

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

TLUMIČ TORZNÍCH KMITŮ PRO ŘADOVÝ PĚTIVÁLCOVÝ MOTOR

TORSIONAL DAMPER FOR IN-LINE 5-CYLINDER ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MICHAL POLÁŠEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. RADIM DUNDÁLEK, PH.D.

BRNO 2008

Anotace

Diplomová práce se zabývá vytvořením výpočtového modelu klikového mechanismu v MBS systému ADAMS Engine. Je provedena výpočtová kontrola klikového hřídele z hlediska torzních kmitů a následně jsou navrženy základní parametry i s rozměry tlumiče torzních kmitů pro řadový pětiválcový motor. Vliv tlumiče na torzní kmity klikového hřídele je demonstrován v MBS systému ADAMS Engine.

Klíčová slova

řadový pětiválcový zážehový spalovací motor, kliková hřídel, tlumič torzního kmitání, pryžový tlumič, viskózní tlumič, lineární tlumič, vlastní frekvence, multi-body analýza, torzní kmitání

Annotation

In this diploma thesis is created a cranktrain model in the MBS system ADAMS Engine. The thesis defines basic parameters and proportions of the torsional damper for in-line 5-cylinder engine. This thesis also puts mind to calculation of torsional vibration. In the MBS system ADAMS Engine is demonstrated affect of torsional damper on the torsional vibration of the crankshaft.

Keywords

in-line 5-cylinder combustion engine, cranshaft, torsional vibration damper, rubber damper, visco damper, linear damper, eigen frequency, multi-body analysis, torsional vibration

Bibliografická citace

POLÁŠEK, M. *Tlumič torzních kmitů pro řadový pětiválcový motor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 84 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně za odborného vedení vedoucího práce s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 16. října 2008

.....

Michal Polášek

Poděkování

Děkuji Ing. Radimovi Dundálkovi, Ph.D. za odborné vedení diplomové práce a velmi vstřícné jednání při řešení problémů. Děkuji rovněž svým rodičům za podporu během studia a také přítelkyni a přátelům, kteří mi pomáhali.

Obsah

1. ÚVOD.....	7
2. TORZNÍ KMITÁNÍ KLIKOVÝCH HŘÍDELŮ	8
3. VÝPOČET KLIKOVÉ HŘÍDELE BEZ TLUMIČE TORZNÍCH KMITŮ	9
3.1 Náhradní torzní soustava	9
3.1.1 Redukce hmot	9
3.1.2 Redukce délek.....	12
3.2 Vlastní torzní kmitání	14
3.2.1 Výpočet vlastního kmitání.....	15
3.2.2 Výpočet vlastních frekvencí programem HOL3VG.....	17
3.3 Vynucené torzní kmitání	19
3.3.1 Budící momenty a harmonická analýza.....	19
3.3.2 Kritické otáčky.....	20
3.3.3 Relativní vydatnost rezonančních kmitů	22
3.3.4 Torzní výchylky v rezonanci	24
3.4 Namáhání torzními kmity	26
4. VÝPOČET KLIKOVÉHO HŘÍDELE S TLUMIČEM TORZNÍCH KMITŮ	28
4.1 Náhradní soustava s tlumičem torzních kmitů	31
4.2 Vlastní torzní kmitání s tlumičem	32
4.3 Vynucené torzní kmitání s tlumičem.....	33
4.3.1 Kritické otáčky.....	33
4.3.2 Relativní vydatnost rezonančních kmitů	33
4.3.3 Torzní výchylky v rezonanci	34
4.4 Namáhání torzními kmity u soustavy s tlumičem	36
5. NÁVRH ROZMĚRŮ PRYŽOVÉHO TLUMIČE TORZNÍCH KMITŮ	37
5.1 Rozměry pryžového prstence	37
5.2 Rozměry setrvačného prstence	38

6. VYTVOŘENÍ MODELU V PROSTŘEDÍ MBS ADAMS ENGINE	39
6.1 Prostředí ADAMS Engine	40
6.2 Tvorba modelu.....	41
6.2.1 Automatické vytvoření částí motoru (cranktrain wizard).....	43
6.2.2 Postupné vytváření modelu.....	44
6.3 Klikové hřídele v ADAMS Engine	47
6.3.1 Tuhý klikový hřídel (rigid crankshaft)	48
6.3.2 Torzně pružný klikový hřídel (torsional flexible crankshaft).....	49
6.3.3 Klikový hřídel složený s prutových prvků (beam crankshaft).....	50
6.3.4 Pružný klikový hřídel	51
6.4 Tlumiče torzních kmitů v ADAMS Engine.....	52
6.4.1 Pryžový (rezonanční) tlumič torzních kmitů	52
6.4.2 Viskózní tlumič torzních kmitů	55
6.4.3 Lineární tlumič torzních kmitů	55
7. MOŽNOSTI ANALÝZY KLIKOVÉHO HŘÍDELE	57
7.1 Analýza v rozsahu zvolených otáček.....	57
7.2 Analýza v ustáleném stavu	57
7.3 Lineární analýza torzního kmitání klikového hřídele.....	57
8. VÝSLEDKY ZÍSKANÉ ANALÝZOU MODELU	58
8.1 Vlastní frekvence modelu	59
8.2 Kritické otáčky	60
8.3 Největší namáhání klikového hřídele	60
8.4 Napětí v krutu na hlavních čepech klikového hřídele	62
8.4.1 Průběh napětí pro nejnebezpečnější otáčky 5539 min ⁻¹	62
8.4.2 Průběh napětí v závislosti na otáčkách motoru.....	66
8.5 Úhel zkroucení celého klikového hřídele	67
8.5.1 Úhel zkroucení pro nejnebezpečnější otáčky 5539 min ⁻¹	67
8.5.2 Úhel zkroucení v závislosti na otáčkách motoru	68
8.6 Změna nastavení pryžového tlumiče torzních kmitů.....	69
8.6.1 Průběh napětí a úhel zkroucení při nebezpečných otáčkách 5539 min ⁻¹	71
8.6.2 Průběh napětí v závislosti na otáčkách motoru.....	72
8.7 Zmařená energie na tlumiči torzních kmitů.....	73
8.8 Další možnosti vyhodnocení výsledků	74
9. ZÁVĚR.....	77
Seznam použité literatury	79
Seznam použitých označení.....	81
Seznam příloh.....	84

1. ÚVOD

Cílem diplomové práce je výpočtová kontrola klikového hřídele z hlediska torzního kmitání a vytvoření výpočtového modelu klikového mechanismu v MBS systému ADAMS Engine pro zážehový řadový pětiválcový motor. Dále je zapotřebí určit základní rozměry a parametry tlumiče torzních kmitů a demonstrovat vliv tlumiče na torzní kmitání klikového hřídele.

Vstupní data tvoří vybrané parametry motoru Škoda 1.2 HTP (např. rozměry a momenty setrvačnosti řemenice, pístu, ojnice apod.) a CAD model klikového hřídele pro pětiválcový spalovací motor, jenž je převzat z diplomové práce Ing. Martina Děrgla. Jde tak v podstatě o volné navázání na práci Ing. Martina Děrgla se simulací klikového hřídele v MBS ADAMS Engine.

V první části diplomové práce¹ je proveden výpočet klikového hřídele na torzní kmitání bez tlumiče a s tlumičem torzních kmitů. Následně jsou určeny základní rozměry a parametry pryžového tlumiče torzních kmitů. Druhá část² se zabývá vytvořením modelu v MBS ADAMS Engine a jeho analýzou z hlediska torzního kmitání. V závěru diplomové práce³ jsou uvedeny výsledky a jejich zhodnocení.

¹ Kapitoly 3,4 a 5.

² Kapitoly 6 a 7.

³ Kapitola 8.

2. TORZNÍ KMITÁNÍ KLIKOVÝCH HŘÍDELŮ

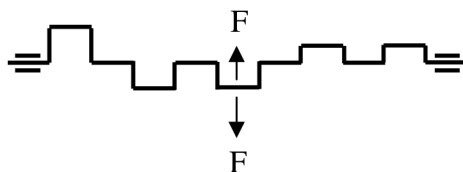
Kliková hřídel spalovacího motoru je dynamicky velmi namáhaná strojní součást, která vyžaduje pečlivé posouzení z hlediska únavové pevnosti, velikosti a směru reakcí v uložení, vibrací, hluku atd. K těmto vlivům působícím na klikový hřídel patří i torzní kmitání klikového hřídele.

Při snaze zvyšovat výkon a otáčky motoru a přitom zvyšovat i efektivitu využívání materiálu docházelo k poruchám klikového hřídele. Tyto poruchy nebyly způsobeny pouze namáháním hřídele silami od tlaku plynů a setrvačnými silami či nevhodným konstrukčním návrhem, ale především periodickým kmitáním hřídele.

V dnešní době je kmitání klikového hřídele prakticky i teoreticky zvládnuté. Proto je důležité věnovat se tomuto problému již při samotném návrhu motoru, aby bylo kmitání vhodnými prostředky potlačeno a přispělo se k zvýšení životnosti a bezpečnosti celé konstrukce.

Druhy kmitání klikového hřídele jsou následující:

- Kmitání ohybové – kolmo k ose hřídele. Čím je menší vzdálenost mezi dvěma hlavními ložisky, tím je vlastní frekvence ohybového kmitání vyšší a není nebezpečná (závisí také na ložiskových vůlích, tuhosti skříně, ložisek i rámu motoru).



