



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

TŘÍVÁLCOVÝ ŘADOVÝ ZÁŽEHOVÝ MOTOR THREE-CYLINDER IN-LINE GASOLINE ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. IEVGEN BALASH

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

prof. Ing. VÁCLAV PÍŠTĚK, DrSc.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Ievgen Balash

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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:

Tříválcový řadový zážehový motor

v anglickém jazyce:

Three-cylinder in-line gasoline engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout hnací ústrojí přeplňovaného tříválcového řadového zážehového motoru s vyvažovací jednotkou momentu setrvačných sil posuvných částí I. řádu.

Cíle diplomové práce:

Pro dané základní parametry válcové jednotky a klikového mechanismu navrhnout konfiguraci klikového hřídele s variantami vyvážení momentu odstředivých sil.

Navrhnout vyvažovací jednotku momentu setrvačných sil posuvných částí I. řádu.

Navrhnout základní parametry dynamického tlumiče torzních kmitů.

Provést výpočtovou pevnostní kontrolu klikového hřídele bez tlumiče a s tlumičem torzních kmitů.

Seznam odborné literatury:

STONE , Richard. Introduction to Internal Combustion Engines. 3rd edition. Hampshire : Palgrave, 1999. 641 s. ISBN 0-333-74013-0.

Kraftfahrzeug - Kurbelwellen : Konstruktion, Berechnung, Herstellung. 2001. Auflage.

Landsberg/Lech Verlag Moderne Industrie 2001. 70 s. ISBN 3-478-93243-2.

Hafner, K.E., Maass, H.: Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine, Springer-Verlag Wien-New York 1995

HEISLER, Heinz. Advanced Engine Technology. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2002. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 7.11.2013



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan



ABSTRAKT

Práce se zabývá návrhem hnacího ústrojí přeplňovaného tříválcového řadového zážehového motoru dle zadaných parametrů. V práci jsou představeny tři varianty vyvážení momentu odstředivých sil klikového hřídele a vyvažovací jednotka momentu setrvačných sil posuvných částí I. řádu. Dále je proveden výpočet torzního kmitání hnacího ústrojí a navrženy parametry a konstrukční řešení pryžového tlumiče. Na závěr je provedena pevnostní analýza klikového hřídele bez tlumiče a s tlumičem torzních kmitů.

KLÍČOVÁ SLOVA

klikový hřídel, vyvážení klikového hřídele, tlumič torzních kmitů, pevnostní analýza, MKP

ABSTRACT

The main aim of this master's thesis is to design the powertrain of turbocharged three-cylinder in-line gasoline engine based on given parameters. The work introduces three variants of balancing of inertia moment of rotating masses and balancer unit of first order moment of inertia of reciprocating parts. The thesis also presents calculation of torsion vibration of the powertrain and structural design of the rubber damper. In conclusion a stress analysis of the crankshaft is submitted with and without torsion vibration damper.

KEYWORDS

crankshaft, crankshaft balancing, torsion vibration damper, stress analysis, FEM



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BALASH, I. *Tříválcový řadový zážehový motor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 87 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 30. května 2014

.....

Ievgen Balash



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji prof. Ing. Václavu Pištěkovi, DrSc. za odborné vedení diplomové práce, vstřícné jednání a cenné připomínky při psaní této práce. Dále bych chtěl poděkovat své přítelkyni za její trpělivost a podporu při tvorbě této diplomové práce. Také bych rád poděkoval Ing. Ivaně Hamadové a Ing. Miloslavu Tvrděmu za veškerou podporu během doby adaptace na území České republiky. V neposlední řadě děkuji Ludmile Mikšové za pomoc při řešení organizačních záležitostí během studia na VUT a také děkuji celému učitelskému sboru ÚADI.



OBSAH

Úvod	10
1 Klikový mechanismus	11
1.1 Klikový hřídel	11
1.2 Výroba a materiál klikových hřídelů	12
2 Síly v klikovém mechanismu	13
2.1 Síly od tlaku plynů (primární síly)	13
2.2 Síly setrvačné (sekundární síly)	14
2.3 Výsledné síly působící v klikovém mechanismu	15
3 Vyvažování klikového mechanismu	18
3.1 Uspořádání klikového hřídele	18
3.2 Setrvačné síly rotujících částí	19
3.3 Setrvačné síly posuvných částí	19
3.4 Volné podélné momenty	21
3.4.1 Volné podélné momenty rotujících hmot	21
3.4.2 Volné podélné momenty posuvných hmot	24
4 Modelování a vyvážení klikového hřídele	30
4.1 Postup modelování a vyvážení hřídelů	30
4.2 Výsledné varianty klikových hřídelů	33
4.2.1 Klikový hřídel se silovým vyvážením	33
4.2.2 Klikový hřídel s momentovým vyvážením	34
4.2.3 Klikový hřídel s kombinovaným vyvážením (dle Schnürleho)	35
4.2.4 Posouzení jednotlivých variant	35
4.3 Modelování vyvažovací jednotky podélného momentu posuvných částí I. řádu	36
5 Modální analýza	40
5.1 Síťování modelu	40
5.2 Výsledky modální analýzy	41
6 Torzní kmitání klikového hřídele	43
6.1 Náhradní torzní soustava klikového mechanismu	44
6.1.1 Redukce délek	46
6.1.2 Výpočet torzních tuhostí	47
6.2 Vlastní torzní kmitání	47
6.3 Vynucené torzní kmitání	50
6.3.1 Harmonická analýza krouticího momentu	50
6.3.2 Kritické otáčky motoru	51
6.3.3 Vydutnost rezonancí	52



6.3.4	Torzni výchyly v rezonanci	53
6.4	Výpočet vynuceného torzního kmitání.....	54
7	Tlumič torzních kmitů	57
7.1	Hlavní parametry pryžového tlumiče	57
8	Torzni kmitání klikového hřídele s tlumičem torzních kmitů	59
8.1	Náhradní torzní soustava s použitím tlumiče	59
8.2	Vlastní torzní kmitání s tlumičem torzních kmitů.....	59
8.3	Vynucené torzní kmitání tlumené soustavy.....	60
8.3.1	Kritické otáčky motoru s použitím tlumiče	61
8.3.2	Vydatnost rezonancí	62
8.3.3	Torzni výchyly v rezonanci	63
8.4	Výpočet vynuceného torzního kmitání.....	65
9	Návrh pryžového tlumiče torzních kmitů.....	68
9.1	Návrh rozměrů tlumiče	68
9.2	Napětí v pryžovém prstenci.....	69
9.3	Výpočet teplotního profilu pryžového členu tlumiče	70
10	Pevnostní kontrola klikového hřídele	74
10.1	Vytvoření sítě modelu	74
10.2	Uložení modelu	76
10.3	Zatížení modelu	76
10.4	Stanovení bezpečnosti	77
	Závěr.....	81
	Použité informační zdroje.....	82
	Seznam použitých zkratk a symbolů	83
	Seznam příloh.....	87



ÚVOD

V poslední době se mezi výrobci aut objevil trend s anglickým názvem „downsizing“. Základní myšlenkou „downsizingu“ je zmenšování objemu motoru při zachování stejného výkonu. Toto zvýšení efektivity motoru přináší zároveň snížení emisí. Cílem této diplomové práce je navrhnout hnací ústrojí přeplňovaného tříválcového řadového zážehového motoru s vyvažovací jednotkou momentu setrvačných sil posuvných částí I. řádu na základě parametrů válcové jednotky a klikového mechanismu čtyřválcového motoru 1,2 TSI 77 kW firmy Škoda Auto.

Řadový tříválec patří k nevyvážené konfiguraci rozmístění válců – v takové variantě jsou přítomny momenty odstředivých sil a momenty setrvačných sil posuvných částí I. a II. řádu. Proto se taková konstrukce většinou používá v autech ekonomické třídy s malým pracovním objemem.

V první části práce je popsán klikový mechanismus a průběh zatěžujících sil. Dále je proveden rozbor vyváženosti klikového hřídele s variantami vyvážení momentů odstředivých sil. Vyvážení momentu setrvačných sil posuvných částí I. řádu je realizováno jen na polovinu, tj. vyvážení je provedeno pomocí přidaných hmot pouze na klikovém hřídeli.

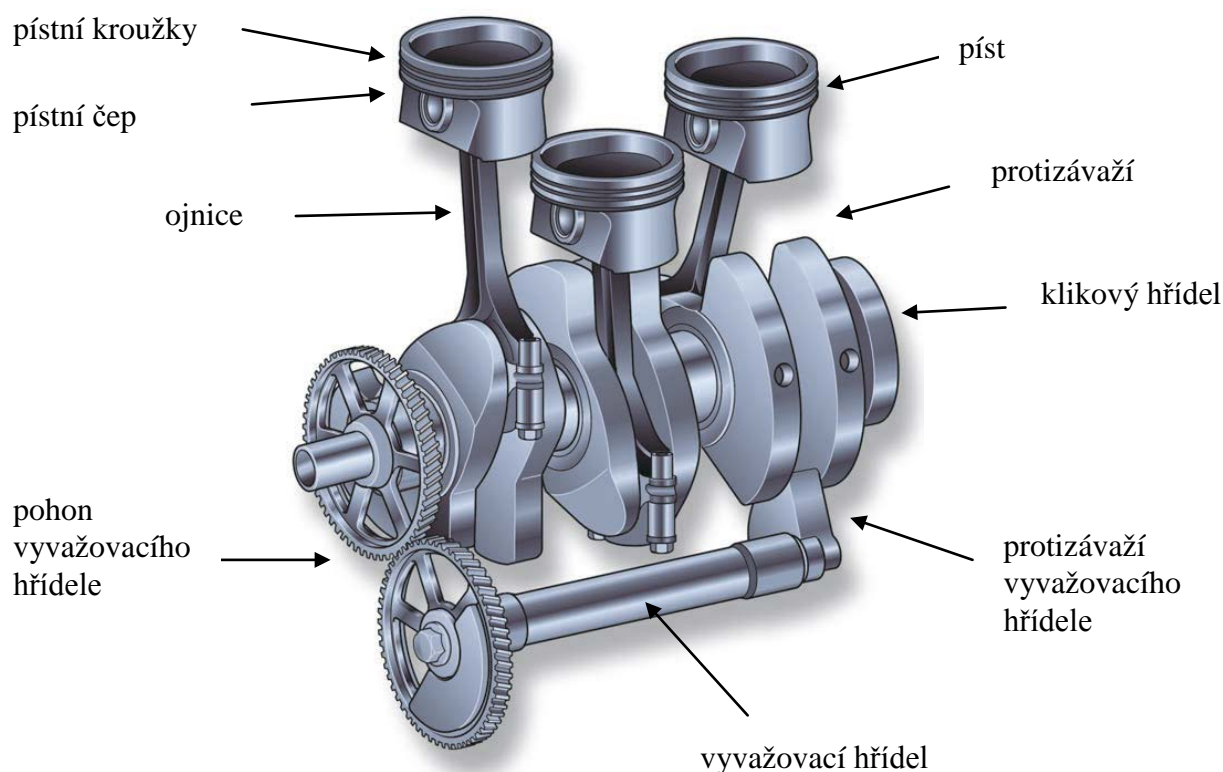
V další části je popsána posloupnost modelování a řešení jednotlivých úkolů vyvážení pomocí programu Pro/Engineer, poté byl model klikového hřídele podroben modální analýze v programu Ansys.

Poslední část práce se zabývá vlastním a vynuceným torzním kmitáním navrhovaného klikového hřídele tříválcového motoru a návrhem rezonančního tlumiče torzních kmitů. Posledním krokem je provedení pevnostní analýzy hřídele bez tlumiče a s tlumičem.



1 KLIKOVÝ MECHANISMUS

Klikový mechanismus se skládá z klikového hřídele, ojnice a pístní skupiny, kterou tvoří pístní čep, pojistné kroužky a píst, opatřený těsníci a stíracími kroužky. Klikový mechanismus tříválcového motoru je zobrazen na Obr. 1.



Obr. 1 Klikový mechanismus tříválcového motoru [11]

1.1 KLIKOVÝ HŘÍDEL

Klikový hřídel pístového spalovacího motoru zabezpečuje spolu s ojnici kinematický převod přímočarého vratného pohybu pístu na pohyb rotační. Při tom klikový hřídel vykonává rotační pohyb, pístní skupina pohyb vratný a ojnice obecný rovinný pohyb. Současně zabezpečuje konstrukce klikového hřídele i částečné vyvážení setrvačných sil a momentů posuvných a rotujících hmot pomocí protizávaží, náhon rozvodu, příslušenství a pomocných agregátů motoru. U čtyřdobých motorů je klikový hřídel využíván i k rozvodu mazacího oleje do ojničních ložisek.

Klikový hřídel je zatěžován současným působením prostorové soustavy sil od tlaku plynů na písty a sil setrvačných. Silové účinky časově proměnné, jak z hlediska velikosti, tak i směr nositelky sil, vyvolávají v hřídeli pružné kmity, které jej namáhají na ohyb, krut, tah a tlak. Konstrukce klikového hřídele musí zajišťovat tuhost ve vztahu k ohybovému a krouticímu zatěžování, pevnost vůči působícím silovým účinkům, odolnost proti opotřebení čepů ložisek a dlouhou životnost při cyklickém zatěžování. Nárůst požadavků na nízké vibrace motorů



vedl k tomu, že klikové hřídele pístových spalovacích motorů byly postupně navrhovány nikoliv z hledisek pevnostních, ale s ohledem na torzní a ohybové kmitání hřídelů. [1]

1.2 VÝROBA A MATERIÁL KLIKOVÝCH HŘÍDELŮ

Klikové hřídele čtyřdobých motorů rozdělujeme podle způsobu výroby na dělené, kované a lité. Dělené klikové hřídele pro čtyřdobé motory se vyrábějí metodou slisování ramen a čepů anebo spojováním základních prvků pomocí šroubových spojů. Používají se nejčastěji ve výrobě motocyklových motorů nebo motorů malé mechanizace. Přední díl klikového hřídele a zadní konec klikového hřídele jsou ocelové kované. Jednotlivé ojnicní čepy s rameny jsou odlity z ocelolitiny.

Vzhledem k menší pevnosti se lité klikové hřídele používají u méně zatížených motorů. V porovnání s ocelovými kovanými hřídeli mají větší průměry ojnicních i hlavních čepů a větší přechodové poloměry. Výhodou odlévaných klikových hřídelů jsou malé přídavky materiálu na opracování, větší ohybová tuhost a schopnost materiálu tlumit přenášené vibrace. Používá se tvárná litina i ocelolitina.

Ocelové kované klikové hřídele se vyrábí nejčastěji z legovaných ocelí 12050, 15131, 16342, 16720. [1]

Při projektování klikového hřídele budu vycházet z hodnot poskytnutých vedoucím diplomové práce a také ze skutečných a statistických údajů. Základní parametry navrhovaného motoru jsou shrnuty v Tab. 1.

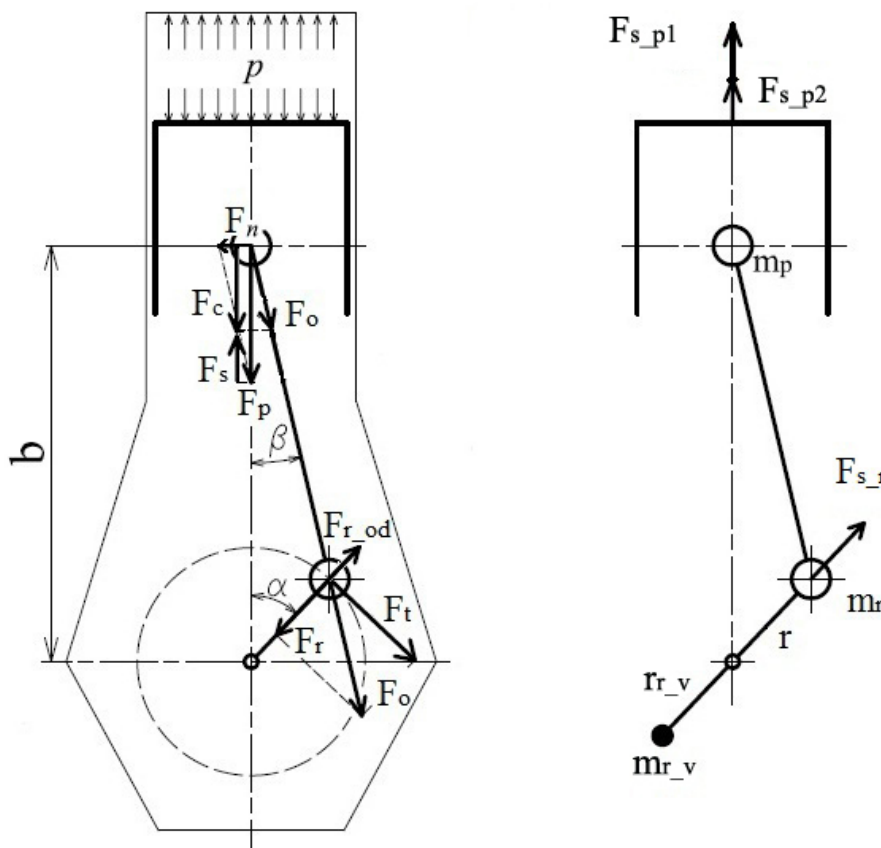
Tab. 1 Parametry motoru

Parametr	Jednotka	Symbol	Hodnota
Vrtání válce	[mm]	D	70,6
Zdvih pístu	[mm]	z	75,6
Počet válců	[-]	i	3
Jmenovité otáčky motoru	[min ⁻¹]	n	5000
Délka ojnice	[mm]	l _{oj}	144
Celkový objem motoru	[cm ³]	V _c	992
Poloměr kliky	[mm]	r	37,8
Kompresní poměr	[-]	ε	9,5
Osová vzdálenost válců	[mm]	a _m	82
Průměr hlavního čepu hřídele	[mm]	D _{hc}	42
Průměr ojnicního čepu hřídele	[mm]	D _{oc}	42
Hmotnost rotační části ojnice	[kg]	m _{oj_rot}	0,334
Hmotnost posuvné části ojnice	[kg]	m _{oj_pos}	0,109
Hmotnost pístní skupiny	[kg]	m _{p_sk}	0,285



2 SÍLY V KLIKOVÉM MECHANISMU

Na klikové ústrojí spalovacího motoru působí dva druhy sil. Jsou to síly vyvolané tlakem plynů (primární síly) a síly setrvačné (sekundární síly).



Obr. 2 Síly působící v klikovém mechanismu [10], upraveno

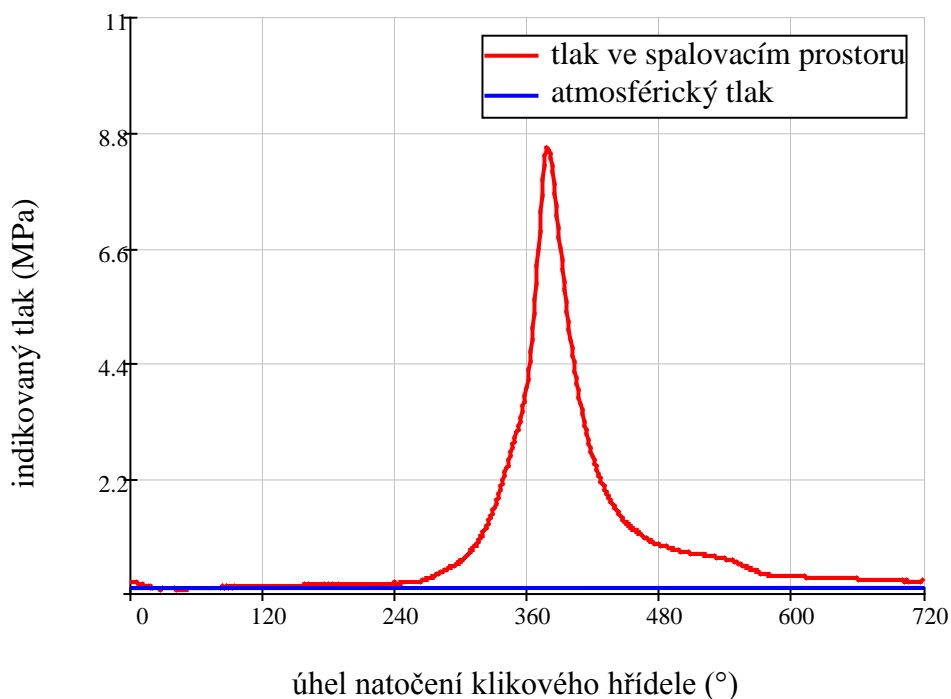
2.1 SÍLY OD TLAKU PLYNŮ (PRIMÁRNÍ SÍLY)

Protože tlak plynů ve válci není konstantní a jeho velikost se mění s úhlem natočení klikového hřídele, jsou tyto síly rovněž závislé na úhlu natočení klikového hřídele.

Síla vyvolaná tlakem plynů na píst vychází z rovnice:

$$F_p = \frac{\pi D^2}{4} \cdot (p - p_0) \text{ [N]} \quad (1)$$

kde D je průměr válce. Průběh absolutního tlaku p ve válci v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele se získá z indikátorového diagramu, který je zobrazen na Obr. 3. Tlak působící na vnitřní stranu dna pístu p_0 bereme jako tlak vnějšího prostředí.



Obr. 3 Průběh indikovaného tlaku ve spalovacím prostoru při 5000 min^{-1}

2.2 SÍLY SETRVAČNÉ (SEKUNDÁRNÍ SÍLY).

Setrvačné síly vznikají pohybem hmot klikového ústrojí. Podle pohybu jednotlivých částí klikového ústrojí se síly dělí na:

- Setrvačné síly posuvných hmot - $F_{s,p}$
- Setrvačné síly rotujících hmot - $F_{s,r}$

Při otáčení klikového hřídele vykonává ojnice rovinný pohyb. Hlava ojnice vykonává spolu s klikovým čepem otáčivý pohyb. Naproti tomu oko ojnice spolu s pístním čepem koná pohyb přímočarý v ose válce. Proto je nutno hmotu ojnice redukovat [2]:

- část ojnice, která koná přímočarý pohyb, se redukuje do osy pístního čepu a přidává se do hmot posuvných;
- část ojnice, která se otáčí, je redukována do klikového čepu.

Celková setrvačná síla rotujících hmot je dána rovnicí:

$$F_{s,r} = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \text{ [N]} \quad (2)$$

kde m_r [kg] je celková hmotnost rotujících částí

$$m_r = (m_{zal_red} + m_{oj_rot}) \text{ [kg]} \quad (3)$$



kde m_{zal_red} [kg] je redukovaná hmota rotujících částí na poloměr kliky; m_{oj_rot} [kg] - redukovaná hmota rotující části ojnice.

$$m_{zal_red} = m_{zal} \cdot \frac{r_{T_zal}}{r} \text{ [kg]} \quad (4)$$

kde m_{zal} [kg] je hmotnost zalomení, r_{T_zal} [m] - poloměr rotace těžiště zalomení hřídele.

Celková setrvačná síla hmot pohybujících se přímočaře má pak tvar:

$$F_{s_p} = -(m_{p_sk} + m_{oj_pos}) \cdot a \text{ [N]} \quad (5)$$

kde a [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$] je zrychlení pístní skupiny, m_{p_sk} [kg] je hmotnost pístní skupiny, m_{oj_pos} [kg] - redukovaná hmota posuvné části ojnice.

Setrvačnou sílu F_{s_p} , právě tak jako zrychlení pístu, lze považovat za složenou ze dvou složek – ze setrvačné síly prvního řádu a ze setrvačné síly řádu druhého [2]:

$$F_{s_pI} = -m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \text{ [N]} \quad (6)$$

$$F_{s_pII} = -m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\alpha \text{ [N]} \quad (7)$$

kde m_p [kg] je celková posuvná hmota, r [m] - poloměr klikového hřídele, ω [s^{-1}] - úhlová rychlost otáčení klikového hřídele, λ [-] - klikový poměr a α [$^\circ$] je úhel natočení kliky.

2.3 VÝSLEDNÉ SÍLY PŮSOBÍCÍ V KLIKOVÉM MECHANISMU

Výsledná síla na píst je tedy dána součtem sil:

$$F_C = F_p + F_S \text{ [N]} \quad (8)$$

Celková síla působící na píst se rozkládá na sílu působící v okamžitém směru ojnice a normálovou sílu, která působí kolmo na stěnu válce a způsobuje také klopný moment.

Síla od tlaku plynů ve směru ojnice:

$$F_O = \frac{F_C}{\cos \beta} \text{ [N]} \quad (9)$$

Normálová složka síly F_C :

$$F_N = F_C \cdot \tan \beta \text{ [N]} \quad (10)$$

Síla F_O se přenáší ojnici na klikový čep hřídele, zatímco síla F_N určuje velikost tření mezi pístem a válcem a tím způsobuje opotřebení těchto částí. Kromě toho síla F_N vzbuzuje moment snažící se překlopit motor kolem osy klikového hřídele na stranu opačnou smyslu otáčení [2].

Přenesenou sílu F_O můžeme rozložit na složku radiální:



$$F_R = F_O \cdot \cos(\alpha + \beta) \text{ [N]} \quad (11)$$

a složku tangenciální:

$$F_T = F_O \cdot \sin(\alpha + \beta) \text{ [N]} \quad (12)$$

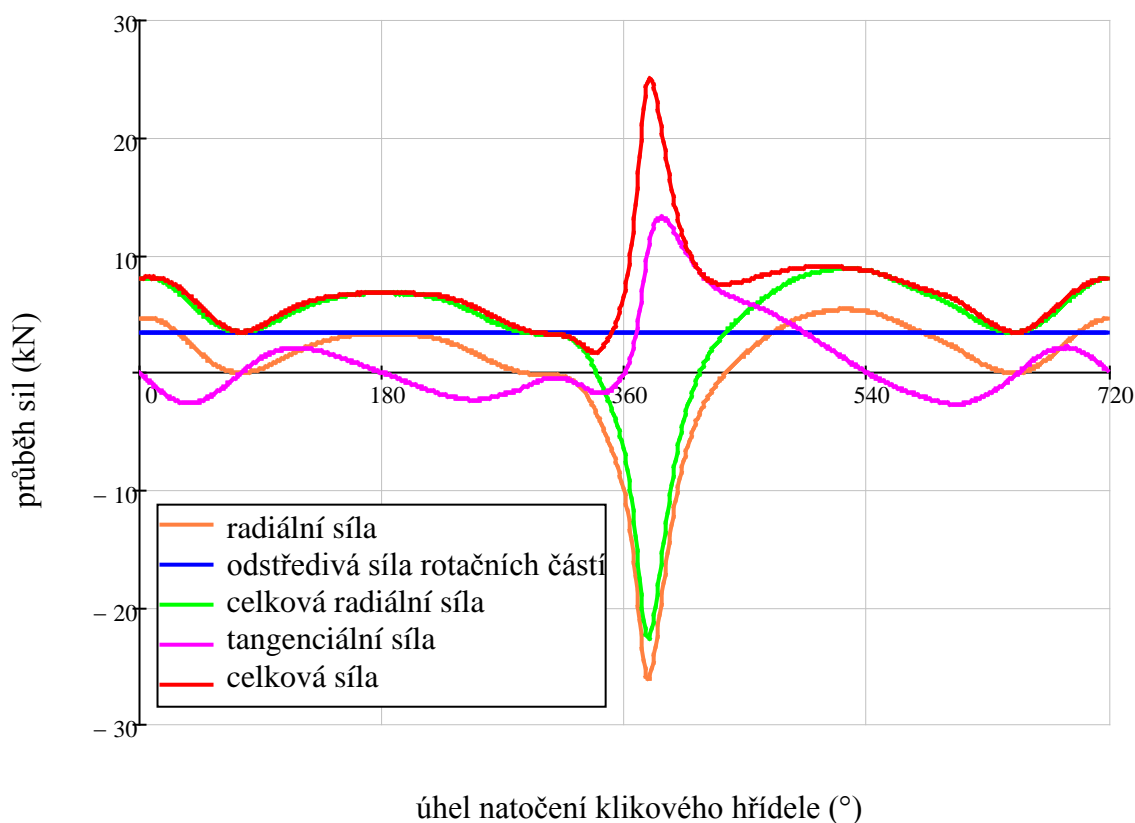
Ve směru ramene kliky působí kromě radiální síly ještě odstředivá síla rotujících částí ojnice:

$$F_{r_{od}} = m_{oj_{rot}} \cdot r \cdot \omega^2 \text{ [N]} \quad (13)$$

Celková radiální síla zatěžující ojnicí čep je pak dána součtem radiální a odstředivé síly:

$$F_{R_C} = F_R - F_{r_{od}} \text{ [N]} \quad (14)$$

Jednotlivé síly jsou představeny na Obr. 4.



Obr. 4 Průběh sil na ojnicím čepu

Tangenciální síla je jediná, která vyvolává krouticí moment na hřídeli:

$$M_K = F_T \cdot r \text{ [Nm]} \quad (15)$$

Klopný moment od síly F_N :

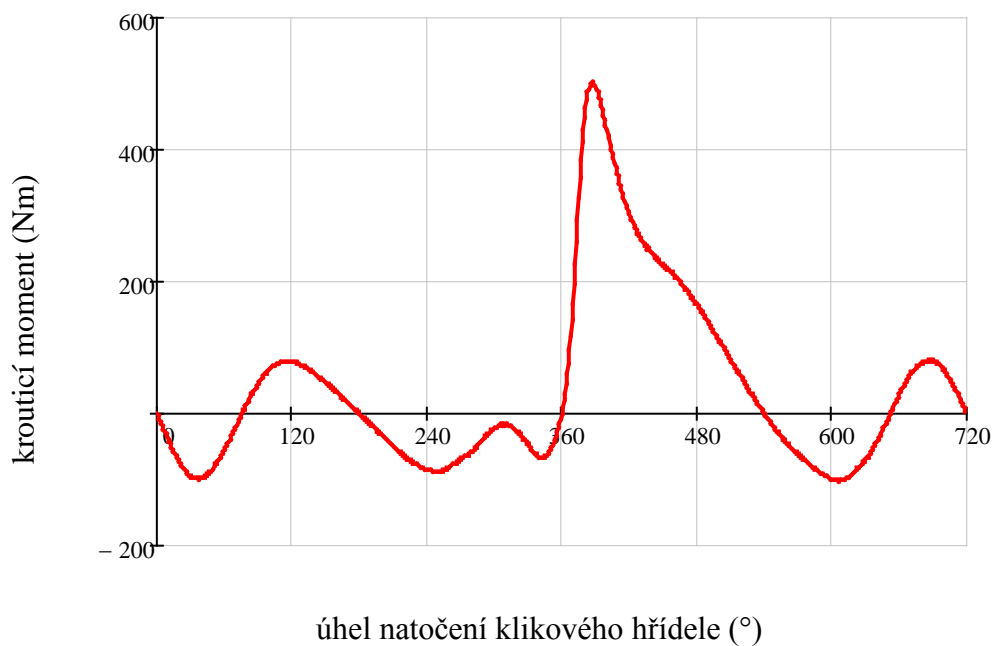
$$M_{Kl} = F_N \cdot b \text{ [Nm]} \quad (16)$$

kde b [m] je vzdálenost od osy otáčení k ose pístního čepu.



Klopný moment je reakční k momentu točivému, oba tedy mají stejnou velikost. Tento moment má snahu překlopit válec, povzbuzuje vibrace a hluk. U víceválcových motorů působí klopný moment v různých rovinách. To má za následek nežádoucí vibrace v uložení motoru. Tyto nežádoucí síly a momenty se zachycují v pevném a pružném uložení motoru. [2] Krouticí moment je představen na Obr. 5.

Střední hodnota krouticího momentu jednoho válce je 37,85 Nm při 5000 min⁻¹



Obr. 5 Krouticí moment jednoho válce



3 VYVAŽOVÁNÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Účelem vyvažování klikového mechanismu je dosáhnout klidného a rovnoměrného chodu motoru bez nadměrných vibrací, které zkracují životnost součástí, přenáší se na uložení motoru a jeho okolí, způsobují hluk atd.

Vyvážení klikového ústrojí je založeno na odstranění nebo alespoň zmírnění účinků setrvačných sil a momentů vzniklých při pohybu tohoto ústrojí. [3]

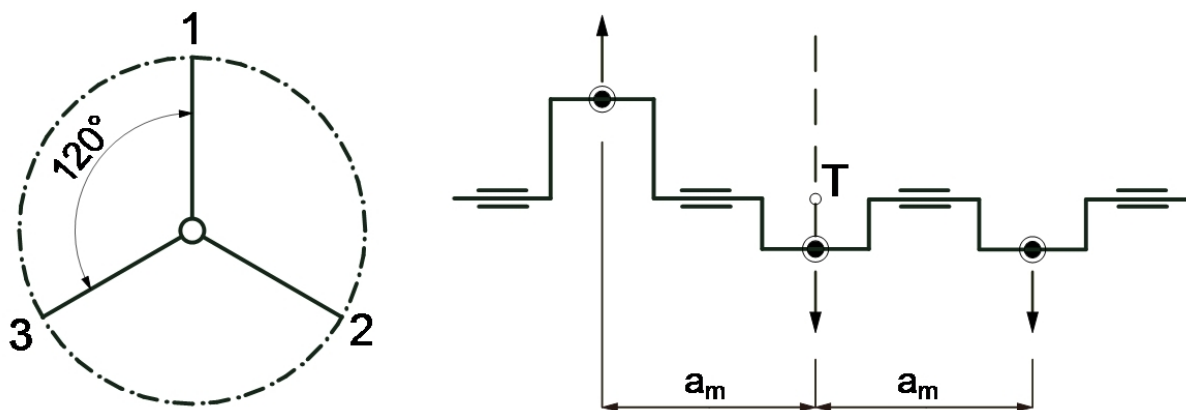
3.1 USPOŘÁDÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Nejsnazším způsobem vyvážení je vhodné uspořádání klikového ústrojí motoru tak, aby se jednotlivé setrvačné síly, případně momenty, při otáčení klikového hřídele navzájem rušily. Jedná se o tzv. přirozené vyvážení. V případě, že se vhodnou volbou uspořádání klikového ústrojí nepodaří hřídel přirozeně vyvážit nebo je takové uspořádání klikového hřídele nevhodné z hlediska rovnoměrnosti zážehů motoru, je nutné na klikový hřídel přidat další vyvažující hmoty, tzv. vývažky (protizávaží). Účinek protizávaží působí proti účinkům setrvačných sil (momentů) klikového ústrojí, které tak buď částečně, nebo úplně ruší. Tím se zmenší vibrace, tření v ložiskách klikového hřídele, zvýší se jejich životnost a účinnost motoru. Protizávaží ale zvyšují hmotnost klikového ústrojí, jeho složitost a tím i cenu. Uspořádání a vyvážení celého ústrojí tak představuje řadu kompromisů. [3]

Aby byla splněna podmínka rovnoměrného rozestupu zážehů a hnacích sil v průběhu pracovního cyklu, musí jednotlivá ramena hřídele tvořit pravidelnou hvězdicu podle vztahu:

$$\varphi = \frac{720^\circ}{i} (^\circ) \quad (17)$$

kde i je počet válců motoru.



