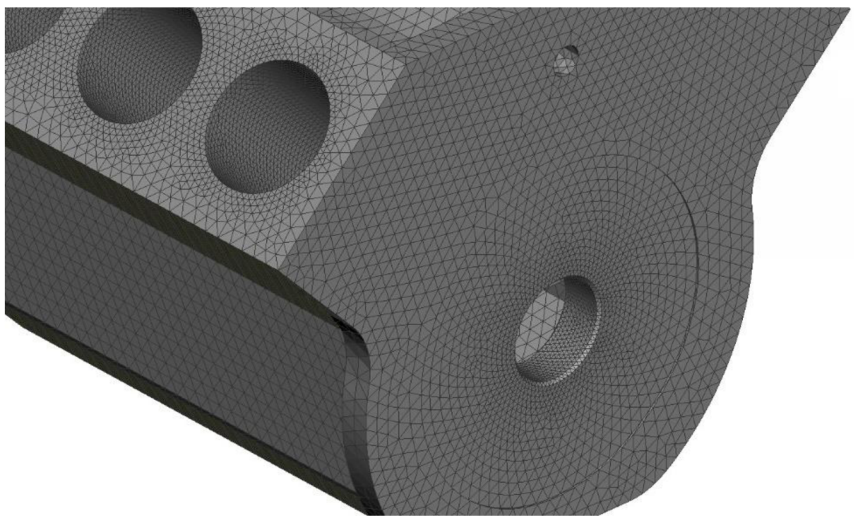
Geometrické modely klikového hřídele a bloku motoru byly připraveny v programu Creo 2.0. Před samotnou diskretizací byl model klikového hřídele zjednodušen, byla odstraněna tvarově složitá řetězová kola a nefunkční zaoblení a zkosení. Model bloku motoru byl navržen již se značným zjednodušením.

Při diskretizaci byly modely klikového hřídele a bloku motoru rozděleny sítí tetra prvků SOLID185. Tento prvek je v praxi používán pro prostorové modelování součástí z pevných materiálů. Automaticky generovaná síť prvků klikového hřídele byla manuálně zjemněna v kritických místech přechodů čepů do ramen a v oblastech vyústění olejových kanálků. Naopak na vývažky byla použita velmi hrubá a na oblasti čepů středně hrubá sít prvků.



Obr. 57 Lokální zjemnění konečněprvkové sítě klikového hřídele

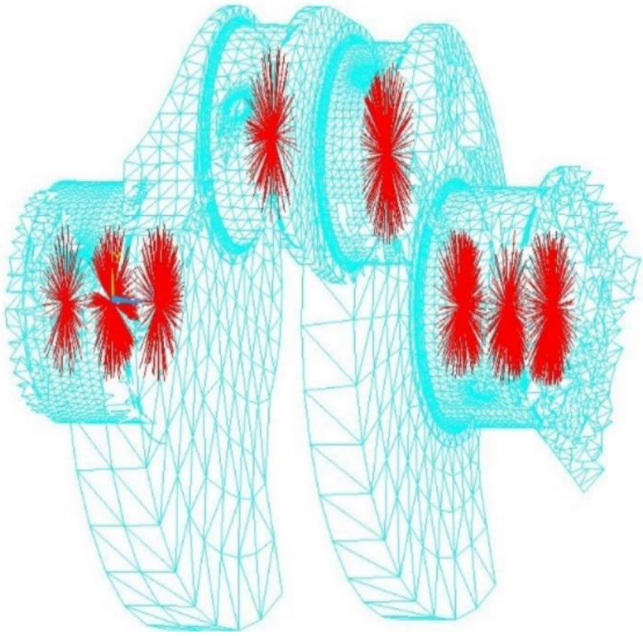
Pro diskretizaci bloku motoru byla zvolena středně hrubá síť prvků ve většině objemu, lokální zjemnění sítě bylo provedeno v oblastech hlavních ložisek a stěn válců.



Obr. 58 Konečněprvková síť bloku motoru

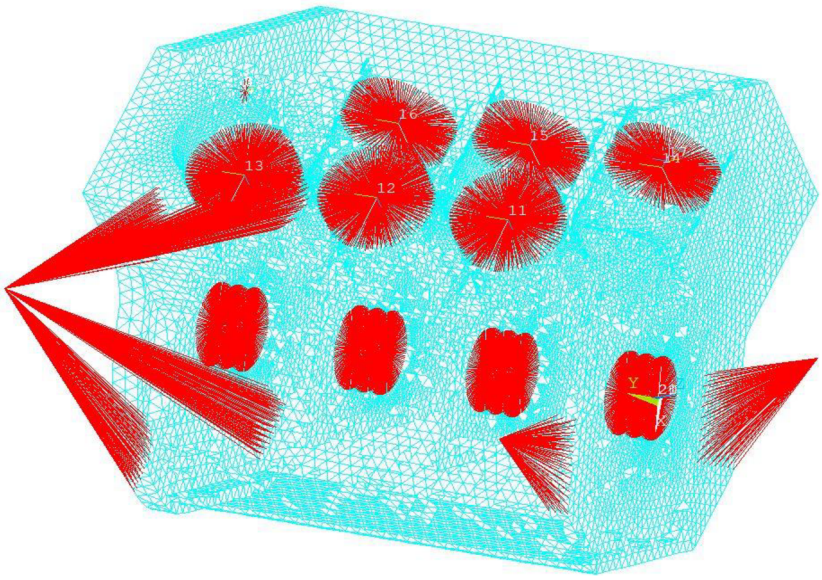
Propojení vazeb MBS programu FEV Virtual Engine s konečněprvkovým modelem probíhá pomocí vazebných uzlových bodů. Pro každou vazbu klikového hřídele a bloku motoru byl vytvořen vazebný uzlový bod. Podle druhu mohou být uzlové body rozděleny na vazebné, manuálně vytvořené a vnitřní. Na vnitřní uzly nemůže být aplikována vazba ani zatížení.

Aby bylo zatížení aplikované na vazebný uzel rozloženo rovnoměrně a nedocházelo tak k lokální koncentraci napětí v oblasti uzlu, je součástí diskretizace tvorba prutových náhrad. Tyto nehmotné, absolutně tuhé, prutové prvky typu MPC184 spojují vazebný uzlový bod s okolními vnitřními uzly konečněprvkového modelu. [9]



Obr. 59 Prutové náhrady klikového hřídele

Prutové náhrady v čepech klikového hřídele jsou vytvořeny v rovině kolmé na osu otáčení, která prochází daným vazebným uzlovým bodem. Koncové vnitřní uzly, které jsou spojeny prutovou náhradou s vazebným uzlovým bodem, jsou vybrány na 70 % poloměru daného čepu. V případě vazebných uzlových bodů hlavních ložisek a lineárního vedení v bloku motoru jsou prutové náhrady připojeny k povrchovým bodům hlavních ložisek, případně stěn válců. Prutové náhrady trojice vazebných uzlových bodů uložení motoru jsou propojeny s povrchovými uzly bloku motoru.



Obr. 60 Prutové náhrady bloku motoru

Velký počet prutových prvků může způsobit nežádoucí zpevnění struktury, proto byla provedena kontrola konečněprvkového modelu před a po aplikaci prutových náhrad pomocí modální analýzy. Hodnoty vlastních frekvencí klikového hřídele a bloku motoru před a po aplikaci prutových náhrad, a jejich procentuální rozdíl, jsou uvedeny v následující tabulce. Prvních 6 vlastních frekvencí odpovídá vlastním frekvencím volného tělesa dle jeho stupňů volnosti, jsou tedy nulové a v tabulce nejsou uvažovány. [8]

Tab. 27 Kontrola zpevnění klikového hřídele a bloku motoru

Pořadí vlastní frekvence [-]	Frekvence klikového hřídele bez prutových náhrad [Hz]	Frekvence klikového hřídele s prutovými náhradami [Hz]	Rozdíl [%]	Frekvence bloku motoru bez prutových náhrad [Hz]	Frekvence bloku motoru s prutovými náhradami [Hz]	Rozdíl [%]
7	470,52	486,51	3,3	1532,4	1537,2	0,3
8	473,59	491,19	3,6	1747,3	1815,5	3,8
9	773,17	796,3	2,9	2142,3	2173,4	1,4
10	980,36	998,61	1,8	2247	2297,1	2,2
11	1152,6	1198,9	3,9	2305	2359,9	2,3
12	1520,6	1570	3,1	2335,1	2419,7	3,5
13	1724	1786,9	3,5	2446,6	2471,6	1,1
14	1807	1847,7	2,2	2585,5	2650,6	2,5
15	2175,3	2213	1,7	2655,3	2722,8	2,5

Rozdíly vlastních frekvencí těles před a po vytvoření prutových náhrad jsou maximálně 4%, pohybují se tedy v přijatelných hodnotách.

6.3 MODÁLNÍ REDUKCE

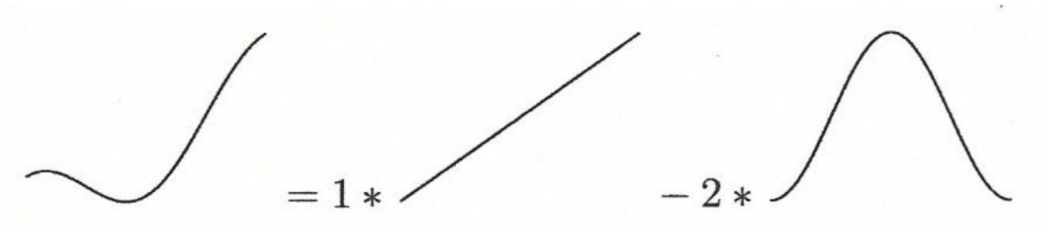
Přímému použití diskrétního modelu, vytvořeným v kapitole 6.2, brání počet stupňů volnosti. Konečně prvkový model má velký počet stupňů volnosti, to vede k velkému objemu dat a dlouhým výpočetním časům. Použitím modifikované modální redukce dle Craig-Bamptona, je možné získat redukovaný konečně prvkový model s menším počtem stupňů volnosti reprezentující původní model. Redukovaný model je jednodušší a výpočetní časy simulace kratší.

Modální redukce vychází z Carig-Bamtonovi modální superpozice. Ta předpokládá že lze aproximovat reálnou deformaci pružného tělesa $\boldsymbol{u}$ pomocí lineární kombinace malého počtu modálních tvarů $\boldsymbol{\Phi}$, dle rovnice:

$$u(t) = \sum_{i=1}^{m} = \Phi_i q_i(t) \tag{57}$$

Pro kterou platí, m je počet modálních tvarů modelu, $\boldsymbol{q}$ je bezrozměrný koeficient tzv. modální souřadnice.

Určením konečného počtu modálních tvarů m dochází k tzv. modálnímu ořezání, tedy ke snížení frekvenčního rozsahu přenosu konečněprvkového modelu. Zjednodušená grafická podoba aproximace reálné deformace modálními tvary je zobrazena na následujícím obrázku. [8]



Obr. 61 Aproximace deformace modálními tvary. [25]

Modální tvary $\boldsymbol{\Phi}$ tělesa se dělí na vazebné a normálové. Vazebný modální tvar je získán pro každý vazebný uzel, kterému je postupně přiřazen jednotkový pohyb ve všech posuvech i rotacích, zatímco ostatní vazebné uzly jsou vetknuty.