- Kmitání podélné (axiální) – rovnoběžné k ose hřídele. Hřídel se periodicky zkracuje a prodlužuje (není samo o sobě nebezpečné).



- Kmitání torzní (krouťivé) – kolem osy hřídele. Nebezpečnější než ohybové namáhání. Je způsobeno periodickou změnou krouťivého momentu od setrvačných sil a tlaku plynů.



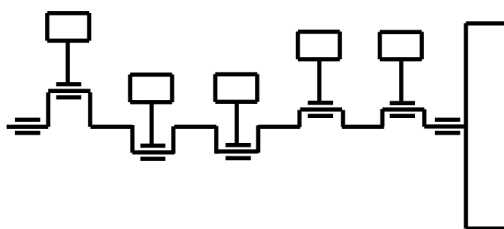
Z těchto druhů kmitání je nejnebezpečnější torzní kmitání klikového hřídele. Torzní kmity dosahují velkých hodnot zejména v rezonanci, kdy souhlasí frekvence vlastního kmitání torzní soustavy s frekvencí vynuceného kmitání. Příslušné kritické otáčky se projevují chvěním a hlukem celého motoru, mění se i časování ventilů v důsledku výchylek na volném konci hřídele, což má vliv na klidný chod motoru.

V analytickém výpočtu se torzní kmitání hřídele převádí na jednodušší náhradní soustavu. Určuje se frekvence vlastního kmitání a příslušné kritické otáčky motoru. Zjistí se, zdali není klikový hřídel v provozu ohrožen torzními vibracemi a není tak nutné tyto kmity odstranit např. konstrukční úpravou hřídele, vynecháním určitého provozního rozsahu otáček nebo použitím tlumiče torzních kmitů.

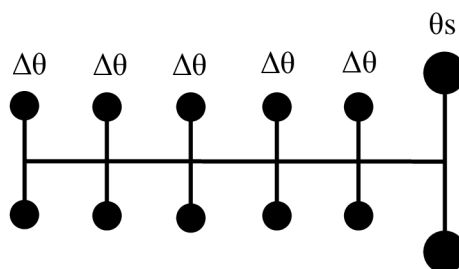
3. VÝPOČET KLIKOVÉ HŘÍDELE BEZ TLUMIČE TORZNÍCH KMITŮ

3.1 Náhradní torzní soustava

S klikovým hřídelem kmitá celé klikové ústrojí a kmitání této soustavy lze vypočítat jen při podstatném zjednodušení. Náhradní soustava (**obr. 2**) se skládá z hmotných kotoučů spojených mezi sebou válcovým nehmotným hřídelem. Se skutečnou torzní soustavou (**obr. 1**) je energeticky ekvivalentní pro střední hodnotu, protože v průběhu otáčky motoru dochází k proměnlivosti kinetické energie i výsledného momentu setrvačnosti. Náhradní soustava je platná za určitých zjednodušujících předpokladů [1].



Obr. 1 Skutečná torzní soustava



Obr. 2 Náhradní soustava

3.1.1 Redukce hmot

Zalomení klikového hřídele s ojnicí a pístem si představíme jako hmotu soustředěnou do kotouče s konstantním momentem setrvačnosti, který má stejnou velikost jako příslušná část klikového ústrojí, tzn. shodnou pohybovou energii. Při této redukci vztahujeme moment setrvačnosti na osu klikového hřídele a hmotu na poloměr klikového hřídele.⁴

⁴ Vypočet redukovaných hmot v příloze (kapitola 5.1.1).

3.1.1.a) Redukce hmot zalomení

Rotační hmota

Moment setrvačnosti rotační části ojnice vypočítáme z rotační hmotnosti ojnice. Rotační hmotnost ojnice je určena dvoubodovou redukcí ojnice. Rotační moment setrvačnosti zalomení zjistíme využitím analýzy v CAD programu Pro Engineer.

Moment setrvačnosti rotační části ojnice:

$$I_{oj_rot} = m_{oj_rot} \cdot r^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad (1)$$

kde

m_{oj_rot} [kg] – hmotnost rotační části ojnice,

r [m] – poloměr zalomení klikového hřídele.

Moment setrvačnosti i-tého zalomení:

$$I_{zal_i} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad (2)$$

Posuvná hmota

Redukovaná hmota posuvných částí se skládá z hmotnosti pístu, pístního čepu a posuvné hmotnosti ojnice zjištěné z dvoubodové redukce ojnice.

Moment setrvačnosti posuvných částí:

$$I_{pos} = \left[(m_{p_sk} + m_{oj_pos}) \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8} \right) \right] \cdot r^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad (3)$$

kde

m_{p_sk} [kg] – hmotnost pístu a pístního čepu,

m_{oj_pos} [kg] – posuvná hmotnost ojnice,

λ [–] – ojnicní poměr.

Moment setrvačnosti jednoho klikového mechanismu

Výsledný moment setrvačnosti i-tého náhradního kotouče:

$$I_{celk_zal_i} = I_{zal_i} + I_{oj_rot} + I_{pos} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad (4)$$

3.1.1.b) Redukce hmot na straně setrvačnicku

K redukované hmotě na straně setrvačnicku patří:

$$I_{celk_setr} = I_{setr} + I_{kon_setr} [kg \cdot m^2] \quad (5)$$

kde

$I_{setr} [kg \cdot m^2]$ – moment setrvačnosti setrvačnicku zjištěný z CAD programu Pro Engineer,
 $I_{kon_setr} [kg \cdot m^2]$ – moment setrvačnosti části klikového hřídele pro upevnění setrvačnicku.

3.1.1.c) Redukce hmot na straně řemenice

K redukované hmotě na straně řemenice patří:

$$I_{celk_rem} = I_{rem} + I_{kon_rem} [kg \cdot m^2] \quad (6)$$

kde

$I_{rem} [kg \cdot m^2]$ – moment setrvačnosti řemenice,
 $I_{kon_rem} [kg \cdot m^2]$ – moment setrvačnosti části klikového hřídele pro umístění řemenice.

Vypočtené hodnoty

Momenty setrvačnosti redukované hmoty [kg·mm ²]								
Zalomení					Setrvačnicku		Řemenice	
i-té zalomení	Rotační hmota	Posuvná hmota	Pro Engineer	Celkový	Konec setrvačnicku	624,6	Konec řemenice	220,9
1.	1254,7	502,7	3374,6	5132	Setrvačnick	74473,5	Řemenice	1827
2.			3282,1	5039,4	Celkový	75098,1	Celkový	2047,7
3.			3282,1	5039,5				
4.			3278,1	5035,5				
5.			3388,9	5146,3				

3.1.2 Redukce délek

Náhradní redukovaný hřídel musí mít stejnou pružnost jako hřídel skutečný. Tento hřídel má redukovaný průměr D_{red} (nejčastěji se jedná o průměr hlavního ložiska) a redukovanou délku l_{red} . Při působení stejného krouticího momentu se musí natočit o stejnou velikost jako hřídel skutečný [2].

Redukovanou délku⁵ klikového hřídele lze vypočítat za zjednodušujícího předpokladu působení pouze krutu 1. druhu [1]. Existuje řada vzorců pro výpočet redukované délky zalomení [3], ale většina vznikla na základě určitého typu, tvaru a použití klikového hřídele. Proto je nutné znát limitující možnosti použití těchto vzorců. Stejná situace je i při redukci délek na straně setrvačnicku a řemenice.

Spolehlivější než výpočet z redukčních vzorců je přímě měření torzní tuhosti zkrucováním klikového hřídele. To ovšem vyžaduje fyzickou existenci součásti, což není z ekonomických a časových důvodů vždy možné.

3.1.2.a) Redukovaná délka zalomení dle Ker-Wilsona [3]

Redukovaná délka jednoho zalomení je rovna:

$$l_{red} = D_{red}^4 \cdot \left[\frac{b_{hc} + 0,4 \cdot D_{hc}}{D_{hc}^4} + \frac{b_{kc} + 0,4 \cdot D_{kc}}{D_{kc}^4} + \frac{r - 0,2 \cdot (D_{hc} + D_{kc})}{b \cdot h^3} \right] [m] \quad (7)$$

kde

D_{red} [m] – redukovaný průměr (volím stejný jako průměr hlavního čepu klikového hřídele),

D_{hc} [m] – průměr hlavního čepu,

D_{kc} [m] – průměr klikového čepu,

b_{hc} [m] – šířka hlavního čepu,

b_{kc} [m] – šířka klikového čepu,

h [m] – šířka ramene zalomení,

b [m] – tloušťka ramene.

⁵ Výpočet redukovaných délek v příloze (kapitola 5.1.2).

3.1.2.b) Redukovaná délka na straně setrvačnicku

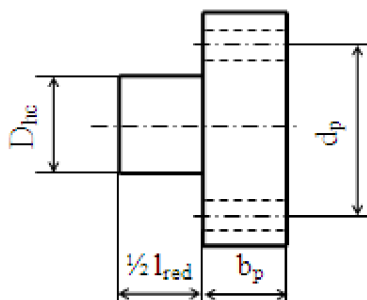
Vypočítá se dle vztahu:

$$l_{red_setr} = \frac{b_{hc}}{2} + b_p \cdot \frac{D_{red}^4}{d_p^4} + \frac{1}{2} \cdot l_{red} \quad [m] \quad (8)$$

kde

b_p [m] – šířka příruby pro setrvačnick,

d_p [m] – roztečný průměr šroubů setrvačnicku, viz **obr. 3**.