Obr. 6 Uspořádání klikového hřídele tříválcového motoru

Jak je vidět z obrázku, při dosazení do vztahu (17) $i = 3$, dostávám pro projektovaný tříválcový motor rozestup jednotlivých zážehů $\varphi = 240^\circ$.

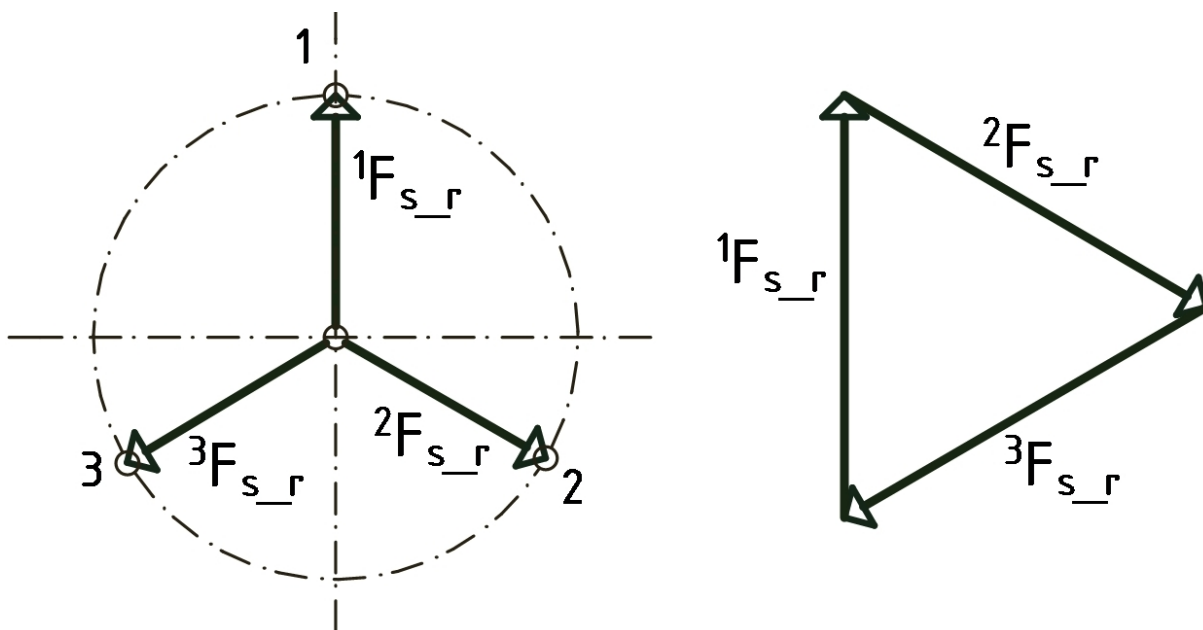
3.2 SETRVAČNÉ SÍLY ROTUJÍCÍCH ČASTÍ

Setrvačná síla rotujících částí F_{s_r} , která namáhá ložiska klikového hřídele, vzniká otáčením hmoty m_r (hmota zalomení hřídele redukovaná na poloměr kliky m_{zal_red} a otáčející se část hmoty ojnice m_{oj_rot}) na poloměru r úhlovou rychlostí ω kolem osy. Leží stále v rovině kliky a směřuje vždy od osy otáčení, za stálých otáček mění pouze směr působení. Její velikost je dána vztahem:

$$F_{s_r} = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \text{ [N]} \quad (18)$$

Setrvačné síly rotujících hmot každého ústrojí jsou zpravidla stejné a působí ve směru svých klik (viz Obr. 2). Výslednici setrvačných sil rotujících částí stanovíme jako výslednici vektorů těchto sil působících radiálně od středu otáčení, např. ve směru jednotlivých klik, je-li hmotnost kliky k tomuto směru rozložena symetricky. Výslednice se rovná nule, když je vektorový obrazec sil uzavřen. Tento případ nastane, když kliky hřídele při pohledu ve směru osy hřídele tvoří pravidelnou hvězdicí.

Setrvačné síly rotujících hmot jsou u řadového tříválce přirozeně vyvážené, protože klikové schéma tvoří pravidelnou hvězdicí, vektory tvoří uzavřený obrazec a výslednice je nulová. [3]



Obr. 7 Přirozené vyvážení setrvačných sil otáčejících se hmot řadového tříválce

3.3 SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH ČASTÍ

Setrvačná síla posuvných částí vzniká působením posuvné hmoty m_p (hmota pístu s pístním čepem a kroužky a posuvná část hmoty ojnice), ale na rozdíl od setrvačné síly rotujících částí nemění svůj směr (působí v ose válce), během otáčky mění svůj smysl a velikost, závisí tak také na klikovém poměru λ . Setrvačná síla posuvných částí každého z válců leží v rovině proložené osou rotace hřídele a osami válců. Výslednicí je algebraický součet sil jednotlivých klikových ústrojí. [3]



$$\begin{aligned}
 F_{s_p} &= m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sum_{i=1}^z (\cos \alpha_i + \sum_{k=2\kappa}^{\infty} A_k \cdot \cos \kappa \cdot \cos \alpha_i) = & (19) \\
 &= \sum_{i=1}^z (F_{s_{p1}} \cdot \cos \alpha_i + F_{s_{p2}} \cdot \cos 2\alpha_i + F_{s_{p3}} \cdot \cos 3\alpha_i + \dots \\
 &\quad + F_{s_{p2\kappa}} \cdot \cos 2\kappa\alpha_i + \dots) \text{ [N]}
 \end{aligned}$$

Z rovnice je vidět, že při vhodné volbě úhlu klik φ , které určují hodnoty α_i , lze dosáhnout přirozeného vyvážení. Stačí pro daný řád κ splnit podmínku:

$$\sum_{i=1}^z \cos \kappa \alpha_i = 0 \quad (20)$$

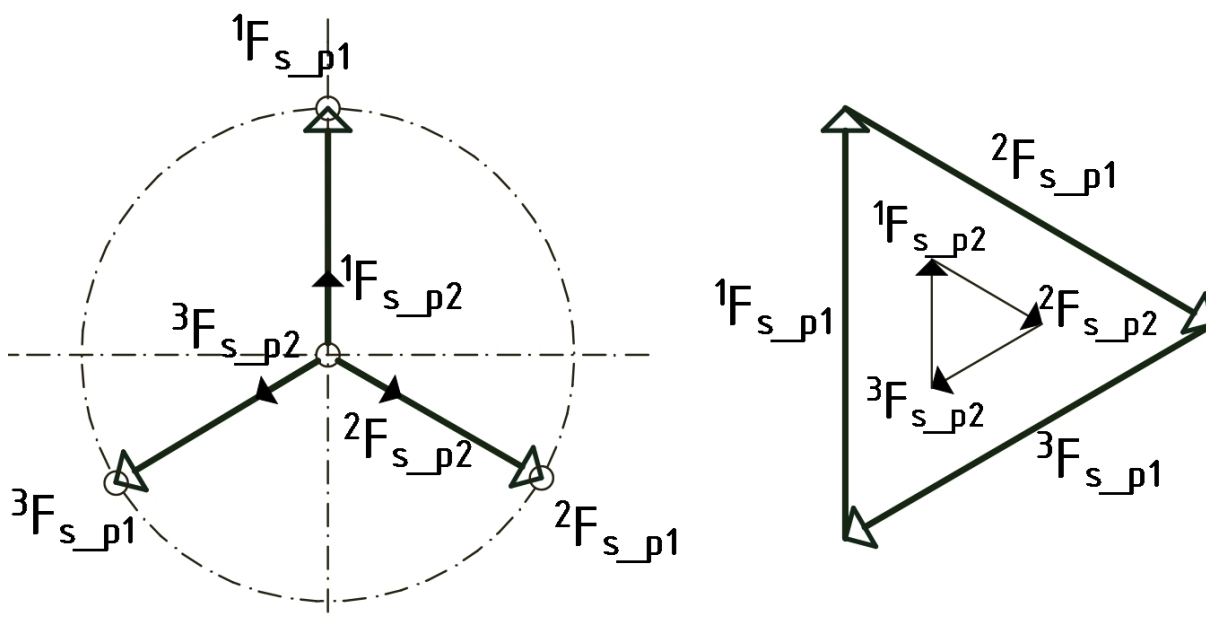
U čtyřdobého tříválcového motoru s úhlem klik 120° je okamžitá hodnota výsledné harmonické složky prvního řádu:

$$F_{s_{p1}} = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot [\cos \alpha + \cos(\alpha + 120^\circ) + \cos(\alpha + 240^\circ)] = 0 \text{ [N]} \quad (21)$$

Harmonická složka řádu $\kappa = 2$ se mění 2x rychleji než složka řádu prvního. Okamžitá hodnota její výslednice je:

$$F_{s_{p2}} = \lambda \cdot m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot [\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 120^\circ) + \cos 2(\alpha + 240^\circ)] = 0 \text{ [N]} \quad (22)$$

Setrvačné síly posuvných částí druhého řádu jsou stejně jako síly prvního řádu přirozeně vyvážené.



Obr. 8 Přirozené vyvážení setrvačných sil posuvných hmot I. a II. řádu řadového tříválce



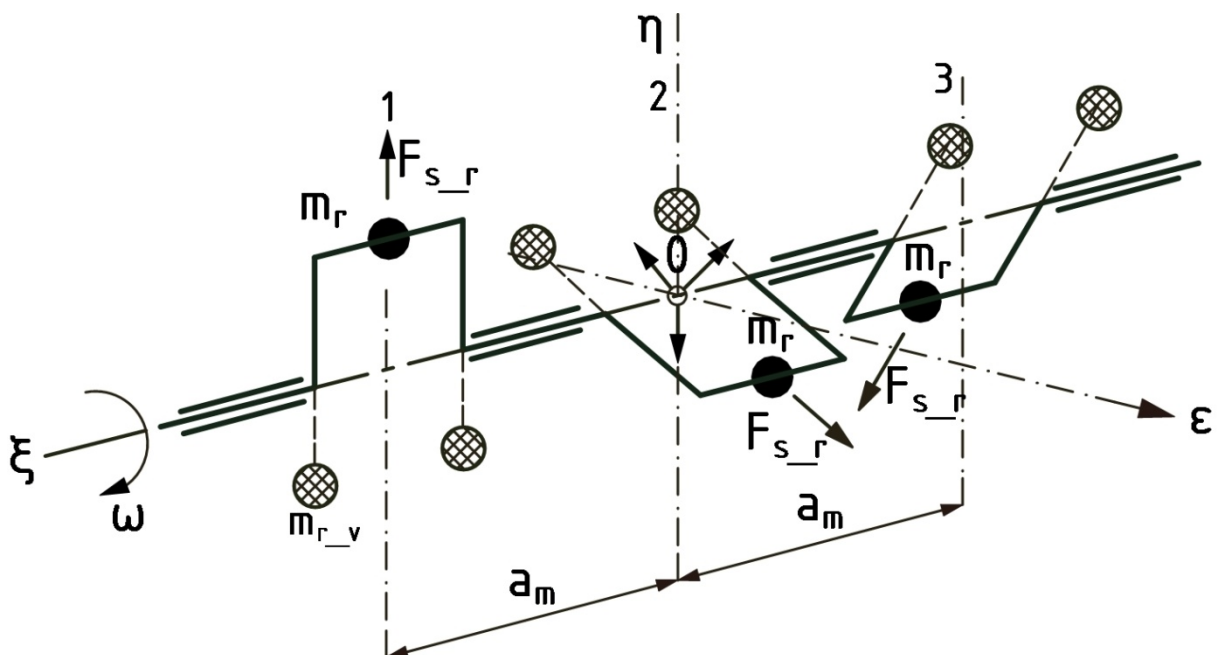
3.4 VOLNÉ PODÉLNÉ MOMENTY

Jednotlivé setrvačné síly u víceválcových motorů vlivem roztečí mezi válci vytváří podélné setrvačné momenty. Tyto momenty leží v podélné ose motoru a podle svého účinku se dělí na volné podélné momenty, které se projevují chvěním stroje, a na vnitřní podélné momenty, které namáhají klikový hřídel střídavým ohybem, zatěžují ložiska, uložení hřídele atd. Tyto momenty se zpravidla nevyvažují a jejich účinky jsou zachycovány dostatečně tuhým rámem hřídele, případně vyztužením bloku motoru žebry apod. Proto se lze zabývat pouze volnými podélnými momenty rotujících částí M_r , které jsou způsobeny setrvačnými silami rotujících částí F_r a dále volnými podélnými momenty posuvných částí $M_{s,p1}$ a $M_{s,p2}$, které vzbuzují setrvačné síly posuvných částí prvního řádu $F_{s,p1}$, respektive druhého řádu $F_{s,p2}$. [3]

3.4.1 VOLNÉ PODÉLNÉ MOMENTY ROTUJÍCÍCH HMOT

Volné podélné momenty otáčejících se hmot M_r u řadových motorů vzbuzují setrvačné síly otáčejících se hmot, které působí na rameni a_m . Za stálých otáček nemění svou velikost a rovina jejich působení se otáčí s hřídelem. Jejich účinek na klikové ustrojí tříválcového řadového motoru lze zcela vyrušit protizávažím na klikovém hřídeli, a to třemi způsoby. [3]

První způsob vyvážení spočívá v přidání hmoty ke každému zalomení. Tím se samostatně vyváží každá setrvačná síla rotujících hmot a zabrání se vzniku volného podélného momentu. Tento způsob je schematicky zobrazen na Obr. 9 a nazývá se silovým vyvážením.



Obr. 9 Silové vyvážení volného podélného momentu rotujících hmot

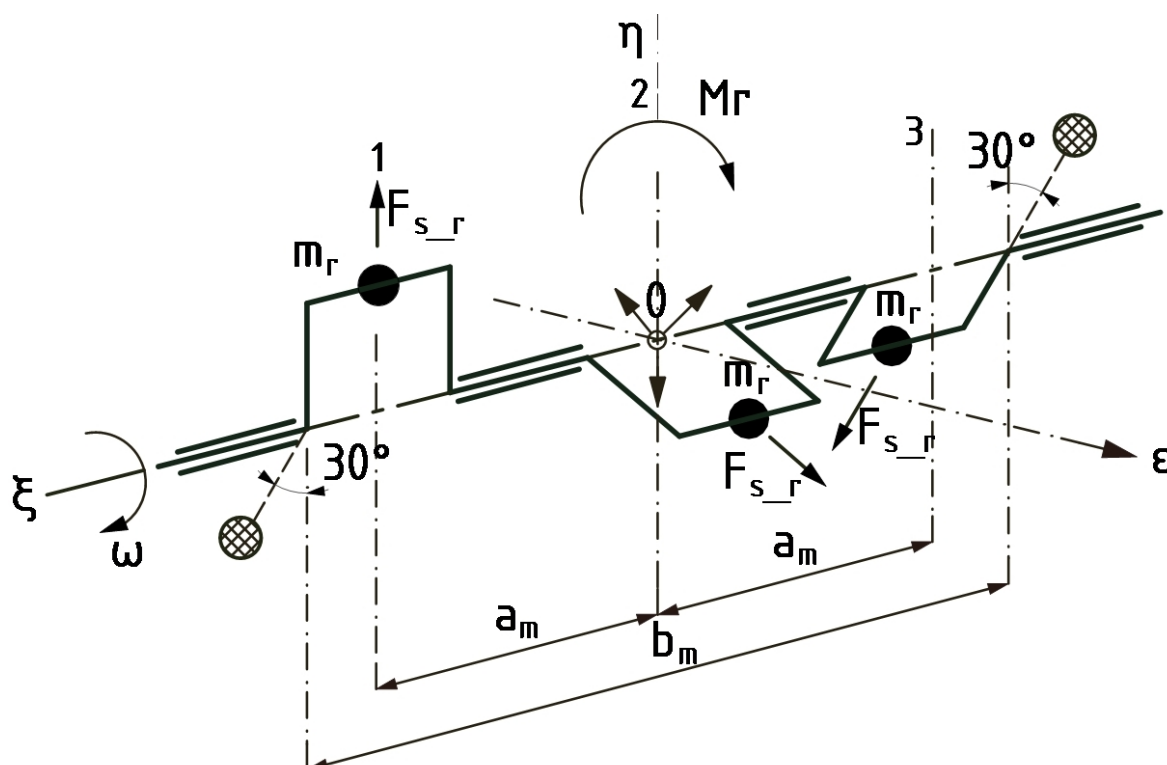
Při silovém vyvážení je nezbytné splnit u každého zalomení podmínku:

$$F_{r_v} = m_{r_v} \cdot r_{r_v} \cdot \omega^2 = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \text{ [N]} \quad (23)$$

Potřebná hodnota protizávaží:

$$m_{r_v} = m_r \cdot \frac{r}{r_{Vr_v}} \text{ [kg]} \quad (24)$$

Druhou variantou je vyrušení účinku opačně působícím stejně velkým momentem dvojice protizávaží, které leží v rovině pootočené o 30° ve směru otáčení klikového hřídele vůči rovině prvního zalomení. Tento princip vyvažování je zobrazen na Obr. 10. Nazývá se momentové vyvážení. Vzdálenost b_m se volí co nejdelší, a proto se protizávaží umísťuje např. na vnější ramena krajních zalomení. [3]



Obr. 10 Momentové vyvážení volného podélného momentu rotujících hmot [3], upraveno

Výsledný moment:

$$M_r = (M_r^1 + M_r^3) \cdot \cos 30^\circ = \sqrt{3} \cdot m_r \cdot r \cdot a_m \cdot \omega^2 \text{ [Nm]} \quad (25)$$

Moment odstředivých sil vývažků:

$$M_{rv} = m_{r_v} \cdot r_{r_v} \cdot b_m \cdot \omega^2 \text{ [Nm]} \quad (26)$$

Momentová rovnováha:

$$M_r = M_{rv} \quad (27)$$

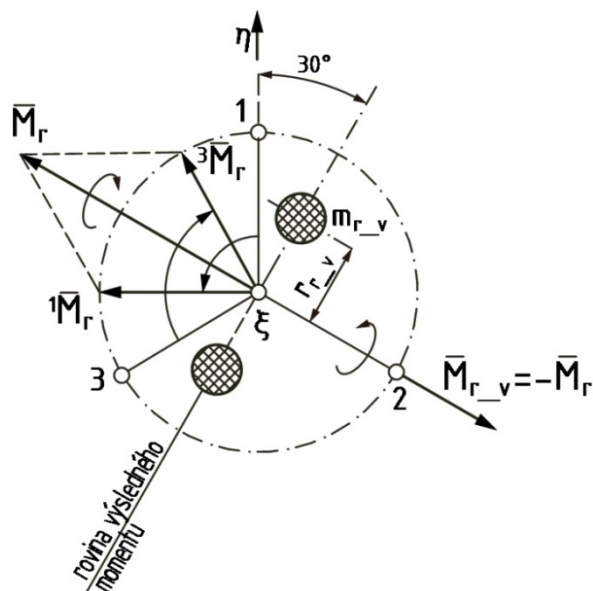
Potřebná hodnota protizávaží:



$$m_{r_v} = \sqrt{3} \cdot m_r \cdot \frac{r}{r_{r_v}} \cdot \frac{a_m}{b_m} \text{ [kg]} \quad (28)$$

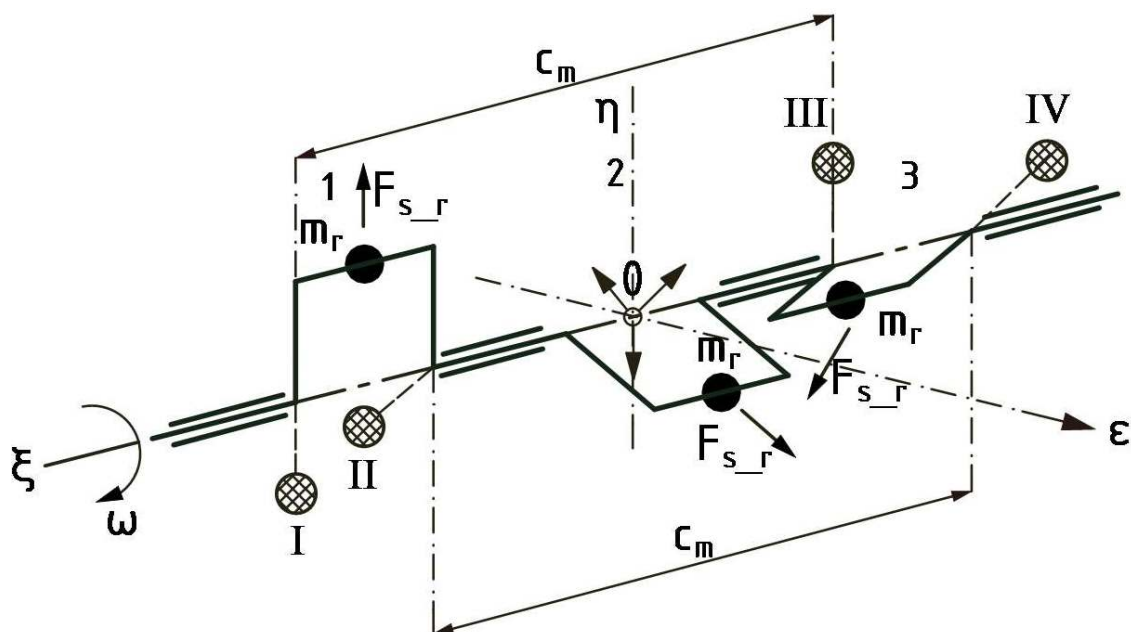
kde b_m - vzdálenost těžišť vývažků [m].

Grafické řešení:



Obr. 11 Grafické řešení volného podélného momentu rotujících hmot [3], upraveno

Třetí variantou vyvážení volného podélného momentu řadového tríválce je vyvážení dle Schnürleho. Celkem čtyři protizávaží, které jsou umístěny na prvním a třetím zalomení. První a třetí vývažek (I, III) leží v rovině prvního zalomení. Druhý a čtvrtý vývažek (II, IV) leží v rovině třetího zalomení klikového hřídele.



Obr. 12 Vyvážení volného podélného momentu rotujících hmot tríválce pomocí čtyř protizávaží (dle Schnürleho)



Výsledný moment:

$$M_r = (M_r^1 + M_r^3) \cdot \cos 30^\circ = \sqrt{3} \cdot m_r \cdot r \cdot a_m \cdot \omega^2 \quad [Nm] \quad (29)$$

Moment odstředivých sil vývažků

$$M_{rv} = (M_{1,3} + M_{2,4}) \cdot \cos 30^\circ \quad [Nm] \quad (30)$$

kde $M_{1,3}$ a $M_{2,4}$ [Nm] jsou momenty od vývažků 1,3 a 2,4 patřičně.

Momentová rovnováha:

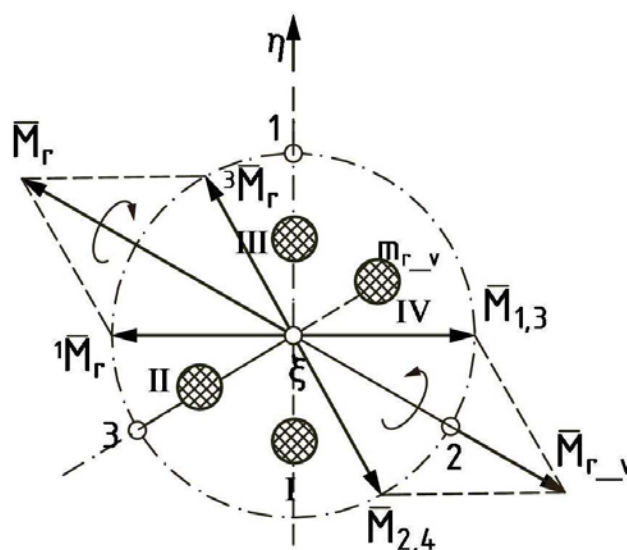
$$M_r = M_{rv} \quad (31)$$

Potřebná hodnota protizávaží:

$$m_{r_v} = m_r \cdot \frac{r}{r_{r_v}} \cdot \frac{a_m}{c_m} \quad [kg] \quad (32)$$

kde c_m - vzdálenost těžišť vývažků [m].

Grafické řešení:



Obr. 13 Grafické řešení volného podélného momentu rotujících hmot

3.4.2 VOLNÉ PODÉLNÉ MOMENTY POSUVNÝCH HMOT

Momenty setrvačných sil posuvných částí působí v rovině os válců a u řadového tříválce nejsou vyvážené. Mají proměnlivou velikost i smysl. Jsou vzbuzené setrvačnými silami posuvných hmot a vyjadřují se algebraickým součtem:



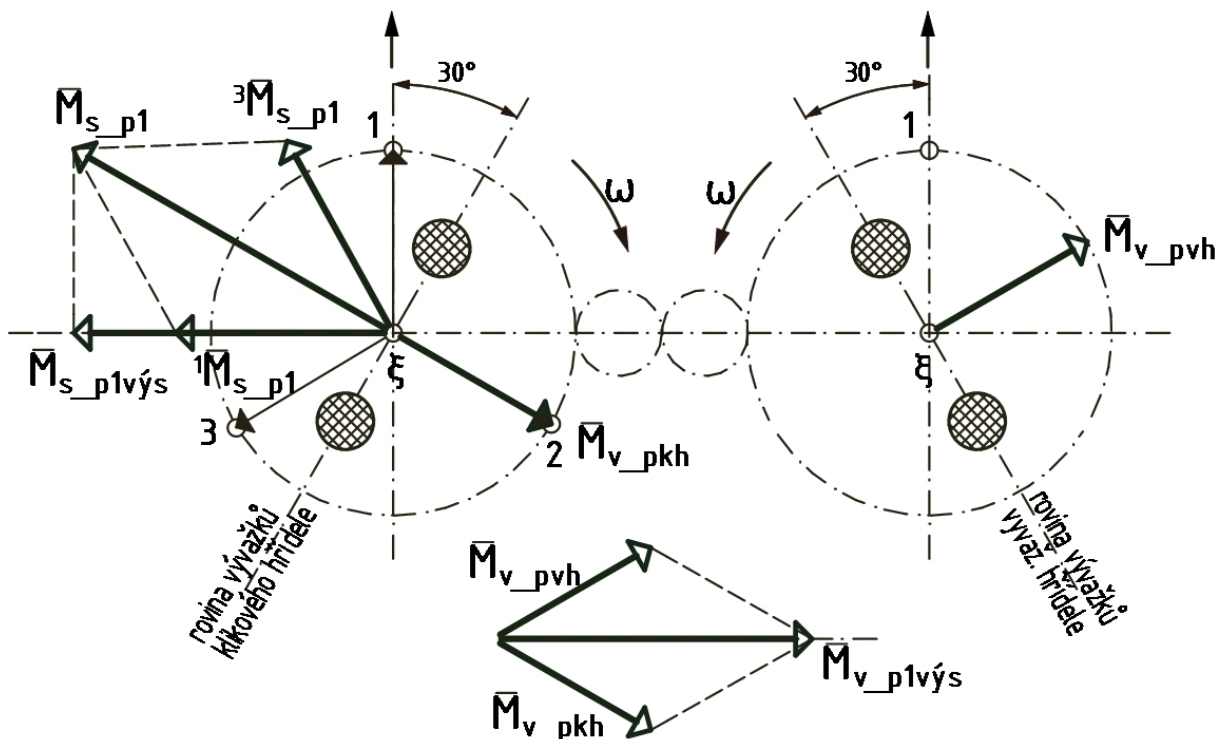
$$\begin{aligned}
 M_{s_p} &= \sum_{i=1}^z a_i [F_{s_{p1}} \cdot \cos \alpha + F_{s_{p2}} \cdot \cos 2\alpha + F_{s_{p4}} \cdot \cos 4\alpha + \dots + F_{s_{p2\kappa}} \\
 &\quad \cdot \cos 2\kappa\alpha + \dots] = \\
 &= \sum_{i=1}^z [M_{s_{p1}} \cdot \cos \alpha + M_{s_{p2}} \cdot \cos 2\alpha + M_{s_{p4}} \cdot \cos 4\alpha + \dots \\
 &\quad + M_{s_{p2\kappa}} \cdot \cos 2\kappa\alpha + \dots] \text{ [Nm]}
 \end{aligned}
 \tag{33}$$

Účinek momentu posuvných hmot je možno zrušit protizávažími umístěnými na dvou hřídelích otáčejících se v jedné rovině opačným směrem (Obr. 15). Přičemž pro odstranění momentu setrvačných sil posuvných částí prvního řádu se protizávaží musí otáčet stejnou úhlovou rychlostí jako klikový hřídel, pro vyrušení momentu setrvačných sil posuvných částí druhého řádu dvojnásobnou úhlovou rychlostí, atd. [3]

MOMENT SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH HMOT I. ŘÁDU

Moment setrvačných sil posuvných částí prvního řádu se určí jako projekce výsledného momentového vektoru z vektorového obrazce (Obr. 14) a velikost je daná vztahem [3]:

$$\begin{aligned}
 M_{s_{p1}} &= F_{s_{p(1)}} \cdot 2a_m \cdot \cos(\alpha) + F_{s_{p(2)}} \cdot a_m \cdot \cos(\alpha + 120^\circ) \\
 &= m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a_m (2 \cos \alpha + \cos(\alpha + 120^\circ)) = \\
 &= m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a_m \left(\frac{3}{2} \cos \alpha - \frac{\sqrt{3}}{2} \sin \alpha \right) \text{ [Nm]}
 \end{aligned}
 \tag{34}$$



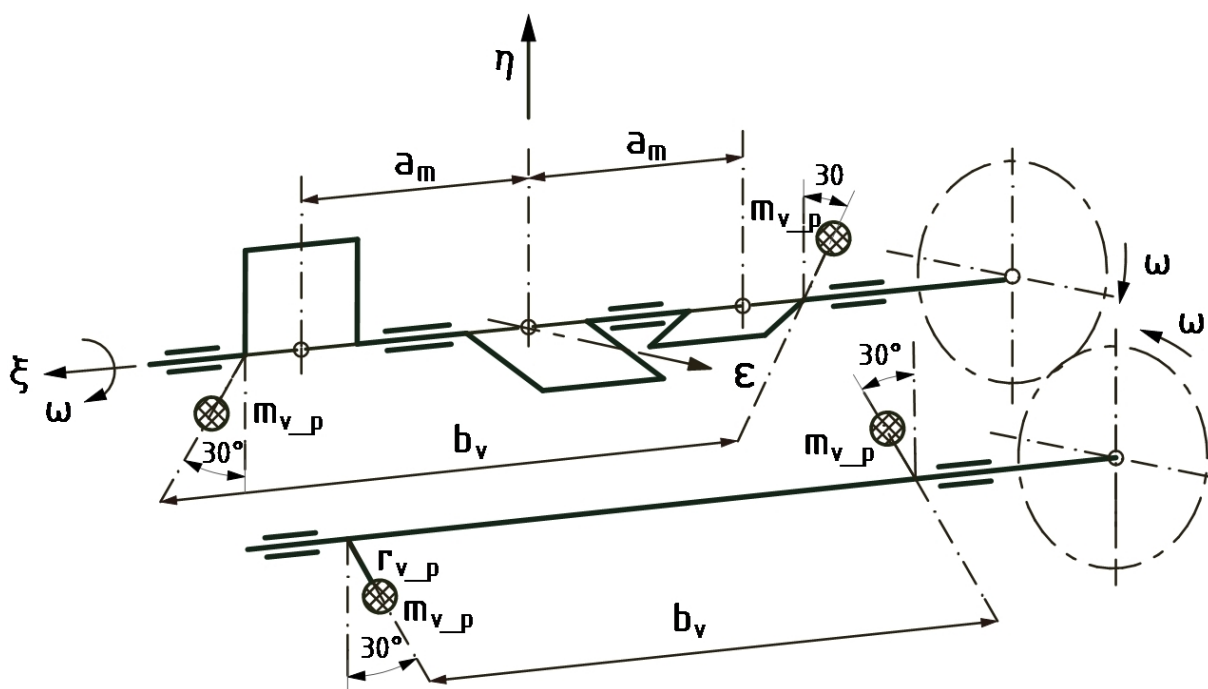
Obr. 14 Schéma působení podélného momentu od posuvných částí I. řádu a vyvažovacího momentu



Ze vztahu (34) je možno určit, že moment nabývá svého maxima při $\alpha_1 = 150^\circ$ a $\alpha_1 = 330^\circ$. To znamená, že při natočení prvního zalomení na úhel 150° musí být vývažky na obou hřídelích v rovinách paralelních k rovině os válců a vytvářet tam maximální moment:

$$M_{s,p1} = (M_{v,p1}^+) + (M_{v,p1}^-) \quad (35)$$

Proto by vývažky měly být umístěny v rovinách pootočených o $\pm 30^\circ$ vůči rovině prvního zalomení.