Normálový modální tvar je získán vetknutím vazebných uzlů a provedením modální analýzy tělesa. Počet modálních tvarů m volí uživatel.

Vztah mezi stupni volnosti a modálními tvary a souřadnicemi modelu dle Craig-Bamptona je vyjádřen následující rovnicí:

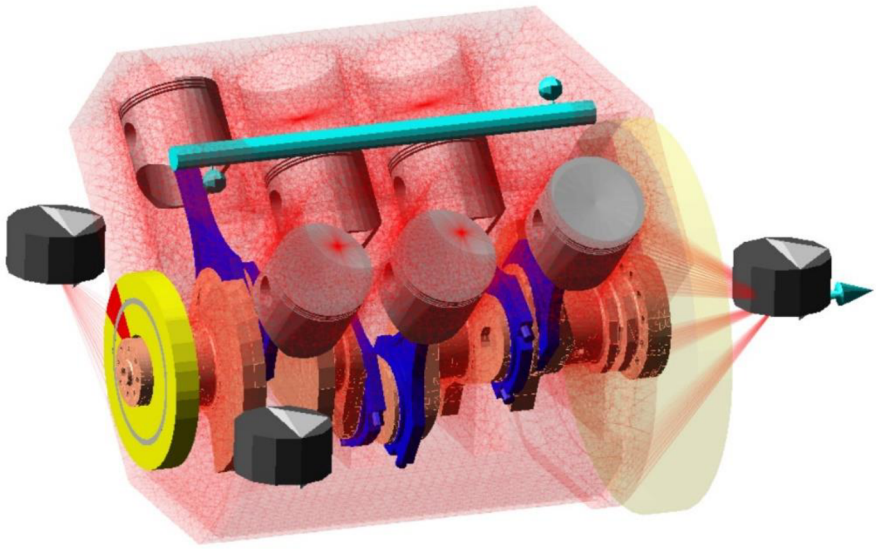
$$u = \begin{Bmatrix} u_B \\ u_I \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{I} & \boldsymbol{0} \\ \boldsymbol{\Phi_{IN}} & \boldsymbol{\Phi_{IC}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_C \\ q_N \end{Bmatrix} \tag{58}$$

Pro vztah platí: u_B jsou stupně volnosti vazebných uzlů, u_I stupně volnosti vnitřních uzlů, I je jednotková matice, 0 nulová matice, ϕ_{IC} matice vazebných tvarů tělesa, ϕ_{IC} matice normálových tvarů tělesa, q_C modální souřadnice vazebných tvarů a q_I modální souřadnice normálových tvarů tělesa. [25]

Na základě výše popsané metody je v prostředí programu ANSYS vytvořen modálně neutrální soubor obsahující informace o geometrii, hmotnostních parametrech i modálních tvarech tělesa ve zvoleném frekvenčním rozsahu.

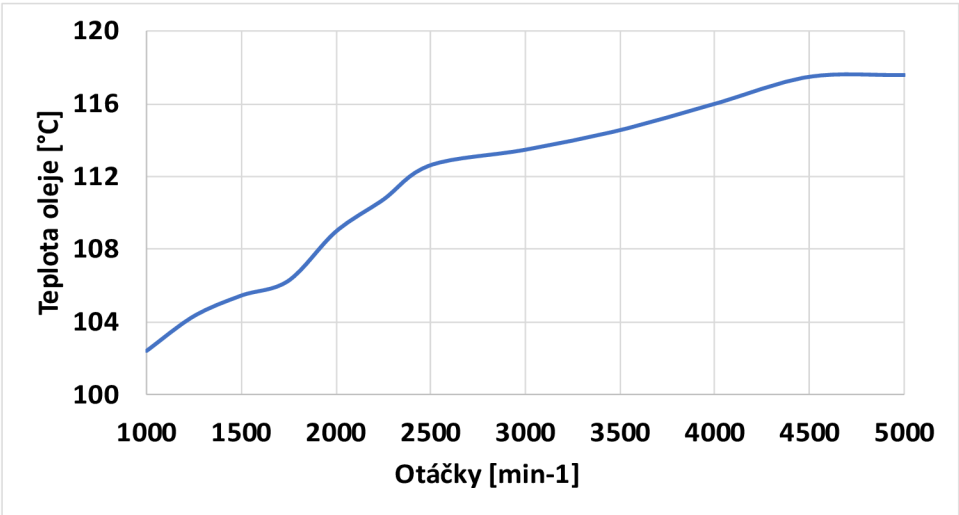
6.4 MBS ANALÝZA

Posledním krokem ve výpočtu zatížení klikového hřídele je samotná dynamická analýza v programu FEV Virtual Engine. Některé okrajové podmínky jako nastavení torzního tlumiče, spalovací tlaky, momenty setrvačnosti jednotlivých částí aj., byly určeny v předcházejících kapitolách. Ostatní okrajové podmínky a nastavení simulace jsou uvedeny na následujících stránkách.



Obr. 62 Sestava klikového mechanismu v programu FEV Virtual Engine

Sestava klikového mechanismu je vytvořena s použitím konečně prvkových pružných modelů klikového hřídele a bloku motoru. Ostatní součásti jsou uvažovány jako tuhé. Hlavní ložiska jsou modelována jako 3D hydrodynamická, umožňují naklápění klikového hřídele, s radiální vůlí 0,065 mm. Ojniční ložiska jsou modelována jako 2D hydrodynamická, neuvažuje se nesouosost, s radiální vůlí 0,06 mm. Mazací olej byl použit nízkoviskózní 0W30, dle třídy SAE, a je k ložiskům dodáván pod tlakem 0,5 MPa. Teplota oleje v závislosti na otáčkách byla naměřena na motoru podobných parametrů a je zobrazena v následujícím grafu.



Obr. 63 Závislost teploty oleje na otáčkách motoru

Simulace zatížení klikového hřídele byla provedena pomocí tzv. analýzy v ustálených otáčkách. Rozsah otáček byl stanoven na 1000 až 5000 min^{-1} s otáčkovým krokem 250 min^{-1}. To znamená, že byl otáčkový rozsah rozdělen na 17 ustálených otáčkových kroků. Pro každý krok byla provedena simulace o 20 cyklech, prvních 19 cyklů slouží pro ustálení systému, vyhodnocení zatížení je provedeno pro poslední, 20. cyklus.

Pro porovnání vlivu pořadí vznětů na zatížení klikového hřídele byly provedeny další simulace. Sestava klikového mechanismu zůstala stejná, změněno bylo pouze pořadí vznětů. Jejich verze jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 28 Verze pořadí vznětů

Verze	Pořadí vznětů
1 (původní)	1-4-3-6-2-5
2	1-2-5-6-4-3
3	1-4-5-6-2-3
4	1-2-3-6-4-5

6.4.1 TORZNÍ KMITÁNÍ VOLNÉHO KONCE

Vyhodnocení torzního kmitání bylo provedeno ze záznamu úhlové rychlosti otáčení volného konce klikového hřídele. Úhlová rychlost byla nejprve převedena na úhlovou výchylku a poté harmonickou analýzou rozložena na součet sinusových funkcí.

Torzní kmitání klikového hřídele spolu s nerovnoměrností chodu motoru, je vyvoláno periodicky proměnnou velikostí krouticího momentu na jednotlivých zalomeních. Periodu určuje pracovní cyklus. Pro navrženou čtyřdobou pohonnou jednotku platí, perioda = pracovní cyklus = 2 otáčky klikového hřídele. Harmonickou analýzou lze průběh úhlového natočení volného konce vyjádřit jako součet sinusových funkcí s různou amplitudou a fázovým posuvem čili Fourierovou řadou. Harmonická složka torzního kmitání je násobkem periody, protože se jedná o čtyřdobý motor, uvažují se i půlté řády a platí:

$$\kappa = \frac{k}{2} = 0{,}5, 1, 1{,}5, \ldots \tag{59}$$

Hlavní řády, při nichž mají harmonické složky synchronní průběh, se pro pohonnou jednotku s pravidelnými rozestupy vznětů určí ze vztahu:

$$\kappa_h = \frac{z}{2} k = 3, 6, 9, \ldots \tag{60}$$

Určení rezonančních otáček pro konkrétní harmonický řád jednouzlového kmitání vyplývá z rovnice:

$$n_{1_rez_\kappa} = \frac{N_1 60}{\kappa} \tag{61}$$

Pro rezonanční otáčky harmonických řádů dvouuzlového kmitání platí:

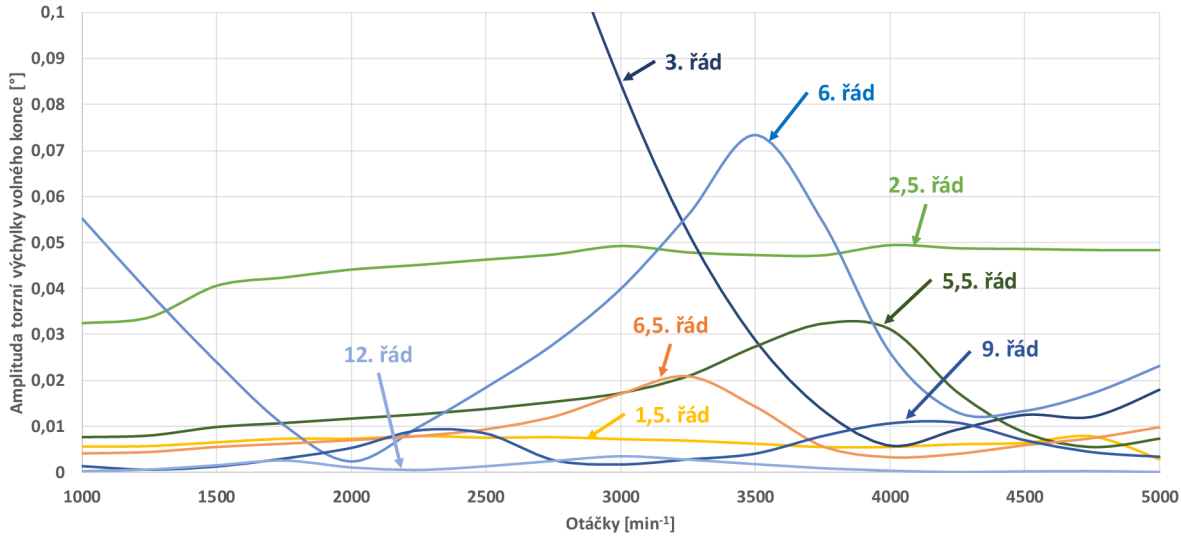
$$n_{2_rez_\kappa} = \frac{N_2 60}{\kappa} \tag{62}$$

Nebezpečnost rezonančních otáček závisí na řádu harmonické složky a vydatnosti rezonance. Rezonanční otáčky jednouzlového a dvojuzlového kmitání až do harmonického řádu 15 jsou zobrazeny v následující tabulce. Rezonanční otáčky vyskytující se v rozsahu provozních otáček pohonné jednotky jsou zvýrazněny červenou barvou.