Obr. 3 Jednotlivé rozměry na straně setrvačnicku

3.1.2.c) Redukovaná délka na straně řemenice

Volíme-li stejný průměr konce klikového hřídele jako průměr hlavního čepu, pak platí:

$$l_{red_rem} = \frac{b_{hc}}{2} + \frac{1}{2} \cdot l_{red} \quad [m] \quad (9)$$

Vypočtené hodnoty

Redukovaná délka [m]		
Zalomení	Na straně řemenice	Na straně setrvačnicku
0,15806	0,09113	0,095718

3.2 Vlastní torzní kmitání

Jedná se o harmonický pohyb, který je vyvolán počátečním impulsem a v soustavě se udržuje bez působení vnějších sil a odporů. V soustavě ovšem působí vždy odpory, které tlumí volné kmitání a to po určité době zaniká. Největší vliv na tlumení mají tzv. pasivní odpory, což jsou odpory vzniklé třením a jsou úměrné rychlosti kmitání.

Znalost vlastní frekvence je důležitá, protože kdyby došlo k shodě frekvence periodicky působících sil v motoru s frekvencí vlastního kmitání klikového mechanismu, došlo by k zesilování kmitů a k rezonanci. Vlastní kmitání soustavy je určeno velikostí redukovaných hmot a redukovaných délek. Počet vlastních frekvencí se vypočítá dle vztahu:

$$n_s - 1 [-] \quad (10)$$

kde

$n_s [-]$ – počet náhradních kotoučů soustavy.

V praxi je nejčastěji potřeba znát pouze první dvě vlastní frekvence, protože ostatní vyšší vlastní frekvence leží mimo provozní otáčky motoru.

Složitý tvar klikového ústrojí nahradíme jednodušší soustavou (náhradní soustava viz výše) skládající se z kotoučů, u nichž je hmota soustředěna do os válců a jsou spojeny mezi sebou bezhmotným válcovým hřídelem s tuhostí c .

Torzní tuhost⁶ vypočítáme dle nauky o pružnosti a pevnosti [4], úpravami získáme:

$$c = \frac{G \cdot I_p}{l_{red}} [Nm \cdot rad^{-1}] \quad (11)$$

kde

$G [MPa]$ – modul pružnosti ve smyku materiálu klikového hřídele,

$I_p [m^4]$ – polární kvadratický moment, který se počítá dle vztahu:

$$I_p = \frac{\pi \cdot D_{red}^4}{32} [m^4] \quad (12)$$

Vypočtené hodnoty

c [Nm·rad ⁻¹]					
c ₀	c ₁	c ₂	c ₃	c ₄	c ₅
463221	267071	267071	267071	267071	441017

⁶ Výpočet torzních tuhostí v příloze (kapitola 5.2.1).

3.2.1 Výpočet vlastního kmitání

Vlastní kmitání⁷ se vnáší na rovnoměrný točivý pohyb soustavy a je na něm nezávislé. Při určení frekvence vlastního torzního kmitání lze tedy předpokládat, že je soustava v klidu a napsat pohybovou rovnici pro vlastní torzní kmitání v maticovém tvaru:

$$M\ddot{q} + Cq = 0 \quad (13)$$

kde

M – matice hmotnosti ve tvaru:

$$M = \begin{pmatrix} I_{celk_rem} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_{celk_zal_1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{celk_zal_2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{celk_zal_3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_{celk_zal_4} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{celk_zal_5} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{celk_setr} \end{pmatrix} \quad (14)$$

C – matice tuhosti ve tvaru:

$$C = \begin{pmatrix} c_0 & -c_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_0 & c_0 + c_1 & -c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_3 & c_3 + c_4 & -c_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_4 & c_4 + c_5 & -c_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_5 & c_5 \end{pmatrix} \quad (15)$$

q – výchylka ve tvaru:

$$q = a \cdot e^{i\omega t} \quad (16)$$

kde

a [–] – amplituda,

ω [rad · s⁻¹] – úhlová frekvence.

Po dosazení do původní pohybové rovnice (13) získáme tvar rovnice:

$$(-\Omega^2 M + C)a = 0 \quad (17)$$

kde

Ω [rad · s⁻¹] – úhlová frekvence vlastního kmitání.

⁷ Výpočet vlastního kmitání v příloze (kapitola 5.2.2).

Rovnici (17) lze převést úpravami na problém vlastních čísel [5] ve tvaru:

$$(A - \lambda I)x = 0 \quad (18)$$

kde

$$A = M^{-1}C,$$

$$\lambda = \Omega^2,$$

I – jednotková matice,

x – vlastní vektor.

Frekvenci vlastního kmitání vypočteme z úhlové frekvence vlastního kmitání dle vztahu:

$$N = \frac{\Omega}{2\pi} [Hz] \quad (19)$$

Absolutní velikost amplitud jednotlivých hmot závisí na počátečním impulsu, proto určíme poměrné amplitudy a_i vztahené k amplitudě řemenice x_0 dle vztahu:

$$a_i = \frac{x_i}{x_0} [-] \quad (20)$$

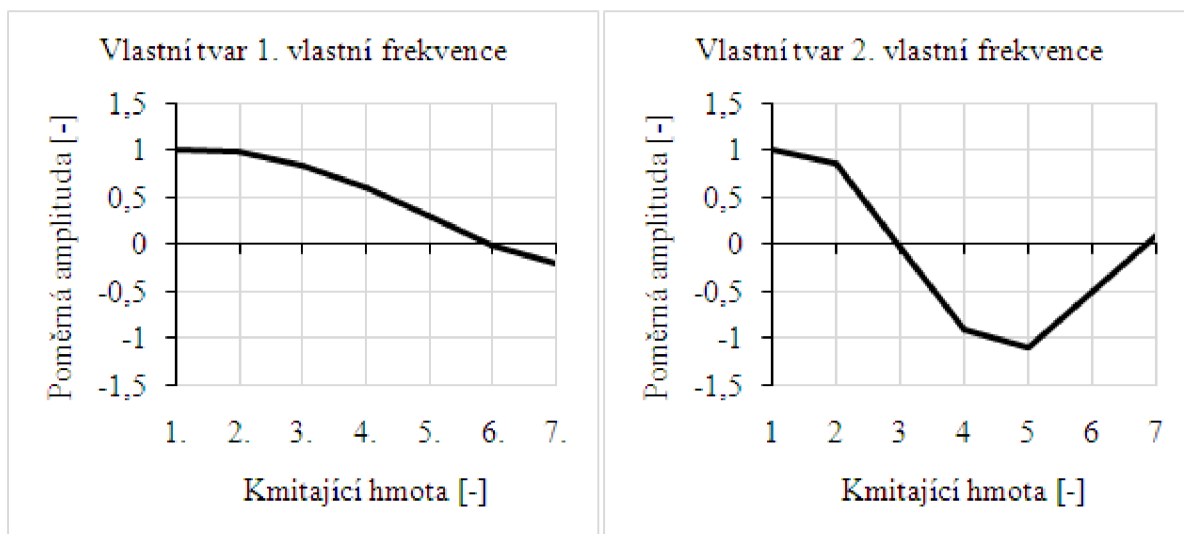
kde

x_i [-] – velikost amplitudy následující hmoty.

Vypočtené hodnoty

Velikost vlastní frekvence		
	[Hz]	[min ⁻¹]
1. vlastní frekvence	372	22321
2. vlastní frekvence	983	58963

Grafické znázornění



3.2.2 Výpočet vlastních frekvencí programem HOL3VG

Pro kontrolu výše uvedeného výpočtu je možné využít programu HOL3VG. Je potřeba zadat počet kmitajících hmot, momenty setrvačností, torzní tuhosti a počet vlastních frekvencí, pro které chceme výpočet provést. Zadání vstupních hodnot je na **obr. 4**.

```

Řadový zážehový pětiválcový motor
7 2
0.0020477 .0051319765 .0050394488 .0050394821 .0050354904 .0051462871 0.0750981174
463221
267071
267071
267071
267071
267071
441017
    
```

Obr. 4 Vstupní prostředí programu

Výstupní soubor obsahuje souhrn zadaných momentů setrvačnosti, tuhosti torzní soustavy a výsledek v podobě vlastních frekvencí a poměrných amplitud. Výstupní soubor je na **obr. 5**.

```
>> NATURAL FREQUENCY CALCULATION <<
*****
Řadový zážehový pětiválcový motor

MOMENTS of INERTIA [kg*m**2]

J1: .002048 J2: .005132 J3: .005039 J4: .005039
J5: .005035 J6: .005146 J7: .075098 J

TORSIONAL STIFFNESSES [N*m/rad]

C1: 463221.0 C2: 267071.0 C3: 267071.0 C4: 267071.0
C5: 267071.0 C6: 441017.0 C

1. NATURAL FREQUENCY [rad/s]: 2337.48 (=> N1 = 22321.3 1/min)

RELATIVE AMPLITUDES:

A1: 1.00000
A2: .97585
A3: .83150
A4: .60142
A5: .30934
A6: -.01461
A7: -.20985

2. NATURAL FREQUENCY [rad/s]: 6174.61 (=> N2 = 58963.3 1/min)

RELATIVE AMPLITUDES:

A1: 1.00000
A2: .83146
A3: -.07000
A4: -.92111
A5: -1.10955
A6: -.50040
A7: .09111
```

Obr. 5 Výsledky z programu HOL3VG

Hodnoty z programu a z vlastního výpočtu provedeného v programu Mathcad jsou shodné. Lze proto pokračovat v dalším výpočtu.