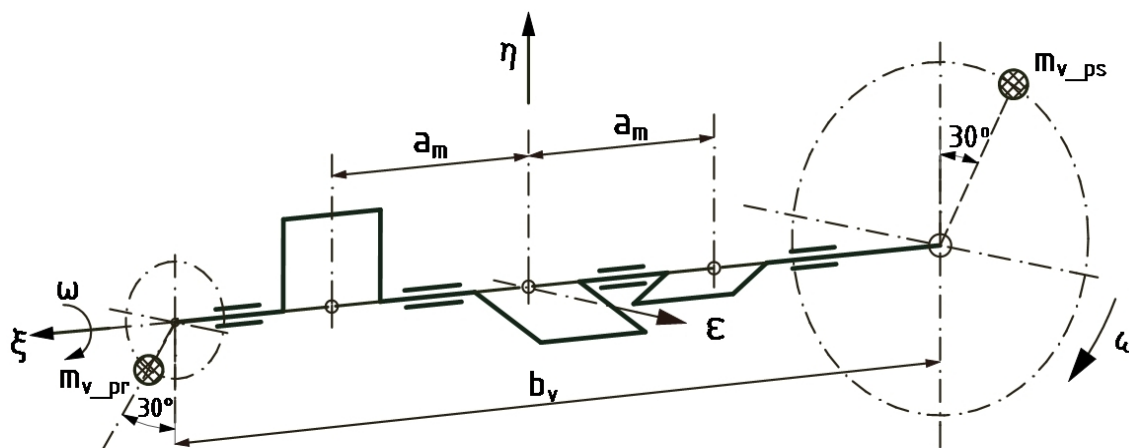


Obr. 15 Vyvážení harmonické složky I. řádu volného podélného momentu posuvných hmot u řadového tříválce [3], upraveno

Maximální moment setrvačných sil posuvných částí I. řádu:

$$M_{s,p1} = \sqrt{3} \cdot m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a_m = 579.909 \text{ [Nm]} \quad (36)$$

Zadáním diplomové práce bylo stanoveno vyvážit jenom polovinu podélného momentu posuvných částí I. řádu a druhá polovina momentu by se přeložila do svislé osy. Vyvažovací hřídel bude vynechán a vývažky budou umístěny na řemenici a setrvačnicku, čímž se zjednoduší konstrukce vyvážení a zlevňuje se projekt.



Obr. 16 Částečné vyvážení podélného momentu posuvných částí I. řádu

Vyvažovací moment:

$$M_{v_p1} = \frac{M_{s_p1}}{2} = 289.955 \text{ [Nm]} \quad (37)$$

Z toho se vypočítá moment vývažků:

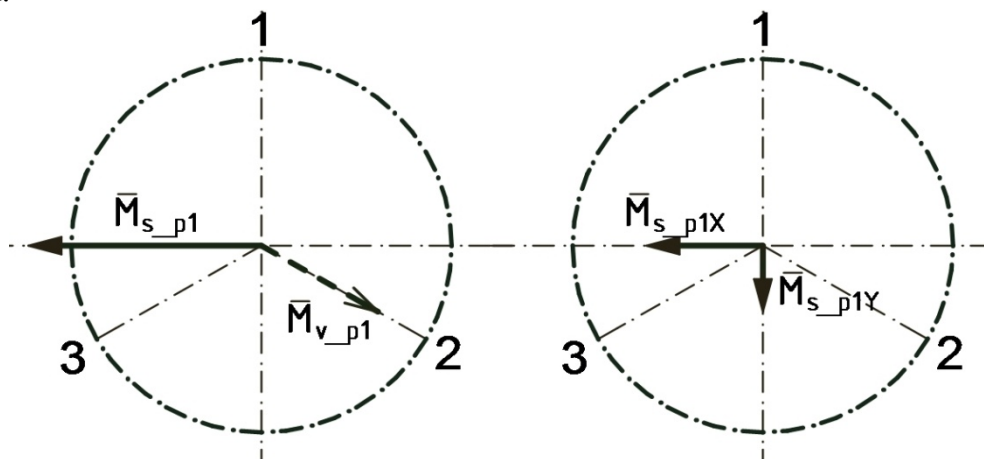
$$M_{v_p1} = m_{v_p} \cdot r_{v_p} \cdot \omega^2 \cdot b_v \text{ [Nm]} \quad (38)$$

Hmotnost protizávaží:

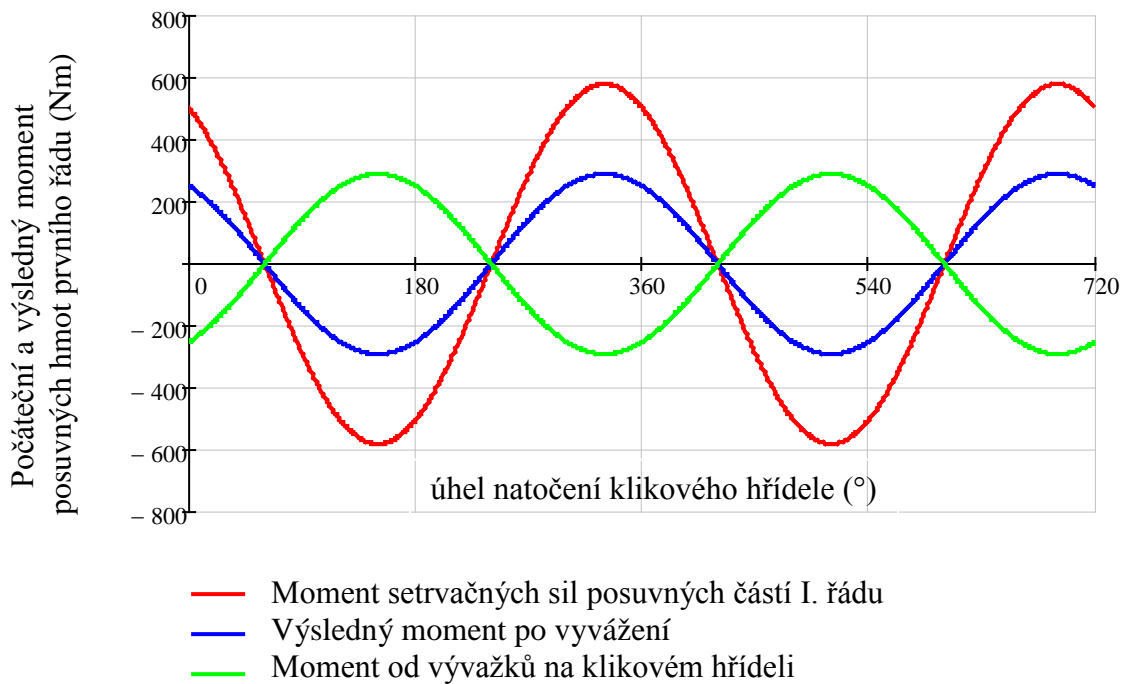
na řemenici:
$$m_{v_{pr}} = \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot m_p \cdot \frac{r}{r_{v_{pr}}} \cdot \frac{a_m}{b_v} \text{ [kg]} \quad (39)$$

na setrvačnicku:
$$m_{v_{ps}} = \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot m_p \cdot \frac{r}{r_{v_{ps}}} \cdot \frac{a_m}{b_v} \text{ [kg]} \quad (40)$$

kde $r_{v_{pr}}$ [m] je vzdálenost těžiště vývažku na řemenici od osy rotace hřídele, $r_{v_{ps}}$ [m] je vzdálenost těžiště vývažku na setrvačnicku od osy rotace hřídele, b_v [m] je vzdálenost těžišť vývažků.



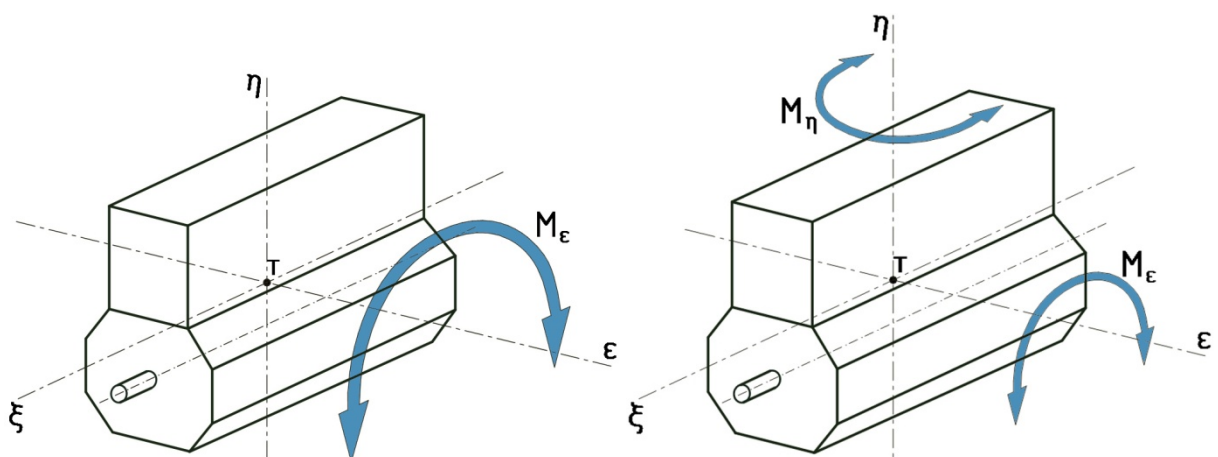
Obr. 17 Přeložení poloviny vektoru M_{s_p1}



Obr. 18 Průběh částečně vyváženého podélného momentu posuvných částí I. řádu

Vektor výsledného momentu $M_{s,p1}$ působí jen ve vodorovné rovině. Po aplikaci navrženého vyvážení se polovina vektoru momentu $M_{s,p1}$ eliminuje vodorovnou složkou vektoru vyvažovacího momentu $M_{v,p1}$ a jeho svislá složka zůstává (Obr. 17).

Moment setrvačných sil posuvných částí působí na motor takovým způsobem, že vytváří kmitání celého motoru kolem příčné osy ϵ procházející těžištěm motoru (na Obr. 19 je označen jak M_ϵ). Po částečném vyvážení složka $M_{s,p1Y}$ bude vytvářet kmitání celého motoru kolem svislé osy η , které už bude zachyceno jinými pružnými elementy uložení motoru nebo vzpěrami.



Obr. 19 Působení podélného momentu posuvných částí I. řádu na motor před vyvážení (vlevo) a po částečném vyvážení (vpravo)

**MOMENT SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH HMOT II. ŘÁDU**

Harmonická složka II. řádu setrvačného momentu posuvných hmot se mění při otočení hřídele dvakrát rychleji než složka I. řádu. Její okamžitá velikost:

$$\begin{aligned} M_{s_{p2}} &= F_{s_{p2(1)}} \cdot 2a_m \cdot \lambda \cdot \cos(2\alpha) + F_{s_{p2(2)}} \cdot a_m \cdot \lambda \cdot \cos(2\alpha + 240^\circ) = \\ &= \lambda \cdot m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a_m \left(\frac{3}{2} \cos(2\alpha) + \frac{\sqrt{3}}{2} \sin(2\alpha) \right) \text{ [Nm]} \end{aligned} \quad (41)$$

Účinek momentu setrvačných sil posuvných hmot II. řádu může být vyrušen dvěma shodnými protizávažími na pomocných hřídelích, které se otáčejí dvakrát rychleji než klikový hřídel.

Vzhledem ke svému málo významnému vlivu a složitosti konstrukce vyvážení zůstává tato složka nevyvážená. [3]



4 MODELOVÁNÍ A VYVÁŽENÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

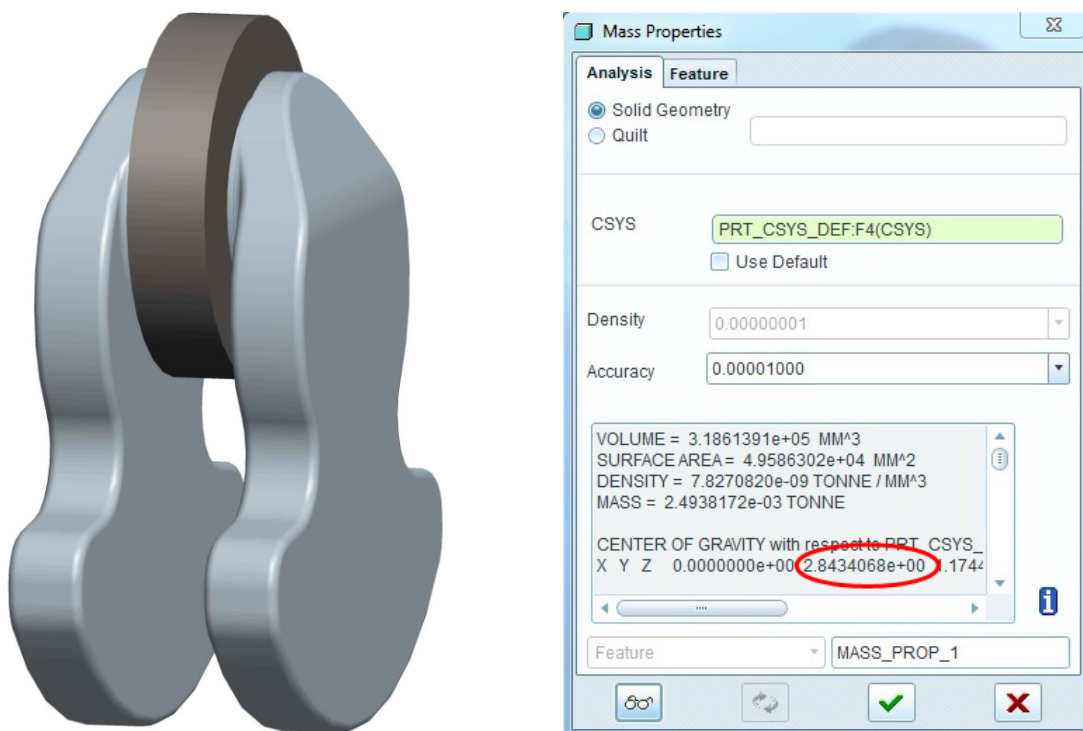
Dalším cílem práce je pro dané základní parametry válcové jednotky a klikového mechanismu čtyřválcového motoru (Tab. 1) navrhnout konfiguraci klikového hřídele s variantami vyvážení momentu odstředivých sil a vyvažovací jednotku momentu setrvačných sil posuvných částí I. řádu. Cílem také bylo v navrženém hřídeli zachovat hlavní rozměry původního hřídele pro možnost využití stejných dílů a součástí (pístní skupina, ojnice, ložiska, atd.). Projektovaný klikový hřídel je pro řadový tříválcový motor, jehož jednotlivá zalomení tvoří pravidelnou hvězdicí s natočením klik o 120° .

V práci byly navrženy tři varianty klikových hřídelů s vyvážením proti momentu odstředivých sil, to jsou silové vyvážení (s vývažky na každém zalomení), momentové (vývažky umístěny na krajních zalomeních) a kombinované. V reakci na požadavek konstrukčního zjednodušení byla vymodelována varianta vyvážení poloviny momentu posuvných částí I. řádu.

4.1 POSTUP MODELOVÁNÍ A VYVÁŽENÍ HŘÍDELŮ

Pro modelování klikových hřídelů byl použit 3D CAD program Pro/Engineer Wildfire 5.0. Při modelování a statickém vyvážení klikového hřídele je nezbytné splnit dva požadavky: musí být zahrnuta hmotnost rotačního podílu ojnice a těžiště všech rotujících částí musí ležet na ose rotace hřídele. Hmotnost rotačního podílu ojnice byla nahrazena kroužkem stejné hmotnosti umístěným na ojnicím čepu.

Ve variantě se silovým vyvážením hřídele proti momentu odstředivých sil byl nejprve vytvořen model samotného zalomení dle rozměrů původního hřídele s vývažky (Obr. 20).

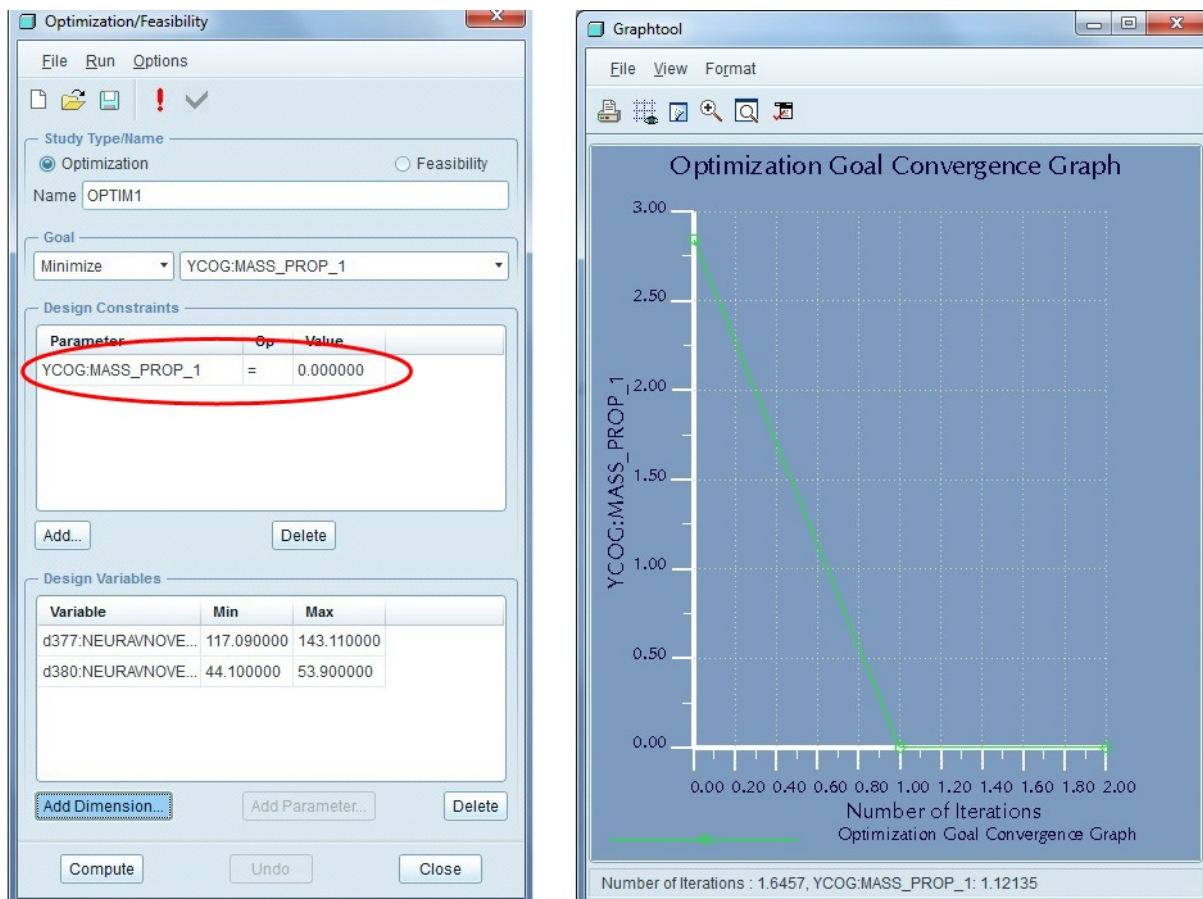


Obr. 20 Zalomení klikového hřídele s hmotností rotačního podílu ojnice a jeho vlastnosti



V okně Mass Properties programu Pro/Engineer byla zjištěna poloha těžiště zalomení vůči ose rotace hřídele. Pro splnění podmínky silového vyvážení hřídele se musí y-ová souřadnice rovnat nule. K tomu slouží funkce *Optimization*, která umožňuje upravovat rozměry geometrie podle zvolených parametrů.

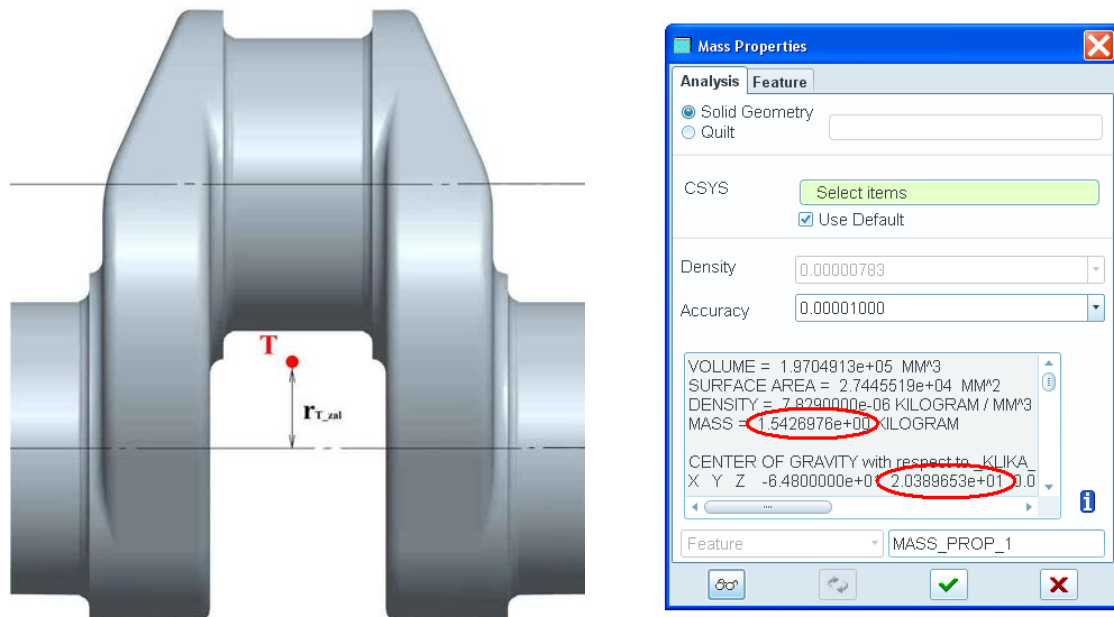
Je nutné nastavit nulovou y-ovou hodnotu, předem zvolenou v záložce *Futures* okna *Mass Properties* a jednotlivé rozměry, pomocí kterých bude provedeno vyvážení.



Obr. 21 Nastavení parametrů a výsledek optimalizace



Při modelování hřídelů s momentovým a kombinovaným vyvážením proti momentu odstředivých sil je důležité splnit momentové rovnováhy (27) a (31). Proto byla nejprve vymodelována geometrie zalomení bez vývažků (Obr. 22).



Obr. 22 Zalomení klikového hřídele a jeho vlastnosti

Ve vlastnostech modelu (okno *Mass Properties*) byla stanovena hmotnost zalomení hřídele m_{zal} a poloha jeho těžiště vůči ose rotace hřídele r_{T_zal} .

Potom následuje výpočet redukované hmotnosti zalomení dle vztahu:

$$m_{zal_red} = m_{zal} \cdot \frac{r_{T_zal}}{r} \quad [\text{kg}] \quad (42)$$

Jelikož model zalomení je stejný pro momentové i kombinované vyvážení, bude redukovaná hmotnost zalomení také stejná pro obě varianty.

Dále byla k redukované hmotnosti přičtena hmotnost rotačního podílu ojnice m_{oj_rot} a tím byla určena hmotnost rotačních částí m_r :

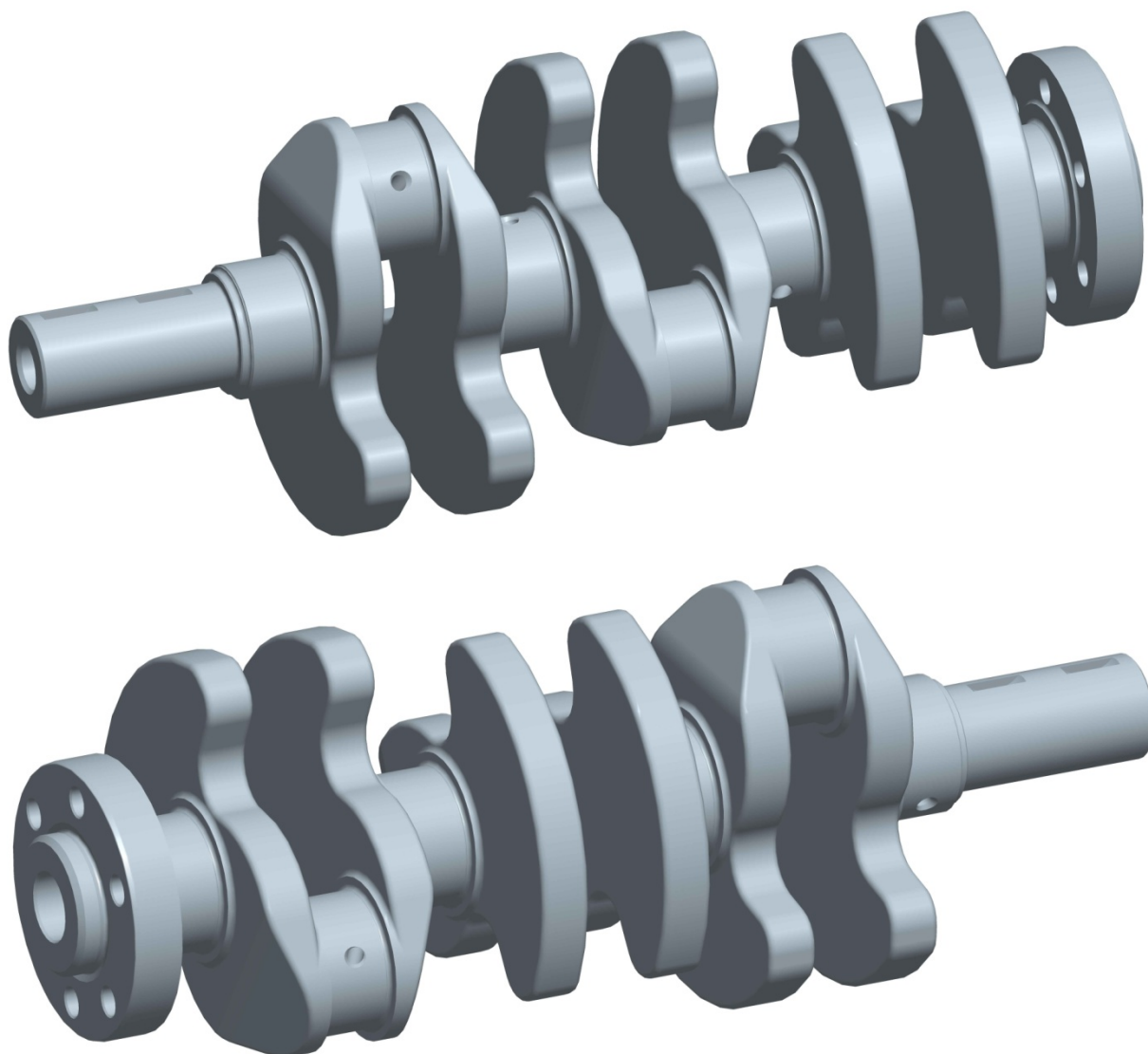
$$m_r = (m_{zal_red} + m_{oj_rot}) [\text{kg}] \quad (43)$$

Dosažením těchto veličin do vztahů (28) a (32) se určuje potřebná hmotnost vývažků. Velikost r_{r_v} je u každé varianty hřídele je volena s ohledem na maximální průměr ramene klikového hřídele. Na základě vypočtených hodnot byly následně v programu Pro/Engineer vymodelovány vývažky a pomocí funkce *Optimization*, popsané výše, provedena optimalizace hmotnosti vývažků. Příruba pro setrvačnick a volný konec hřídele pro řemenici byly vymodelované na základě poskytnutých výkresů.



4.2 VÝSLEDNÉ VARIANTY KLIKOVÝCH HŘÍDELŮ

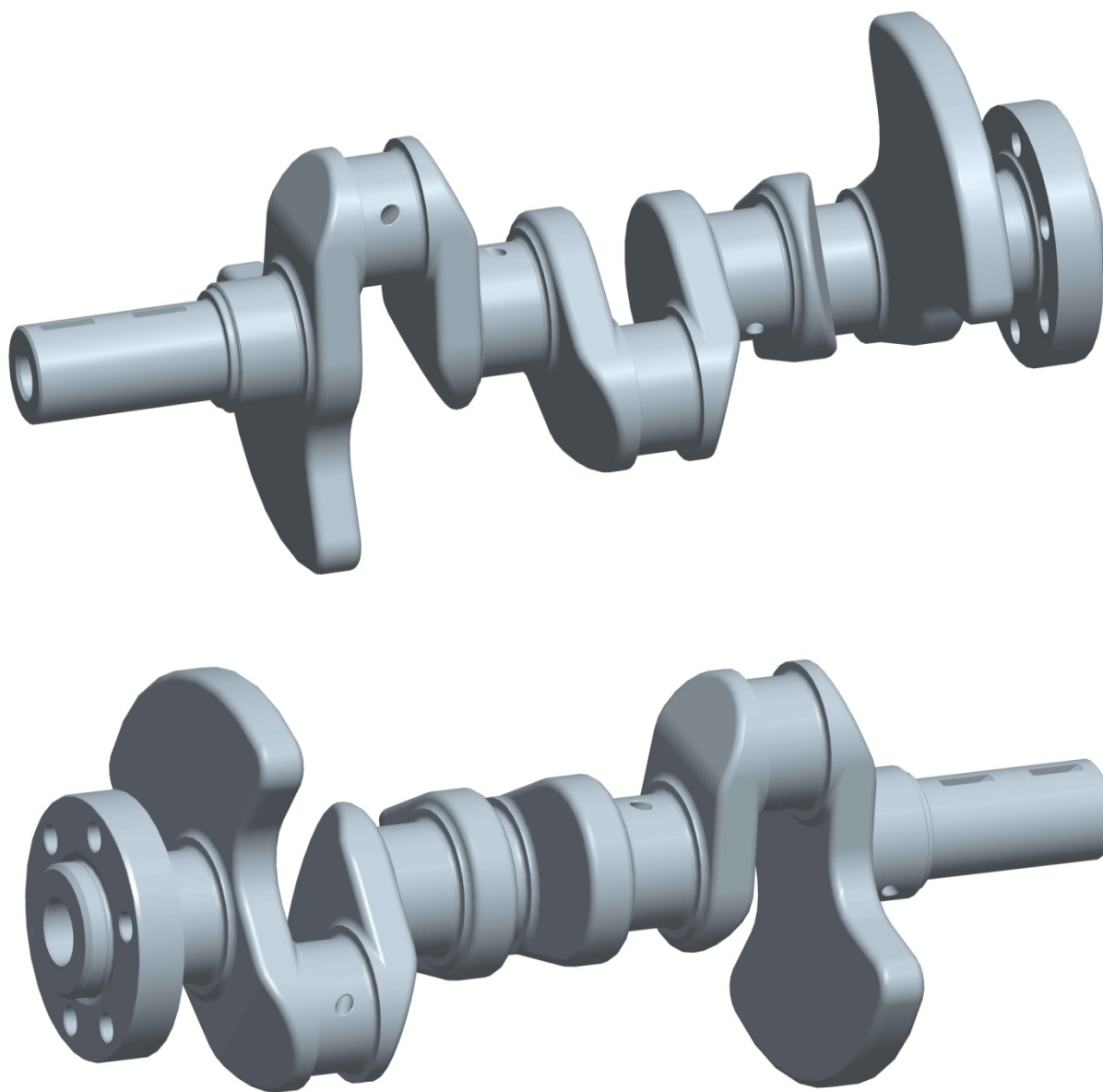
4.2.1 KLIKOVÝ HŘÍDEL SE SILOVÝM VYVÁŽENÍM



Obr. 23 Klikový hřídel se silovým vyvážením



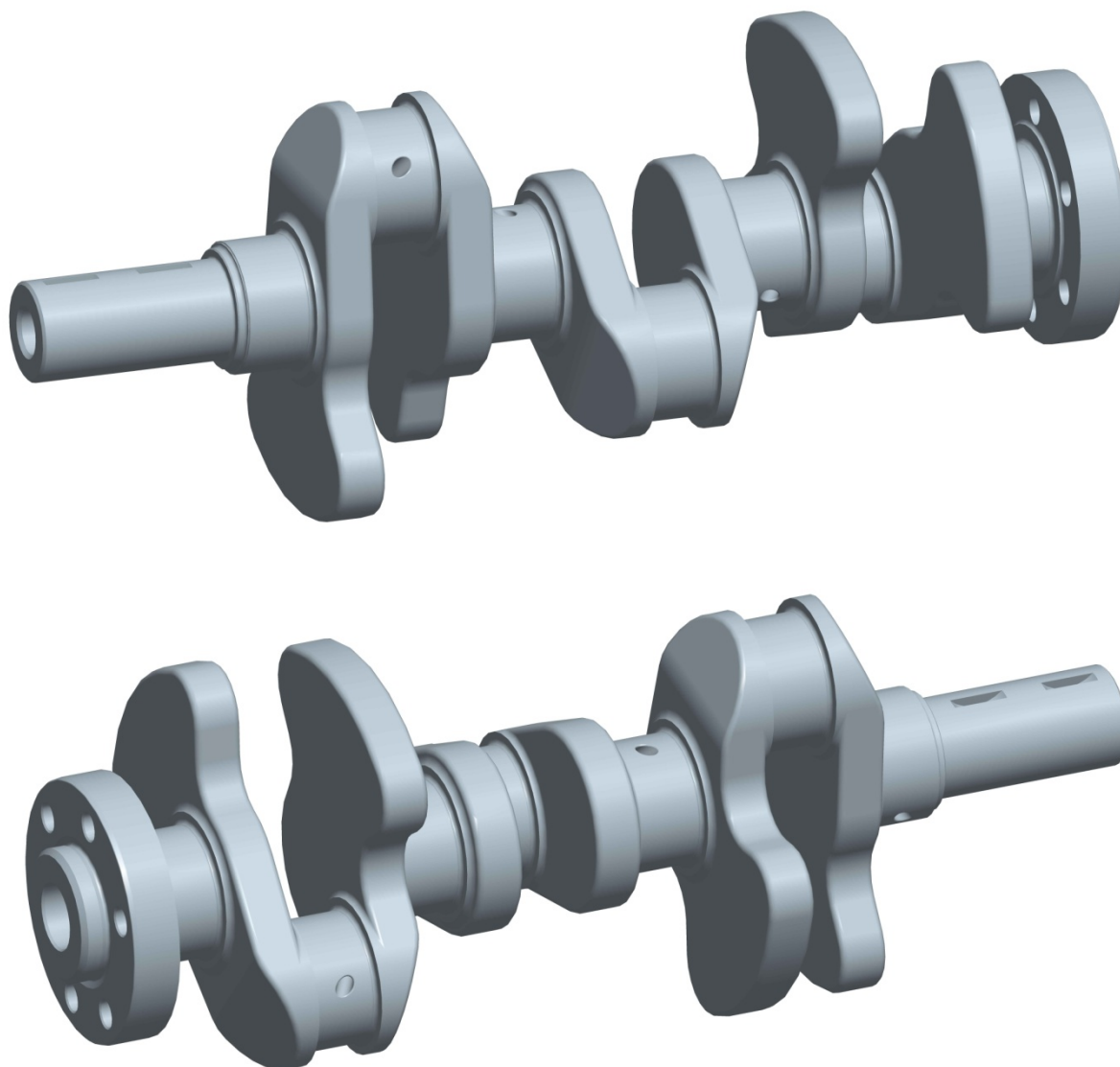
4.2.2 KLIKOVÝ HŘÍDEL S MOMENTOVÝM VYVÁŽENÍM



Obr. 24 Klikový hřídel s momentovým vyvážením



4.2.3 KLIKOVÝ HŘÍDEL S KOMBINOVANÝM VYVÁŽENÍM (DLE SCHNÜRLEHO)



Obr. 25 Klikový hřídel s kombinovaným vyvážením (dle Schnürleho)

4.2.4 POSOUZENÍ JEDNOTLIVÝCH VARIANT

U každé varianty vyvážení momentu odstředivých sil došlo k úplné eliminaci tohoto momentu. Přidáním vývažků na každém zalomení ve variantě se silovým vyvážením dochází k maximální spotřebě materiálu v konstrukci. Při tom nedochází ke vzniku vnitřních podélných momentů v hřídeli. Celková hmotnost klikového hřídele je 8,640 kg. Varianta s momentovým vyvážením zajišťuje úplnou vyváženost hřídele při minimální hmotnosti vývažků. Při takovém uspořádání vývažků všechny opěry hřídele zatěžují se odstředivými silami a konstrukce hřídele ohybovým momentem. Celková hmotnost klikového hřídele je 7,050 kg. Klikový hřídel s kombinovaným vyvážením umožňuje částečně odlehčit hlavní čepy od odstředivých sil při střední hmotnosti vývažků. Celková hmotnost klikového hřídele je 7,470 kg.