Tab. 29 Rezonanční otáčky jednouzlového a dvouuzlového kmitání

Harmonický řád κ [-]	Rezonanční otáčky jednouzlového kmitání $N_{1_rez_\kappa}$		Rezonanční otáčky dvouuzlového kmitání $N_{2_rez_\kappa}$	
	Jednotka	[min^{-1}]	Jednotka	[min^{-1}]
0,5	42000		72000	
1	21000		36000	
1,5	14000		24000	
2	10500		18000	
2,5	8400		14400	
3	7000		12000	
3,5	6000		10285,7	
4	5250		9000	
4,5	4666,7		800	
5	4200		7200	
5,5	3818,2		6545,5	
6	3500		6000	
6,5	3230,8		5538,5	
7	3000		5142,9	
7,5	2800		4800	
8	2625		4500	
8,5	2470,6		4235,3	
9	2333,3		4000	
9,5	2210,5		3789,5	
10	2100		3600	
10,5	2000		3428,6	
11	1909,1		3272,7	
11,5	1826,1		3130,4	
12	1750		3000	
12,5	1680		880	
13	1615,4		2769,2	
13,5	1555,6		2666,7	
14	1500		2571,4	
14,5	1448,3		2482,8	
15	1400		2400	

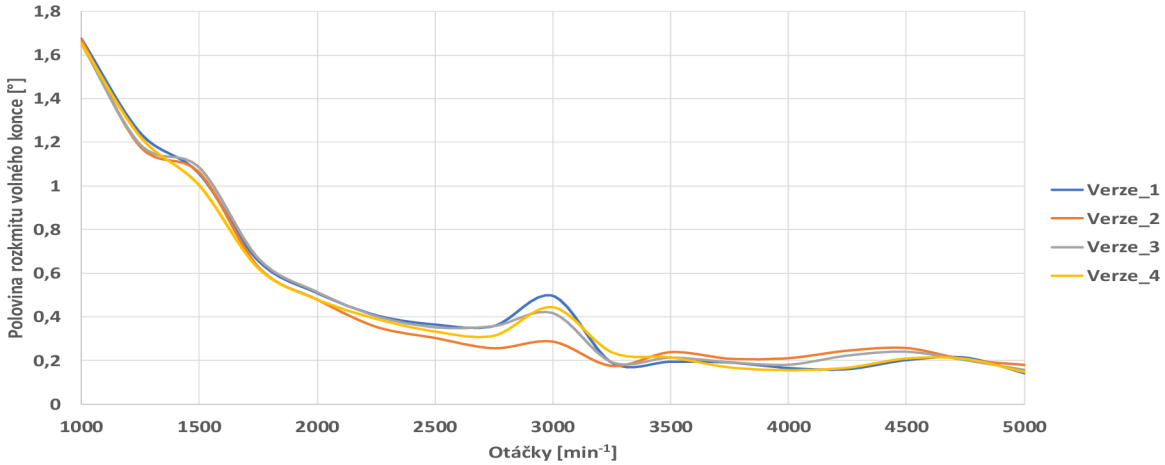
Následující graf zobrazuje hlavní harmonické řády torzního kmitání volného konce klikového hřídele pro navrženou pohonnou jednotku a pořadí vznětů verze 1.



Obr. 64 Harmonické řády torzního kmitání volného konce klikového hřídele verze 1

Hlavní řád číslo 3 odpovídá vznětové frekvenci, jeho amplituda výchylky s rostoucími otáčkami klesá.Klesající tendence odpovídá snižování nerovnoměrnosti chodu motoru vlivem zvyšujících se otáček, tedy rychlejším sledem vznětů. Poté začíná hodnota výchylky růst, rezonance by se projevila pouze při uvažování vyšších otáček, konkrétně 7000 min^{-1}. Maximální amplitudy hlavních řádů 6, 9 a 12 odpovídají rezonančním otáčkám, uvedeným v tab. 29. Řád 1.5 je zobrazen pro kontrolu ustálenosti chodu motoru.

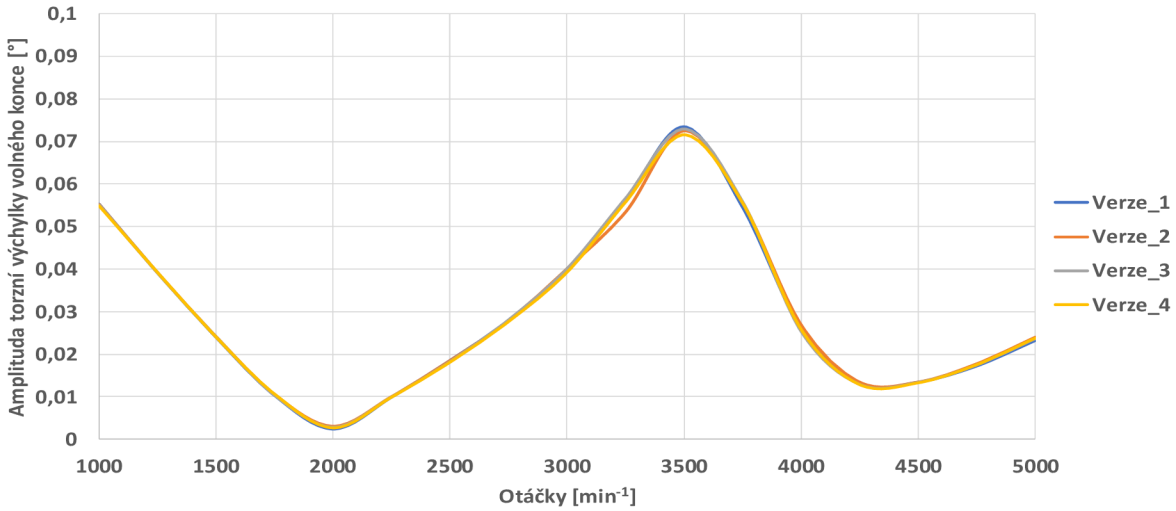
V následujícím obr. 65 je uvedeno srovnání poloviny rozkmitu volného konce klikového hřídele všech verzí.



Obr.65 Polovina rozkmitu volného konce všech verzí

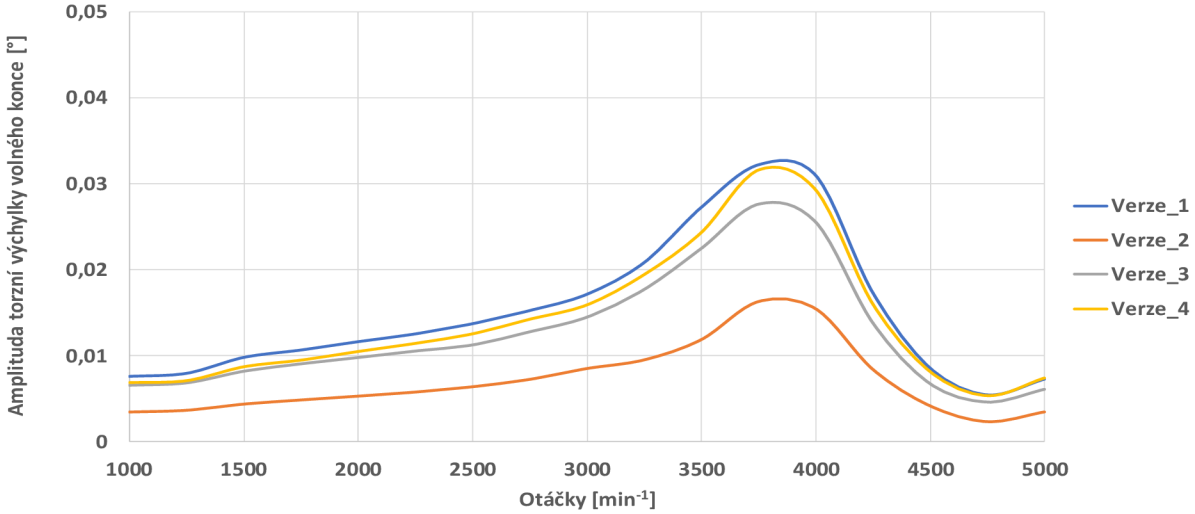
Je zřejmý velký vliv 3. harmonického řádu, tedy vznětové frekvence. Se snižující se nerovnoměrností chodu se zmenšuje úhlová výchylka výkmitu volného konce. Z hlediska životnosti agregátů poháněných řemenicí je snahou dosahovat co nejmenších hodnot výchylek. Ani jedna verze pořadí vznětů nevykazuje konstantně lepší hodnoty.

Porovnání různých verzí potvrdilo, že změna pořadí vznětů nemá vliv na průběh kmitání hlavních harmonických řádů. Tvar 6. harmonického řádu všech verzí je zobrazen v příslušném grafu.



Obr. 66 Torzní kmitání 6. harmonického řádu všech verzí

Naopak vzájemným porovnáním vedlejších harmonických řádů bylo potvrzeno, že pořadí vznětů má na tyto řády značný vliv. V uvedeném grafu je zobrazen 5,5. harmonický řádu všech verzí pořadí vznětů.