3.3 Vynucené torzní kmitání

Vlastní torzní kmitání po krátkém čase vlivem tlumících odporů vymizí, takže samo o sobě není nebezpečné. Nebezpečné je vynucené kmitání⁸, které je způsobeno periodicky proměnným krouticím momentem na jednotlivých klikách klikového hřídele. Toto kmitání může být nebezpečné pro pevnost hřídele.

Tento proměnný krouticí moment lze zapsat jako harmonické kmitání s určitou frekvencí ω a momentem M , který se nazývá budící moment.

3.3.1 Budící momenty a harmonická analýza

Budícím momentem u spalovacího motoru je točivý moment M skládající se z momentu vyvozeného silami tlaku plynů a setrvačnými silami posuvných hmot. Moment působí na jednotlivých klikách a jeho průběh v závislosti na čase nebo úhlu pootočení klikového hřídele lze popsat periodickou funkcí. Tuto periodickou funkci lze vyjádřit Fourierovou řadou.

Fourierova řada je součtem nekonečného počtu jednoduchých sinových průběhů s různou amplitudou, frekvencí a fází. Moment se tak rozpadá na řadu momentů s harmonickým průběhem a jednotlivé členy součtu se nazývají harmonické složky. Harmonická analýza je tedy rozkladem periodické funkce na harmonické složky.

Rozklad budícího momentu na harmonické složky lze provést např. v oboru komplexní čísel podle vzorce:

$$h_k = \frac{2}{n} \cdot \sum_{j=0}^{n-1} M_j \cdot e^{i(k \cdot 2\pi \frac{j}{n})} [Nm] \quad (21)$$

kde

i [–] – imaginární jednotka,

n [–] – počet vzorků,

M_j [Nm] – vzorky,

j [–] – číslo vzorku.

Podle počtu period harmonické složky během jedné otáčky klikového hřídele rozlišujeme její řád κ , který pro čtyřdobé motory je dán celistvým násobkem jedné poloviny, protože perioda kroutícího momentu je ekvivalentní dvěma otáčkám:

$$\kappa = \frac{1}{2} k [-] \quad (22)$$

kde

$k = 1, 2, 3, \dots, n$.

⁸ Výpočet vynuceného kmitání v příloze (kapitola 5.3).

Hlavní řády harmonické složky, při nichž je vydatnost rezonance maximální lze vypočítat dle vztahu:

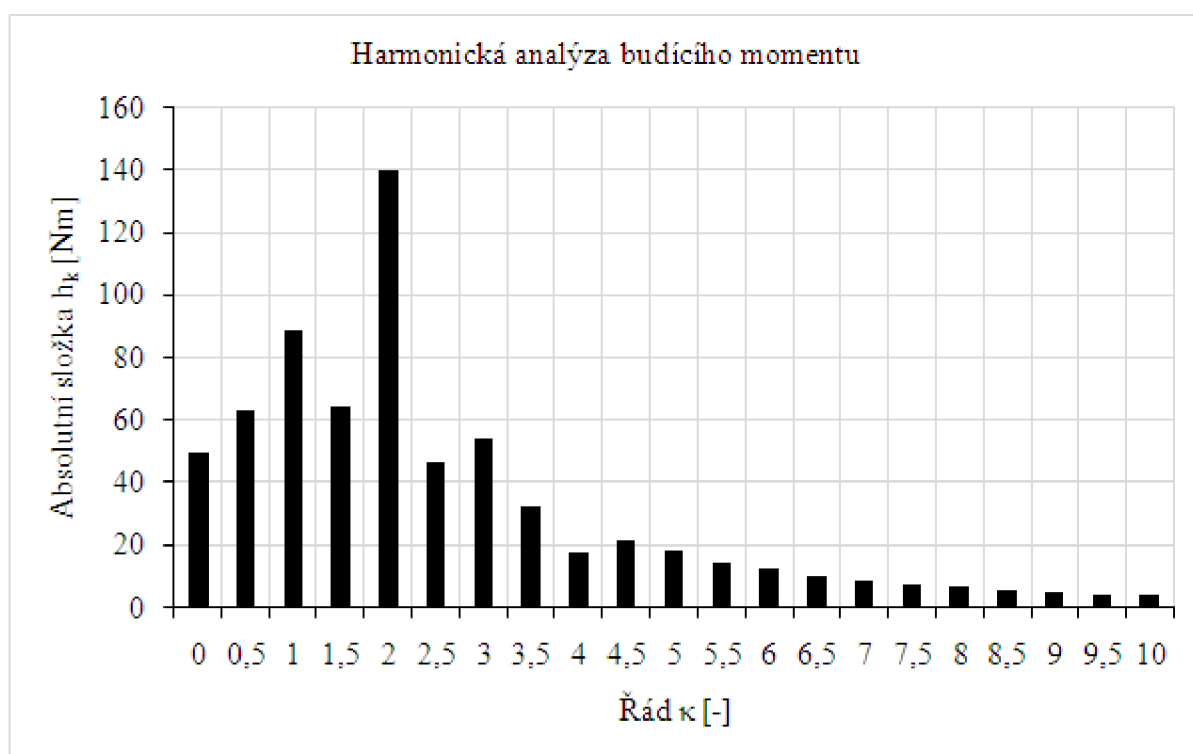
$$\kappa_{hl} = \frac{z}{2} k [-] \quad (23)$$

kde

$z [-]$ – počet válců.

Hlavní řády jsem uvažoval do velikosti $\kappa = 12 [2]$, protože velikost vyšších harmonických složek lze zanedbat. Pro řadový pětiválcový spalovací motor jsou hlavní řády $\kappa = 2,5; 5; 7,5; 10$.

Grafické znázornění



3.3.2 Kritické otáčky

Každá z harmonických složek řádu κ budícího momentu vyvolává nezávisle na ostatních složkách vynucené torzní kmitání klikového hřídele o stejné frekvenci jako má tato složka. Při otáčkách motoru n (úhlové rychlosti ω) má harmonická složka řádu κ frekvenci $\kappa \cdot n$ (úhlovou rychlost $\kappa \cdot \omega$). Pokud tato frekvence souhlasí s frekvencí N vlastních kmitů, nastane rezonance. Torzní výkmity hřídele vzrůstají, a kdyby nebylo tlumení, způsobily by lom hřídele.

K rezonanci dojde vždy, když bude platit vztah:

$$\kappa \frac{n}{60} = N \quad (24)$$

kde

n [min^{-1}] – otáčky motoru.

Příslušné rezonanční otáčky jsou pak:

$$n_{rez} = \frac{60 \cdot N}{\kappa} [\text{min}^{-1}] \quad (25)$$

V případech, kdy je rezonance natolik vydatná, že ohrožuje pevnost hřídele, mluvíme o kritických otáčkách a zaměníme označení n_{rez} za n_{kr} . Tyto otáčky musí být vyloučeny z trvalého provozu motoru nebo co nejrychleji přejížděny. Případně je potřeba provést konstrukční úpravy torzní soustavy nebo použít tlumiče torzních kmitů.

Vypočtené hodnoty

Kritické otáčky		
Řád κ [-]	1. vlastní frekvence	2. vlastní frekvence
	Otáčky [min^{-1}]	Otáčky [min^{-1}]
0,5	44643	117926
1	22321	58963
1,5	14881	39309
2	11161	29482
2,5	8929	23585
3	7440	19654
3,5	6378	16847
4	5580	14741
4,5	4960	13103
5	4464	11793
5,5	4058	10721
6	3720	9827
6,5	3434	9071
7	3189	8423
7,5	2976	7862
8	2790	7370
8,5	2626	6937
9	2480	6551
9,5	2350	6207
10	2232	5896

Kritické otáčky pro rozsah provozních otáček spalovacího motoru jsou zvýrazněny červeně.

3.3.3 Relativní vydatnost rezonančních kmitů

Při rezonančním kmitání je tvar výkmitové čáry přibližně stejný jako při vlastním torzním kmitání a to tím víc, čím je menší tlumení. Rezonanční výchylky jednotlivých hmot určíme z podmínky rovnosti práce harmonických složek a práce tlumících prvků. Vektory budících momentů zaměníme za vektory torzních výchylek, abychom si usnadnili součet kmitavých prací [1].

Vhodnou pomůckou pro předběžný odhad vydatnosti jednotlivých harmonických složek jsou směrové hvězdice vektorů poměrných amplitud a_i pro jednotlivé řády κ , u nichž je vyznačen směr bez ohledu na velikost a_i [1]. Směrové hvězdice mají úhlový rozestup mezi vektory odpovídající násobku řádu harmonické složky a rozestupu zážehů:

$$\sigma = \kappa \cdot \delta [^\circ] \quad (26)$$

kde

$\delta [^\circ]$ – úhel klikového hřídele mezi dvěma po sobě jdoucími zážehy spalovacího motoru,

$\sigma [^\circ]$ – úhel mezi vektory směrové hvězdice.