Z důvodu vyšší hmotnosti, a proto i vyšší náchylnosti k torznímu kmitání, bude pro veškeré další výpočty uvažována pouze první varianta klikového hřídele, tj. s vývažky na každém ramenu hřídele. Základní parametry tohoto hřídele jsou uvedeny v Tab. 2.

Tab. 2 Parametry klikového hřídele se silovým vyvážením

Parametr	Jednotka	Hodnota
Celková hmotnost hřídele	[kg]	8,640
Celková délka hřídele	[mm]	358
Osová vzdálenost válců	[mm]	82
Délka ojnicního čepu	[mm]	21,3
Délka hlavního čepu	[mm]	22,5
Průměr ojnicního čepu	[mm]	42
Průměr hlavního čepu	[mm]	42
Průměr vývažků	[mm]	135
Hmotnost vývažku	[kg]	0,509

4.3 MODELOVANÍ VYVAŽOVACÍ JEDNOTKY PODÉLNÉHO MOMENTU POSUVNÝCH ČÁSTÍ I. ŘÁDU

Dále je potřeba vyvážit moment setrvačných sil posuvných částí prvního řádu. Jak bylo uvedeno výše, navržený klikový mechanismus bude opatřen vyvažovací jednotkou umístěnou pouze na klikovém hřídeli. V důsledku nižší hmotnosti vývažků je nejvhodnější umístit je na klikovém hřídeli co nejdále od sebe. Hmotnost vývažků na hřídeli odpovídá hmotnosti vývažků eliminujících polovinu momentu setrvačných sil posuvných částí I. řádu. Pro umístění budou použité řemenice a setrvačník. Vývažky musí být vzhledem k působení výsledného momentu umístěny pod úhlem 30°.

Moment, který musí být dosažen pomocí vývažků na klikovém hřídeli, se určuje ze vztahu:

$$M_{v.p1} = \frac{M_{s.p1}}{2} = 289.955 \text{ [Nm]} \quad (44)$$

Z toho se vypočítá moment vývažků:

$$M_{v.p1} = m_{v.p} \cdot r_{v.p} \cdot \omega^2 \cdot b_v \text{ [Nm]} \quad (45)$$

Hmotnost protizávaží se potom vypočte ze vztahů (39) a (40).



Tab. 3 Parametry vývažků

Parametr	Jednotka	Hodnota
Vzdálenost těžiště vývažku od osy rotace hřídele:		
na řemenici ($r_{v_{pr}}$)	[mm]	55
na setrvačnicku ($r_{v_{ps}}$)	[mm]	126,6
Hmotnost vývažku:		
na řemenici ($m_{v_{pr}}$)	[kg]	0,053
na setrvačnicku ($m_{v_{ps}}$)	[kg]	0,023
Vzdálenost těžišť vývažků (b_v)	[mm]	363,12

Na základě vypočtených hodnot byly opět v programu Pro/Engineer vymodelovány vývažky a provedena optimalizace hmotnosti vývažků s ohledem na konstrukční parametry řemenice a setrvačnicku.

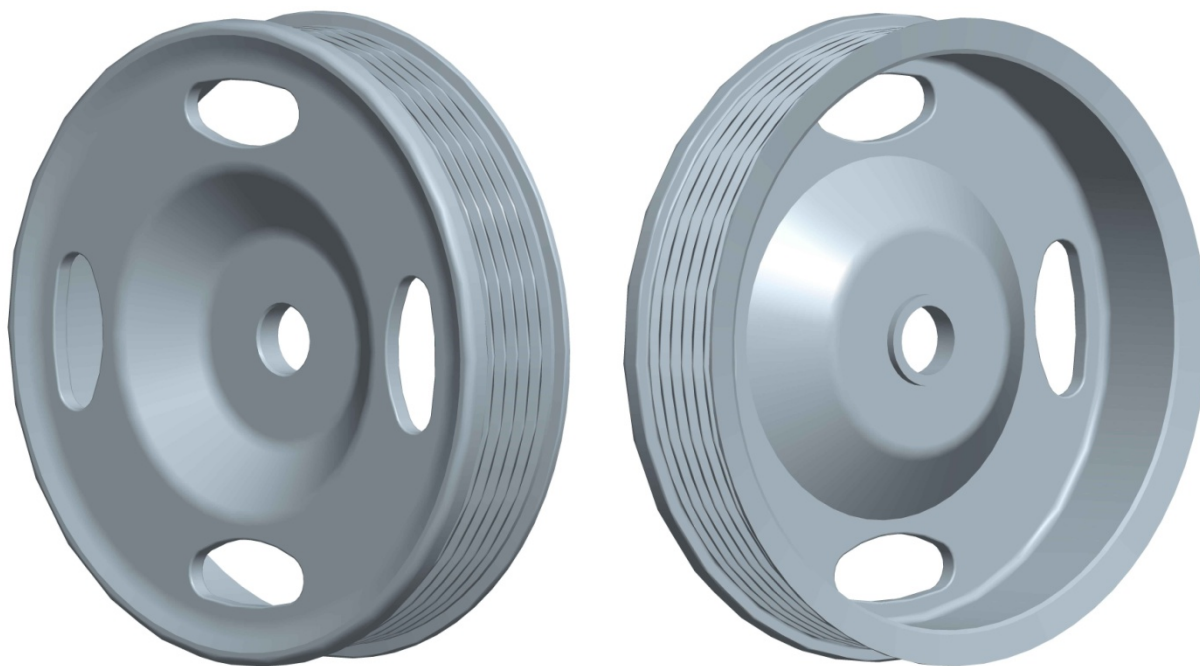
KONSTRUKČNÍ NÁVRH

Jednou z myšlenek návrhu hnacího ústrojí daného tříválcového motoru bylo využití již existujících sériově vyráběných dílů a tím snížení nákladů při výrobě celého motoru. Jedná se nejen o díly ze čtyřválců ale i z tříválců 1,2 HTP firmy Škoda Auto. Předpokládalo se také použití řemenice a setrvačnicku ze zmíněného tříválců. Setrvačnick plně odpovídá požadavku koncepce vyvážení momentu posuvných hmot 1. řádu, která vyžaduje určité polohy řemenice a setrvačnicku s vývažky vůči prvnímu zalomení. Nabídnutá řemenice (Obr. 26) je upevněna ke hřídeli pomocí jednoho šroubu, a proto nesplňuje uvedenou podmínku – při montáži nebo během chodu motoru může změnit svou polohu vůči poloze počáteční, kromě toho není předvídána možnost adaptace této řemenice pro uchycení tlumiče torzních kmitů.

Na základě uvedeného byla navržena nová řemenice (Obr. 27). Nová řemenice byla vymodelována takovým způsobem, aby byl zabezpečen rychlý a levný přechod k její výrobě pouze nepatrnou změnou technologického postupu výroby původní řemenice. S cílem odlehčení předního konce hřídele se bude navržená řemenice vyrábět z plechové oceli lisováním za studena s následným obráběním na obráběcím stroji.

Pro upevnění řemenice ke klikovému hřídeli byla vymodelována příruba řemenice. Ta se upevňuje ke hřídeli pomocí šroubu M14x95ISO 4017 s pérovou podložkou. Pro odlehčení by se mohla příruba vyrábět ze slitiny hliníku, buď skupiny Al-Cu-Mg nebo Al-Zn-Mg-Cu, odléváním s následným obráběním na obráběcím stroji. Poloha příruby řemenice na klikovém hřídeli je zabezpečena drážkou a perem 4x6,5 ČSN 30 1385.12.

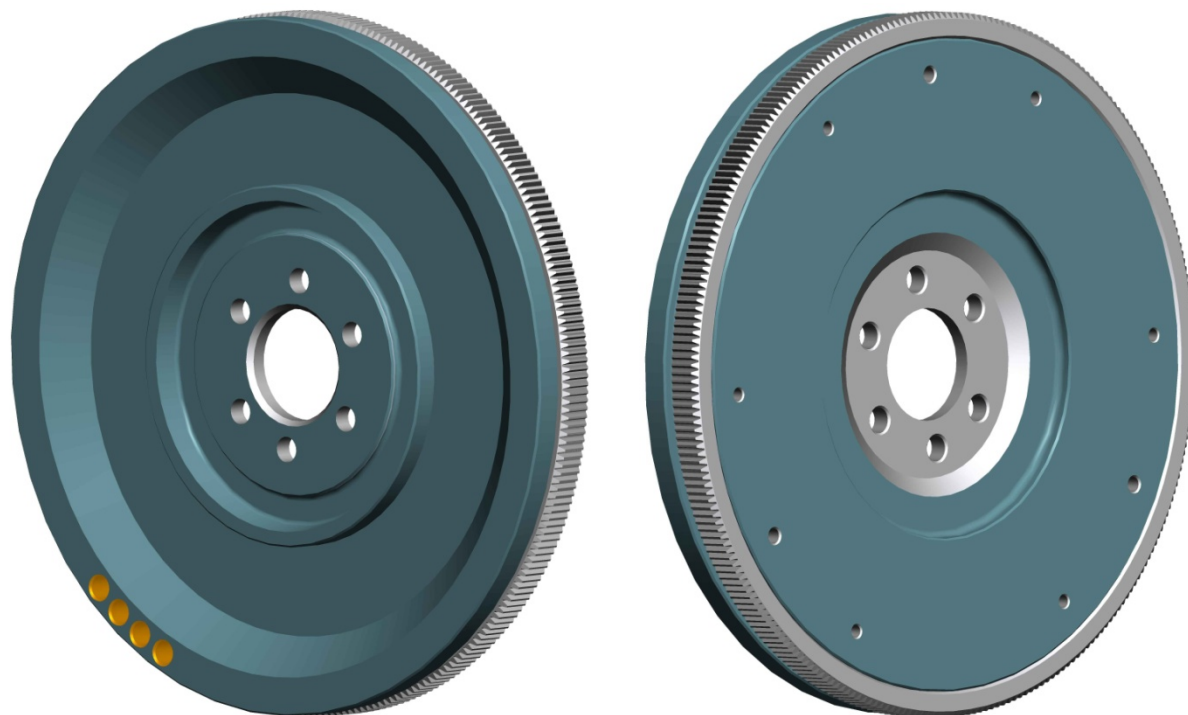
Na vnitřní stranu řemenice bude přivařeno ocelové závaží o celkové hmotnosti 0,053 kg. Pro správné polohování vývažku s řemenicí bude řemenice přišroubována šrouby M10x20 ISO 4017 k přírubě řemenice. Šrouby jsou zajištěny pérovými podložkami proti uvolnění. Řemenice s vývažkem je zobrazena na Obr. 26. Na setrvačnicku namísto přidávání hmoty budou na obvodu na diametrálně protikladné straně navrtané díry s odstraněním materiálu o celkové hmotnosti 0,023 kg. Takto upravený setrvačnick je zobrazen na Obr. 28.



Obr. 26 Model původní řemenice



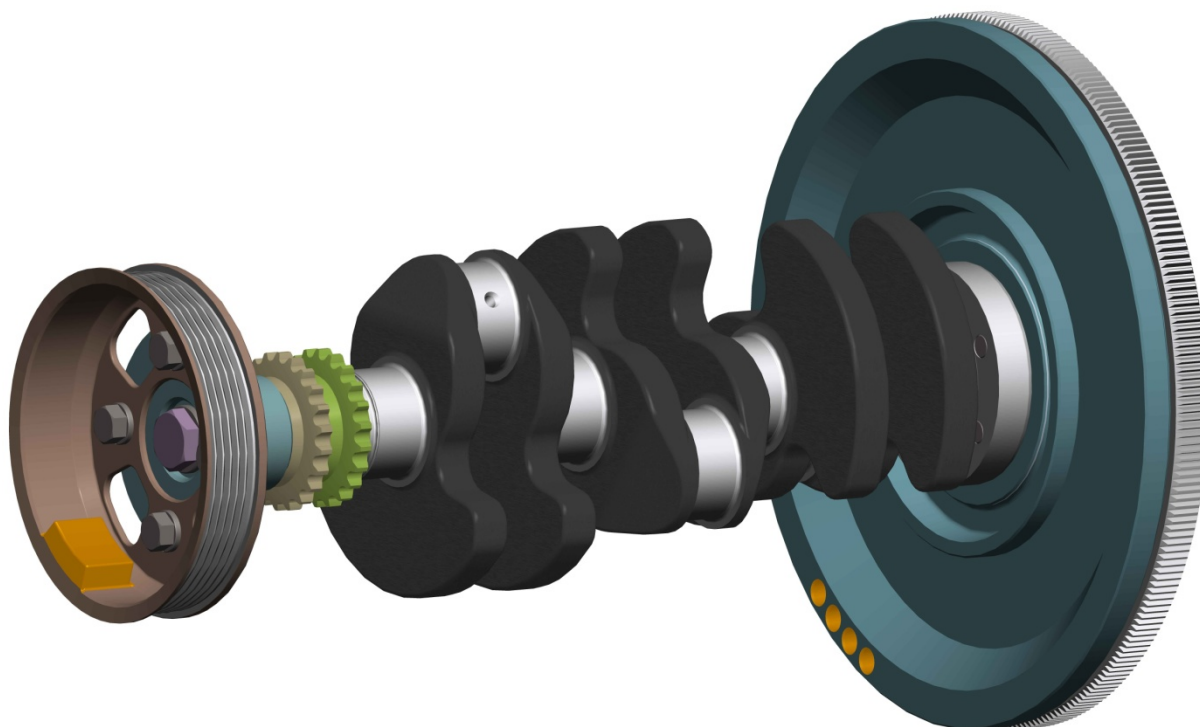
Obr. 27 Model nové řemenice s vývažkem



Obr. 28 Model upraveného setrvačnicku

Model setrvačnicku byl vytvořen dle výrobního výkresu setrvačnicku sériového auta Škoda Fabia 1,2HTP (poskytnuto vedoucím práce).

Na Obr. 29 je zobrazena soustava klikového hřídele tříválcového motoru.



Obr. 29 Soustava klikového hřídele tříválcového motoru



5 MODÁLNÍ ANALÝZA

Provedením tzv. modální zkoušky jsme schopni získat modální parametry systému a na tomto základě řešit mnohé problémy vyvolané strukturálními vibracemi. Problémy strukturálních vibrací představují významné riziko a omezení při návrhu širokého rozsahu strojírenských produktů. Mohou být příčinou porušení strukturální integrity (např. ulomení turbínové lopatky) nebo mohou snižovat výkon strojního zařízení. Nadměrné vibrace vždy způsobují minimálně nadměrnou hluchost a nepohodlí při provozu.

Důvodem pro provedení modální zkoušky je zjištění modálních parametrů (vlastních frekvencí, vlastních tvarů, příp. modálního tlumení) bez návaznosti na teoretický model. Tak lze např. zjistit, zda je nadměrné kmitání za provozu způsobeno rezonancí a jak vypadá vybuzený vlastní tvar. Dále jsou modální parametry zjišťovány s cílem srovnat experimentálně získaná data s odpovídajícími daty získanými pomocí MKP nebo jiné teoretické metody. Cílem je zde ověření teoretického modelu před dalšími výpočty, např. odezev na různá zatížení. [4]

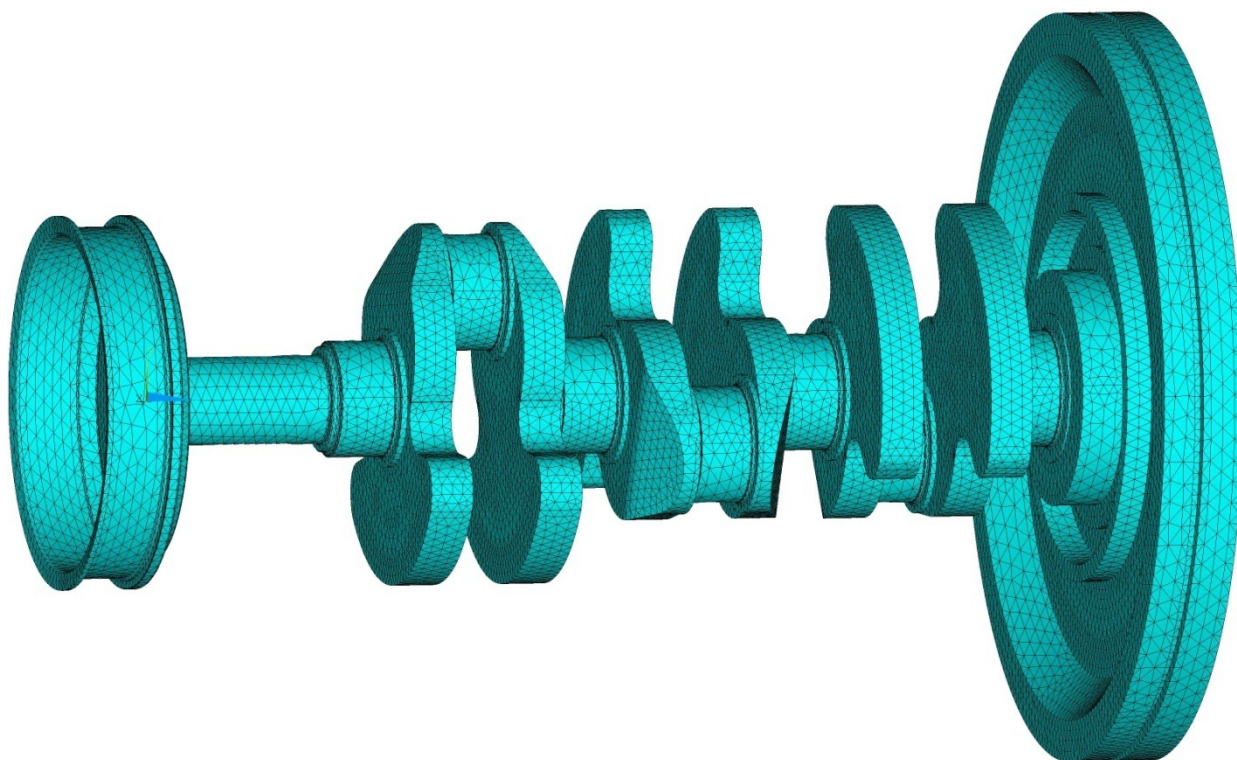
5.1 SÍŤOVÁNÍ MODELU

Model klikového hřídele s řemenicí a setrvačником byl podroben modální analýze v programu Ansys. Ansys pracuje na základě metody konečných prvků (MKP). MKP je numerická metoda sloužící k simulaci průběhů napětí, deformací, atd. na vytvořeném fyzikálním modelu. Její princip spočívá v diskretizaci spojitého kontinua do určitého (konečného) počtu elementů, přičemž zjišťované parametry jsou určovány v jednotlivých uzlových bodech prvků. [8]

Před diskretizací modelu byla nejprve upravena geometrie modelů v Pro/Engineer. Z důvodu menší náročnosti výpočtu byly odstraněny pro modální analýzu zbytečné elementy, které nemají na výpočet vliv a jenom by prodlužovali dobu výpočtu. Jedná se zejména o drobná sražení a díry na přírubě setrvačniku, setrvačniku samotném a volném konci hřídele. Také byly upraveny drážky u řemenice a věnec setrvačniku.

Model byl z programu Pro/Engineer do Ansys převeden pomocí funkce *Ansys Geom*. Na síťování objemů hřídele byl zvolen typ elementu *Solid 187*. Tento typ elementu je vhodný pro nepravidelné sítě.

Dále byly zadány vlastnosti materiálu a nastaveny vlastnosti analýzy. Materiál byl zvolen dle ČSN 15 142 (42CrMo4) – ocel o hustotě $\rho = 7850 \cdot 10^{-12} \text{ t/mm}^3$, modul pružnosti $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ a poissonova konstanta $\mu = 0,3$.



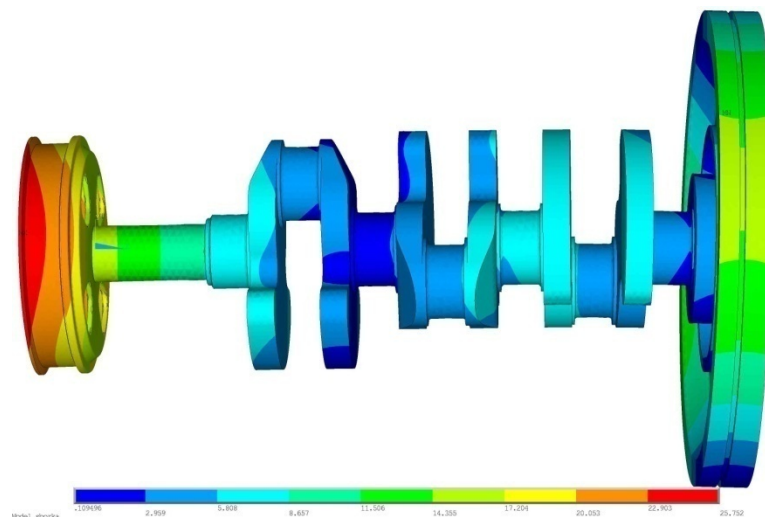
Obr. 30 Síťovaný model klikového hřídele

5.2 VÝSLEDKY MODÁLNÍ ANALÝZY

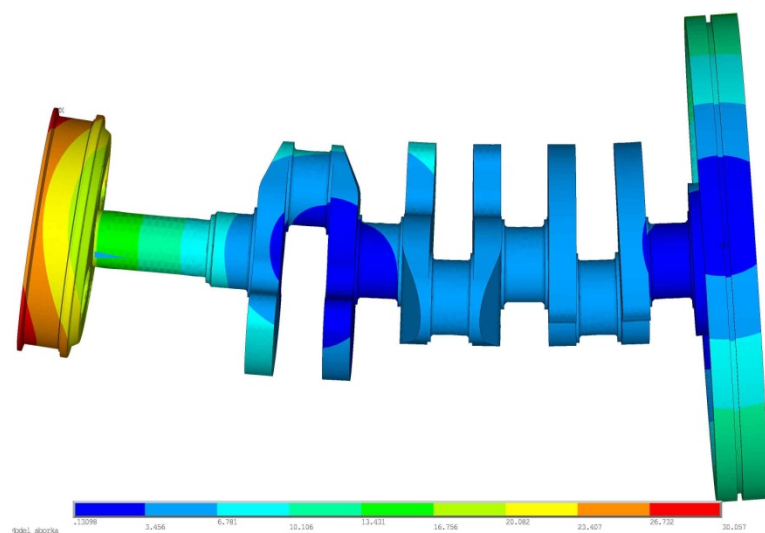
Tab. 4 Hodnoty vlastních frekvencí

Číslo módu	Hodnoty frekvence [Hz]
1	237,90
2	255,28
3	448,20
4	464,91
5	560,39

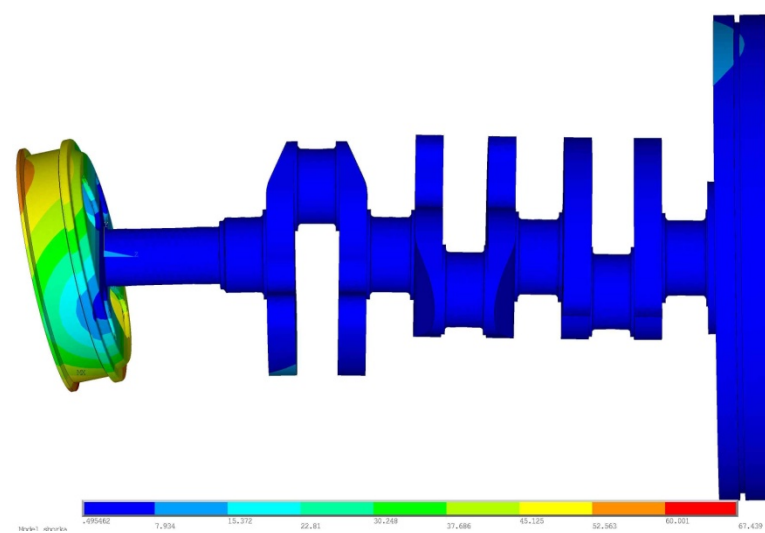
Dále následují zobrazení prvních třech vlastních tvarů klikového hřídele. Stupnice znázorňuje hodnoty posuvů částí modelu vůči počáteční poloze při dané frekvenci.



Obr. 31 Vlastní tvar hřídele při frekvenci 237,9 Hz



Obr. 32 Vlastní tvar hřídele při frekvenci 255,28 Hz



Obr. 33 Vlastní tvar hřídele při frekvenci 448,2 Hz

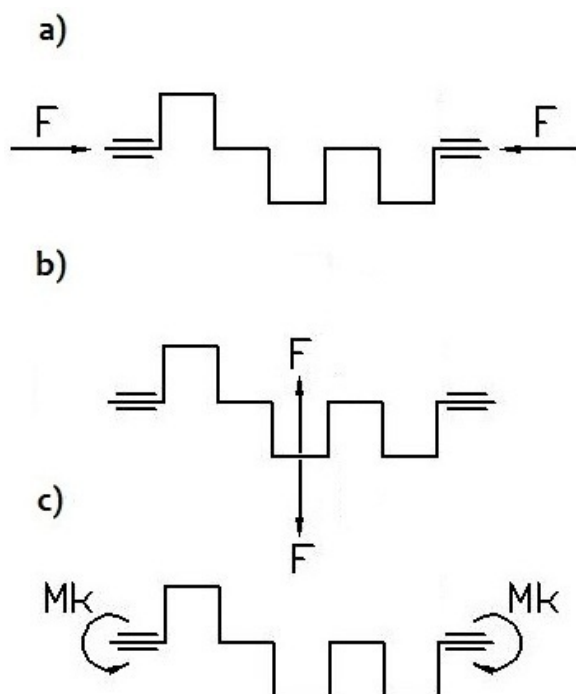


6 TORZNÍ KMITÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Klikový hřídel je během provozu namáhán nejen setrvačnými silami a silami od tlaku plynů, ale i periodickým kmitáním. Kmitání klikového hřídele vede k jedné z hlavních příčin poruch ústrojí, zejména k únavovým lomům hřídelů.

Kmitání hřídele umožňuje jeho pružnost. Čím delší a pružnější je hřídel, tím má větší schopnost kmitat. U klikových hřídelů motorů s více válci dochází za provozu ke třem druhům kmitání (Obr. 34):

- a) kmitání podélnému (osovému),
- b) kmitání ohybovému, ve směru kolmém na osu hřídele,
- c) kmitání kroutivému (torznímu) kolem osy hřídele.



Obr. 34 Schémata kmitání klikového hřídele [7], upraveno

Podélné kmitání hřídele způsobuje jeho periodické osové prodlužování a zkracování, provází oba další druhy kmitání, přičemž samo o sobě nebývá nebezpečné.

Ohybové kmitání klikového hřídele je vyvoláno budícími periodicky proměnnými silami působícími kolmo na osu hřídele. Těmito budícími silami jsou jednak harmonické složky tangenciálních a radiálních sil na klice hřídele od přetlaku plynů na píst a od setrvačných sil posuvných hmot, jednak nevyvážené odstředivé síly rotujících hmot klikového ústrojí. Jakmile frekvence některé z těchto budících sil, daná násobkem otáček a řádu harmonických složek, souhlasí s některou frekvencí vlastního ohybového kmitání hřídele, dochází k rezonancím.



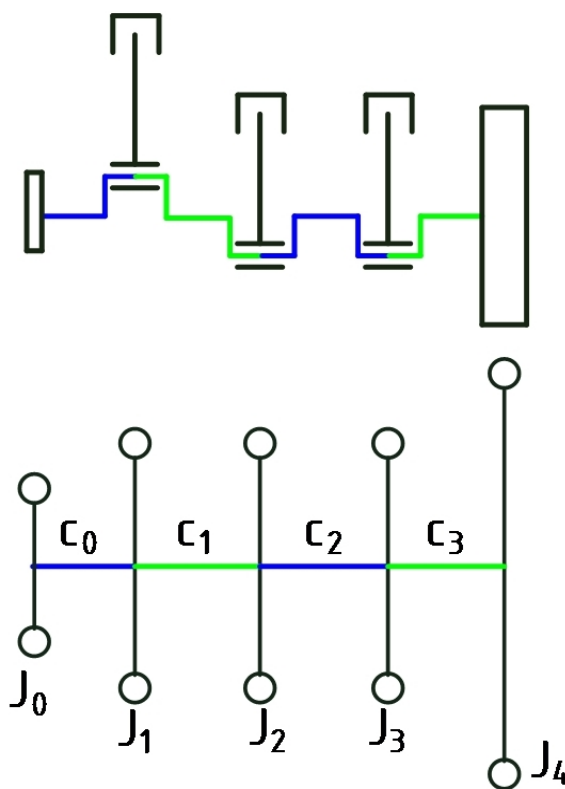
Frekvence vlastního ohybového kmitání je určena především volnou délkou klikového hřídele mezi dvěma ložisky. Volná délka hřídele mezi dvěma ložisky je malá. Vlastní frekvence je pak vysoká a není nebezpečí, že nastanou větší rezonance v provozních otáčkách motoru.

Nejnebezpečnější u klikového hřídele pístového spalovacího motoru je torzní kmitání. Torzní kmitání je způsobeno časovou proměnlivostí krouticího momentu. Tyto kmity vyvolávají kývání klikového hřídele v důsledku nerovnoměrnosti chodu a dále statické nakroucení hřídele vlivem působení tangenciálních sil na ojnicích čepech. Rezonance nastává, když frekvence sil budících kmitání souhlasí s vlastní frekvencí soustavy hmotností. Rezonance a příslušné kritické otáčky se projeví obvykle hlukem a vibracemi celého motoru. Torzní kmitání však nepůsobí pouze na vlastní klikové ústrojí, ale přenáší se spojovacími členy i na připojená hnaná zařízení a na ostatní části motoru, jako jsou rozvody, regulátory a další. Pokud tento stav trvá moc dlouho, může vést až k únavovým lomům klikového hřídele a destrukci celého motoru. [3]

6.1 NÁHRADNÍ TORZNÍ SOUSTAVA KLIKOVÉHO MECHANISMU

Praktický výpočet torzního kmitání klikových hřídelů pístových spalovacích motorů lze řešit jen přibližně za určitých zjednodušujících předpokladů. Takový výpočet je dostatečně přesný. Převážná většina výpočtových metod vychází z tzv. náhradní soustavy, která idealizuje skutečnou kmitající soustavu motoru.