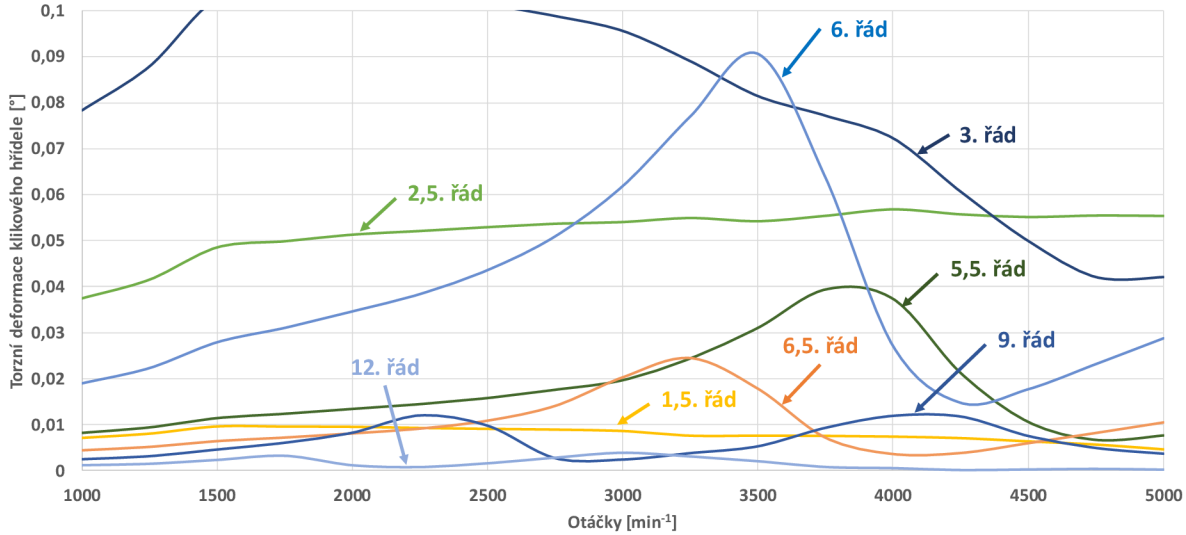


Obr. 67 Torzní kmitání 5,5. harmonického řádu všech verzí

6.4.2 TORZNÍ DEFORMACE

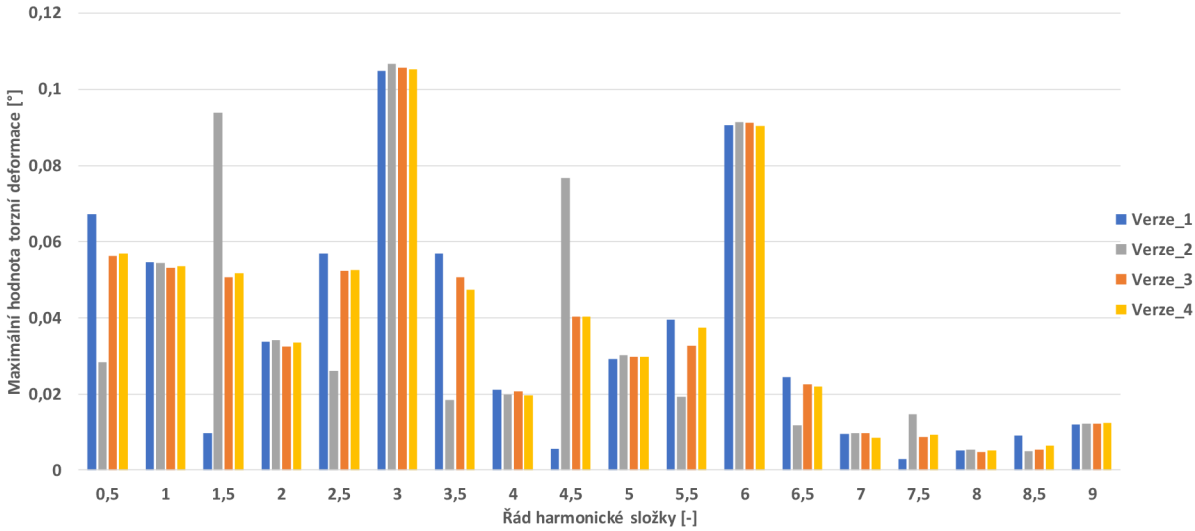
Vyhodnocení torzní deformace klikového hřídele bylo provedeno ze záznamu úhlového natočení volného konce klikového hřídele vůči přírubě setrvačníku. Harmonickou analýzou, která je popsána v kapitole 6.4.1, byl záznam rozložen na Fourierovu řadu sinusových funkcí.

Výchylky hlavních harmonických řádů úhlové deformace klikového hřídele pro pořadí vznětů verze 1 jsou zobrazeny v následujícím grafu.



Obr. 68 Harmonické řády úhlové deformace klikového hřídele verze 1

Z grafu je zřejmý stejný trend jako v případě torzního kmitání volného konce klikového hřídele v kapitole 6.4.1, jak pro amplitudy hlavních harmonických řádů úhlové deformace v rezonančních otáčkách, tak ve výrazném ovlivnění amplitud vedlejších harmonických řádů vlivem změny pořadí vznětů. V následujícím obr. 69 je zobrazeno vzájemné porovnání velikosti maximálních hodnot torzních deformací harmonických řádů 0,5 až 12 všech verzí pořadí vznětů.

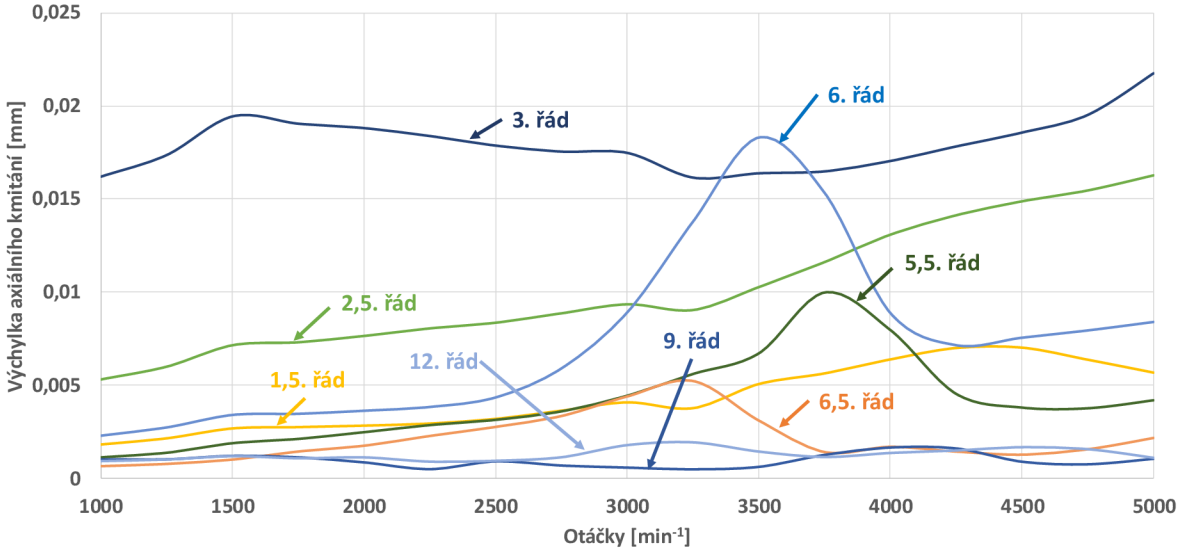


Obr. 69 Amplitudy torzních deformací klikového hřídele všech verzí

Dle předpokladu porovnání dokazuje zanedbatelné rozdíly amplitud hlavních řádů, a naopak výrazné rozdíly amplitud řádů vedlejších.

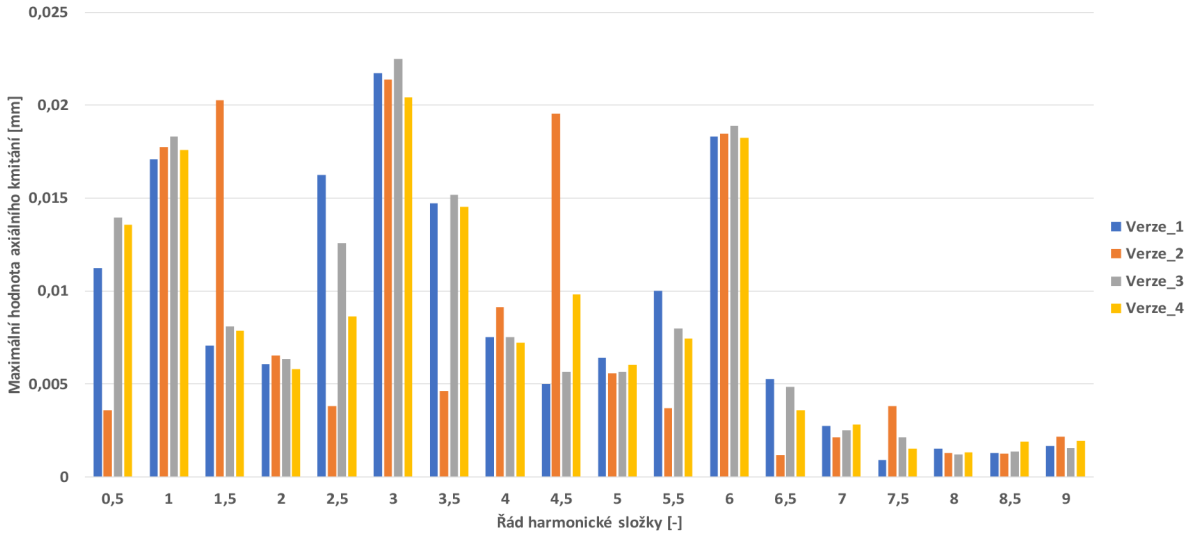
6.4.3 AXIÁLNÍ KMITÁNÍ

Axiální kmitání, tedy prodlužování nebo zkracování klikového hřídele, bylo vyhodnoceno ze záznamu pozic koncových bodů volného konce a příruby setrvačníku. Záznam byl opět rozložen harmonickou analýzou na součet sinusových funkcí dle kapitoly 6.4.1.



Obr. 70 Harmonické řády axiálního kmitání klikového hřídele

Následující graf zobrazuje porovnání maximálních hodnot axiálního kmitání harmonických řádů jednotlivých verzí pořadí vznětů.



Obr. 71 Maximální amplitudy axiálního kmitání všech verzí

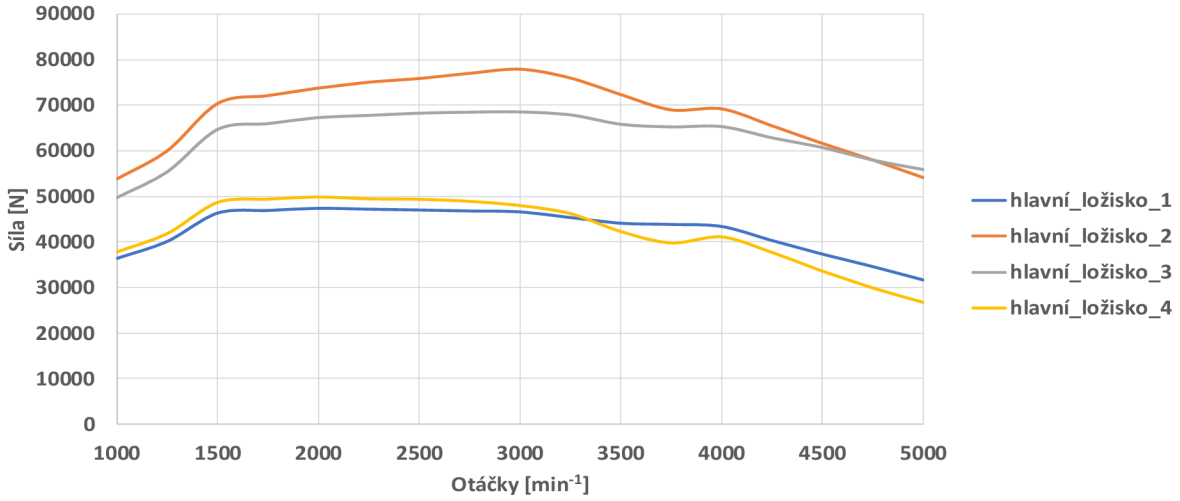
I pro tento případ byl potvrzen stejný trend vývoje hlavních a vedlejších harmonických řádů jako v předchozích případech.

6.4.4 ZATÍŽENÍ HLAVNÍCH LOŽISEK

Silové zatížení hlavních ložisek může být vyhodnoceno porovnáním různých parametrů. Pro tento konkrétní případ bylo zvoleno vyhodnocení silového zatížení a relativní excentricity hlavního ložiska.