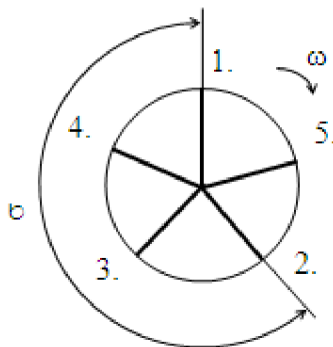
Harmonické složky, u kterých leží vektory směrové hvězdice v přímce ve stejném nebo opačném smyslu jsou nazývány jako tzv. silné harmonické složky a budící momenty ve všech válcích působí současně.

V následujícím textu uvedu příklad směrové hvězdice pro řád harmonické složky $\kappa = 3$:

Pořadí zapalování je 1-2-4-5-3 a úhel klikového hřídele mezi dvěma po sobě jdoucími zážehy spalovacího motoru se vypočte dle vztahu:

$$\delta = \frac{720}{z} [^\circ] \quad (27)$$

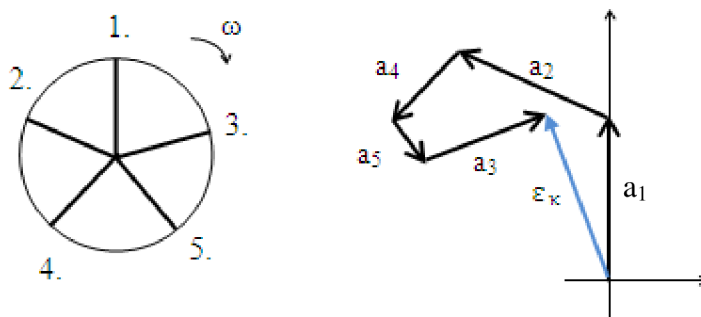
V mém případě je $\delta = 144^\circ$. Úhel rozestupu směrové hvězdice se vypočte jako $\sigma = \delta \cdot \kappa [^\circ]$, pro uvedený příklad je $\sigma = 216^\circ$ a výsledná směrová hvězdice pro řád $\kappa = 1,5$ je na **obr. 6**.



Obr. 6 Směrová hvězdice

Pro pětiválcový motor získáme pět druhů směrových hvězdic, které se opakují pro různé harmonické složky. Podle těchto směrových hvězdic určíme vydatnost rezonancí⁹ ε_κ pro jednotlivé harmonické složky jako výslednici součtu vektorů velikosti a_i .

Grafické znázornění součtu poměrných amplitud a určení vydatnosti rezonance pro harmonickou složku $\kappa = 0.5$ je na **obr. 7**:



Obr. 7 Určení vydatnosti rezonance

Vydatnost rezonance ε_κ se potom vypočítá dle vztahu:

$$\varepsilon_\kappa = \sqrt{[\sum_i (a_i \cos \sigma_i)]^2 + [\sum_i (a_i \sin \sigma_i)]^2} [-] \quad (28)$$

kde

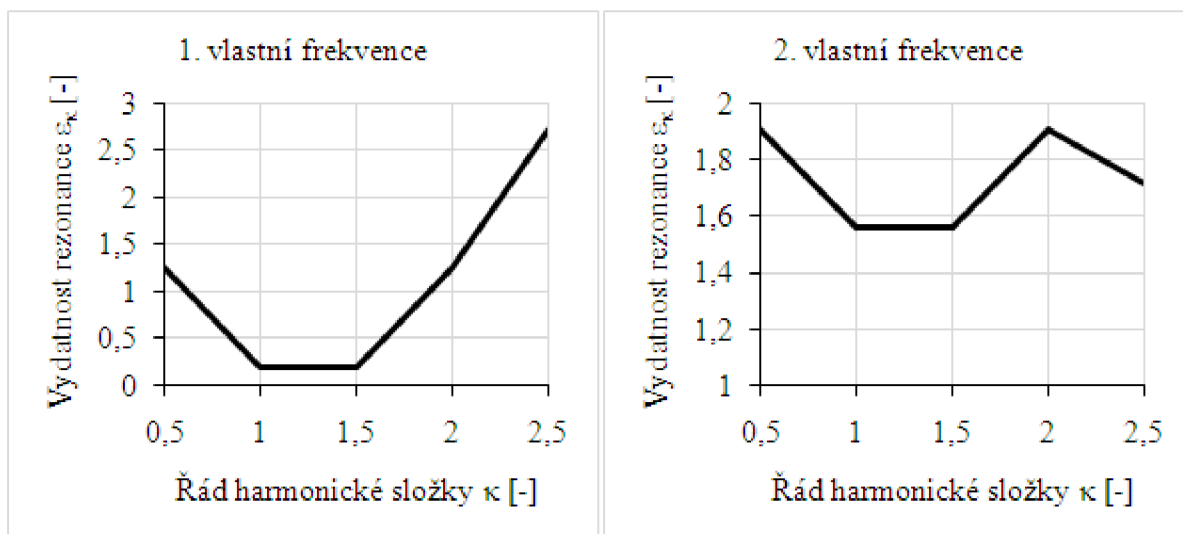
$i [-]$ – počet poměrných amplitud shodný s počtem válců spalovacího motoru.

Vypočtené hodnoty

Relativní vydatnost rezonančních kmitů		
Řád $\kappa [-]$	1. vlastní frekvence	2. vlastní frekvence
0,5 ; 3; 5,5 ; 8	1,24913	1,88259
1; 3,5; 6; 8,5	0,19597	1,56702
1,5; 4; 6,5; 9	0,19597	1,56702
2; 4,5; 7; 9,5	1,24913	1,88259
2,5; 5; 7,5; 10	2,7035	1,76962

⁹ Výpočet směrových hvězdic a vydatnosti rezonancí v příloze (kapitola 5.3.3).

Grafické znázornění



3.3.4 Torzní výchylky v rezonanci

Velikost torzních výchylek¹⁰ v rezonanci je ovlivněna velikostí amplitud budících momentů a velikostí tlumících odporů ξ [2]. Tlumení v klikovém ústrojí vzniká převážně pasivními odpory (třením) a vnitřním útlumem (hysterezí) materiálu hřídele. Vzhledem k různým vlivům, nelze početně přesně určit velikost součinitele tlumení a volí se podle motorů podobného provedení, u nichž byly hodnoty ověřeny měřením.

Dále předpokládáme, že tlumící odpory jsou malé a v rezonanci je tvar vynuceného kmitání stejný jako tvar vlastního kmitání. Uvažujeme také, že je tlumené jen kmitání hmot klikového ústrojí, nikoliv setrvačníku nebo jiné hmoty připojené ke klikovému hřídeli. Z podmínky, že v rezonanci je práce momentových prvků spotřebována na přemáhání tlumících odporů úpravami získáme amplitudu rezonančních kmitů volného konce hřídele (pro řadový motor) řádu κ ve tvaru [1]:

$$\phi_{0j} = \frac{M_{h_j} \cdot \varepsilon_j}{\xi \cdot \Omega \sum_{i=1}^{\kappa} a_i^2} \cdot \frac{180}{\pi} [^\circ] \quad (29)$$

kde

M_{h_j} [Nm] – rovná se absolutní velikosti h_{κ} z rozkladu budícího momentu v rovnici (21),

ε_j [-] – vydatnost rezonance harmonické složky řádu κ ,

Ω [rad · s⁻¹] – úhlová rychlost rezonančního kmitání soustavy, která je při malém tlumení prakticky shodná s úhlovou rychlostí vlastního torzního kmitání,

$\sum_{i=1}^{\kappa} a_i^2$ [-] – součet čtverců relativních rezonančních výchylek všech válců,

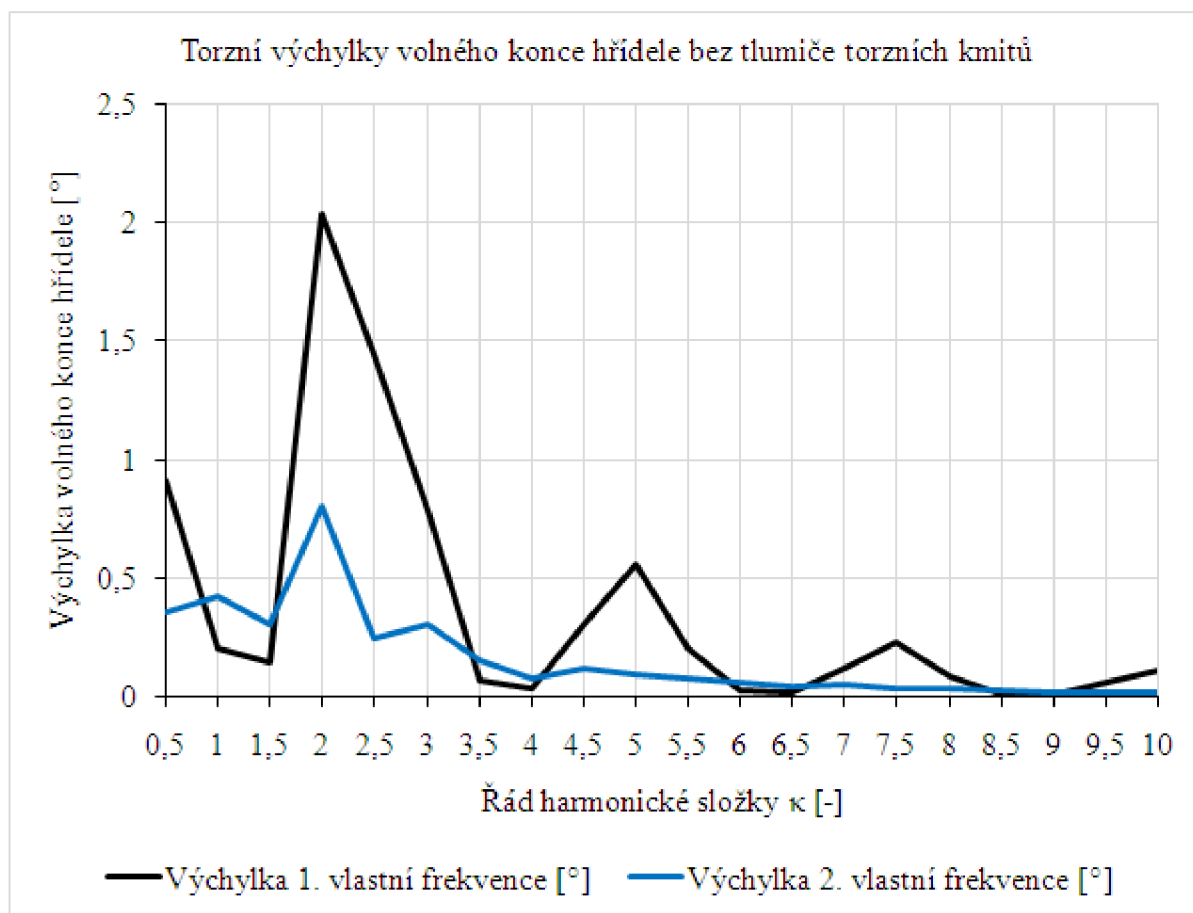
ξ [Nm · s · rad⁻¹] – tlumící odpory. Použil jsem hodnotu $\xi = 1 \text{ Nm} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1}$ dle [6].