Původní torzní soustavu nahradíme pomocnou, dynamicky rovnocennou soustavou, která se skládá z hmotných kotoučů, spojených mezi sebou válcovým nehmotným hřídelem stálého průřezu obvykle o průměru hlavního čepu klikového hřídele. [3]



Obr. 35 Schémata skutečné a náhradní torzní soustavy bez tlumiče torzních kmitů

**POSUVNÉ HMOTY**

Moment setrvačnosti posuvných hmot se vypočítá z posuvného podílu hmotnosti ojnice a hmotnosti písní skupiny. Moment setrvačnosti se vypočte dle vztahu [3]:

$$J_{pos} = \left[(m_{p_sk} + m_{oj_pos}) \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{\lambda^2}{8} \right) \right] \cdot r^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad (46)$$

ROTAČNÍ HMOTY

Pro redukovaný moment setrvačnosti rotující hmoty ojnice platí vztah [3]:

$$J_{oj_rot} = m_{oj_rot} \cdot r^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad (47)$$

MOMENT SETRVAČNOSTI JEDNOHO ZALOMENÍ

Moment setrvačnosti zalomení byl stanoven z programu Pro/Engineer. Výsledný moment setrvačnosti náhradního kotouče je potom dán vztahem:

$$J_1 = J_2 = J_3 = J_{zal} + J_{oj_rot} + J_{pos} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad (48)$$

kde J_{zal} [kg · m²] je moment setrvačnosti jednoho zalomení.

REDUKCE HMOT NA STRANĚ ŘEMENICE

Moment setrvačnosti na straně řemenice je dán vztahem:

$$J_0 = J_{volny_konec} + J_{rem} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad (49)$$

kde J_{rem} [kg · m²] je moment setrvačnosti řemenice včetně příruby na uchycení řemenice a šroubů (zjištěno z Pro/Engineeru) a J_{volny_konec} [kg · m²] je moment setrvačnosti volného konce klikového hřídele (zjištěno z Pro/Engineeru).

REDUKCE HMOT NA STRANĚ SETRVAČNÍKU

Moment setrvačnosti na straně setrvačnicku vypočteme dle této rovnice:

$$J_4 = J_{setr} + J_{přir} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad (50)$$

kde J_{setr} [kg · m²] je moment setrvačnosti setrvačnicku (zjištěno z Pro/Engineeru), $J_{přir}$ [kg · m²] je moment setrvačnosti příruby pro umístění setrvačnicku (zjištěno z Pro/Engineeru).

Redukované momenty setrvačnosti náhradních kotoučů jednotlivých úseků jsou zobrazeny v Tab. 5.



Tab. 5 Redukované momenty setrvačnosti náhradních kotoučů

Náhradní kotouč	J_0	J_1	J_2	J_3	J_4
Moment setrvačnosti [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]	2,17E-03	5E-03	5E-03	5E-03	7,68E-02

6.1.1 REDUKCE DÉLEK

Klikový hřídel nahrazujeme válcovým hřídelem s určitým redukovaným průměrem D_{red} a takovou redukovanou délkou L_{red} , aby tento náhradní hřídel měl stejnou pružnost jako hřídel původní, to znamená, aby se působením téhož krouticího momentu nakroutil o stejný úhel jako klikový hřídel. Při tom se předpokládá působení pouze torzního napětí od silové dvojice na konci hřídele (torze I. druhu). Ve skutečnosti je krut vyvolán tangenciálními silami (torze II. druhu), které způsobují jiné deformace než silová dvojice. Pro redukci délek byly použity upravené vztahy dle Ker Wilsona. [3]

REDUKOVANÁ DÉLKA JEDNOHO ZALOMENÍ

$$L_{red_zal} = D_{red}^4 \cdot \left[\frac{L_{hc} + 0.4 \cdot D_{hc}}{D_{hc}^4} + \frac{L_{oc} + 0.4 \cdot D_{oc}}{D_{oc}^4} + \frac{r - 0.2 \cdot (D_{oc} + D_{hc})}{l_{ram} \cdot b_{ram}^3} \right] [mm] \quad (51)$$

kde D_{red} [mm] je redukovaný průměr (zvolen rozměr hlavního čepu $D_{hc} = 42 \text{ mm}$), L_{hc} [mm] je šířka hlavního čepu, D_{hc} [mm] je průměr hlavního čepu, L_{oc} [mm] je šířka ojnicového čepu, D_{oc} [mm] je průměr ojnicového čepu, l_{ram} [mm] je tloušťka ramene zalomení a b_{ram} [mm] je šířka zalomení.

REDUKOVANÁ DÉLKA NA STRANĚ ŘEMENICE

Uvažuje se zde délka mezi nultým kotoučem (řemenicí) a prvním kotoučem (středem prvního zalomení) a je dána vztahem:

$$L_0 = \frac{1}{2} \cdot L_{hc} + \frac{1}{2} \cdot L_{red_zal} + l_{konce} \cdot \frac{D_{red}^4}{D_2^4 - D_1^4} [mm] \quad (52)$$

kde l_{konce} [mm] je délka mezi řemenicí a hlavním čepem, D_1 [mm] je vnitřní průměr konce hřídele, D_2 [mm] je vnější průměr konce hřídele.

REDUKOVANÁ DÉLKA NA STRANĚ SETRVAČNÍKU

Tato délka je složena z poloviny redukované délky zalomení, zbylé délky hlavního čepu a redukované délky samotné příruby, vypočítá se podle vzorce:

$$L_3 = \frac{1}{2} \cdot L_{hc} + \frac{1}{2} \cdot L_{red_zal} + l_p \cdot \frac{D_{red}^4}{D_r^4} [mm] \quad (53)$$



kde l_p [mm] je délka příruby pro setrvačnick a D_r [mm] je roztečný průměr děr pro upevnění setrvačnicku.

Tab. 6 Vypočtené hodnoty redukovaných délek

Úsek	L_0	L_1	L_2	L_3
Redukovaná délka [mm]	293	89,3	89,3	60

6.1.2 VÝPOČET TORZNÍCH TUHOSTÍ

Torzni tuhost jednotlivých částí hřídele spojující jednotlivé kotouče se vypočítá podle vztahu:

$$c_i = G \cdot \frac{J_p}{L_i} \left[\frac{Nm}{rad} \right] \quad (54)$$

kde G [MPa] je modul pružnosti materiálu hřídele ve smyku, L_i [m] je redukovaná délka příslušné části klikového hřídele a J_p [m⁴] je polární moment průřezu redukovaného hřídele v krutu:

$$J_p = \frac{\pi \cdot D_{red}^4}{32} [m^4] \quad (55)$$

Tab. 7 Torzní tuhost redukovaných hřídelů

Úsek	c_0	c_1	c_2	c_3
Torzni tuhost [Nm/rad]	8,42E+04	2,76E+05	2,76E+05	4,12E+045

6.2 VLASTNÍ TORZNÍ KMITÁNÍ

Vlastním neboli volným kmitáním soustavy se označuje takový harmonický pohyb, který se po počátečním impulsu v soustavě udržuje bez působení vnějších sil a odporů. Pro objasnění tohoto výkladu předpokládejme příklad, kdy hřídel uchopíme na obou koncích a konce nakrutíme proti sobě. Uvolníme-li nyní hřídel, začne konat kmitavý pohyb kolem své osy, který je u setrvačnicku malý a směrem k volnému konci hřídele se zvětšuje. Přitom torzní výchylka setrvačnicku má opačný smysl než výchylky ostatních hmot. V počátku, kdy byl hřídel uvolněn, mají všechny hmoty maximální amplitudu. Potom současně dosáhnou rovnovážné polohy a vzápětí maximální amplitudy v opačném smyslu. Na hřídeli je jedno místo, které nekmitá vůbec; mluvíme o vibračním uzlu.

Pohyb jednotlivých hmot v závislosti na čase je dán sinusovkami. Je to tedy harmonický pohyb podobně jako kývání jednoduchého kyvadla. Tento kmitavý pohyb je určen frekvencí, tj. počtem kmitů za jednotku času a maximálními amplitudami jednotlivých hmot. Poněvadž absolutní velikost amplitud jednotlivých hmot závisí na počátečním impulsu, stačí určit poměrné amplitudy, vztažené např. k amplitudě první hmoty, označené jako jednotka. Tyto poměrné amplitudy nakreslené nad osou redukovaného hřídele určují křivku, tj. výkmitovou čáru, charakterizující tvar vlastního kmitání. Pro víceválcový motor se tato výkmitová čára blíží kosinusovce.



V praxi uvažujeme pouze vlastní kmitání prvního a druhého stupně. Kmitání vyššího stupně obvykle leží mimo provozní otáčky motoru. [3]

Výpočet vychází z obecné Lagrangeovy pohybové rovnice v maticovém tvaru [5]:

$$M\ddot{q} + K\dot{q} + Cq = Q \quad (56)$$

Jedná-li se o volné a netlumené kmitání ($K=0$) a na systém nepůsobí žádné vnější síly ($Q=0$), má rovnice výsledný tvar:

$$M\ddot{q} + Cq = 0 \quad (57)$$

kde $M[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$ je čtvercová diagonální matice momentů setrvačnosti náhradních kotoučů torzní soustavy:

$$M = \begin{pmatrix} J_0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_4 \end{pmatrix} [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (58)$$

Matice tuhosti C :

$$C = \begin{pmatrix} c_0 & -c_0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_0 & c_0 + c_1 & -c_1 & 0 & 0 \\ 0 & -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 & 0 \\ 0 & 0 & -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 \\ 0 & 0 & 0 & -c_3 & c_3 \end{pmatrix} \begin{bmatrix} \text{Nm} \\ \text{rad} \end{bmatrix} \quad (59)$$

Řešením rovnice (57) dostaneme:

$$q = a \cdot e^{j\Omega t} \quad (60)$$

kde a [-] je vektor amplitud, Ω [rad/s] je vlastní úhlová rychlost.

Dosazením rovnice (60) do rovnice (57) a po úpravě získáme vztah:

$$(C - \Omega^2 M)a = 0 \quad (61)$$

Pro zjednodušení se výpočet převádí na problém vlastních čísel:

$$(M^{-1}C - \Omega^2 I)a = 0 \quad (62)$$

Po úpravě dostaneme:

$$(A - \chi I)x = 0 \quad (63)$$

kde I je jednotková matice, $\chi = \Omega^2$ je vlastním číslem a A je čtvercová matice:

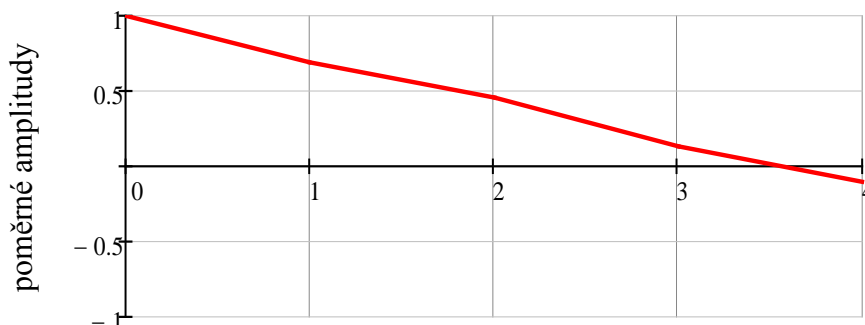
$$A = M^{-1}C \quad (64)$$



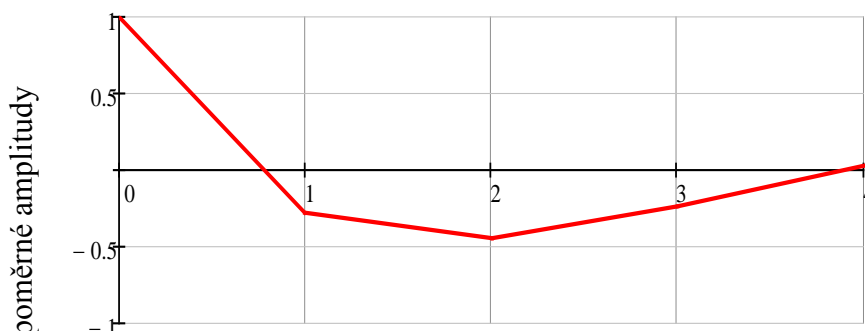
Řešením jsou vlastní tvary kmitání a příslušné vlastní frekvence. Vlastní tvary kmitání a_i byly určeny jako poměrné veličiny vztažené k amplitudě první hmoty. Označíme-li např. výchylku prvního členu (volného konce klikového hřídele) x_0 jako jednotku ($x_0=1$), je poměrná výchylka i -té hmoty [3]:

$$a_i = \frac{x_i}{x_0} \quad (65)$$

Tvary vlastního kmitání prvního a druhého stupně jsou zobrazeny na Obr. 36 a Obr. 37.



Obr. 36 Tvar jednouzlového kmitání



Obr. 37 Tvar dvojuzlového kmitání

Z vlastní úhlové frekvence se vypočte vlastní frekvence otáček ze vztahu:

$$N = \frac{\Omega}{2 \cdot \pi} \text{ [Hz]} \quad (66)$$

Vlastní frekvence pro první a druhý tvar vlastního kmitání jsou uvedeny v Tab. 8.

Tab. 8 Vlastní frekvence jednouzlového a dvojuzlového kmitání

jednouzlové kmitání [Hz]	dvojuzlové kmitání [Hz]
540,8	1102



6.3 VYNUCENÉ TORZNÍ KMITÁNÍ

Vlastní torzní kmitání vymizí po krátkém čase vlivem tlumících odporů, takže není samo o sobě nebezpečné. Periodicky proměnný krouticí moment na jednotlivých klikách však způsobí vynucené kmitání klikového hřídele, které může být nebezpečné pro jeho pevnost. [3]

6.3.1 HARMONICKÁ ANALÝZA KROUTICÍHO MOMENTU

Krouticí moment v závislosti na úhlu pootočení kliky je periodicky proměnný. Proto jej můžeme rozložit na řadu sinusově proměnných dílčích momentů (Fourierova řada). Rozklad točivého momentu na harmonické složky se v oboru komplexních čísel provádí podle vztahu: [3]

$$q_k = \frac{1}{n_p} \cdot \sum_{i=0}^{n_p-1} \left[M_{k_i} \cdot e^{j \cdot (2 \cdot k \cdot \pi \cdot \frac{i}{n_p})} \right] \quad (67)$$

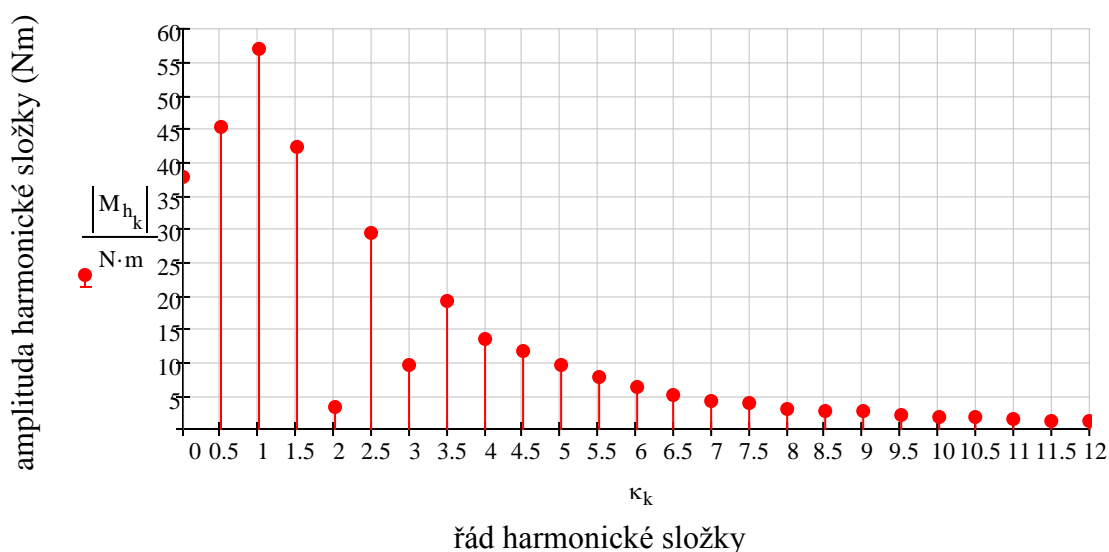
kde q_k [Nm] je amplituda momentu daného řádu k , n_p [-] je počet vzorků krouticího momentu, M_{k_i} [Nm] je krouticí moment i -tého vzorku, j [-] je imaginární jednotka.

Podle toho, kolik má period za jednu otáčku klikového hřídele, rozeznáváme její řád harmonické složky κ . U čtyřdobého motoru je řád harmonické složky dán celistvým násobkem jedné poloviny:

$$\kappa = \frac{1}{2} k, \quad \text{pro } k = 1, 2, 3 \dots [-] \quad (68)$$

Významnými jsou tzv. hlavní řady harmonických složek, protože v tomto případě působí harmonické složky jednotlivých válců současně a tyto řady mají obvykle největší vydatnost.

U motorů s pravidelným rozestupem zážehů se určí jako polovina počtu válců násobkem celého čísla. Pro tříválec jsou to řady $\kappa = 1,5; 3; 4,5; 6 \dots$



Obr. 38 Harmonická analýza krouticího momentu jednoho válce



6.3.2 KRITICKÉ OTÁČKY MOTORU

Každá z harmonických složek krouticího momentu vyvolává nezávisle na ostatních složkách vynucené torzní kmitání stejné frekvence, jako má tato harmonická složka. Složka řádu κ tedy způsobuje při otáčkách motoru n vynucené kmitání s frekvencí $\kappa \cdot n$. Motor má tedy řadu kritických (rezonančních) otáček, příslušných jednouzlovému a dvojuzlovému kmitání, podle vztahu:

pro kritické otáčky jednouzlového kmitání

$$n_{1rez} = \frac{N_1}{\kappa} \text{ [Hz]} \quad (69)$$

pro kritické otáčky dvojuzlového kmitání

$$n_{2rez} = \frac{N_2}{\kappa} \text{ [Hz]} \quad (70)$$

Z těchto kritických otáček nejsou všechny nebezpečné pro pevnost klikového hřídele, protože velikost rezonančních výchylek závisí jednak na řádu harmonické složky a jednak na vydatnosti rezonance. [3]

Pracovní otáčky tříválcového motoru leží v rozmezí od volnoběžných otáček 800 min^{-1} až do maximálních 6000 min^{-1} . Hodnoty kritických otáček pro jednouzlové a dvojuzlové kmitání jsou znázorněny v Tab. 9 a otáčky, které spadají do pásma provozní oblasti **zvýrazněny**.



Tab. 9 Rezonanční otáčky

Řád harmonické složky κ [-]	Kritické otáčky	
	jednouzlové kmitání n_{1rez} [min^{-1}]	dvojuzlové kmitání n_{2rez} [min^{-1}]
0.5	64 896	132 240
1	32 448	66 120
1.5	21 632	44 080
2	16 224	33 060
2.5	12 979	26 448
3	10 816	22 040
3.5	9 270	18 891
4	8 112	16 530
4.5	7 210	14 693
5	6 489	13 224
5.5	5 899	12 021
6	5 408	11 020
6.5	4 992	10 172
7	4 635	9 445
7.5	4 326	8 816
8	4 056	8 265
8.5	3 817	7 778
9	3 605	7 346
9.5	3 415	6 960
10	3 244	6 612
10.5	3 090	6 297
11	2 949	6 010
11.5	2 821	5 749
12	2 704	5 510

6.3.3 VYDATNOST REZONANCÍ

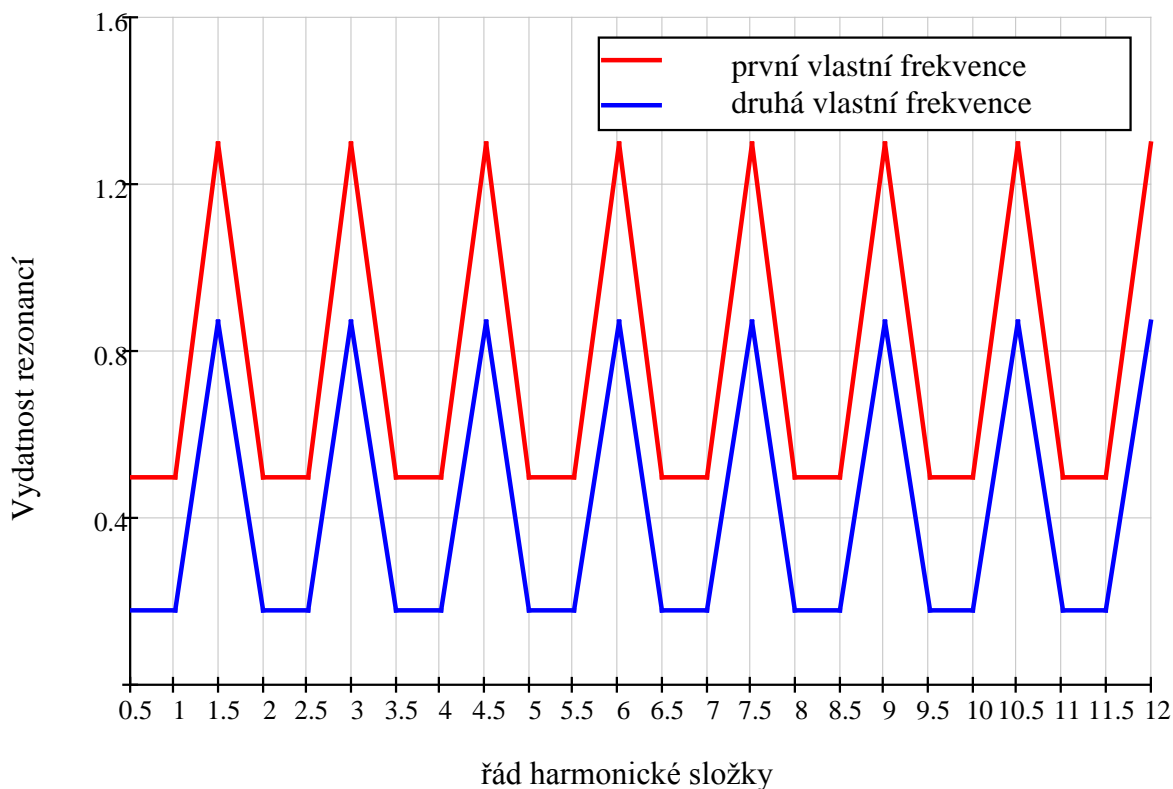
Při rezonančním kmitání je tvar výkmitové čáry přibližně stejný jako při vlastním torzním kmitání. Rezonanční výchylky jednotlivých hmot torzní soustavy určíme z podmínky, že práce harmonických složek na jednotlivých klikách se rovná práci tlumících odporů. Harmonické momenty jednotlivých válců motorů mají stejnou velikost, avšak různou fází podle zápalu. Dosud neznáme skutečné amplitudy torzních výchylek, proto počítáme s poměrnými výchylkami. Poměrné výchylky a_i mají pro různá zalomení různou velikost, avšak stejnou fází, protože výkmity jednotlivých hmot torzní soustavy dosáhnou současně největších hodnot.



Vztah pro výpočet vydatnosti rezonancí má tvar:

$$\varepsilon = \sqrt{\left[\sum_i (a_i \cdot \cos(\kappa\sigma_i)) \right]^2 + \left[\sum_i (a_i \cdot \sin(\kappa\sigma_i)) \right]^2} \quad (71)$$

kde σ je úhel mezi natočením prvního a i -tého ramene klikového hřídele.



Obr. 39 Vydatnost rezonancí pro první a druhou vlastní frekvenci

6.3.4 TORZNÍ VÝCHYLKY V REZONANCI

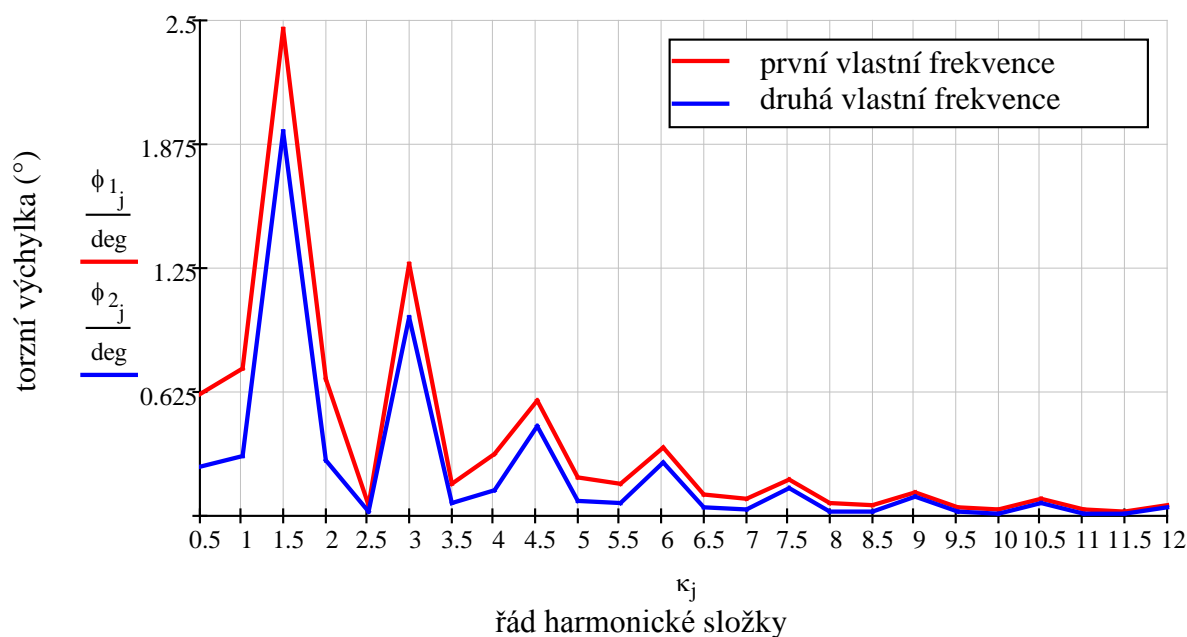
Velikost torzních výchylek v rezonanci je určována velikostí tlumících odporů. Tlumení v klikovém mechanismu vzniká pasivními odpory (třením) a vnitřním útlumem materiálu. Při malých tlumících odporech můžeme předpokládat, že tvar vynuceného kmitání v rezonanci je přibližně stejný jako tvar vlastního kmitání. Při výpočtu dále uvažujeme, že jsou tlumeny pouze hmoty klikového mechanismu, nikoliv setrvačniku nebo jiných přípojných hmot ke klikovému hřídeli. Torzní výchylky v rezonanci volného konce klikového hřídele jsou dány vztahem [3]:

$$\Phi = \frac{M_{h_j} \cdot \varepsilon}{\xi \cdot \Omega \cdot [\sum_i (a_i)^2]} \quad [^\circ] \quad (72)$$

kde M_{h_j} [Nm] je budící moment odpovídající j -té složce a $\xi = 2,1$ [Nms/rad] je velikost tlumících odporů, která byla doporučena vedoucím diplomové práce.



Torzní výchylky volného konce hřídele pro první a druhou vlastní frekvenci v závislosti na řádu harmonické složky (při otáčkách 5000 min^{-1}) jsou znázorněny na Obr. 40.



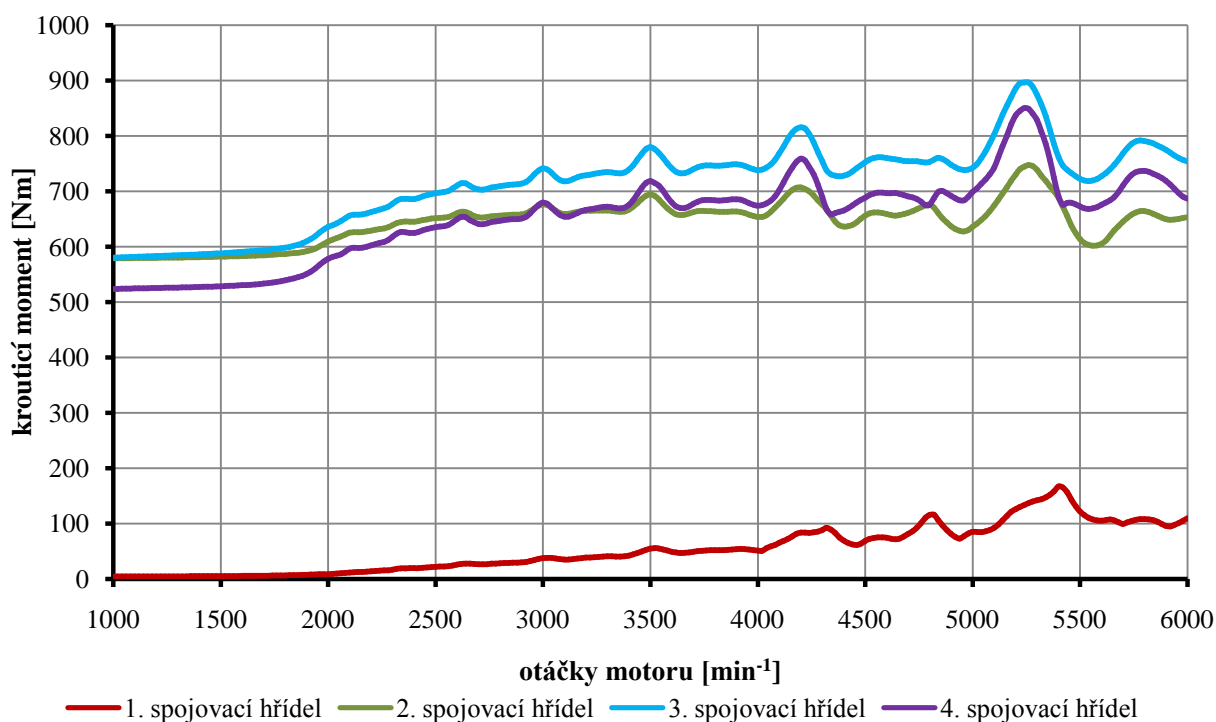
Obr. 40 Torzní výchylky volného konce hřídele pro první a druhou vlastní frekvenci

6.4 VÝPOČET VYNUCENÉHO TORZNÍHO KMITÁNÍ

Výpočet vynuceného torzního kmitání pro celé spektrum provozních otáček byl proveden ve výpočetním programu vedoucího diplomové práce. Vstupní data pro výpočet byla: základní parametry klikového ustrojí, redukované momenty setrvačnosti náhradních kotoučů torzní soustavy, torzní tuhost jednotlivých redukovaných hřídelů a průběh indikovaného tlaku.

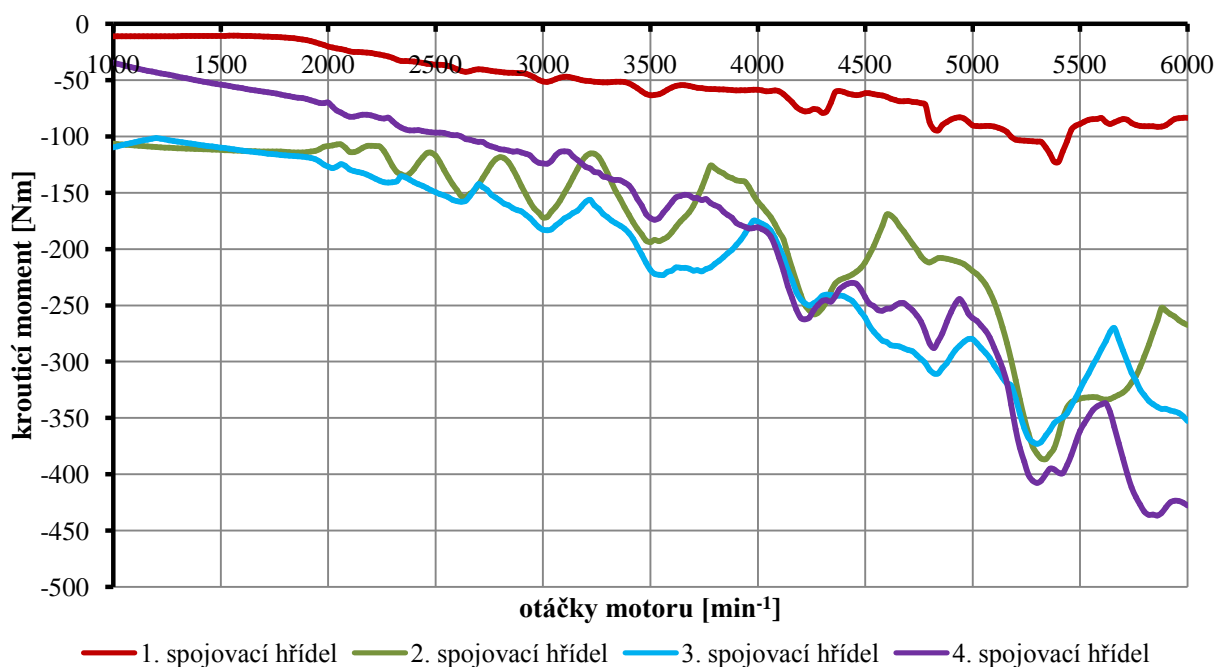
Výstupními hodnotami jsou průběhy periodických krouticích momentů v jednotlivých spojovacích hřídelích v závislosti na otáčkách motoru. Maximální hodnoty krouticích momentů budou použity při zatížení klikového hřídele v programu Ansys.