SILOVÉ ZATÍŽENÍ

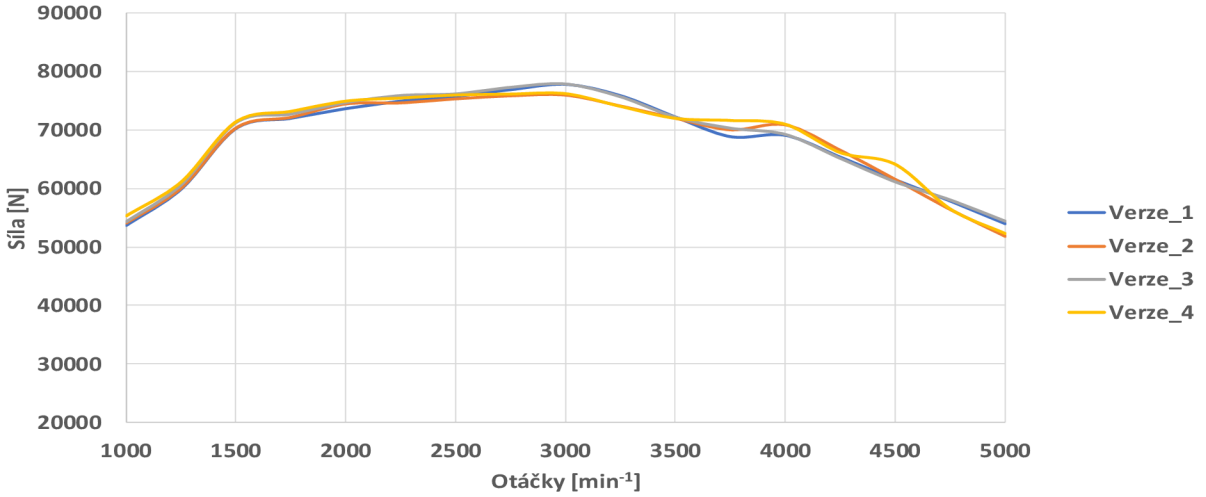
V následujícím grafu obr.72 je zobrazeno maximální silové zatížení hlavních ložisek varianty pořadí vznětů 1 pro jednotlivé otáčkové kroky.



Obr. 72 Silové zatížení hlavních ložisek verze 1

Největší silové zatížení vykazuje ložisko číslo 2, které dosahuje maximální hodnoty 77,9 kN při otáčkách 3000 min^{-1}.

Porovnáním maximálních silových zatížení ložisek ostatních verzí pořadí vznětů bylo zjištěno, že tento trend je pro všechny verze stejný. Porovnání zatížení 2. hlavního ložiska všech verzí je zobrazeno na následujícím obrázku.



Obr. 73 Silové zatížení 2. hlavního ložiska všech verzí

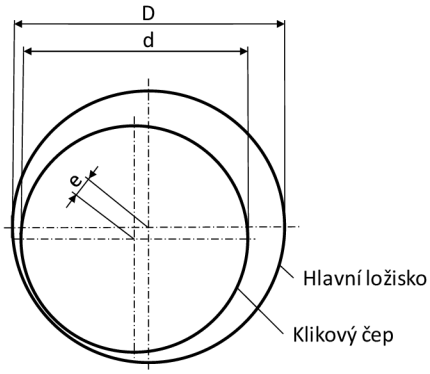
Největší hodnoty silového zatížení dosahují shodně verze 1 a 3 při otáčkách 3000 min^{-1}, hodnota zatížení je 77,9 kN.

RELATIVNÍ EXCENTRICITA

Druhým parametrem zvoleným pro vyhodnocení zatížení ložiska je relativní excentricita, která je určena ze vztahu:

$$\varepsilon = \frac{2e}{D-d} \tag{63}$$

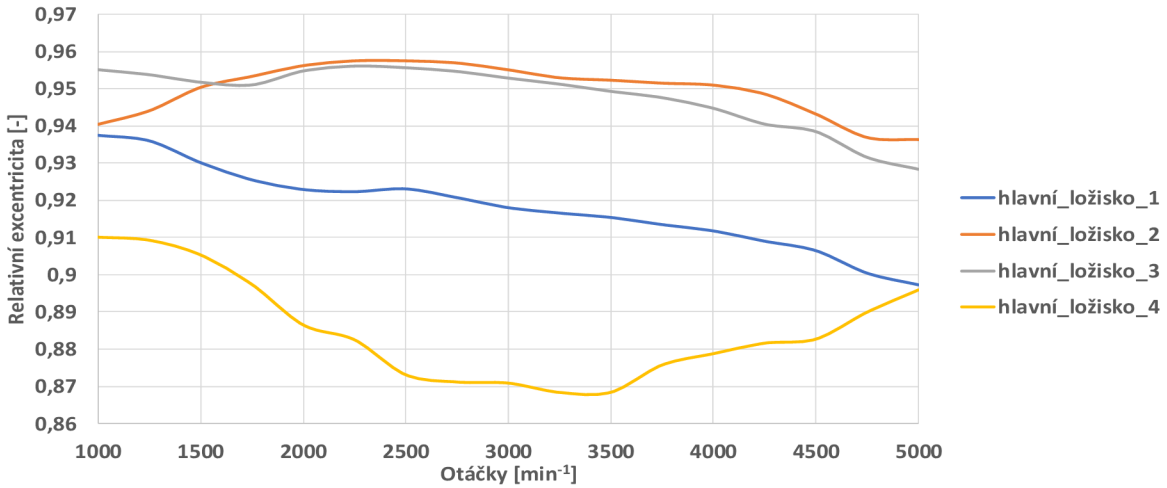
Pro který platí: e je absolutní excentricita osy hlavního čepu vůči ose hlavního ložiska, D průměr ložiska a d průměr klikového čepu.



Obr. 74 Relativní excentricita

Relativní excentricita nabývá hodnot v intervalu 0 až 1 a platí: 0 = klikový čep je vůči hlavnímu ložisku ideálně centrický, 1 = dochází ke styku klikového čepu s ložiskovou pánví.

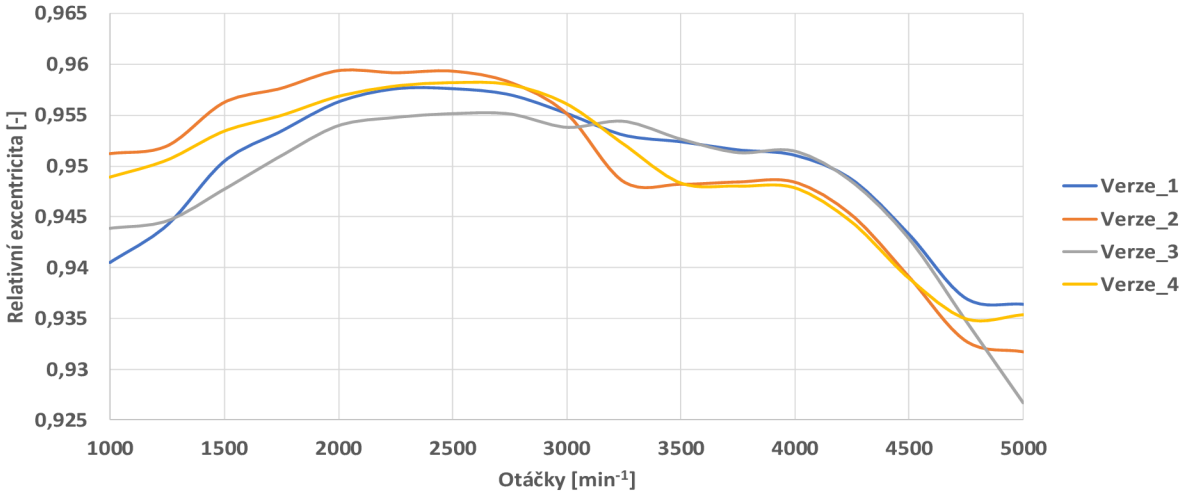
Následující graf zobrazuje relativní excentricitu hlavních ložisek pro pořadí vznětů verze 1.



Obr. 75 Relativní excentricita hlavních ložisek verze 1

Vyhodnocení relativní excentricity hlavních ložisek pro verzi 1 potvrzuje největší zatížení hlavního ložiska číslo 2, které dosahuje maximální hodnoty 0,96.

Vzájemné porovnání relativních excentricit 2. hlavního ložiska všech verzí je zobrazeno v následujícím grafu.



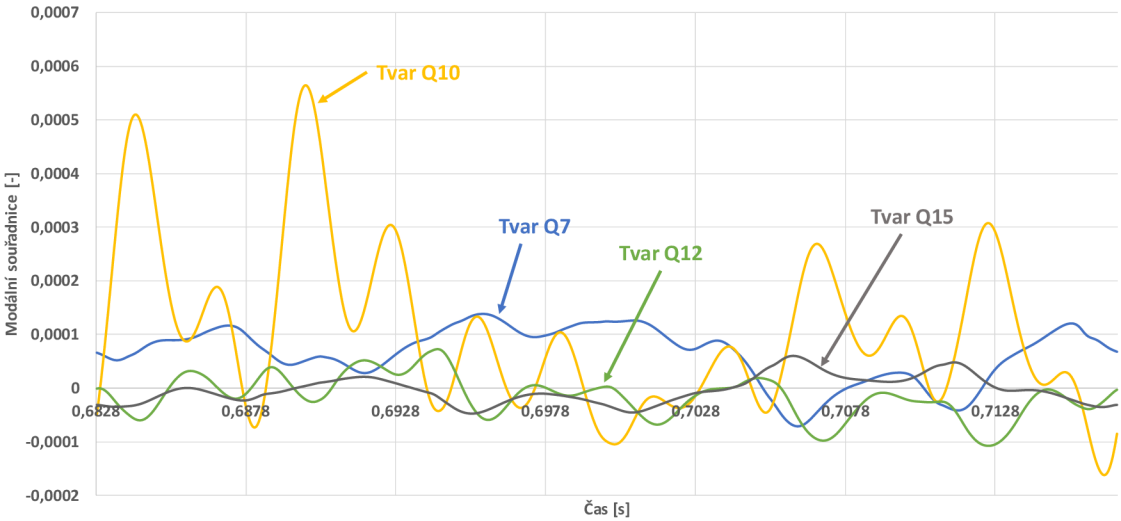
Obr. 76 Relativní excentricita 2. hlavního ložiska všech verzí

Nejvyšší hodnoty relativní excentricity dosahuje veze 2, naopak nejmenší dosahuje verze 3.

6.4.5 MODÁLNÍ SOUŘADNICE

Hlavním výstupem dynamické analýzy jsou modální souřadnice konečněprvkového pružného modelu. Tyto data jsou dále využita pro výpočet deformace a únavové životnosti klikového hřídele.

V následujícím obr. 77 jsou zobrazeny modální souřadnice příslušných modálních tvarů pružného klikového hřídele pro verzi pořadí vznětů 1 a otáčky 3500 min^{-1}, které odpovídají kritickým otáčkám torzního kmitání 6. harmonického řádu. Prvních 6 tvarů odpovídá modálním souřadnicím volného tělesa dle jeho stupňů volnosti, jsou nulové, a proto nejsou v grafu uvažovány.