¹⁰ Výpočet torzních výchylek v příloze (kapitola 5.3.4).

Vypočtené hodnoty

Torzní výchylky volného konce hřídele		
Řád κ [-]	Výchylka 1. vlastní frekvence [°]	Výchylka 2. vlastní frekvence [°]
0,5	0,91043	0,36068
1	0,20127	0,42305
1,5	0,14618	0,30726
2	2,03476	0,8061
2,5	1,44728	0,24902
3	0,78232	0,30993
3,5	0,07299	0,15342
4	0,03899	0,08195
4,5	0,30454	0,12065
5	0,56045	0,09643
5,5	0,2065	0,08181
6	0,02742	0,05764
6,5	0,02266	0,04763
7	0,12404	0,04914
7,5	0,22747	0,03914
8	0,09041	0,03582
8,5	0,01226	0,02577
9	0,01061	0,0223
9,5	0,05887	0,02332
10	0,11293	0,01943

Grafické znázornění



V grafu je pro nás důležitá oblast zejména řádu harmonické $\kappa = 4$ až 10 , protože zde je provozní pásmo otáček. Řád $\kappa = 0,5$ až $3,5$ zasahuje již nad 6000 min^{-1} , tedy nad provozní rozsah. Největší výchylka volného konce klikového hřídele v provozním pásmu otáček je pro 1. vlastní frekvenci řádu $\kappa = 5$ a pro 2. vlastní frekvenci se jedná o řád $\kappa = 10$. Ostatní silnější řády jsou již v dostatečném odstupu od provozního pásma spalovacího motoru.

Tyto nejsilnější řády mají vliv na namáhání klikového hřídele, viz další kapitola.

3.4 Namáhání torzními kmity

Torzní kmity namáhají značně klikový hřídel a obvykle je namáhání torzními kmity¹¹ mnohonásobně vyšší než od užitečného zatížení motoru. Je i častou příčinou únavových lomů. Torzními kmity jsou namáhány čepy hřídele na střídavý krut a ramena na střídavý ohyb.

¹¹ Výpočet namáhání torzními kmity v příloze (kapitola 5.4).

Krutové napětí v části hřídele je největší v místě uzlu výkmitové čáry, kde je největší poměrné nakroucení redukovaného hřídele, pro poměrné nakroucení platí dle [7]:

$$\Delta a_{i,i+1} = a_i - a_{i+1} [-] \quad (30)$$

kde

$a_i [-]$ – poměrná výchylka před uzlem,

$a_{i+1} [-]$ – poměrná výchylka za uzlem výkmitové čáry.

Krutové napětí v nejslabším místě klikového hřídele (většinou ojnicní čep) se vypočítá dle vztahu [4]:

$$\tau = \frac{M_k}{W_\tau} [MPa] \quad (31)$$

kde

$W_\tau [m^3]$ – modul průřezu ojnicního čepu v krutu o průměru D_{kc} , jenž se vypočítá dle vzorce

$$W_\tau = \frac{\pi}{16} D_{kc}^3 [m^3],$$

$M_k [Nm]$ – střídavý krouticí moment vypočtený dle vztahu [7]:

$$M_k = \phi_i \cdot \Delta a_{i,i+1} \cdot c_{i,i+1} [Nm] \quad (32)$$

kde

$\phi_i [rad]$ – torzní výchylka volného konce hřídele,

$c_{i,i+1} [Nm \cdot rad^{-1}]$ – torzní tuhost v místě uzlu.

Pro 1. vlastní frekvenci je uzel kmitání mezi poměrnými výchylkami a_4 a a_5 . Druhá vlastní frekvence má dva uzly. Jeden mezi a_1 a a_2 , druhý mezi a_5 a a_6 . V úvahu beru větší rozdíl mezi poměrnými výchylkami. V mém případě se jedná o a_1 a a_2 .

Přípustné přídavné namáhání klikových hřídelů způsobené torzními kmity závisí na jejich tvarové pevnosti. Připouštím-li nejvyšší přídavné torzní namáhání $\tau = 40 MPa$ [1], tak klikový mechanismus nevyhovuje z hlediska torzních kmitů. Přídavné torzní napětí je pro 1. vlastní frekvenci $\tau = 58,2 MPa$ a pro 2. vlastní frekvenci $\tau = 9,3 MPa$.

Nevyhovující klikový hřídel z hlediska torzních kmitů je potřeba konstrukčně upravit nebo tlumit, aby nebyla v provozu ohrožována jeho pevnost.

4. VÝPOČET KLIKOVÉHO HŘÍDELE S TLUMIČEM TORZNÍCH KMITŮ

Nebezpečným rezonancím se lze vyhnout např. změnou torzní soustavy, tj. zvýšením nebo snížením frekvence vlastního kmitání. Tím se přesunou nebezpečné rezonanční otáčky z provozního rozsahu otáček. Vyšší frekvence dosáhneme zesílením tuhosti klikového hřídele (zesílení čepů) nebo odlehčením kmitajících součástí (méně účinné). Pro snížení frekvence lze snížit torzní tuhost hřídele připojením dalších hmot (protizávaží na klikovém hřídeli) nebo nejlépe připojením hmoty na volný konec klikového hřídele.

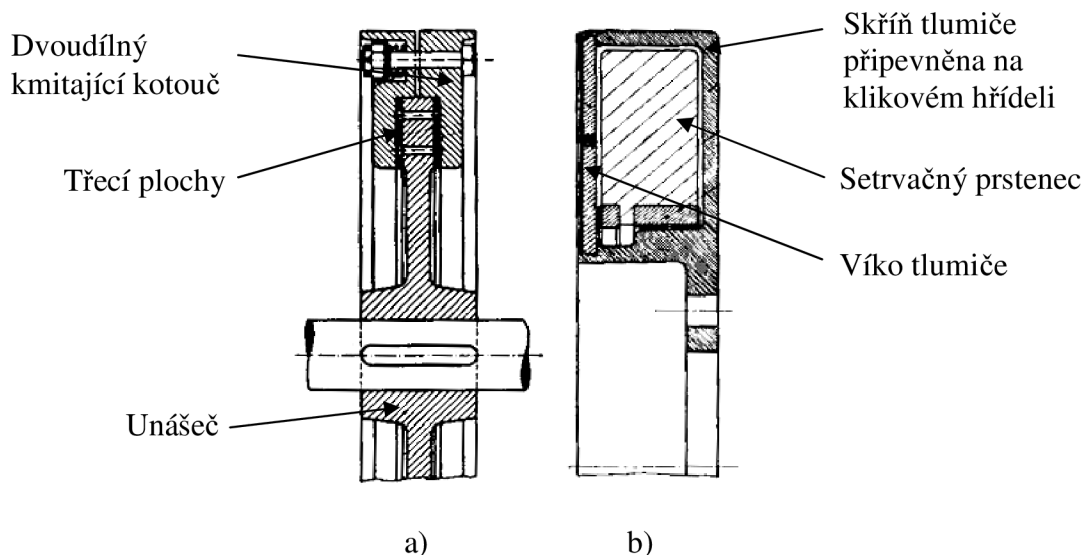
Vydatnost rezonance můžeme změnit různou volbou pořadí zážehů (od pětiválců výše). U řadových motorů takto můžeme ovlivnit rezonanci slabých harmonických složek a dosáhne se tak klidného pásma otáček mezi silnými rezonančními otáčkami. U vidlicových motorů lze takto ovlivnit i silné harmonické složky změnou úhlu rozevření řad válců.