Následující grafy na Obr. 41 a Obr. 42 znázorňují průběh krouticích momentů v jednotlivých spojovacích hřídelích.



Obr. 41 Krouticí momenty ve spojovacích hřídelích při zkroucení v kladném směru

Maximální krouticí moment se nachází ve třetím spojovacím hřídeli, tedy mezi druhým a třetím zalomením klikového hřídele. Velikost tohoto momentu je $M_{1_{max}} = 896,86 \text{ Nm}$.

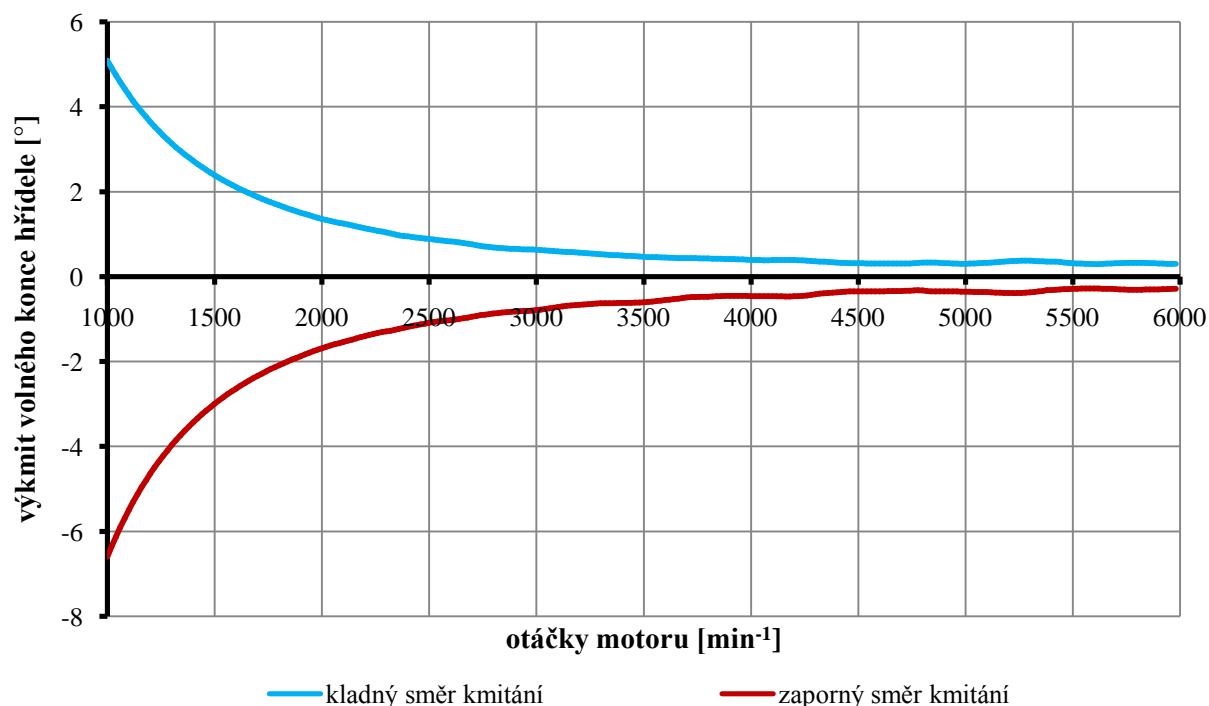


Obr. 42 Krouticí momenty ve spojovacích hřídelích při zkroucení v záporném směru



Maximální krouticí moment se nachází ve čtvrtém spojovacím hřídeli, tedy mezi třetím zalomením a přírubou pro setrvačnick. Velikost momentu: $M_{2_{max}} = -436,5 \text{ Nm}$.

Dalšími výstupními hodnotami jsou výkmity volného konce klikového hřídele. Požadavkem jsou co nejmenší výchylky z důvodu napojení pohonu rozvodů a dalších zařízení z této části klikového hřídele.



Obr. 43 Maximální amplitudy řemenice soustavy

Z výše uvedených obrázků je vidět negativní působení hlavních harmonických složek (vrcholy křivek Obr. 41 a Obr. 42) krouticího momentu na zkroucení hřídele. Velké výchylky volného konce hřídele (Obr. 43) jsou způsobené převážně nerovnoměrností chodu motoru. Kromě toho se výpočet prováděl na základě jednoho indikátorového diagramu, ve skutečnosti je proto možné očekávat nižší hodnoty při jiných provozních režimech motoru.

K eliminaci daných účinků by také došlo změnou torzní soustavy motoru. Pozitivně by přispělo snížení redukovaných momentů setrvačnosti jednotlivých zalomení a také zvětšení setrvačnicku. Řešením by též bylo přidání tlumiče torzních kmitů.



7 TLUMIČ TORZNÍCH KMITŮ

Nebezpečných kritických otáček v provozu se lze vyvarovat tím, že tyto otáčky budou ležet mimo rozsah pracovních otáček motoru. Velmi nebezpečné kritické otáčky musí být alespoň o 15% vyšší než provozní otáčky. U motorů s velkým rozsahem otáček (lodní motory) je třeba se těmito kritickým otáčkám vyvarovat jejich „rychlým přejížděním.“ Šířka tohoto zakázaného pásma bývá 7 až 10%. Pokud by byl provozní rozsah motoru široký a kritické otáčky by se nedaly rychle přejet, je možné posunout rozsah těchto otáček změnou torzní soustavy, tzn. zvýšit, nebo snížit frekvenci vlastního kmitání klikového hřídele. To lze provést např. zvýšením, nebo naopak snížením tuhosti klikového hřídele, odlehčením kmitajících hmot (píst, ojnice, setrvačnick). Změnu torzní soustavy lze nejčastěji uskutečnit pomocí tlumiče torzních kmitů. Je to v podstatě přídatný torzní systém, který je složen z obecně pružného členu a z hmoty, jejíž pohyb může být tlumen a je připojen k torzní soustavě motoru obvykle v místě největších torzních výchylek, tedy na volném konci motoru. Tlumiče torzních kmitání můžeme rozdělit do tří skupin podle jejich funkce:

- Třecí tlumič, který prostřednictvím tlumících odporů přeměňuje kmitovou energii v teplo.
- Rezonanční (laděný) tlumič, který přeměňuje jen část kmitové energie v teplo. Torzní kmitání klikového hřídele se zde utlumí rezonancí tlumiče.
- Dynamický tlumič (eliminátor), u kterého se kmitová energie nemaří, ale kompenzuje pomocným torzním systémem (odstředivým kyvadlem).

Rezonanční tlumiče jsou výrobně jednoduché, tlumí torzní kmitání v celém rozsahu provozních otáček, mají velkou provozní spolehlivost a životnost, menší rozměry než třecí a viskózní tlumiče a mají vysokou účinnost (65 až 80%). [3] Při respektování specifických vlastností pryžových členů mohou být úspěšně používány u menších vozidlových motorů nebo u traktorových motorů. Naopak nevýhodou je, že se nám v rozsahu provozních otáček motoru projeví i vliv druhé vlastní frekvence. [5]

Z výše uvedených důvodů se bude dále v práci zabývat zkoumáním rezonančního tlumiče torzních kmitů.

7.1 HLAVNÍ PARAMETRY PRYŽOVÉHO TLUMIČE

Rezonanční tlumič je představen soustavou, která se skládá z hmoty (ocelového prstence) a pružného členu (pryžového prstence), který je současně i tlumícím členem.

Moment setrvačnosti tlumiče vychází z efektivního momentu setrvačnosti soustavy bez tlumiče J_{ef} pro první vlastní frekvenci, na kterou je tlumič laděn a poměrné velikosti tlumiče.

$$J_{ef} = \sum_i J_i \cdot a_i^2 \quad [m^2 kg] \quad (73)$$

kde $J_i [m^2 \cdot kg]$ jsou jednotlivé momenty setrvačnosti náhradních kotoučů klikového hřídele, $a_i [-]$ jsou vektory poměrných výchylek první vlastní frekvence.



Poměrná velikost tlumiče μ se obvykle volí v rozmezí hodnot 0,2 až 0,4 (pro tento výpočet byla zvolena hodnota $\mu = 0,37[-]$).

Moment setrvačnosti tlumiče:

$$J_{tl} = J_{ef} \cdot \mu [m^2 kg] \quad (74)$$

Optimální naladění tlumiče je dáno vztahem:

$$w_{opt} = \frac{1}{1 + \mu} [-] \quad (75)$$

Úhlová rychlost tlumiče se stanoví ze vztahu:

$$\Omega_{tl} = \Omega_3 \cdot w_{opt} \left[\frac{rad}{s} \right] \quad (76)$$

kde $\Omega_3 [rad/s]$ je vlastní frekvence soustavy bez tlumiče.

Potom se stanoví tuhost tlumiče ze vztahu:

$$c_{tl} = J_{tl} \cdot \Omega_{tl}^2 \left[\frac{Nm}{rad} \right] \quad (77)$$

Tab. 10 Parametry tlumiče torzních kmitů

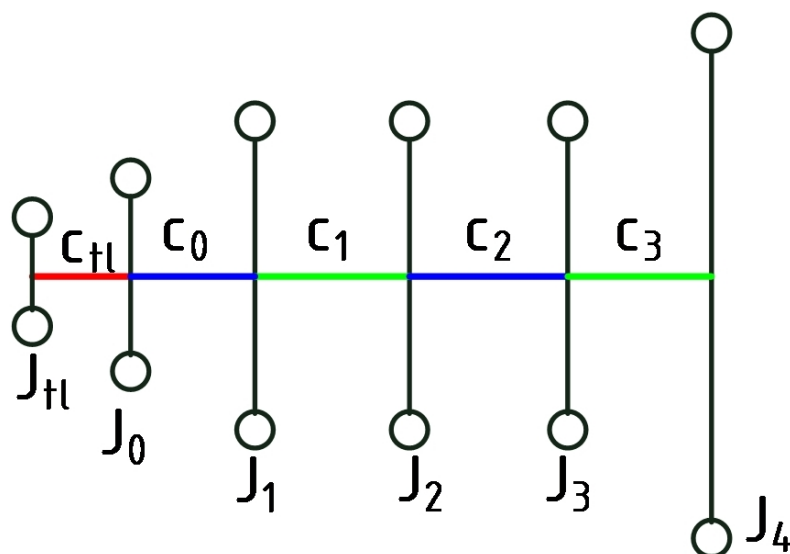
Parametr	Symbol	Jednotka	Hodnota
Moment setrvačnosti	J_{tl}	$[m^2 kg]$	0,002 5
Torzní tuhost	c_{tl}	$[Nm/rad]$	15 402,6
Poměrná velikost	μ	$[-]$	0,37
Optimální ladění	w_{opt}	$[-]$	0,73
Úhlová frekvence	Ω_{tl}	$[rad/s]$	2 482



8 TORZNÍ KMITÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE S TLUMIČEM TORZNÍCH KMITŮ

8.1 NÁHRADNÍ TORZNÍ SOUSTAVA S POUŽITÍM TLUMIČE

Rezonanční tlumič je v podstatě přídavná torzní soustava, která se skládá z hmoty (ocelového prstence) a pružného členu (pryžového prstence), který je současně i tlumícím členem. Tlumič bude ke klikovému hřídeli připevněn v místě jeho největší torzní výchylky, tj. na předním konci hřídele (Obr. 44). [3]



Obr. 44 Dynamický model náhradní torzní soustavy s tlumičem torzních kmitů

Náhradní torzní soustava klikového mechanismu se liší od předchozí přídavným tlumícím členem s momentem setrvačnosti J_{tl} . Moment setrvačnosti nultého kotouče byl uvažován s přídavnou základnou tlumiče.

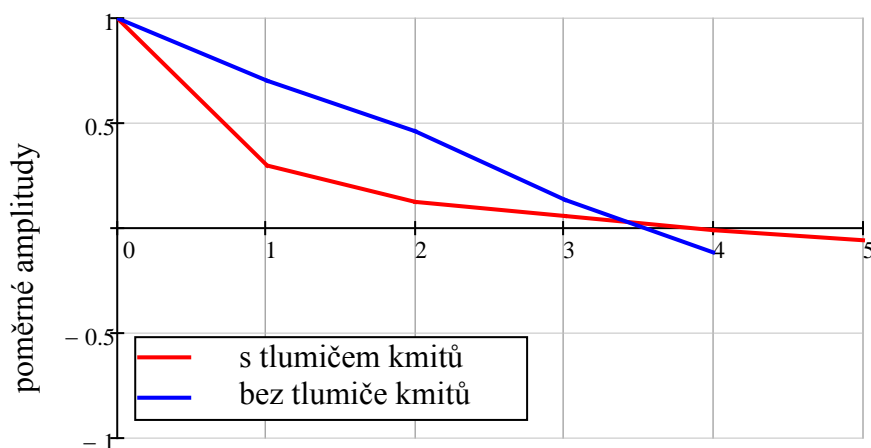
$$J_0 = J_{volny_konec} + J_{rem} + J_{tk_zak} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad (78)$$

kde J_{tk_zak} [kg · m²] je moment setrvačnosti základny tlumiče.

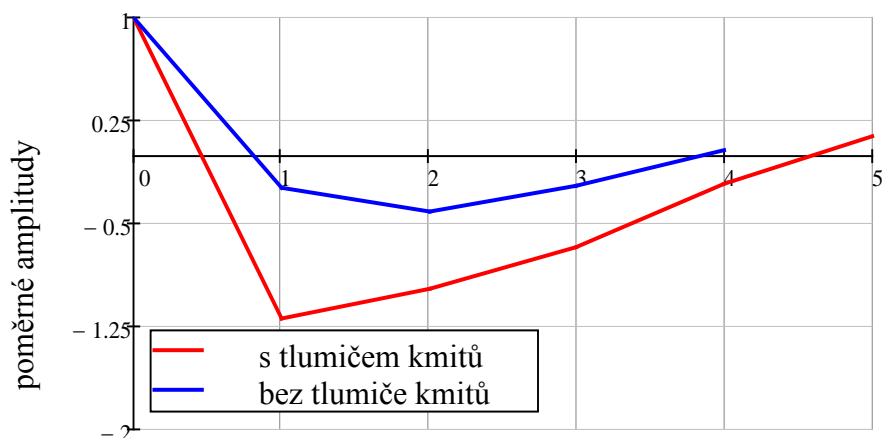
8.2 VLASTNÍ TORZNÍ KMITÁNÍ S TLUMIČEM TORZNÍCH KMITŮ

Výpočet vlastního torzního kmitání s použitím tlumiče torzních kmitů probíhá stejně jako výpočet u soustavy bez tlumiče. Do soustavy byl pouze přidán další člen. Tento člen je nutné brát v úvahu při stanovení matic hmotnosti a tuhosti.

Na Obr. 45 a Obr. 46 jsou zobrazeny tvary prvního a druhého vlastního kmitání tlumené a netlumené soustavy.



Obr. 45 Tvary jednouzlového kmitání



Obr. 46 Tvary dvojuzlového kmitání

Vlastní frekvence pro první a druhý tvar vlastního kmitání s použitím tlumiče jsou uvedeny v Tab. 11.

Tab. 11 Vlastní frekvence jednouzlového a dvojuzlového kmitání s použitím tlumiče

jednouzlové kmitání [Hz]	dvojuzlové kmitání [Hz]
331,1	584,7

8.3 VYNUCENÉ TORZNÍ KMITÁNÍ TLUMENÉ SOUSTAVY

Po přidání tlumicího členu je nutné přepočítat kritické otáčky motoru, vydatnost rezonancí a torzní výchylky v rezonanci. Krouticí moment rozložený na Fourierovu řadu zůstává stejný jako u netlumené soustavy.



8.3.1 KRITICKÉ OTÁČKY MOTORU S POUŽITÍM TLUMIČE

Rezonanční (kritické) otáčky pro jednouzlové (první vlastní tvar) a dvojnouzlové (druhý vlastní tvar) kmitání tlumené soustavy jsou uvedeny v Tab. 12. **Zvýrazněné** jsou otáčky, které spadají do provozních otáček.

Tab. 12 Rezonanční otáčky tlumené soustavy

Řád harmonické složky κ [-]	Kritické otáčky	
	jednouzlové kmitání n_{1rez} [min^{-1}]	dvojnouzlové kmitání n_{2rez} [min^{-1}]
0.5	39 727	70 160
1	19 863	35 080
1.5	13 242	23 386
2	9 931	17 540
2.5	7 945	14 032
3	6 621	11 693
3.5	5 675	10 022
4	4 965	8 770
4.5	4 414	7 795
5	3 972	7 016
5.5	3 611	6 378
6	3 310	5 846
6.5	3 055	5 396
7	2 837	5 011
7.5	2 648	4 677
8	2 482	4 385
8.5	2 336	4 127
9	2 207	3 897
9.5	2 090	3 692
10	1 986	3 508
10.5	1 891	3 340
11	1 805	3 189
11.5	1 727	3 050
12	1 655	2 923

Použitím tlumiče došlo k poklesu kritických otáček. Rezonanční otáčky teď leží v pásmu provozních otáček od řádu $\kappa = 3,5$ a výše pro jednouzlové kmitání a od řádu $\kappa = 6$ a výše pro dvojnouzlové kmitání.

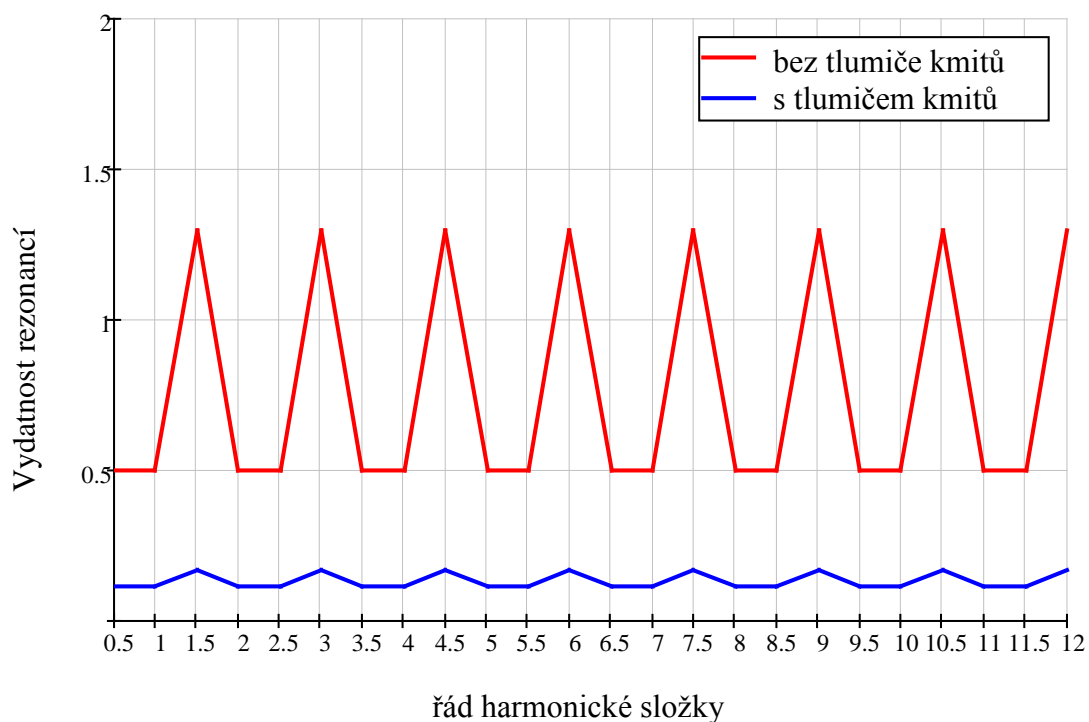


8.3.2 VYDATNOST REZONANCÍ

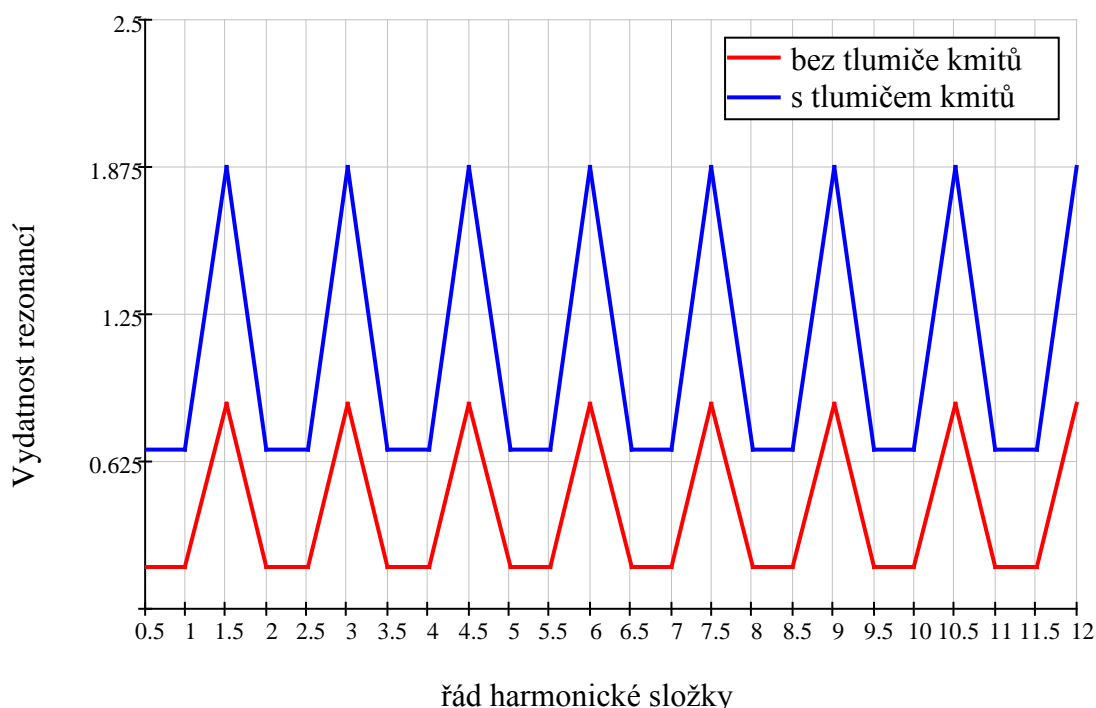
Při výpočtu vydatnosti rezonancí byly použity poměrné výchylky a_t tlumené soustavy:

$$\varepsilon_t = \sqrt{\left[\sum_i (a_{t_i} \cdot \cos(\kappa\sigma_i)) \right]^2 + \left[\sum_i (a_{t_i} \cdot \sin(\kappa\sigma_i)) \right]^2} \quad [-] \quad (79)$$

Porovnání vydatností rezonancí pro první a druhou vlastní frekvenci tlumené a netlumené soustavy znázorňují Obr. 47 a Obr. 48.



Obr. 47 Vydatnost rezonancí pro první vlastní frekvenci tlumené a netlumené soustavy



Obr. 48 Výdatnost rezonancí pro druhou vlastní frekvenci tlumené a netlumené soustavy

Použitím pryžového tlumiče došlo k poklesu vydatnosti rezonancí pro první vlastní frekvenci. Naopak došlo ke zvýšení vydatnosti rezonancí pro druhou vlastní frekvenci. Vychází to z vlastností pryžového tlumiče. Maxima rezonance pro dvojuzlové kmitání lze snížit volbou vyššího ladění tlumiče, to také přispěje ke snížení namáhání hřídele. [3]

8.3.3 TORZNÍ VÝCHYLKY V REZONANCI

Torzní výchylky volného konce klikového hřídele s použitím tlumiče:

$$\Phi_t = \frac{M_{hj} \cdot \varepsilon_t}{\Omega_{t_4} \cdot \left[\xi \cdot \left[\sum_i (a_{t_i})^2 \right] + \xi_t \cdot (\Delta a_{t_i})^2 \right]} \quad [^\circ] \quad (80)$$

kde ξ_t [Nms/rad] je velikost tlumicích odporů, ε_t [–] je vydatnost rezonance s tlumičem, Ω_{t_4} [rad/s] je úhlová frekvence kmitání soustavy s tlumičem, Δa_{t_i} [–] poměrná amplituda tlumiče.

$$\xi_t = 2\gamma \cdot J_{tl} \cdot \Omega_{t_4} \left[\frac{\text{m}^2 \text{kg}}{\text{s}} \right] \quad (81)$$

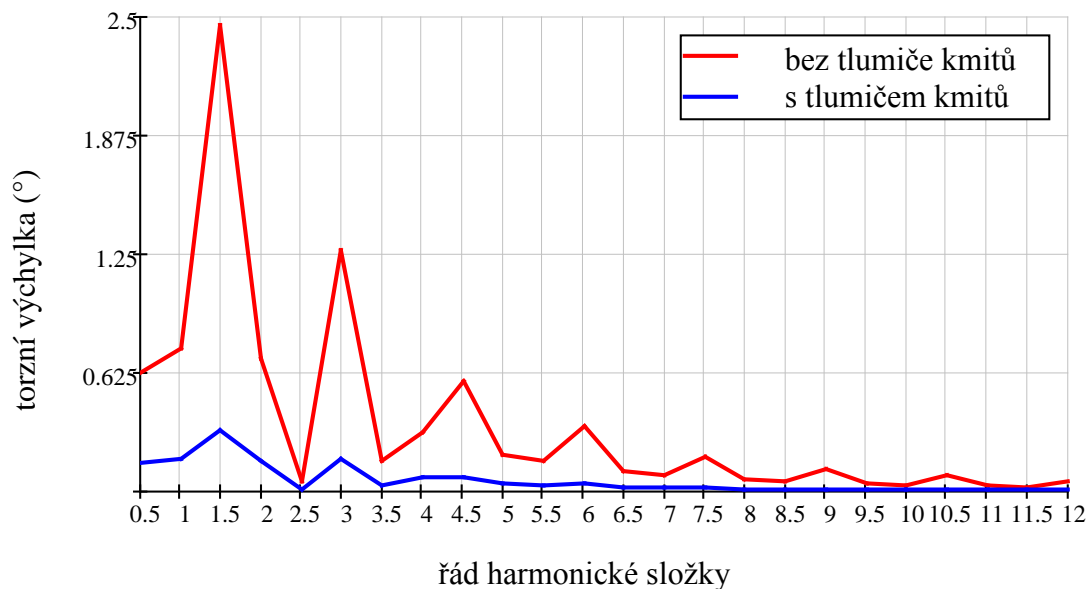
kde γ je poměrný útlum, který se volí v rozsahu od 0,08 až 0,12.

Poměrná amplituda tlumiče je dána vztahem:

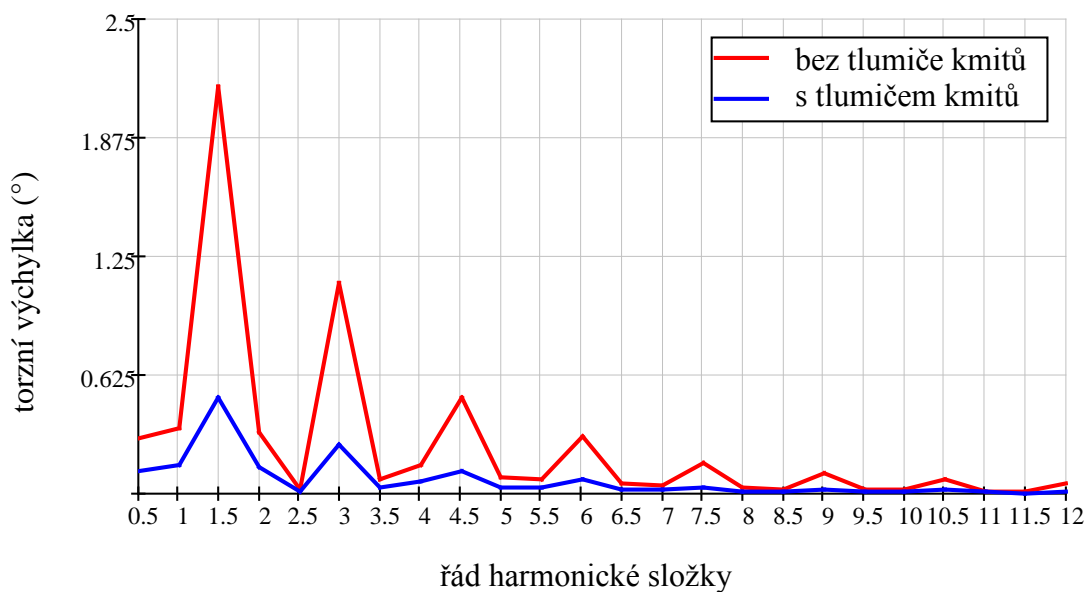
$$\Delta a_{t_i} = 1 - a_t \quad [–] \quad (82)$$



Porovnání torzních výchylek volného konce hřídele pro první a druhou vlastní frekvenci v závislosti na řádu harmonické složky (při otáčkách 5000 min^{-1}) tlumené a netlumené soustavy znázorňují Obr. 49 a Obr. 50.



Obr. 49 Torzní výchylky volného konce hřídele pro první vlastní frekvenci tlumené a netlumené soustavy



Obr. 50 Torzní výchylky volného konce hřídele pro druhou vlastní frekvenci tlumené a netlumené soustavy



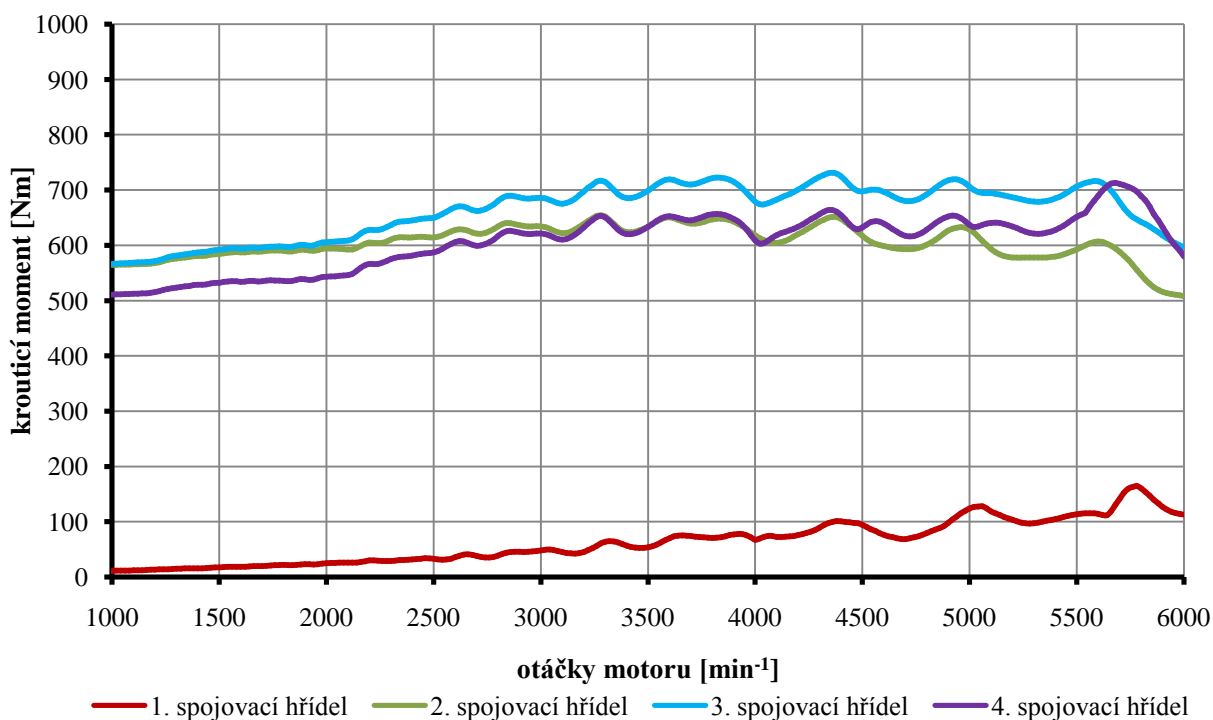
8.4 VÝPOČET VYNUCENÉHO TORZNÍHO KMITÁNÍ

Výpočet vynuceného torzního kmitání pro spektrum provozních otáček byl proveden ve výpočetním programu vedoucího diplomové práce stejně jako pro netlumenou soustavu.