Obr. 77 Modální souřadnice pružného klikového hřídele pro otáčky 3500 min^{-1}

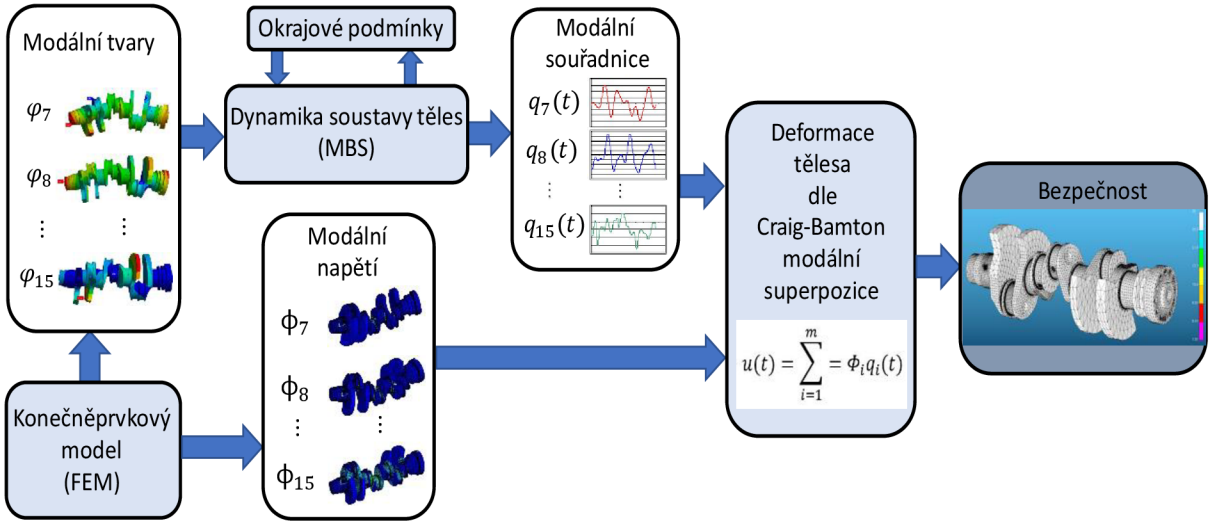
Porovnáním tvarů modálních souřadnic bylo zjištěno, že největších hodnot amplitudy dosahuje tvar Q10. Je tedy pravděpodobné, že největší deformace bude klikový hřídel dosahovat právě

ve tvaru Q10. Naopak tvar modálních souřadnic Q15 vykazuje již malou významnost. Na základě těchto poznatků bylo určeno rozmezí modálních tvarů pro vyhodnocení deformace, respektive únavové životnosti klikového hřídele na Q7 až Q15.

Porovnání jednotlivých verzí pořadí vznětů a jejich vlivu na zatížení klikového hřídele ukázalo, že žádná verze nevykazuje konstantně lepší hodnoty. Proto byla pro vyhodnocení únavové životnosti klikového hřídele ponechána původní verze pořadí vznětů: 1-4-3-6-2-5.

7 ÚNAVOVÁ ŽIVOTNOST

Na základě dat dynamického zatížení získaných simulacemi pomocí MBS programů v kombinaci s konečněprvkovými modely je možné provést výpočet únavové životnosti součásti ve stádiu vývoje. Určení potenciálních kritických míst z hlediska pevnosti a únavové životnosti již ve stádiu vývoje umožnilo urychlení vývoje za značné ekonomické úspory. Následující stránky se věnují výpočtu únavové životnosti navrženého dynamicky zatíženého klikového hřídele použitím specializovaného programu.



Obr. 78 Schéma postupu výpočtu bezpečnosti

Tento program pracuje na principu určení deformace klikového hřídele na základě modální superpozice dle Craig-Bamptona. Výpočet únavové životnosti je založen na předpokladu trvalé pevnosti klikového hřídele - nepřipouští se žádné poškození. Protože se jedná o vysoko cyklovou únavu, je bezpečnost počítána vůči mezi trvalé pevnosti.

Nejdříve se vypočítá modifikovaný Haighův diagram pro každý uzel konečněprvkové sítě. Modifikace zohledňuje zejména vliv gradientu napětí, zušlechtění materiálu a drsnost povrchu. Program také obsahuje řadu empiricky určených koeficientů – ovlivňujících faktorů, které mohou být do modifikace zahrnuty.

Klikový hřídel je namáhán velikostně i směrově proměnným silovým zatížením, proto je pro vyhodnocení víceosé napjatosti použita metoda kritické roviny řezu. Tato metoda pracuje na principu nalezení nejkritičtějších rovin ze všech uzlů konečněprvkového modelu, ve kterých je počítáno zatížení. Porovnáním zatížení nejkritičtější roviny s mezí trvalé pevnosti je získán koeficient bezpečnosti. [8]

7.1 OVLIVŇUJÍCÍ FAKTORY

Mechanické vlastnosti oceli 34CrNiMo6 pro nízkocyklovou únavu, které jsou uvedeny v tab. 19, byly stanoveny na pečlivě připravených zkušebních vzorcích přesných parametrů za jasně definovaných podmínek. Ty se však od mechanických vlastností reálné součástky liší, faktory ovlivňující únavovou životnost jsou zejména:

- materiál - struktura a složení,
- výroba - metoda, tepelné zpracování, jakost povrchu,
- okolní vlivy – koroze, teplota,
- konstrukční návrh – velikost, tvar aj.
- povrchové úpravy.

Příkladem přepočtu meze únavy zkušebního vzorku na mez únavy reálné součásti může být tzv. Marinova rovnice, která zohledňuje ovlivňující faktory a má tvar:

$$\sigma_{Co}^{'} = k_a k_b k_c k_d k_e k_f \sigma_{Co} \tag{64}$$

Pro rovnici platí, k_a je součinitel vlivu jakosti povrchu, k_b součinitel velikosti tělesa, k_c součinitel vlivu způsobu zatěžování, k_d součinitel vlivu teploty, k_e součinitel spolehlivosti, k_f součinitel zahrnující další vlivy, σ_{co} mez únavy zkušební tyče, σ'_{co} korigovaná mez únavy v kritickém místě součásti. [10], [26]

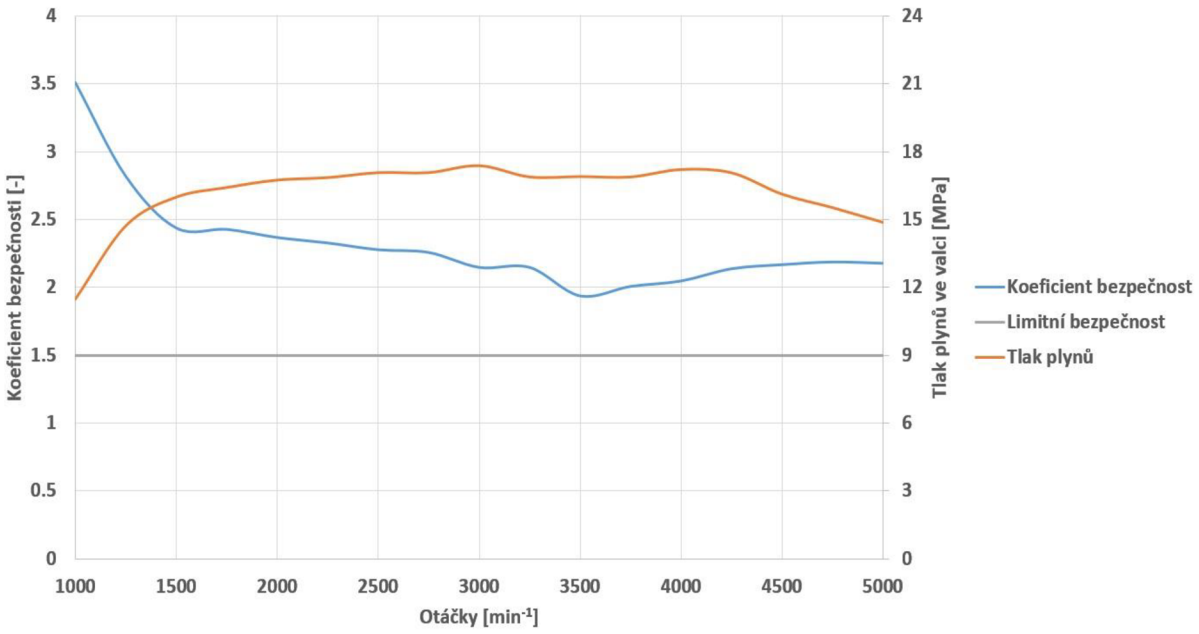
Použitý specializovaný program je schopen přepočítat mechanické vlastnosti materiálu na základě hodnot získaných tahovou zkouškou a rozměrů klikového hřídele do oblasti vysokocyklové únavy. Dále program obsahuje řadu empiricky určených vztahů, reprezentujících jednotlivé ovlivňující faktory únavové životnosti součásti, které mohou být v uživatelském rozhraní programu vybrány a zahrnuty tak do výpočtu.

7.2 VÝPOČET ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Do programu pro výpočet únavové životnosti byl nejdříve nahrán konečněprvkový model klikového hřídele, který obsahuje informace o geometrii a hmotnostních parametrech. Přidány byly také pevnostní charakteristiky použitého materiálu klikového hřídele. Dále byly doplněny data obsahující modální tvary získanými z programu Ansys pomocí modální analýzy. Modální souřadnice, pro každý otáčkový krok ve zvoleném frekvenčním rozsahu, byly získány ze simulace v programu FEV Virtual Engine. Frekvenční rozsah byl určen na základě porovnání významnosti jednotlivých tvarů modálních souřadnic kritických otáček a nastaven na maximální tvar číslo 15.

Do výpočtu únavové životnosti klikového hřídele v uživatelském rozhraní programu byly zahrnuty ovlivňující faktory z kategorie povrchových úprav. Těmito faktory jsou: vliv výrobního procesu – kování, válečkování rádiusů přechodů čepů do ramen a indukční kalení čepů. Dalšími ovlivňujícími faktory vstupujícími do výpočtu je pravděpodobnost přežití, která byla nastavena na hodnotu 90%, drsnost povrchu čepů 0,2 μm a další.

Na základě vyhodnocení zatížení klikového hřídele byla pro výpočet únavové životnosti klikového hřídele vybrána verze 1. Nejmenší hodnoty bezpečnosti pro každý otáčkový krok jsou uvedeny v následujícím obr. 79. Pro účel porovnání jsou doplněny hodnoty maximálních spalovacích tlaků v závislosti na otáčkách.

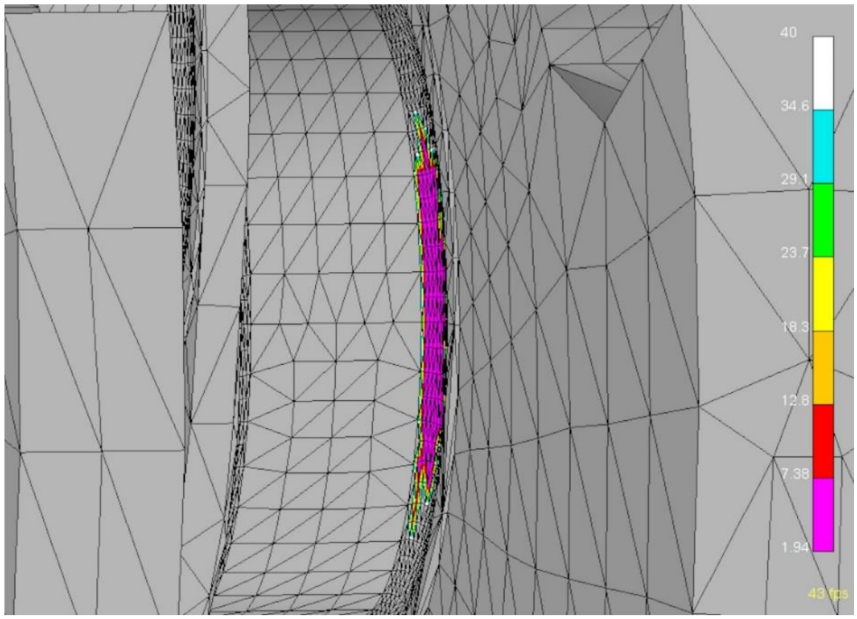


Obr. 79 Bezpečnost klikového hřídele vůči mezi trvalé pevnosti

Z grafu je patrná závislost koeficientu bezpečnosti na hodnotě spalovacího tlaku, s rostoucím tlakem hodnota koeficientu bezpečnosti klesá. Nejmenší hodnoty SF=1,94 dosahuje klikový hřídel v otáčkách 3500 min^{-1} i přes fakt, že největší hodnoty spalovacího tlaku je dosaženo v otáčkách 3000 min^{-1}. Toto může být vysvětleno torzním kmitáním klikového hřídele. Torzní kmitání hlavního 6. harmonického řádu dosahuje rezonancí při otáčkách 3500 min^{-1}, které souhlasí s otáčkami, při kterých bylo dosaženo nejmenší hodnoty koeficientu bezpečnosti.