Ovšem nejčastěji se u vozidlových motorů potlačují torzní kmity tlumiči torzních kmitů (pokud nelze využít výše uvedené způsoby). Připojují se většinou na volném konci klikového hřídele (místo největších torzních výchylek). Dle funkce lze rozdělit tlumiče do třech skupin [1]:

- Třecí tlumiče – přeměňují kmitovou energii v teplo pomocí tlumících odporů.
- Rezonanční tlumiče – v teplo se přemění jen část kmitové energie. Torzní kmitání se tlumí rezonancí tlumiče.
- Dynamické tlumiče – kmitová energie se zde nemaří, ale kompenzuje se pomocným torzním systémem (mění torzní spektrum, proto je vhodnější název měniče nebo eliminátory torzních kmitů).

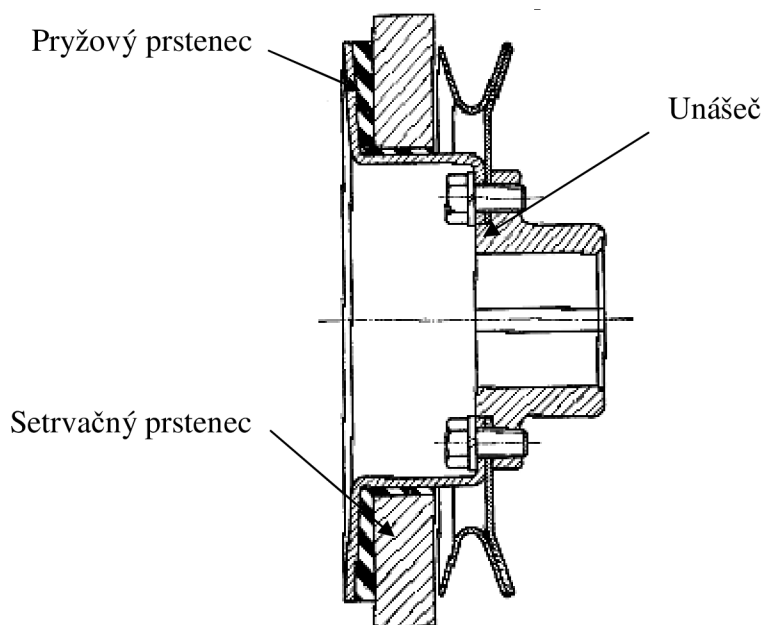
Třecí tlumič maří energii torzního kmitání s využitím suchého tření mezi kotoučem připojeného na konec hřídele a vnějším rotujícím prstencem. Nevýhodou těchto tlumičů je slabší tlumení proti rezonančním tlumičům, provozní nespolehlivost vlivem opotřebení třecích ploch a tlumení pouze jediné harmonické složky.

Nevýhody tlumičů se suchými třecími plochami odstraňují do jisté míry tlumiče s kapalinovým třením (nejčastěji se jedná o silikonový olej). Velikost tlumení je úměrná kmitové rychlosti. Konstrukční uspořádání obou tlumičů je na **obr. 8**.



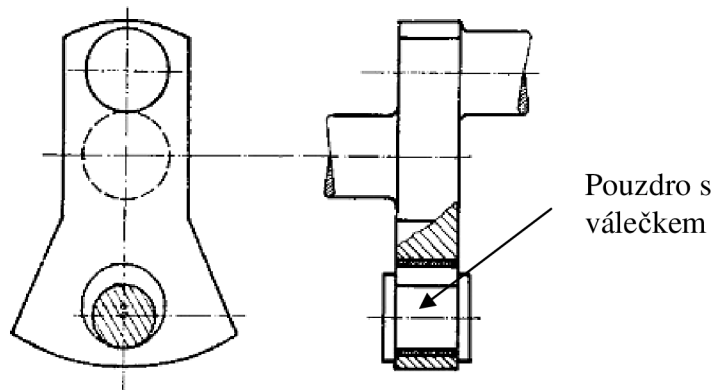
Obr. 8 a) třecí tlumič se suchým třením, b) viskózní tlumič s kapalinovým třením [1]

Rezonanční tlumič je v podstatě přídatná torzní soustava. Je výrobně jednoduchý, tlumí v celém rozsahu provozních otáček, má větší životnost a spolehlivost.



Obr. 9 Pryžový rezonanční tlumič [1]

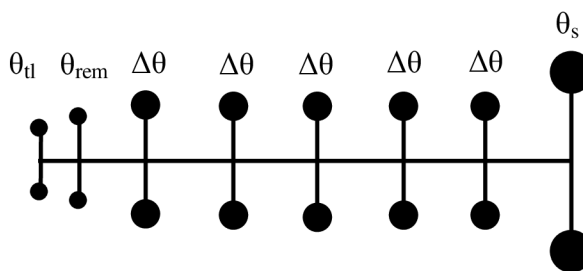
Dynamické tlumiče jsou velmi účinné a jsou nastaveny tak, aby frekvence vlastního kývání odstředivého kyvadla byla stejná jako frekvence budicího momentu. Jedno z řešení dynamického tlumiče je na následujícím obrázku.



Obr. 10 Dynamický tlumič ve tvaru válečku [1]

4.1 Náhradní soustava s tlumičem torzních kmitů

U vozidlových motoru se rozšířily především rezonanční tlumiče kvůli své výrobní jednoduchosti, tlumením v celém rozsahu provozních otáček, provozní spolehlivosti, životnosti, menšími rozměry a vysokou účinností (65 až 80 %). Skládá se z hmoty a pružného členu, který je současně tlumícím členem.



Obr. 11 Náhradní torzní soustava

Pro výpočet a konstrukci tlumiče se zavádí bezrozměrné veličiny dle [1]:

- Poměrná velikost tlumiče (poměr hmot):

$$\mu = \frac{I_{tl}}{I_{ef}} [-] \quad (33)$$

kde

$I_{tl} [kg \cdot m^2]$ – moment setrvačnosti tlumiče. Volím $I_{tl} = 0.95 \cdot 10^{-3} kg \cdot m^2$.

$I_{ef} [kg \cdot m^2]$ -- Efektivní moment setrvačnosti soustavy bez tlumiče vypočítaný dle vztahu:

$$I_{ef} = \sum_i I_i \cdot a_i^2 [kg \cdot m^2] \quad (34)$$

kde

$I_i [kg \cdot m^2]$ – momenty setrvačnosti soustavy bez tlumiče,

$a_i [-]$ – poměrné amplitudy soustavy bez tlumiče.

Z poměrné velikosti tlumiče určím optimální ladění tlumiče a jeho vlastní úhlovou frekvenci.

- Optimální ladění tlumiče:

$$w = \frac{1}{1+\mu} [-] \quad (35)$$

Vlastní úhlovou frekvenci tlumiče lze vypočítat podle vztahu:

$$\Omega_{tl} = \Omega \cdot w [rad \cdot s^{-1}] \quad (36)$$

kde

$\Omega [rad \cdot s^{-1}]$ – úhlová rychlost vlastního kmitání soustavy bez tlumiče.

Tuhost tlumiče se vypočte:

$$c_{tl} = I_{tl}\Omega_{tl}^2 \text{ [Nm} \cdot \text{rad}^{-1}] \quad (37)$$

Vypočtené hodnoty

Poměrná velikost tlumiče μ [-]	0,089
Optimální ladění tlumiče w [-]	0,918
Vlastní úhlová frekvence tlumiče Ω_{tl} [rad·s ⁻¹]	2146,5
Tuhost tlumiče c_{tl} [Nm·rad ⁻¹]	4377

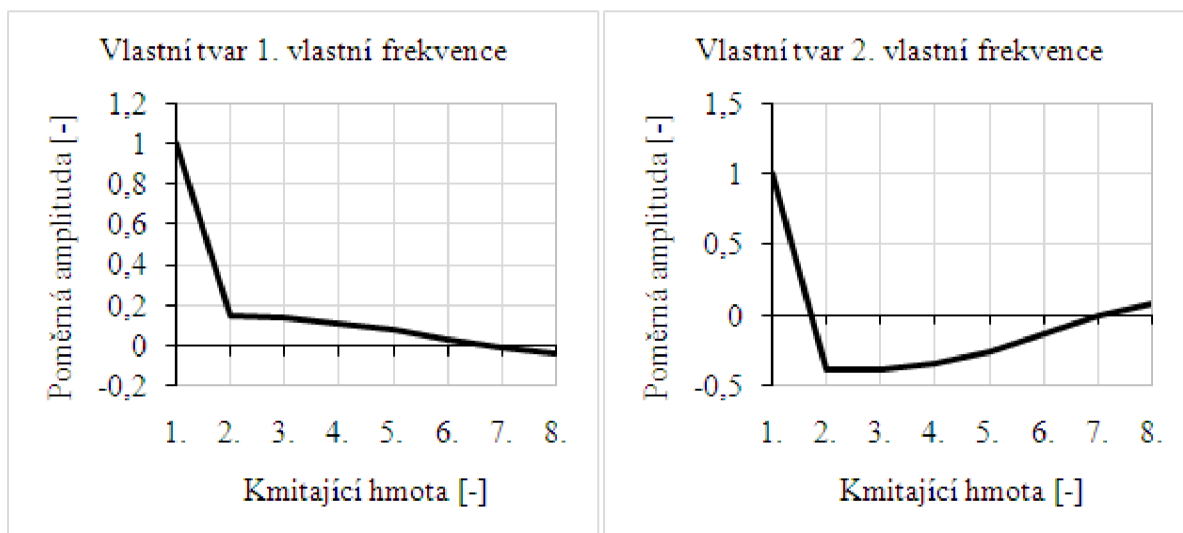
4.2 Vlastní torzní kmitání s tlumičem

Vlastní torzní kmitání s tlumičem¹² vypočítám podobně jako vlastní torzní kmitání bez tlumiče. Pouze doplním matici hmotnosti o moment setrvačnosti tlumiče I_{tl} a matici tuhosti o tuhost tlumiče c_{tl} .