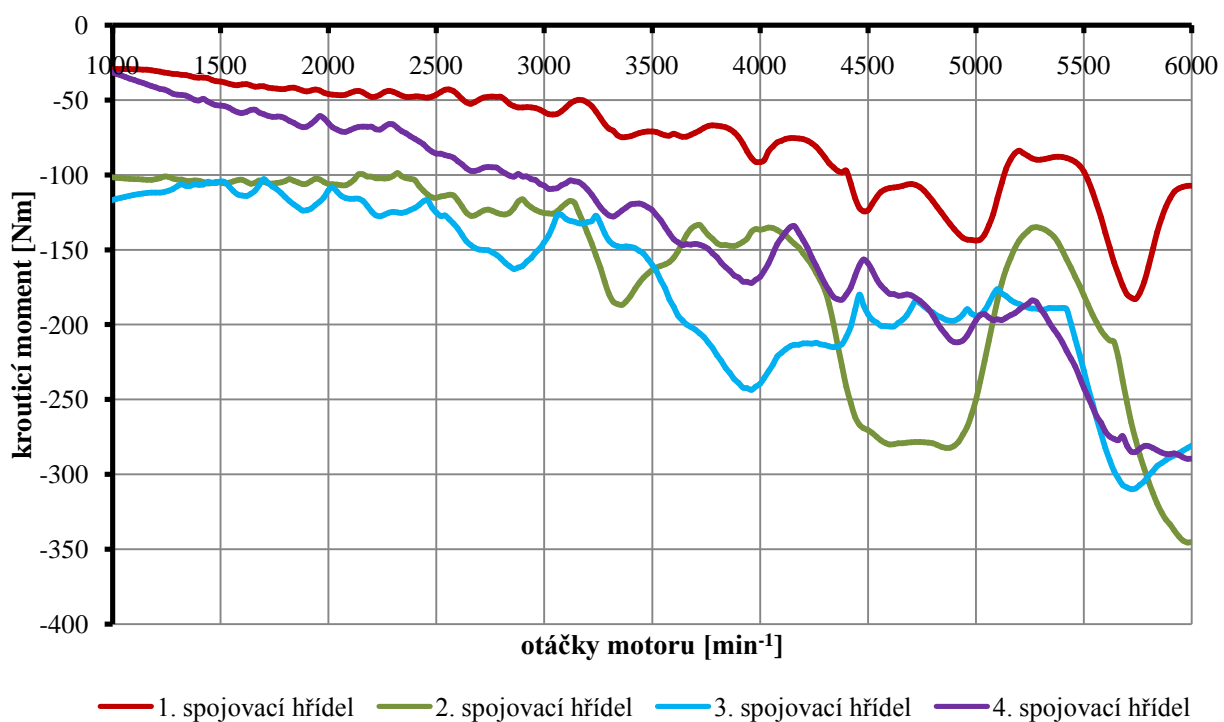
Maximální hodnoty krouticích momentů budou použity při pevnostní analýze v programu Ansys.

Po přidání tlumiče torzních kmitů je vidět pokles hodnot krouticích momentů v jednotlivých spojovacích hřídelích, vyvolaných hlavními harmonickými složkami krouticího momentu, v porovnání s netlumenou soustavou (Obr. 51) a (Obr. 52). Maximální krouticí moment se nachází ve třetím spojovacím hřídeli a je: $M_{3_{max}} = 731,48 \text{ Nm}$. Minimální krouticí moment se nachází ve druhém spojovacím hřídeli a je: $M_{4_{max}} = -345 \text{ Nm}$.

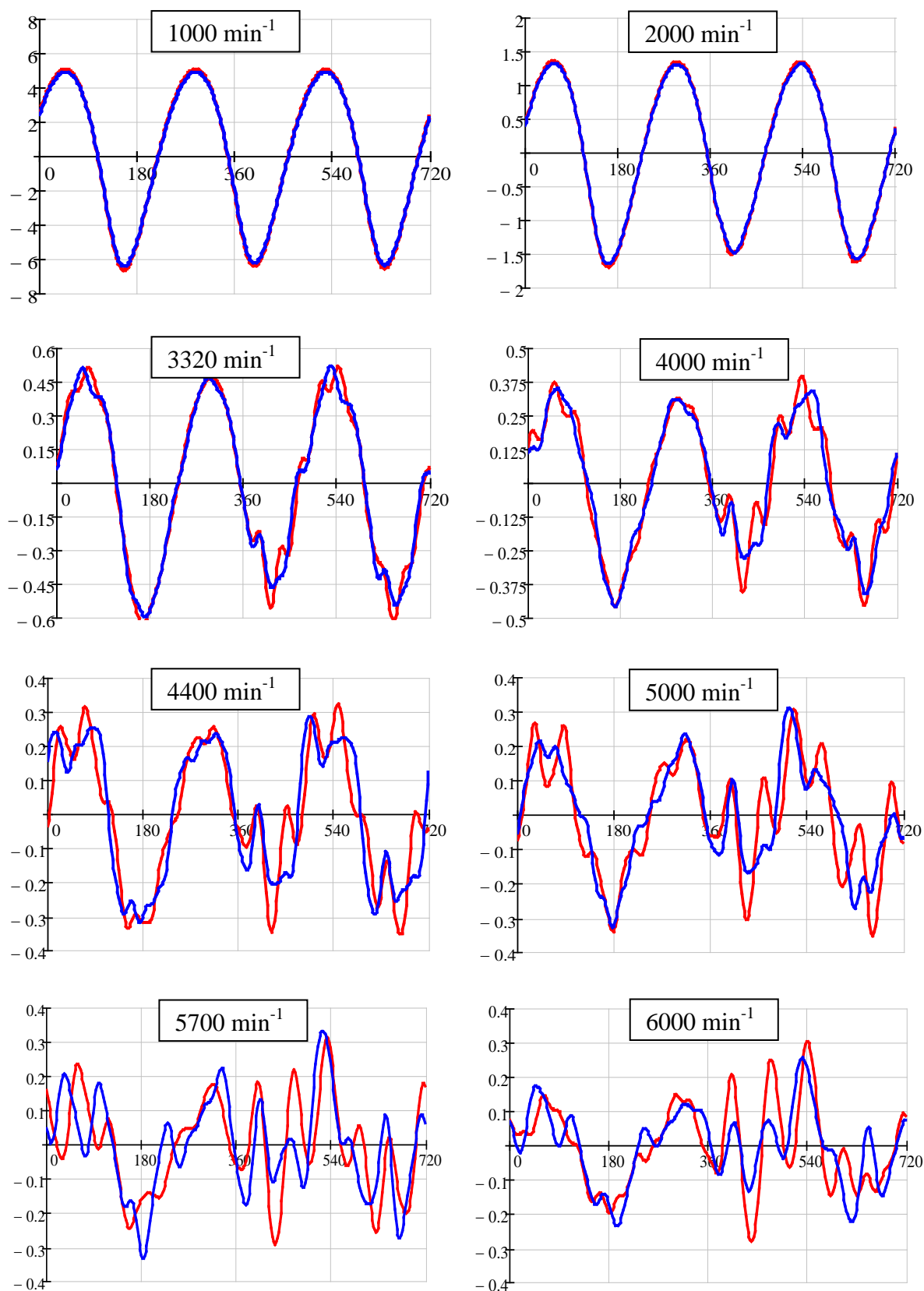
Použití tlumiče také vedlo k poklesu torzních výchylek volného konce klikového hřídele, což je požadavkem z důvodu napojení pohonu rozvodu, příslušenství a pomocných agregátů motoru od této části klikového hřídele. Grafy na Obr. 53 znázorňují porovnání průběhů výchylek hřídele v místě řemenice s použitím tlumiče a bez použití tlumiče torzních kmitů.



Obr. 51 Krouticí momenty ve spojovacích hřídelích při zkroucení v kladném směru s tlumičem torzních kmitů



Obr. 52 Krouticí momenty ve spojovacích hřídelích při zkroucení v záporném směru s tlumičem torzních kmitů



Obr. 53 Průběhy výchylek hřídele v místě řemenice s tlumičem a bez tlumiče

(vodorovná osa – úhel natočení klikového hřídele, svislá osa – amplituda úhlové výchylky v místě řemenice, modrá barva značí výpočet s tlumičem, červená - bez tlumiče).



9 NÁVRH PRYŽOVÉHO TLUMIČE TORZNÍCH KMITŮ

Tlumič torzních kmitů je řešen jako samostatná součást, což umožní snadnou výměnu v případě poruchy. Navrhovaný pryžový tlumič se skládá ze základny, pryžového prstence a setrvačného prstence. K základně je navulkanizovaná pryžová vrstva, která působí jako tlumicí i pružicí člen. Na tuto vrstvu je dále navulkanizován ocelový prsteneček. Soustava tlumiče je zachycená pomocí šroubů M10x20 ISO 4017 mezi řemenicí a přírubou řemenice. Šrouby jsou zajištěny pérovými podložkami.

Výrobu základny tlumiče je možné uskutečnit lisováním za studena plechové oceli s následným mechanickým obráběním. Ocelový prsteneček by bylo možné vyrábět rozřezáváním na části válcované ocelové trubky kruhového průřezu příslušných rozměrů.

9.1 NÁVRH ROZMĚRŮ TLUMIČE

Výpočet konstrukčních rozměrů dílů tlumiče vychází ze stanovených parametrů tlumiče kmitání popsanych v kapitole 7.1.

Před samotným výpočtem pryžového a ocelového prstence byly zvolené některé základní hodnoty. Jsou shrnuty v Tab. 13.

Tab. 13 Zvolené hodnoty pro výpočet tlumiče torzních kmitů

Parametr	Jednotka	Označení	Hodnota
Vnitřní průměr pryžového prstence	[m]	D_{1p}	0,14
Šířka pryžového prstence	[m]	b_{tl}	0,003
Vnitřní průměr ocelového prstence	[m]	D_{1o}	0,14
Šířka ocelového prstence	[m]	t_o	0,007
Modul pružnosti pryže ve smyku [3]	[MPa]	G_g	1

Tuhost pryžového prstence je dána vztahem [3]:

$$c_{tl} = \frac{\pi \cdot G_g \cdot (D_{2p}^4 - D_{1p}^4)}{32 \cdot b_{tl}} \left[\frac{Nm}{rad} \right] \quad (83)$$

kde G_g je modul pružnosti pryže ve smyku, b_{tl} je šířka pryžového prstence, D_{1p} je vnitřní průměr pryžového prstence, D_{2p} je vnější průměr pryžového prstence. Z rovnice (83) lze vyjádřit vztah pro výpočet vnějšího průměru pryžového prstence:

$$D_{2p} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot b_{tl} \cdot c_{tl}}{\pi \cdot G_g} + D_{1p}^4} \text{ [m]} \quad (84)$$



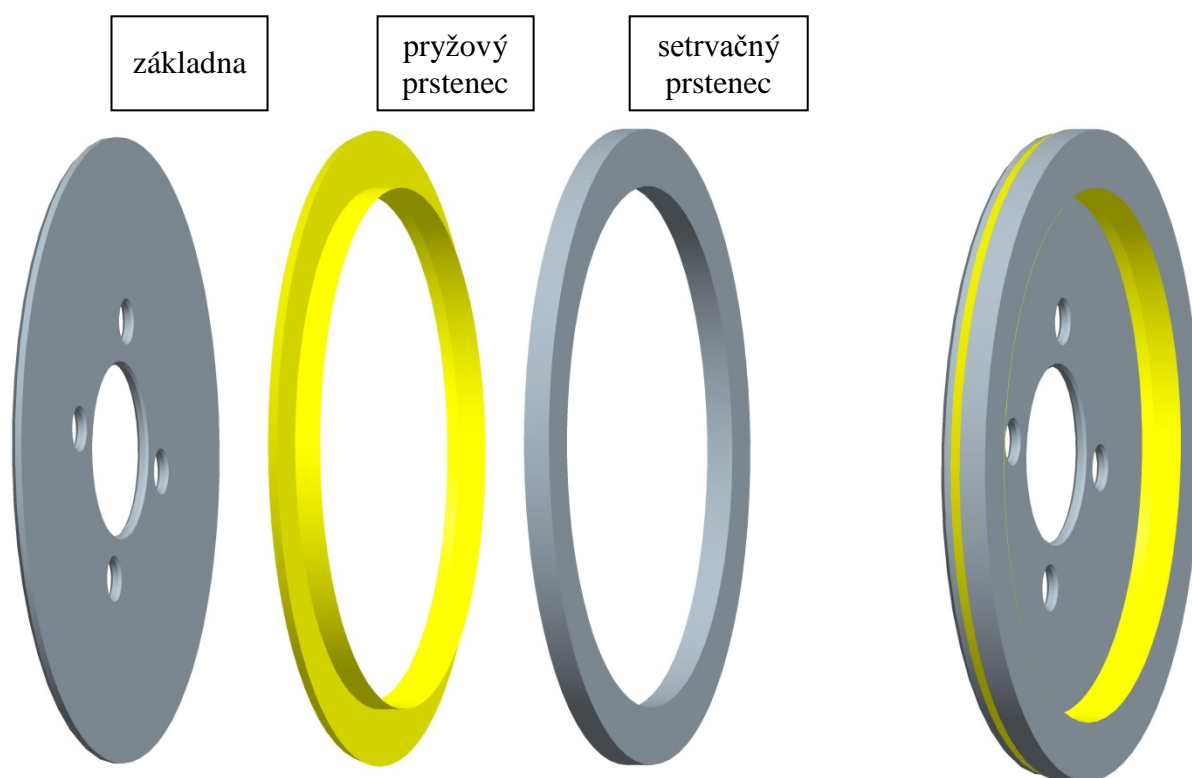
Rozměry ocelového prstence se určují ze vztahu pro moment setrvačnosti ocelového prstence:

$$J_{tl} = \int_{r_{1o}}^{r_{2o}} \int_0^{2\pi} r^3 \cdot b_{tl} \cdot \rho \cdot d\varphi \cdot dr \quad [kg \cdot m^2] \quad (85)$$

kde r_{1o} [m] je vnitřní poloměr ocelového prstence, r_{2o} [m] je vnější poloměr ocelového prstence a ρ_o [kg/m^3] je hustota oceli. Po úpravě dostaneme vztah pro výpočet r_{2o} [m]:

$$r_{2o} = \sqrt[4]{\frac{2 \cdot J_{tl}}{\pi \cdot \rho_o \cdot t_o} + r_{1o}^4} \quad [m] \quad (86)$$

kde t_o je šířka ocelového prstence.



Obr. 54 Hlavní části pryžového tlumiče

9.2 NAPĚTÍ V PRYŽOVÉM PRSTENCI

Při návrhu pryžového prstence se musí ověřit hodnota napětí ve střídavém smyku. U rezonančních tlumičů se nejčastěji používá pryž tvrdosti 45°- 60° podle Shora, která má maximální dovolené napětí ve střídavém smyku 0,3MPa. [3]



Napětí v pryžovém prstenci je dáno vztahem [3]:

$$\tau_p = \frac{16 \cdot Mk_{tl} \cdot \frac{(D_{2p} - D_{1p})}{2}}{\pi \cdot (D_{2p}^4 - D_{1p}^4)} [MPa] \quad (87)$$

kde Mk_{tl} je největší torzní moment v pryžovém prstenci, který je dán vztahem:

$$Mk_{tl} = \Phi_{tl} \cdot c_{tl} \cdot \Delta a_{tl} [Nm] \quad (88)$$

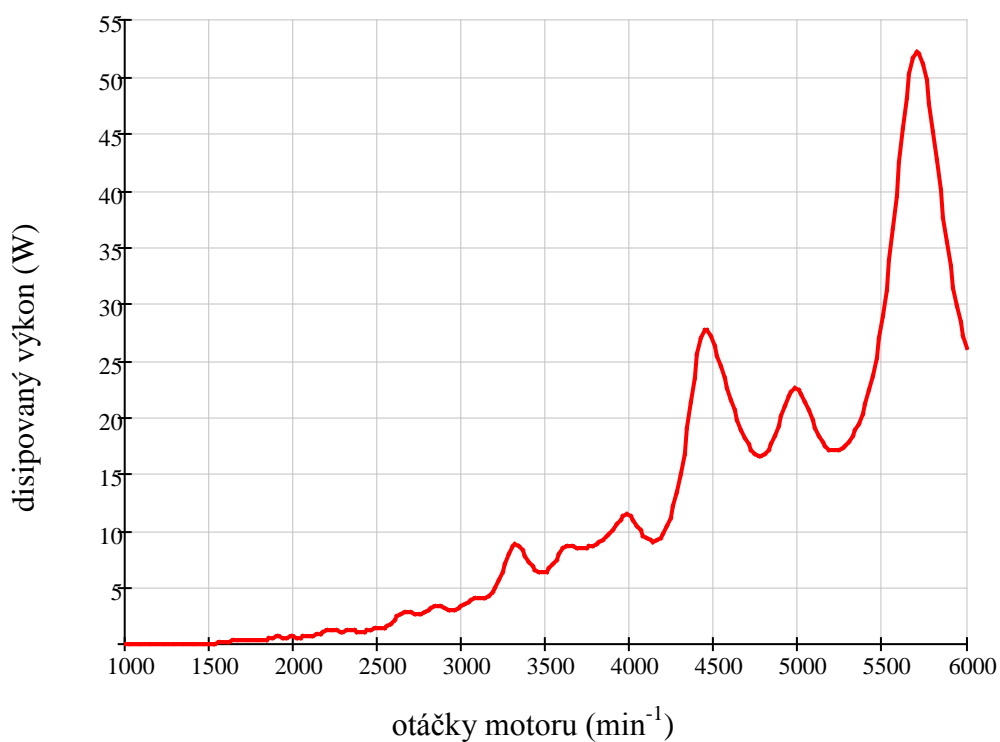
kde Δa_{tl} je poměrná amplituda tlumiče a Φ_{tl} představuje torzní výchylku volného konce hřídele za použití tlumiče.

Smykové napětí dosahuje hodnoty $\tau_p = 0,09 MPa$, která se nachází pod hranicí dovoleného napětí. Je tedy možné tvrdit, že tlumič vydrží namáhání.

9.3 VÝPOČET TEPLOTNÍHO PROFILU PRYŽOVÉHO ČLENU TLUMIČE

Mezi nepříznivé účinky pryže patří dlouhodobé změny mechanických vlastností pryžového členu, které jsou způsobené tzv. stárnutím pryže, což vnáší nejistotu při stanovení optimálních parametrů. Charakteristickou vlastností pryžových tlumičů torzních kmitů je přesouvání rezonančních frekvencí v závislosti na provozní teplotě tlumiče. Při delším provozu motoru v některém rezonančním režimu, odpovídajícím první vlastní frekvenci systému s tlumičem, může přechodně dojít k výraznějšímu zvýšení teploty pryže. Dochází současně ke zmenšování tuhosti pryžového členu a tím také ke snižování rezonanční amplitudy a jejímu posuvu k nižším frekvencím. Teplotně závislé parametry pryžového členu způsobují v tomto případě vznik určitého stabilizujícího efektu. Jde-li o rezonanční režim odpovídající druhé vlastní frekvenci, nastává opačná situace. Pokud příslušné teplo nestačí být odváděno, dochází při vzrůstu teploty a snížení torzní tuhosti pryžového členu tlumiče k trvalému nárůstu amplitudy, což může vést k poškození tlumiče a tím také klikového hřídele, případně dalších součástí motoru.

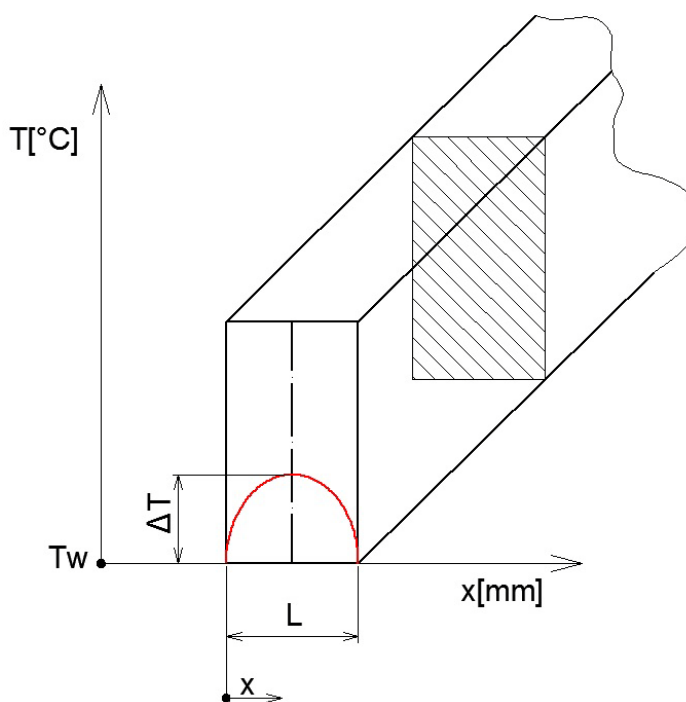
Z relativních úhlových deformací tlumicích členů viskoelastických vazeb vyplývá hodnota disipovaného výkonu v tlumiči. [5]



Obr. 55 Průběh disipovaného výkonu v pryžovém členu tlumiče v závislosti na otáčkách motoru

Rozložení teploty v pryžovém členu lze v prvním přiblížení řešit jako případ stacionárního vedení tepla s vnitřními zdroji. [12]

Průběh teploty v pryžovém členu tlumiče vyjadřuje parabola.



Obr. 56 Parabolický průběh teploty v pryži [6]



Přírůstek teploty ΔT [°C] je dán vztahem [12]:

$$\Delta T = \frac{qL^2}{8\lambda} \quad (89)$$

kde q [$W \cdot m^{-3}$] je hodnota vnitřních zdrojů tepla, L [m] je tloušťka gumového prstence a λ [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$] je tepelná vodivost gumy, $\lambda \approx 0,26$.

Hodnota vnitřních zdrojů tepla vychází s disipovaného výkonu podle rovnice:

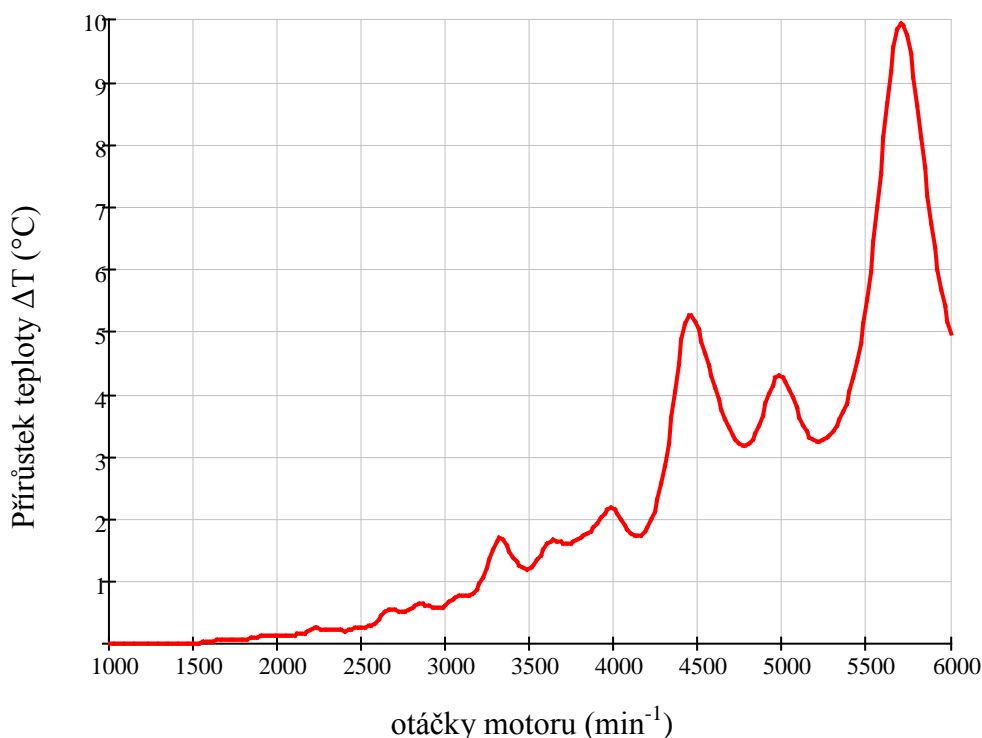
$$q = \frac{P_{dis}}{V} \left[\frac{W}{m^3} \right] \quad (90)$$

kde P_{dis} [W] je disipovaný výkon, V [m^3] je objem pryžového členu tlumiče.

Parabolický průběh teploty v pryži vyjadřuje rovnice [12]

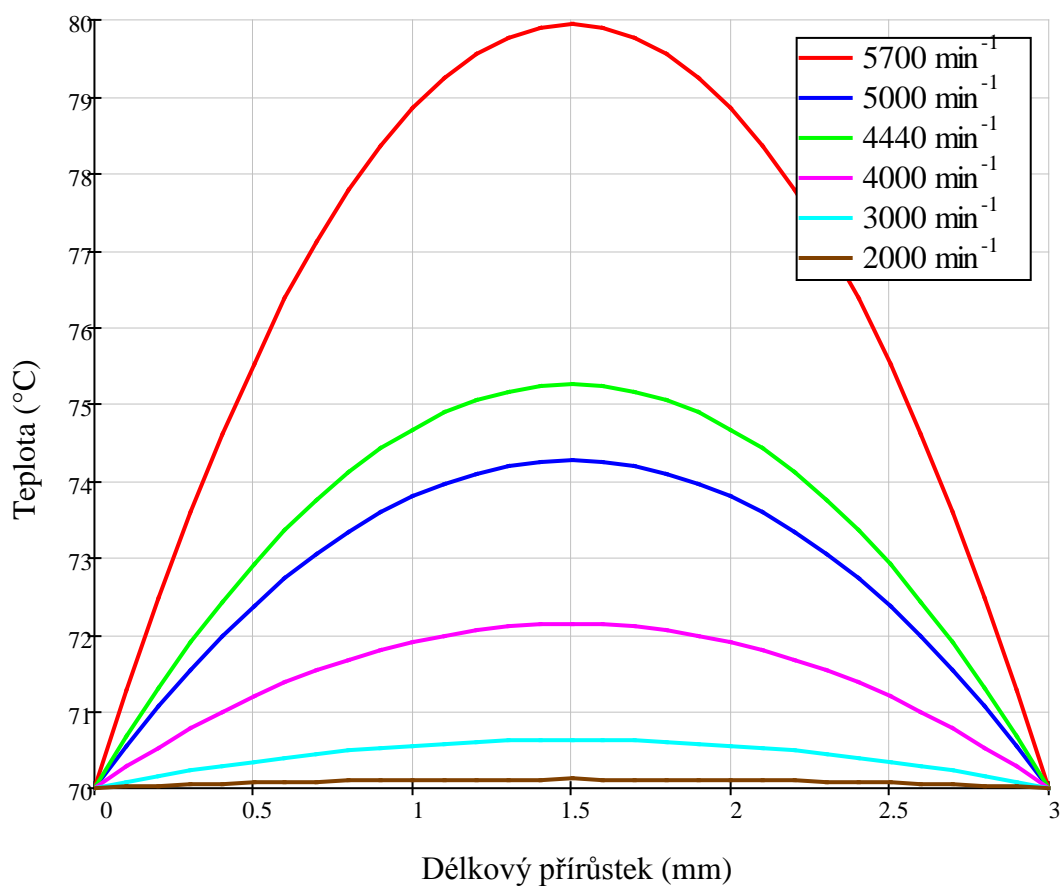
$$T = T_w \cdot \frac{qL^2}{2 \cdot \lambda} \left[\frac{x}{L} - \left(\frac{x}{L} \right)^2 \right] \quad (91)$$

kde T_w [°C] je teplota povrchu základny tlumiče \approx teplota řemenice, která byla stanovena na 70°C.



Obr. 57 Průběh přírůstku teploty v pryžovém členu v závislosti na otáčkách motoru

Z grafu na Obr. 57 je vidět, že k největšímu přírůstku teploty v pryžovém tlumiči dochází za otáček motoru 5700 min^{-1} , protože za těchto otáček disipovaný výkon dosahuje svého maxima. Přírůstek teploty za těchto otáček je přibližně 10°C.



Obr. 58 Průběh teplot v pryžovém členu při vybraných otáčkách motoru

Z grafu na Obr. 58 je vidět, že maximální teplota v pryžovém členu stoupne z počáteční na hodnoty na hodnotu skoro 80°C při otáčkách 5700 min⁻¹.



10 PEVNOSTNÍ KONTROLA KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Klikový hřídel motoru je za provozu namáhán silami a momenty, které jej zatěžuje převážně na ohyb a krut. K tomuto zatížení přistupuje ještě namáhání vzniklé ohybovým a torzním kmitáním hřídele, které může ve zvláštních případech dosáhnout vysokých hodnot. Výpočtem pevnosti je pak třeba stanovit bezpečnost vůči únavovému poškození navrženého hřídele.

Pro pevnostní kontrolu byl opět použit program Ansys. Pevnostní analýza navrženého klikového hřídele bude provedena metodou LSA (Local Stress Analysis), a to ve dvou variantách – pro systém bez tlumiče torzních kmitů a s použitím tlumiče. Při analýze bylo uvažováno pouze zalomení, které je nejvíce namáháno proměnnými silami, ohybovými a torzními momenty. Jedná se o poslední (třetí) zalomení.

10.1 VYTVOŘENÍ SÍTĚ MODELU

Jak bylo uvedeno, model klikového hřídele byl vytvořen v prostředí programu Pro/Engineer jako celek, následně do Ansys byl převeden pomocí funkce *Ansys Geom*. Stejně jak před modální analýzou model byl předem upraven.

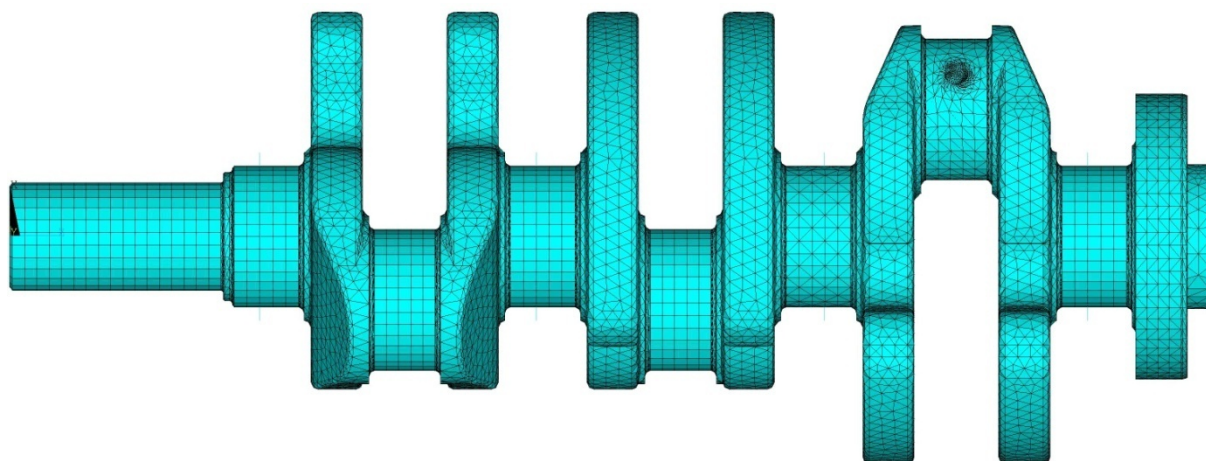
Pro odlehčení výpočtu byla z modelu hřídele odstraněna drobná sražení, díry na přírubě setrvačníku a na volném konci hřídele. Naopak byly ponechány rádiusy na přechodech mezi čepu a rameny zalomení a také mazací kanálek v ojničném čepu třetího (zkoumaného) zalomení z důvodu koncentrace napětí v těchto místech.

Po převedení byl objem modelu klikového hřídele rozdělen na jednotlivé objemy pomocí funkce *Divide Volume by Work Plane*.

Před samotným síťováním modelu je nutné nejprve zvolit typ elementů. Na síťování objemů z pravidelných tvarů (hlavních klikových čepů, ojničních čepů a volného konce hřídele) byl zvolen typ elementu *Solid 186*. Tento prvek je vhodný pro pravidelnou mapovanou síť, což umožní snížit výpočtový čas. Pro síťování ostatních objemů (ramena klikového hřídele s přechody a příruba setrvačníku) byl zvolen typ elementu *Solid 187*. Tento typ elementu je vhodný pro nepravidelné síť.

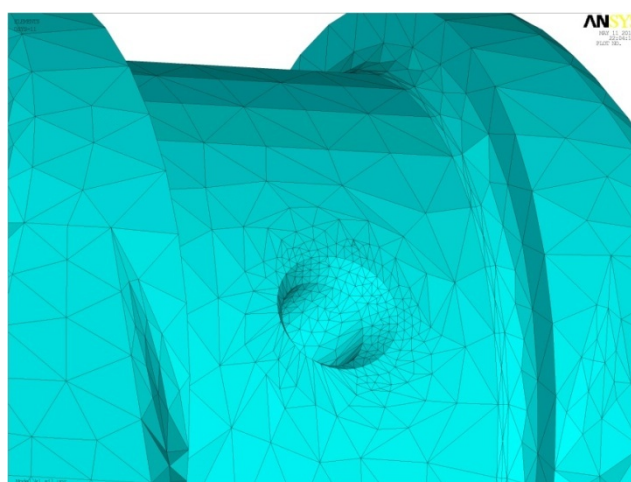
Hlavní a ojniční čep, kterými prochází mazací kanálek, byly vysíťovány prvkem *Solid 187* pomocí plošného prvku *Mesh 200*. Tímto prvkem byla na površích čepů vytvořena pravidelná síť, na kterou je navázána volná objemová síť z elementů *Solid 187*.

Velikost elementů byla zvolena 4 mm. Celkový počet elementů stanoví 797 233.



Obr. 59 Síť modelu klikového hřídele

V místech s očekávanou koncentrací napětí byla pro zvýšení přesnosti výsledků síť zjemněna.



Obr. 60 Zjemnění sítě

Dále byly zvoleným elementům přiřazeny materiálové vlastnosti nízkolegované chrom-molybdenové oceli 42CrMo4 (dle ČSN 15 142)

Tab. 14 Vlastnosti oceli 42CrMo4

Parametr	Jednotka	Označení	Hodnota
Youngův modul pružnosti	[MPa]	E	$2,1 \times 10^5$
Poissonova konstanta	[-]	μ	0,3
Hustota	[t/mm ³]	ρ	$7850 \cdot 10^{-12}$
Mez kluzu	[MPa]	Re	900
Mez pevnosti	[MPa]	Rm	1283
Mez únavy v ohybu	[MPa]	σ_0	525
Mez únavy v tahu	[MPa]	σ_T	495

10.2 ULOŽENÍ MODELU

Pro simulování co nejreálnějších provozních stavů je nutné nasimulovat vazby a zatížení jako u reálné součásti. Klikový hřídel je za provozu uložen v ložiskových opěrách, takové uložení nahrazují prvky *MPC 184* a *COMBIN 14*.