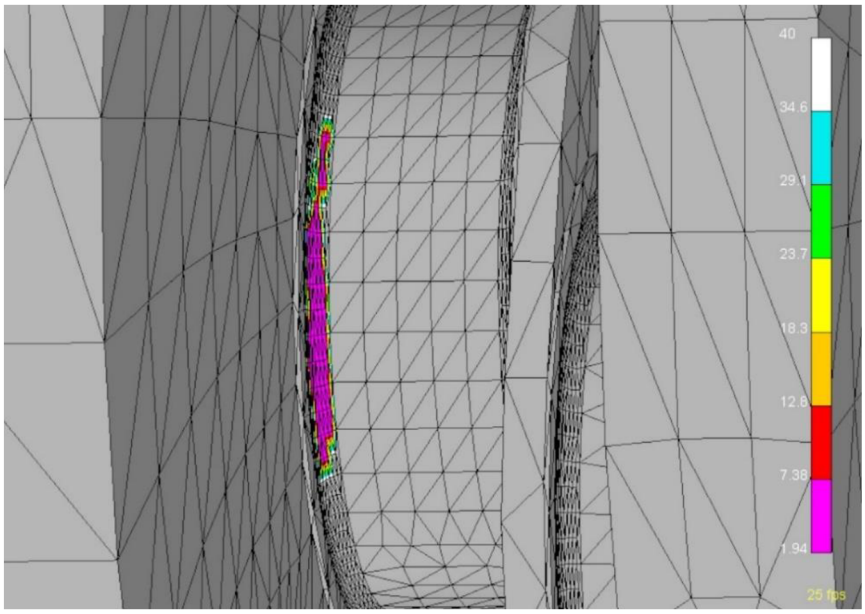
Hodnota koeficientu bezpečnosti pro daný klikový hřídel neklesá pod hodnotu limitní bezpečnosti, která byla nastavena na 1,5. Hodnota 1,5 je standardem pro konstrukci klikových hřídelů v sériové výrobě. Protože byl výpočet proveden za určitých zjednodušujících předpokladů, mohou se hodnoty koeficientu bezpečnosti reálné součásti lišit. Případné odlišnosti od reálné součástky by měla pokrýt rezerva mezi limitní bezpečností a minimálním koeficientem bezpečnosti navrženého klikového hřídele.

Kritickými oblastmi únavové životnosti klikového hřídele, tedy oblasti s nejnižší hodnotou koeficientu bezpečnosti, jsou při otáčkách 3500 min^{-1} oblasti přechodu 3. ojničního čepu do ramene zalomení a oblast přechodu 6. ojničního čepu do ramena zalomení. Kritická oblast přechod 6. ojničního ložiska do ramene zalomení je zobrazena v následujícím obrázku.



Obr. 80 Oblast přechodu 6. ojničního čepu do ramene zalomení

Další obrázek vyobrazuje kritickou oblast přechodu 3. ojničního čepu do ramene zalomení.



Obr. 81 Oblast přechodu 3. ojničního čepu do ramene zalomení

ZÁVĚR

V první části diplomové práce byla provedena stručná rešerše konstrukce šestiválcových vidlicových vznětových pohonných jednotek osobních automobilů a jejich hlavních konstrukčních částí.

V druhé části byly navrženy parametry válcové jednotky a konfigurace klikového mechanismu. Tyto údaje byly nezbytné pro návrh konstrukce klikového hřídele a výpočet teoretického vyvážení klikového mechanismu. Pro takto sestavený mechanismus byl navržen a naladěn pryžový tlumič torzních kmitů.

Třetí část obsahuje simulaci zatížení klikového hřídele v programu pro řešení dynamiky soustavy těles. Nejdříve byl navržen termodynamický model pro výpočet průběhu tlaku plynů ve spalovacím prostoru válce. Tento model byl odladěn pomocí dat z pohonné jednotky podobných parametrů. Okrajové podmínky pro výpočet spalovacích tlaků byly rovněž převzaty ze stejné pohonné jednotky. Simulace zatížení klikového hřídele byla provedena v ustálených otáčkových krocích za použití pružných modelů klikového hřídele a bloku motoru.

Se stejnou sestavou klikového mechanismu byly provedeny další simulace různých verzí pořadí vznětů. Porovnáním byl potvrzen předpoklad, že jejich změna nemá velký vliv na hlavní harmonické řády, ale významný na řády vedlejší. Vyhodnocením zatížení hlavních ložisek bylo zjištěno, že žádná verze nedosahuje výrazně lepších parametrů. Proto byla ponechána verze 1 jako výchozí pro výpočet únavové životnosti.

Poslední část diplomové práce se věnuje výpočtu únavové životnosti klikového hřídele pomocí specializovaného programu. Pro každý otáčkový krok byl vypočten koeficient bezpečnosti a byl prokázán vliv silového zatížení od tlaku plynů ve spalovacím prostoru a torzního kmitání na hodnotu koeficientu bezpečnosti. Ten se vzrůstajícím tlakem klesá, minimální hodnoty dosahuje v oblasti rezonančních otáček 6. harmonického řádu.

Limitní bezpečnost byla nastavena na hodnotu 1,5. V žádném otáčkovém kroku nedošlo k překročení této hranice. Minimální hodnota součinitele únavové bezpečnosti klikového hřídele má od limitní bezpečnosti dostatečnou rezervu, která by měla pojmout případné odchylky ideálního modelu od reálné součástky. Může být tedy uvažováno, že z hlediska únavové životnosti navržený klikový hřídel pro tuto konkrétní pohonnou jednotku splňuje požadavky.

Do dalšího vývoje a získání přesnějších výsledků simulací je nezbytné zahrnutí reálné pohonné jednotky pro přesnější definici okrajových podmínek a zpětnou kontrolu odladění systému. S přesnějšími výsledky by mohlo být přistoupeno ke konečné tvarové optimalizaci, výrobě prototypu a testování klikového hřídele komponentními testy, případně přímo na motoru.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

[1] KOŽOUŠEK, J. Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II. SNTL – Státní nakladatelství technické literatury, První vydání, Praha, 1983.

[2] KOLEKTIV VÚNM A ČKD. Naftové motory čtyřdobé, 1díl. SNTL - Státní nakladatelství technické literatury, Druhé vydání, Praha, 1962.

[3] KOVAŘÍK, L., FERENCEY, V., SKALSKÝ, R., ČÁSTEK, L. Konstrukce vozidlových spalovacích motorů. Naše vojsko, První vydání, Praha, 1992. ISBN 80-206-0131-7.

[4] TSCHOEKE, Helmut, Klaus MOLLENHAUER a Krister JOHNSON. *Handbook of diesel engines*. Online-Ausg. Berlin: Springer, 2010. ISBN 978-354-0890-836.

[5] HEISLER, Heinz. *Advanced engine technology*. Warrendale, PA: SAE International, c1995. ISBN 15-609-1734-2.

[6] PODJUKLOVÁ, Jitka. *Speciální technologie povrchových úprav I: Určeno pro posl. 5. roč. Fak. strojní*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 1994, 71 s. ISBN 80-707-8235-8.

[7] ROUČKA, Jaromír. *Metalurgie litin*. Brno: PC-DIR, 1998, 166 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-1263-1.

[8] KUCHAŘ, Přemysl, *Řešení pevnosti dynamicky namáhaných dílů spalovacích motorů.* Praha, 2007. Disertační práce. ČZU Praha.

[9] NOVOTNÝ, Pavel. *Pružná tělesa v MBS: Studijní podklady k předmětu QMO.* Brno, 2016.

[10] VLACH, Bohumil. *Únava materiálu – úvod: Studijní podklady k předmětu 6MS.* Brno, 2013. Dostupné z: http://ime.fme.vutbr.cz/index.php/cs/studium/podklady-pro-vyuku-zimni-semestr

[11] RAUSHER,J. *Vozidlové motory: studijní opory* [online]. Brno. VUT FSI, b.r. [cit 2018-05-10]. Dostupné z: *http://www.iae.fme.vutbr.cz/userfiles/ramik/files/Vozidlove%20motory.pdf*

[12] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. *Hnací ústrojí. Studijní opory k předmětu QHL.* Brno, 2012.

[13] *Total Materia: The world´s most comprehensive materials database* [online]. Curych: Key to Metals AG, 2018 [cit. 2018-05-18]. Dostupné z: https://www.totalmateria.com/page.aspx?ID=Home&LN=EN

[14] *Audi 3,0l-V6-TDI-Motor mit ultra low emmision system (EU6, LEVII, BIN5): Service Training*. Ingolstadt: AUDI AG.

[15] *The 3.0l V6 TDI engine: Service Training*. VK-21. Wolfsburg: Volkswagen, 2005.

[16] Scat Crankshaft - Buick V6: Forged steel. In: *Vigilante Performacne Parts* [online]. San Tan Valley: Vigilante Performacne Parts, 2018 [cit. 2018-05-18]. Dostupné z: http://www.vigilanteparts.com/Vigilante_4340_Crankshaft_Buick_V6_3_625_Stroke_p/sca-423015.htm

[17] Audi A7 3.0 V6 TDI Quattro Connecting Rod. In: *MIDLAND Engine Parts* [online]. Foleshill: Midland Engine Parts, 2018 [cit. 2018-05-18]. Dostupné z: https://midlandengineparts.co.uk/product/2013-audi-a7-3-0-v6-tdi-quattro-cdu-59ae-connectingcon-rod-piston/

[18] PTÁČEK, Luděk a kolektiv. Nauka o materiálu II. 2. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s. r. o., 2002, 392 s. ISBN 80-7204-248-3.

[19] Crankshaft hardening: A guide to the benefits of induction heating. In: *EFD Induction* [online]. EFD Induction, 2010, 2010 [cit. 2018-05-18]. Dostupné z: http://www.efd-induction.com/en/Products/HardLine/~/media/PDF/Applications/Crankshaft.ashx

[20] VAJSKEBR,J., Z. ŠPETA, Dokončování a zpevňování povrchu strojních součástí válečkováním. SNTL. Praha, 1984.