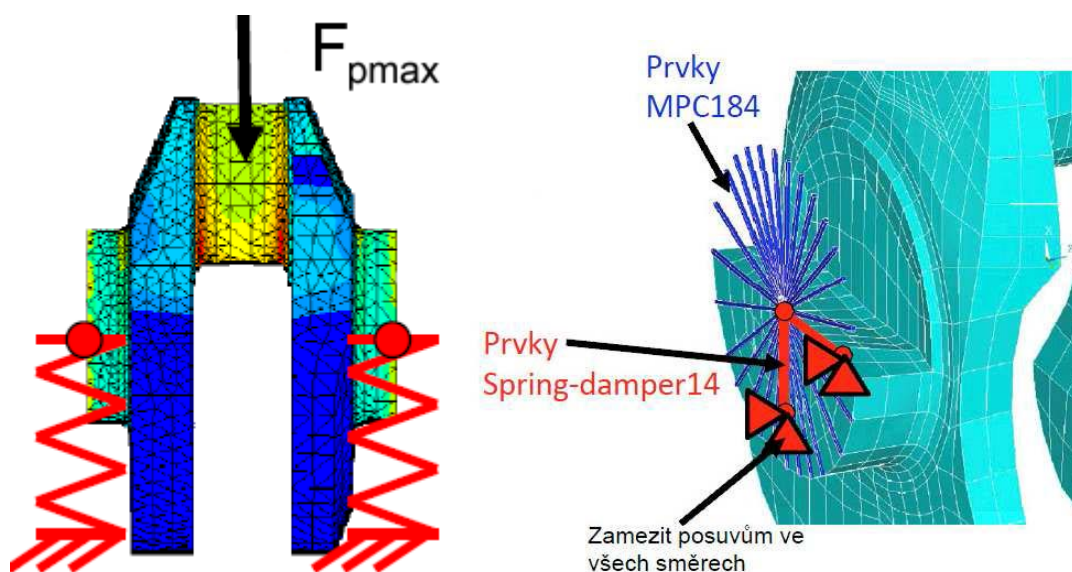
MPC184 je dvouuzlový prvek s jedním stupněm volnosti kolem osy rotace. Tento prvek se aplikuje na každém hlavním čepu. Spojuje uzly povrchu čepu s uzlem ležícím na ose rotace ve středu čepu.

COMBIN 14 je dvouuzlový prvek s jedním stupněm volnosti. Simuluje pružinu a tlumič, spojuje dva nody – středový uzel prutových náhrad a uzel neležící ve středu čepu, který nemá žádný stupeň volnosti. Pomocí tohoto prvku je simulováno pružné uložení klikového hřídele, a to tak, že stlačení středového uzlu nesmí být vyšší, než 0,8 násobek ložiskové vůle c . Vychází ze vztahu: [9]

$$k = \frac{0,5 \cdot F_p}{0,8 \cdot c} \left[\frac{N}{mm} \right] \quad (92)$$

kde c [mm] je ložisková vůle a F_p [N] je maximální síla od tlaku plynu ve válci

V koncových bodech prvků *COMBIN 14* je umístěna pevná vazba pro zamezení posuvů ve všech směrech (Obr. 61). Pevná vazba pro zamezení všech pohybů včetně natáčení hřídele kolem osy rotace byla také aplikována na čelní plochu prvního hlavního čepu.



Obr. 61 Aplikace prvků *COMBIN14* a *MPC 184* [9]

10.3 ZATÍŽENÍ MODELU

Vzhledem k proměnnosti působení sil a momentů na klikový hřídel bylo zatížení modelu uskutečněno ve dvou zátěžných stavech. A to pro variantu s použitím tlumiče torzních kmitů a bez něho.



Při prvním zatížení je ojnicní čep třetího zalomení zatížen maximální silou od tlaku plynů ve směru kolmém na osu rotace hřídele. Aby se zabránilo lokální koncentraci napětí, byla síla rozložena na několik desítek uzlů. Maximální krouticí moment v kladném směru, spočítaný v kapitolách 6.4 a 8.4, je aplikován na přírubu setrvačníku jako dvojice sil. Hřídel je v tomto případě namáhán na krut a ohyb.

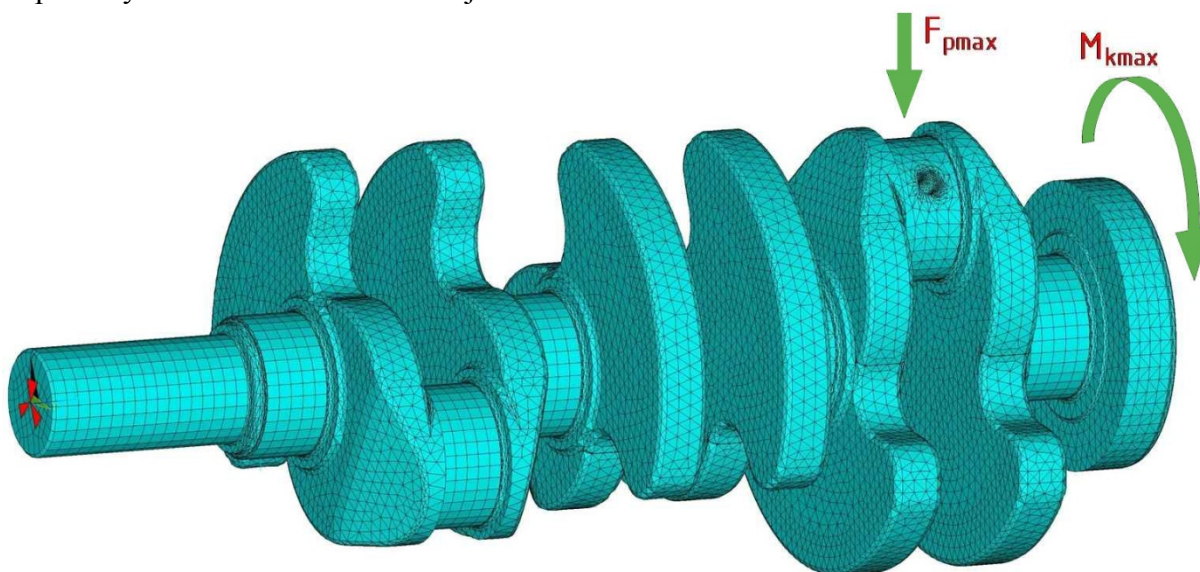
Při druhém zatížení je klikový hřídel zatížen pouze momentem působícím v záporném směru. Hřídel je namáhán pouze na krut.

Pro zjednodušení výpočtu byl vliv odstředivých sil zanedbán.

Tab. 15 Zatížení modelu klikového hřídele

	První zatížení	Druhé zatížení
Varianta bez tlumiče	$F_{pmax} = 33\,313,28\,N$	$M_{2_max} = -436,5\,Nm$
	$M_{1_max} = 896,86\,Nm$	
Varianta s tlumičem	$F_{pmax} = 33\,313,28\,N$	$M_{4_max} = -345\,Nm$
	$M_{3_max} = 731,48\,Nm$	

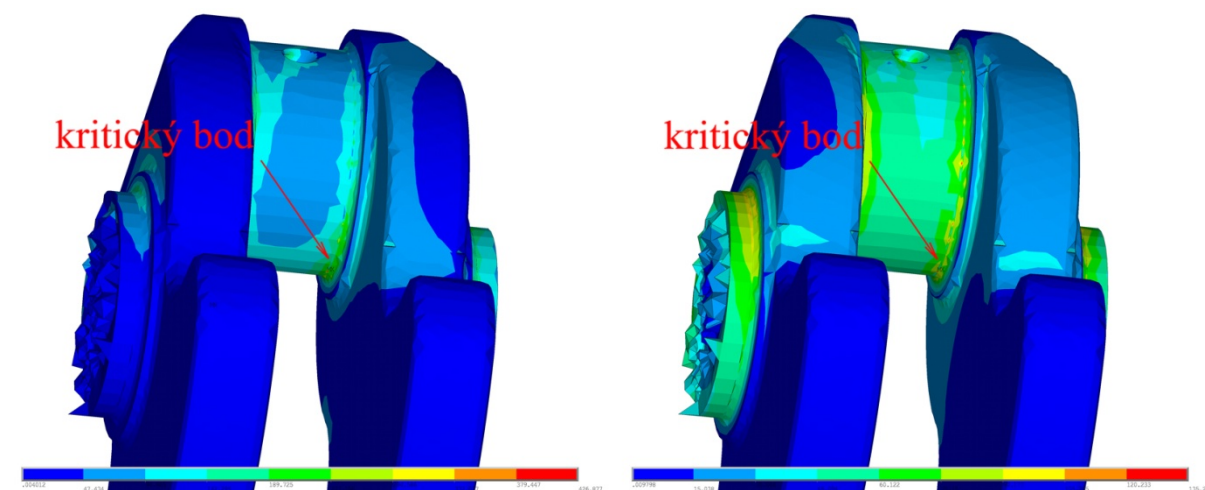
Připravený model klikového hřídele je zobrazen na Obr. 62.



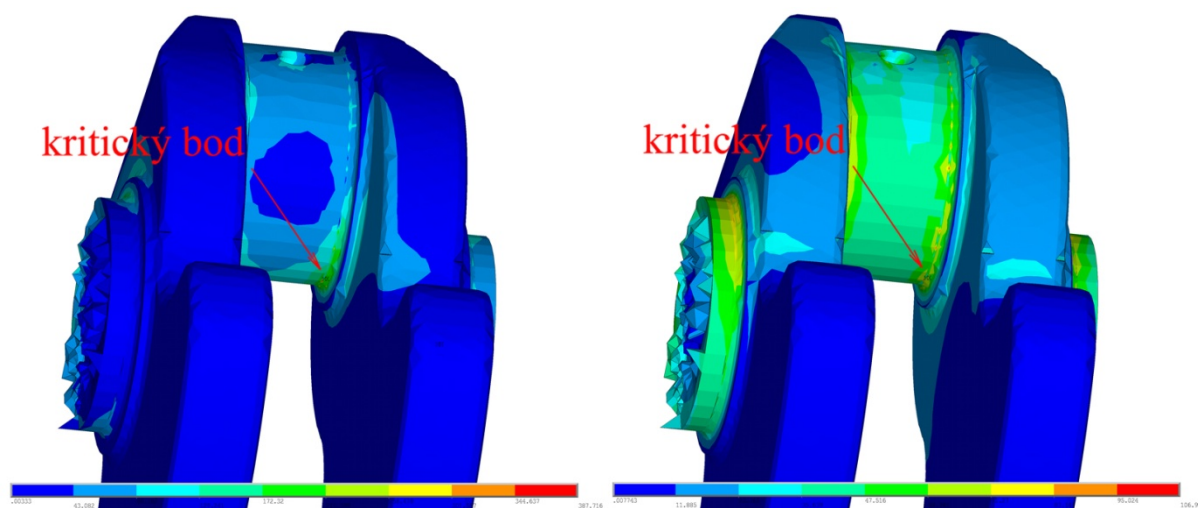
Obr. 62 Připravený model klikového hřídele

10.4 STANOVENÍ BEZPEČNOSTI

Výsledkem analýzy v programu Ansys jsou lokální redukovaná napětí dle podmínky von Mises σ_{VM} . Při výpočtu bylo také určeno hlavní napětí σ_1 a σ_3 které je potřeba pro stanovení bezpečnosti hřídele k mezi únavy materiálu k . Stanovení bezpečnosti bylo provedeno v místě maximální koncentrace napětí, které se projevilo v místě přechodu ojnicního čepu a ramene třetího zalomení hřídele, a to v případě obou zátěžových stavů obou variant.



Obr. 63 Koncentrace napětí von Mises prvního (vlevo) a druhého zátěžného stavu pro variantu bez tlumiče



Obr. 64 Koncentrace napětí von Mises prvního (vlevo) a druhého zátěžného stavu pro variantu s tlumičem

Hodnoty lokálních napětí jsou uvedeny v Tab. 16.

Tab. 16 Hodnoty napětí získané z Ansys

	První zatížení			Druhé zatížení		
	σ_{VMa} [MPa]	σ_{1a} [MPa]	σ_{3a} [MPa]	σ_{VMb} [MPa]	σ_{1b} [MPa]	σ_{3b} [MPa]
Varianta bez tlumiče	414,76	570,7	136,4	123,53	63,71	-78,9
Varianta s tlumičem	375,65	538,24	142,23	97,63	50,36	-62,36

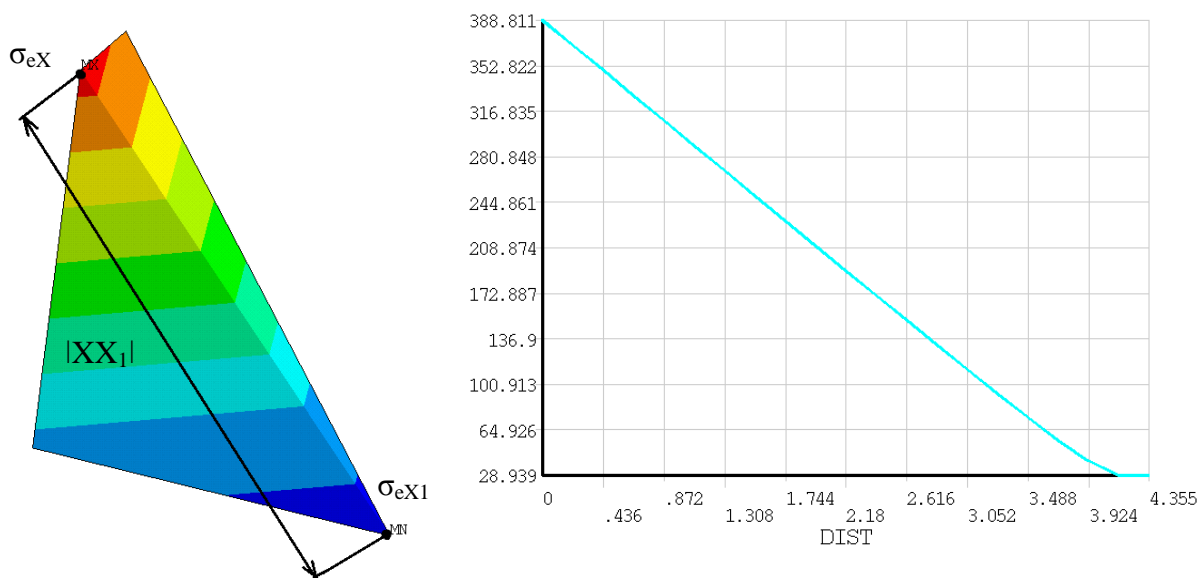
Stanovení poměrného gradientu, korekčního součinitele (který má vliv na mez únavy) a poměru β/α [9]:



$$\chi_R = \frac{1}{\sigma_{eX}} \left(\frac{\sigma_{eX} - \sigma_{eX1}}{|\bar{X}\bar{X}_1|} \right) [mm^{-1}] \quad (93)$$

kde σ_{eX} [MPa] je napětí v bodě X, σ_{eX1} [MPa] je napětí v bodě X_1 a $|\bar{X}\bar{X}_1|$ [mm] je vzdálenost mezi body X a X_1 .

Hodnoty byly zjištěné ve vyselektovaném elementu z místa, kde byla největší koncentrace napětí (Obr. 65).



Obr. 65 Vyselektovaný element (vlevo) a vykreslení napětí von Mises do grafu (vpravo)

Tab. 17 Hodnoty odečtené z grafu

	σ_{eX} [MPa]	σ_{eX1} [MPa]	$ \bar{X}\bar{X}_1 $ [mm]
Varianta bez tlumiče	414,76	33,53	4,14
Varianta s tlumičem	375,65	28,21	4,14

Korekční součinitel je dán vztahem [9]:

$$f_G = 1 + \chi_R \frac{\frac{\sigma_Q - 1}{\sigma_T}}{\frac{2}{d_{vzorek}}} [-] \quad (94)$$

kde $d_{vzorek} = 7,5$ mm je průměr zkušební vzorku hladké tyče namáhané střídavým ohybem.

Poměr β/α [9]:

$$\frac{\beta}{\alpha} = 1 + \sqrt{\chi_R} \cdot 10^{-\left(0,35 + \frac{Re}{810}\right)} [-] \quad (95)$$



Výpočet amplitudy a střední hodnoty ekvivalentního napětí [9]:

$$\sigma_{emax} = \text{sign}(\sigma_{1a}) \cdot \sigma_{VMa} \text{ [MPa]} \quad (96)$$

$$\sigma_{emin} = \text{sign}(\sigma_{1b}) \cdot \sigma_{VMb} \text{ [MPa]} \quad (97)$$

$$\sigma_{eamp} = \frac{\sigma_{emax} - \sigma_{emin}}{2} \text{ [MPa]} \quad (98)$$

$$\sigma_{estr} = \frac{\sigma_{emax} + \sigma_{emin}}{2} \text{ [MPa]} \quad (99)$$

Bezpečnost je pak stanovena ze vztahu [9]:

$$k = \left(\frac{\beta}{\alpha} \cdot \frac{\sigma_{eamp}}{\sigma_0 \cdot \eta_\sigma \cdot v_\sigma \cdot f_G} + \frac{\sigma_{estr}}{Rm} \right)^{-1} \text{ [-]} \quad (100)$$

kde v_σ [-] je vliv zpracování povrchu (voleno $v_\sigma = 0,9$ – jemně broušeno) a η_σ [-] je vliv velikosti součásti [9]:

$$\eta_\sigma = 1,189 \cdot D^{-0,097} \text{ [-]} \quad (101)$$

Po zakalení rádiusů ojnicních čepů bude bezpečnost stanovena [9]:

$$k_{kaleno} = 1,3 \cdot k \text{ [-]} \quad (102)$$

Spočítané hodnoty bezpečnosti vůči únavovému poškození nejvíce namáhaného místa ojnicního čepu klikových hřídelů jsou zapsány do Tab. 18.

Tab. 18 Hodnoty bezpečnosti

	k [-]	k_{kaleno} [-]
Varianta bez tlumiče	1,699	2,208
Varianta s tlumičem	1,831	2,38



ZÁVĚR

Cílem práce bylo navrhnout hnací ústrojí přeplňovaného tříválcového řadového zážehového motoru s vyvažovací jednotkou momentu setrvačných sil posuvných částí I. řádu. Základem návrhu se stal čtyřválcový motor 1,2 TSI 77 kW firmy Škoda Auto, přičemž rozměry byly zachované tak, aby bylo možno využít co nejvíce již existujících, sériově vyráběných dílů a tím snížit náklady na výrobu celého motoru.

V první části práce byl proveden rozbor nevyváženosti řadového tříválcce. Představeny a následně v programu Pro/Engineer vymodelovány byly tři varianty uspořádání vývažků na klikovém hřídeli pro eliminaci momentu odstředivých sil. Silově vyvážený hřídel má vývažky na každém zalomení, celkem tedy šest vývažků. Tím patří k nejhmotnější variantě. Momentově vyvážený klikový hřídel má dva vývažky na krajních zalomeních, tím se snižuje celková hmotnost. Zároveň přináší tato varianta zatížení opěr hřídele odstředivými silami a zatížení konstrukce hřídele ohybovým momentem. Klikový hřídel s kombinovaným vyvážením neboli vyvážením dle Schnürleho umožňuje částečně odlehčit hlavní čepy od odstředivých sil při střední hmotnosti vývažků.

V projektovaném tříválcí jsou přítomny i momenty setrvačných sil posuvných částí I. a II. řádu. Vyvážení momentu posuvných hmot bylo provedeno jenom na polovinu, tj. pouze pomocí vývažků na klikovém hřídeli. Pro umístění vývažků byly zvoleny setrvačnick a řemenice, přičemž řemenice byla nově vymodelována.

Další část diplomové práce byla věnována výpočtu vlastního a vynuceného torzního kmitání klikového hřídele se silovým vyvážením. Tato varianta hřídele byla vybrána z důvodu největší hmotnosti, a proto i větší náchylnosti k torznímu kmitání. Vzhledem k velkým výchylkám volného konce hřídele a namáhání hřídele, které jsou způsobeny torzním kmitáním, byl k potlačení těchto účinků navržen pryžový tlumič torzních kmitů. U takto malých motorů je pryžový tlumič navržen především s cílem snížit výchylky volného konce hřídele a tím i vibrace přenášené na pohon rozvodů a další zařízení poháněné z této části klikového hřídele. Přidáním tlumiče došlo ke snížení namáhání klikového hřídele, k poklesu torzních výchylek volného konce a poklesu hluku pocházejícího z klikového ústrojí. Pryžový člen tlumiče byl ověřen na torzní a teplotní namáhání.

Poslední část práce se zabývá výpočtem bezpečnosti vůči únavovému lomu tlumené a netlumené soustavy nejvíce namáhaného místa, kterým je rádius přechodu ojnicního čepu na rameno hřídele. U tlumené soustavy došlo k malému nárůstu hodnoty bezpečnosti, zhruba 8%. Příčinou je přístup metodiky LSA, která používá pro výpočet hodnoty maximálních torzních momentů při různých otáčkách tlumené a netlumené soustavy, k čemuž ve skutečnosti nedojde. Nicméně z hodnot bezpečnosti tlumené a netlumené soustavy lze říci, že klikový hřídel je mírně předimenzovaný.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Ing. Jaroslav Rauscher, CSc. *Spalovací motory. Studijní opory*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2005. 235 s.
- [2] MASLENNIKOV, M. M.; RAPIPORT, M. S. *Letadlové pístové motory*. Díl 2. Praha: SNTL, 1955. 419 s.
- [3] Kolektiv VÚNM a ČKD *Naftové motory čtyřdobé* I. díl, 1. vydání, Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1962, 541s.
- [4] BOLOŠOVÁ, Alena. Katedra mechaniky [online]. 2002 [cit. 2011-05-15]. *Experimentální modální analýza*. Dostupné z WWW: http://www.337.vsb.cz/materialy/experimentalni_modalni_analyza/EMA_skripta.pdf
- [5] PÍŠTĚK, V., ŠTĚTINA, J. *Pevnost a životnost*. 1. vydání. Brno: VUT v Brně, 1993. 208 s. ISBN 80-214-0474-4.
- [6] KNOR, P. *Teplotní pole pryžového tlumiče zážehového motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 74 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
- [7] SKALSKÝ, R., BUKOVSKÝ, J. *Konstrukce pístových spalovacích motorů: Dynamika, vyvažování a torzní kmity*. 1. část. Praha: SNTL, 1971. 180 s.
- [8] Martin Vrbka, Michal Vaverka. *Metoda konečných prvků (přednášky)*. Brno: Ústav konstruování FSI VUT. Dostupné z <http://old.uk.fme.vutbr.cz/index98e1.html>
- [9] NOVOTNÝ, P. *Výpočtové modely (přednáška)*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Brno: 2010. s. 1-46.
- [10] RICHTER, T. *Dvouválcový zážehový motor pro osobní automobil*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 108s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
- [11] Volkswagen [online]. 2002 [cit. 2011-04-27]. Three - cylinder engine with volume of cylinder 1,2 l. Dostupné z WWW: http://doc.vw.org.ua/engine/awy/awy_azq_3-cyl_1_2_rus.pdf.
- [12] Hafner, K. E., Maass, H.: *Kräfte, Torsionsschwingungen in der Verbrennungskraftmaschine*. Springer-Verlag, 1985



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	zrychlení pístu
a_i	$[-]$	poměrná amplituda
a_m	$[\text{mm}]$	osová vzdálenost válců
b	$[\text{mm}]$	rameno klopného momentu
b_m	$[\text{mm}]$	vzdálenost těžišť vývažků
b_{ram}	$[\text{mm}]$	šířka ramene
b_{tl}	$[\text{mm}]$	šířka pryžového prstence
b_v	$[\text{mm}]$	vzdálenost těžišť vývažků
C	$[\text{Nm}\cdot\text{rad}^{-1}]$	matice tuhosti
c	$[\text{m}]$	ložisková vůle
c_i	$[\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{rad}^{-1}]$	torzní tuhosti
c_m	$[\text{mm}]$	vzdálenost těžišť vývažků
c_{tl}	$[\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{rad}^{-1}]$	torzní tuhost tlumiče kmitů
D	$[\text{mm}]$	vrtání válce
D_1	$[\text{mm}]$	vnitřní průměr volného konce klikového hřídele
D_{1p}	$[\text{mm}]$	vnitřní průměr pryžového prstence
D_2	$[\text{mm}]$	vnější průměr volného konce klikového hřídele
D_{2p}	$[\text{mm}]$	vnější průměr pryžového prstence
D_{hc}	$[\text{mm}]$	průměr hlavního čepu
D_{oc}	$[\text{mm}]$	průměr ojnicního čepu
D_r	$[\text{mm}]$	roztečný průměr děr pro upevnění setrvačnicku
D_{red}	$[\text{mm}]$	redukovaný průměr
dV_{zorek}	$[\text{mm}]$	průměr zkušební vzorku
E	$[\text{GPa}]$	modul pružnosti v tahu
F_{r_v}	$[\text{N}]$	setrvačná síla vývažků rotačních částí
F_c	$[\text{N}]$	celková síla
f_G	$[-]$	korekční součinitel
F_n	$[\text{N}]$	normálová síla
F_o	$[\text{N}]$	síla přenášená ojnicí
F_{o_c}	$[\text{N}]$	celková síla v ojnicním čepu
F_p	$[\text{N}]$	síla od tlaku plynů
F_{pmax}	$[\text{N}]$	maximální síla od tlaku plynů
F_r	$[\text{N}]$	radiální síla
F_{r_c}	$[\text{N}]$	celková radiální síla
$F_{r_{od}}$	$[\text{N}]$	odstředivá síla rotačních částí ojnice
F_s	$[\text{N}]$	setrvačná síla posuvných částí
$F_{s_{p1}}$	$[\text{N}]$	setrvačná síla posuvných částí prvního řádu
$F_{s_{p2}}$	$[\text{N}]$	setrvačná síla posuvných částí druhého řádu



$F_{s,r}$	[N]	setrvačná síla rotačních částí
F_t	[N]	tangenciální síla
G	[MPa]	modul pružnosti ve smyku
i	[-]	počet válců
J_0	[kg·m ²]	redukovaný moment setrvačnosti předního konce hřídele a řemenice
J_1	[kg·m ²]	redukovaný moment setrvačnosti 1. zalomení
J_2	[kg·m ²]	redukovaný moment setrvačnosti 2. zalomení
J_3	[kg·m ²]	redukovaný moment setrvačnosti 3. zalomení
J_4	[kg·m ²]	redukovaný moment setrvačnosti zadního konce hřídele a setrvačnicku
J_i	[kg·m ²]	momenty setrvačnosti jednotlivých úseků klikového hřídele
J_{oj_rot}	[kg·m ²]	redukovaný moment setrvačnosti rotující hmoty
J_p	[m ⁴]	polární moment průřezu redukovaného hřídele v krutu
J_{pos}	[kg·m ²]	redukovaný moment setrvačnosti posuvné hmoty
J_{prr}	[kg·m ²]	moment setrvačnosti příruby pro setrvačnick
J_{rem}	[kg·m ²]	moment setrvačnosti řemenice (včetně příruby pro uchycení řemenice a šroubů)
J_{setr}	[kg·m ²]	moment setrvačnosti setrvačnicku
J_{tl}	[kg·m ²]	moment setrvačnosti tlumiče torzních kmitů
J_{volny_konec}	[kg·m ²]	moment setrvačnosti volného konce hřídele
k	[-]	bezpečnost klikového hřídele
k_{kaleno}	[-]	bezpečnost klikového hřídele po zakalení rádiusů
L_0	[mm]	redukovaná délka předního konce hřídele
L_1	[mm]	redukovaná délka 1. úseku
L_2	[mm]	redukovaná délka 2. úseku
L_3	[mm]	redukovaná délka 3. úseku
L_{hc}	[mm]	délka hlavního čepu
L_{oc}	[mm]	délka ojnicního čepu
l_{oj}	[mm]	délka ojnice
l_p	[mm]	délka příruby pro setrvačnick
l_{ram}	[mm]	tloušťka ramene
L_{red_zal}	[mm]	redukovaná délka zalomení klikového hřídele
M	[kg·m ²]	matice hmotnosti
M_{1_max}	[Nm]	krouticí moment pro 1. zatížení
M_{2_max}	[Nm]	krouticí moment pro 1. zatížení
M_{3_max}	[Nm]	krouticí moment pro 2. zatížení
M_{4_max}	[Nm]	krouticí moment pro 2. zatížení s tlumičem
M_k	[Nm]	krouticí moment
M_{kl}	[Nm]	klopný moment



m_{oj_pos}	[kg]	hmotnost posuvné části ojnice
m_{oj_rot}	[kg]	hmotnost rotační části ojnice
m_p	[kg]	hmotnost posuvných částí
m_{p_sk}	[kg]	hmotnost pístní skupiny
m_r	[kg]	hmotnost rotačních částí
M_r	[Nm]	moment rotačních částí
m_{r_v}	[kg]	hmotnost vývažků rotačních částí
M_{rv}	[Nm]	moment odstředivých sil vývažků
M_{s_p}	[Nm]	moment posuvných částí
M_{s_p1}	[Nm]	moment posuvných částí prvního řádu
M_{s_p2}	[Nm]	moment posuvných částí druhého řádu
M_{v_p1}	[Nm]	moment vývažků
m_{v_pr}	[kg]	hmotnost protizávaží na řemenici
m_{v_ps}	[kg]	hmotnost protizávaží na setrvačnicku
m_{zal}	[kg]	hmotnost jednoho zalomení klikového hřídele
m_{zal_red}	[kg]	redukováná hmotnost zalomení
N	[Hz]	vlastní frekvence systému
n	[min ⁻¹]	jmenovité otáčky motoru
n_{1rez}	[min ⁻¹]	rezonanční otáčky 1. tvaru kmitání
n_{2rez}	[min ⁻¹]	rezonanční otáčky 2. tvaru kmitání
p	[MPa]	indikovaný tlak ve spalovacím prostoru
p_{atm}	[MPa]	atmosférický tlak
p_{max}	[MPa]	maximální indikovaný tlak ve spalovacím prostoru
Q	[N]	vnější síly
q	[-]	zobecněná souřadnice
Q	[W·m ⁻³]	vnitřní zdroj tepla
q_k	[N·m]	amplituda momentu příslušející harmonické složce
r	[mm]	poloměr kliky
Re	[MPa]	mez kluzu materiálu
Rm	[MPa]	mez pevnosti v tahu
r_{r_v}	[mm]	poloměr těžiště vývažků rotačních částí
r_{T_z}	[mm]	poloměr těžiště zalomení klikového hřídele bez vývažků
r_{v_pr}	[mm]	poloměr těžiště vývažku na řemenici
r_{v_ps}	[mm]	poloměr těžiště vývažku na setrvačnicku
S_p	[m ²]	plocha pístu
$T(x)$	[°C]	průběh teploty v pryži
T_w	[°C]	teplota povrchu (teplota řemenice, počáteční teplota)
w_{opt}	[-]	optimální naladění tlumiče
x	[mm]	délkový přírůstek



XX1	[mm]	vzdálenost mezi body x a x1
z	[mm]	zdvih pístu
α	[°]	úhel natočení klikového hřídele
β	[°]	úhel odklonu ojnice
ΔT	[°C]	teplotní rozdíl v pryžovém prstenci tlumiče kmitů
ε	[-]	kompresní poměr
ε	[°]	osa kolmá na osu rotace
η	[°]	osa procházející osou pístu
η_{σ}	[-]	koeficient vlivu velikosti
κ	[-]	řád harmonické složky
λ	[-]	klikový poměr
λ	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	tepelná vodivost gumy
μ	[-]	poměrná velikost tlumiče torzních kmitů
ν_{σ}	[-]	vliv zpracování povrchu
ξ	[°]	osa rotace
ρ	[kg/m ³]	hustota
σ_{1a}	[MPa]	hlavní napětí – první zátěžný stav
σ_{1b}	[MPa]	hlavní napětí – druhý zátěžný stav
σ_{3a}	[MPa]	hlavní napětí – první zátěžný stav
σ_{3b}	[MPa]	hlavní napětí – druhý zátěžný stav
σ_{eX}	[MPa]	napětí v místě X
σ_{eX1}	[MPa]	napětí v místě X1
σ_{eamp}	[MPa]	amplituda napětí
σ_{emax}	[MPa]	maximální ekvivalentní napětí
σ_{emin}	[MPa]	minimální ekvivalentní napětí
σ_{estr}	[MPa]	střední hodnota napětí
σ_{O}	[MPa]	mez únavy materiálu v ohybu
σ_{T}	[MPa]	mez únavy v tahu/tlaku při střídavém symetrickém napětí
σ_{VMa}	[MPa]	maximální napětí Von Mises – první zátěžný stav
σ_{VMb}	[MPa]	maximální napětí Von Mises – druhý zátěžný stav
φ	[°]	úhel mezi zalomeními klikového hřídele
χ	[-]	vlastní číslo
χ_{R}	[mm ⁻¹]	poměrný gradient
ω	[s ⁻¹]	úhlová rychlost otáčení klikového hřídele
Ω	[rad·s ⁻¹]	vlastní úhlová frekvence
Ω_{tl}	[rad·s ⁻¹]	úhlová rychlost tlumiče



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Výpočty provedené v programu Mathcad

Příloha 2 – Výkres sestavy klikového hřídele