[21] Tools used in crankshft machining: Deep fillet rolling. In: *Hegenscheidt MFD* [online]. Hegenscheidt MFD [cit. 2018-05-18]. Dostupné z: http://www.hegenscheidt-mfd.com/en/automotive-technology/tools-used-in-crankshaft-machining/

[22] Mercedes-Benz: OM642 Engine. *Wikipedia* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Mercedes-Benz_OM642

[23] Ford: AJD-V6/PSA DT17. *Wikipedia* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Ford_AJD-V6/PSA_DT17

[24] EN DIN 34CrNiMo6: Engineering Steel. *OTAI SpecialSteel* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: https://www.astmsteel.com/product/34crnimo6-steel/

[25] MSC.Software, *ADAMS 2017.2. Help.* Newport Beach (CA), 2017

[26] SHIGLEY, Joseph Edward a Charles R. MISCHKE. *Konstruování Strojních Součástí*. 1. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0. e-ISBN.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_i	[-]	Poměrná úhlová amplituda výchylky
b	[-]	Součinitel únavové meze pevnosti
BDC		Pozice pístu v horní úvrati
BS		Britská norma
b_z	[mm]	Tloušťka spojovacího žebra přesazených ojničních čepů
c	[-]	Součinitel únavové tažnosti
$\boldsymbol{C}$	[Nmm·rad^{-1}]	Čtvercová matice tuhosti
C_i	[Nmm·rad^{-1}]	Torzní tuhost příslušné části klikového hřídele
c_r	[mm]	Tloušťka ramene

C_{tl}	[Nmm·rad^{-1}]	Torzní tuhost pružného elementu tlumiče torzních kmitů
D_{HC}	[mm]	Průměr hlavního čepu
DIN		Národní norma
D_{OC}	[mm]	Průměr ojničního čepu
D_{red}	[mm]	Průměr redukovaného hřídele
D_v	[mm]	Vrtání válce
E	[GPa]	Modul pružnosti v tahu
e	[mm]	Absolutní excentricita
EN		Evropská norma
F_{sp}	[N]	Setrvačná síla posuvných částí
F_{sp_η}	[N]	Setrvačná síla posuvných částí v ose η
F_{sp_ξ}	[N]	Setrvačná síla posuvných částí v ose ξ
F_{sr}	[N]	Setrvačná síla rotujících částí
F_{sr_η}	[N]	Setrvačná síla rotujících částí v ose η
F_{sr_ξ}	[N]	Setrvačná síla rotujících částí v ose ξ
G	[GPa]	Modul pružnosti ve smyku
HV	[HV]	Jednotka tvrdosti dle Vickerse
I_P	[mm^4]	Polární průřez redukovaného hřídele v krutu
J_{ef}	[kg·mm^2]	Efektivní moment setrvačnosti
J_{nab}	[kg·mm^2]	Moment setrvačnosti náboje tlumiče torzních kmitů
J_{oj_t}	[kg·mm^2]	Moment setrvačnosti ojnice vztažený k těžišti
J_{p_red}	[kg·mm^2]	Redukovaný moment setrvačnosti posuvných částí
J_{pr}	[kg·mm^2]	Moment setrvačnosti prstence tlumiče torzních kmitů
J_{prir}	[kg·mm^2]	Moment setrvačnosti příruby setrvačníku
J_{r_red}	[kg·mm^2]	Redukovaný moment setrvačnosti rotujících částí
J_{rem}	[kg·mm^2]	Redukovaný moment setrvačnosti na straně volného konce
J_s	[kg·mm^2]	Moment setrvačnosti setrvačníku
J_{setrv}	[kg·mm^2]	Celkový redukovaný moment setrvačnosti na straně setrvačníku
J_{tl}	[kg·mm^2]	Moment setrvačnosti prstence tlumiče torzních kmitů
J_{vk}	[kg·mm^2]	Moment setrvačnosti volného konce klikového hřídele
J_{xx}	[kg·mm^2]	Moment setrvačnosti v ose x
J_{yy}	[kg·mm^2]	Moment setrvačnosti v ose y
J_{zal_i}	[kg·mm^2]	Moment setrvačnosti poloviny zalomení
$J_{zal_i_red}$	[kg·mm^2]	Redukovaný moment setrvačnosti náhradního kotouče
J_{zz}	[kg·mm^2]	Moment setrvačnosti v ose z
l	[mm]	Vzdálenost středu ojničního čepu od bodu A
l_a	[mm]	Rozteč válců
l_b	[mm]	Vzdálenost bodu A od středu prvního zalomení kl. Hřídele
l_c	[mm]	Vzdálenost těžiště protizávaží kl. hřídele od bodu A
l_{HC}	[mm]	Délka hlavního čepu
l_{HD_red}	[mm]	Redukovaná délka přímého čepu s dírou
l_{HP_red}	[mm]	Redukovaná délka přímého čepu
l_{OC}	[mm]	Délka ojničního čepu
l_{oj}	[mm]	Funkční délka ojnice
l_p	[mm]	Vzdálenost těžiště ojnice od malého oka
l_{ps}	[mm]	Vzdálenost těžiště pístní skupiny od osy pístního čepu
l_r	[mm]	Vzdálenost těžiště ojnice od osy velkého oka
l_{red_i}	[mm]	Redukovaná délka příslušné části klikového hřídele
l_{set}	[mm]	Vzdálenost těžiště setrvačníku od okraje příruby

l_{tl}	[mm]	Vzdálenost těžiště tlumiče torzních kmitů od okraje příruby
$\boldsymbol{M}$	[kg·mm^2]	Diagonální čtvercová matice hmotnosti
m_a	[kg]	Hmotnost ukázkového vývažku
m_A	[kg]	Redukovaná hmotnost ojnice ve středu malého oka
m_b	[kg]	Hmotnost protizávaží vyvažovacího hřídele
m_B	[kg]	Redukovaná hmotnost ojnice ve středu velkého oka
m_{blok}	[kg]	Hmotnost bloku motoru
MBS		Multi-body system = Dynamika soustavy těles
MKP		Metoda konečných prvků
m_{oj}	[kg]	Celková hmotnost ojnice
m_{oj_cep}	[kg]	Hmotnost ojničního čepu
m_{oj_posuv}	[kg]	Redukovaná hmotnost posuvné části ojnice
m_{oj_ram}	[kg]	Hmotnost spojovacího ramene přesazených ojničních čepů
m_{oj_rot}	[kg]	Redukovaná hmotnost rotační části ojnice
M_p	[Nmm]	Moment setrvačných sil posuvných částí
M_{p_η}	[Nmm]	Moment setrvačných sil posuvných částí v ose η
M_{p_ξ}	[Nmm]	Moment setrvačných sil posuvných částí v ose ξ
m_{posuv}	[kg]	Celková redukovaná hmotnost posuvných částí
m_{ps}	[kg]	Celková hmotnost jedné pístní skupiny
M_r	[Nmm]	Moment setrvačných sil rotujících částí
M_{r_celk}	[Nmm]	Celkový moment setrvačných sil rotujících částí
M_{r_η}	[Nmm]	Moment setrvačných sil rotujících částí v ose η
M_{r_ξ}	[Nmm]	Moment setrvačných sil rotujících částí v ose ξ
m_{ram}	[kg]	Hmotnost ramene zalomení
m_{ram_red}	[kg]	Redukovaná hmotnost ramene zalomení
m_{rot}	[kg]	Celková redukovaná hmotnost rotujících částí
M_s	[Nmm]	Celkový moment setrvačných sil
M_{s_prum}	[Nmm]	Průměrný moment setrvačných sil
M_{s_zbyt}	[Nmm]	Moment setrvačných sil zbytkové nevyváženosti
$M_{s_\eta_max}$	[Nmm]	Maximální moment setrvačných sil v ose η
$M_{s_\xi_max}$	[Nmm]	Maximální moment setrvačných sil v ose ξ
m_{set}	[kg]	Hmotnost setrvačníku
M_{sv_prum}	[Nmm]	Moment setrvačných sil vývažků na klikovém hřídeli
M_{sv_zbyt}	[Nmm]	Moment setrvačných sil vývažků na vyvažovacím hřídeli
m_T	[kg]	Redukovaná hmotnost ojnice v těžišti
m_{t_A}	[kg]	Přepočítaná hmotnost těžiště k velkému oku
m_{t_B}	[kg]	Přepočítaná hmotnost těžiště k malému oku
m_{tl}	[kg]	Hmotnost tlumiče torzních kmitů
m_{v_i}	[kg]	Hmotnost protizávaží klikového hřídele
m_{zal_red}	[kg]	Redukovaná hmotnost jednoho zalomení
$n_{1_rez_i}$	[min^{-1}]	Rezonanční otáčky jednouzlového kmitání i-tého harm. řádu
$n_{2_rez_i}$	[min^{-1}]	Rezonanční otáčky dvojuzlového kmitání i-tého harm. řádu
N_i	[Hz]	Vlastní frekvence i-tého tvaru kmitání
N_{tl}	[Hz]	Vlastní frekvence tlumiče torzních kmitů
P1T	[kPa]	Protitlak plynů ve výfukovém potrubí
P2C	[kPa]	Tlak plnicího vzduchu
r_{HC}	[mm]	Poloměr hlavního čepu
r_k	[mm]	Poloměr zalomení klikového hřídele
R_m	[MPa]	Mez pevnosti v tahu

r_{OC}	[mm]	Poloměr ojničního čepu
$R_{p0,2}$	[MPa]	Smluvní mez kluzu
R_{zaob}	[mm]	Poloměr zaoblení přechodu čepu do ramene
SAE		Norma pro klasifikaci olejů
T1E	[°C]	Teplota plnicího vzduchu
TDC		Pozice pístu v horní úvrati
t_{ps}	[mm]	Vzdálenost těžiště od osy pístního čepu
t_{set}	[mm]	Vzdálenost těžiště setrvačníku od okraje příruby
t_{tl}	[mm]	Vzdálenost těžiště tlumiče od okraje náboje
u_B	[-]	Stupně volnosti vazebných uzlů
u_I	[-]	Stupně volnosti vnitřních uzlů
VR		Typ konfigurace válcových jednotek
VW		Volkswagen
V_z	[dm^3]	Zdvihový objem celého motoru
V_z	[dm^3]	Zdvihový objem jednoho válce
W_{tl}	[-]	Optimální naladění tlumiče torzních kmitů
x_t	[mm]	Vzdálenost těžiště ramene zalomení od osy otáčení
x_{t_v}	[mm]	Vzdálenost těžiště protizávaží od osy otáčení kl. hřídele
z	[-]	Počet válců
Z	[mm]	Zdvih
α	[°]	Úhel natočení klikového hřídele
α_v	[°]	Úhel rozevření válců
δ	[°]	Úhel přesazení ojničních čepů
ε	[-]	Relativní excentricita
ε'_f	[-]	Součinitel únavové tažnosti
κ	[-]	Řád harmonické složky
λ_o	[-]	Ojniční poměr
μ_t	[-]	Poměrná velikost tlumiče torzních kmitů
σ	[°]	Úhel přesazení ojničního čepu
σ'_f	[MPa]	Součinitel únavové pevnosti
ϕ_z	[°]	Úhel rozestoupení zážehů
$\mathbf{X}$	[-]	Vlastní číslo
$\mathbf{\Psi}$	[rad^{-1}]	Vlastní úhlová rychlost
ω_k	[rad^{-1}]	Úhlová rychlost otáčení klikového hřídele

SEZNAM PŘÍLOH