Vypočtené hodnoty

Velikost vlastní frekvence		
	[Hz]	[min ⁻¹]
1. vlastní frekvence	315	18883
2. vlastní frekvence	403	24176

Grafické znázornění



¹² Výpočet vlastního torzního kmitání s tlumičem v příloze (kapitola 6.1.2).

4.3 Vynucené torzní kmitání s tlumičem

Vzhledem k tomu, že přidáním torzního tlumiče do soustavy došlo ke snížení vlastní frekvence, je třeba určit kritické otáčky s tlumičem torzních kmitů.

4.3.1 Kritické otáčky

Kritické otáčky s tlumičem torzních kmitů		
Řád κ [-]	1. vlastní frekvence	2. vlastní frekvence
	Otáčky [min^{-1}]	Otáčky [min^{-1}]
0,5	37765	48352
1	18883	24176
1,5	12588	16117
2	9441	12088
2,5	7553	9670
3	6294	8059
3,5	5395	6907
4	4721	6044
4,5	4196	5372
5	3777	4835
5,5	3433	4396
6	3147	4029
6,5	2905	3719
7	2698	3454
7,5	2518	3223
8	2360	3022
8,5	2221	2844
9	2098	2686
9,5	1988	2545
10	1888	2418

4.3.2 Relativní vydatnost rezonančních kmitů

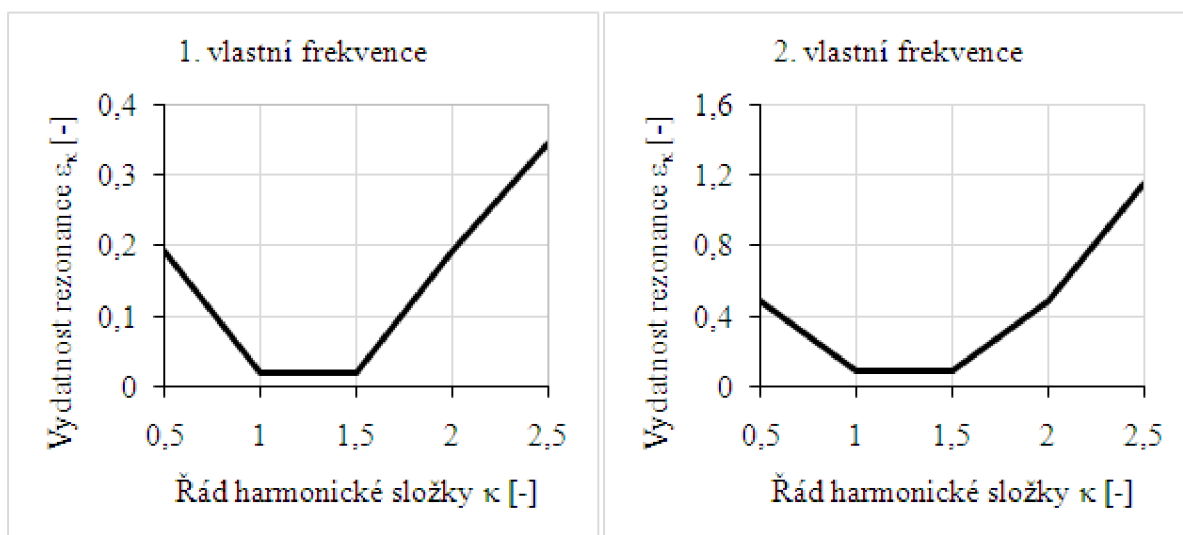
Nový výpočet je nutno provést i pro vydatnost rezonance¹³, jelikož se změnilы hodnoty poměrných amplitud a_i .

¹³ Výpočet vydatnosti rezonance v příloze (kapitola 6.2.2).

Vypočtené hodnoty

Relativní vydatnost rezonančních kmitů		
Řád κ [-]	1. vlastní frekvence	2. vlastní frekvence
0,5 ; 3; 5,5 ; 8	0,19363	0,48832
1; 3,5; 6; 8,5	0,0214	0,09481
1,5; 4; 6,5; 9	0,0214	0,09481
2; 4,5; 7; 9,5	0,19363	0,48832
2,5; 5; 7,5; 10	0,34518	1,15258

Grafické znázornění



4.3.3 Torzní výchylky v rezonanci

Velikost torzních výchylek v rezonanci s tlumičem¹⁴ lze určit podle vztahu [1]:

$$\phi_{0j} = \frac{M_{hj} \cdot \varepsilon_{1j}}{\Omega_{s_tl} [\xi \sum_{i=1}^z + \xi_{tl} (a_{tl} - a_0)^2]} \text{ [rad]} \quad (38)$$

kde

a_{tl} [-] – poměrná výchylka tlumiče,

Ω_{s_tl} [rad · s⁻¹] – úhlová rychlost kmitání soustavy s tlumičem,

ξ_{tl} [Nm · s · rad⁻¹] – tlumicí odpor tlumiče podle vzorce:

$$\xi_{tl} = 2\gamma I_{tl} \Omega \text{ [Nm · s · rad}^{-1}\text{]} \quad (39)$$

kde

γ [-] – poměrný útlum. Volím $\gamma = 0,09$ z rozsahu hodnot $\gamma = 0,08 \div 0,12$ dle [1].

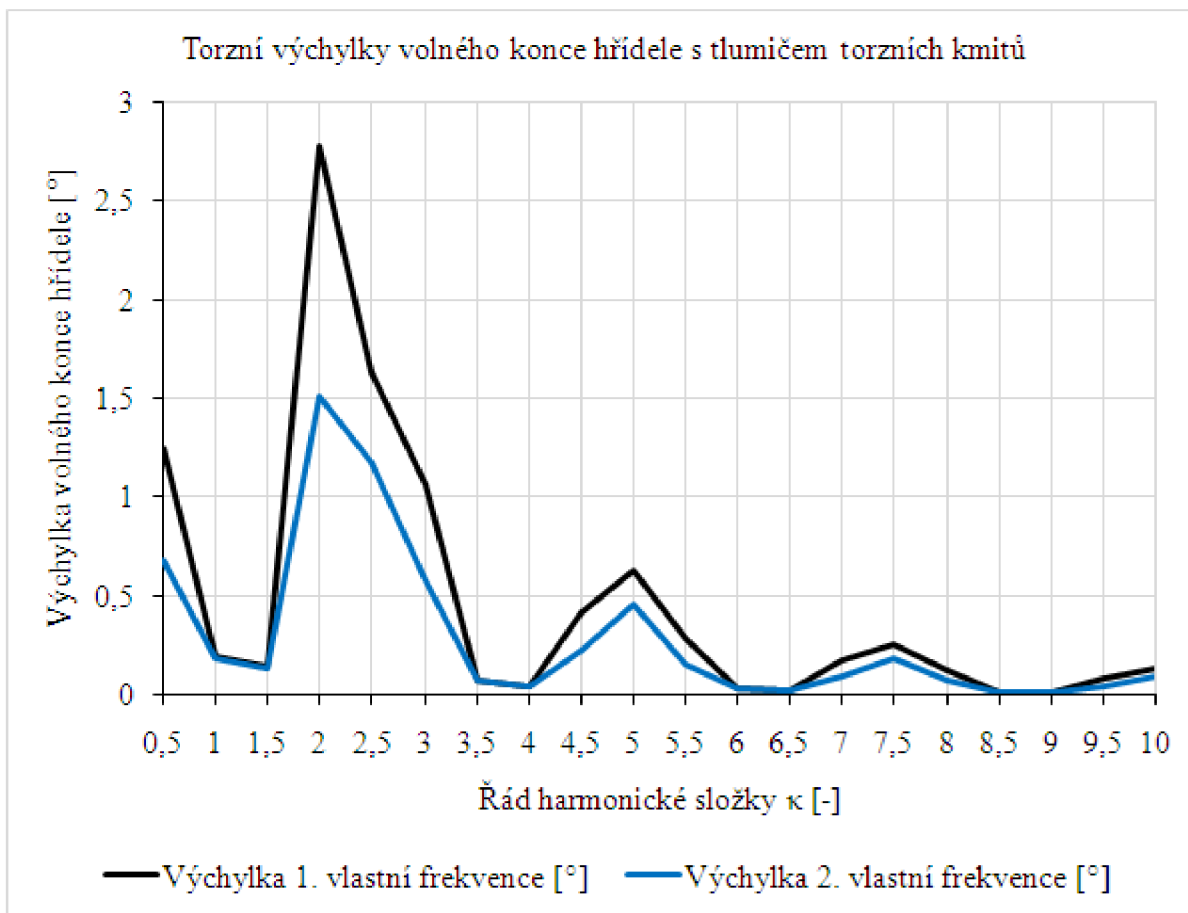
¹⁴ Výpočet torzních výchylek v rezonanci s tlumičem v příloze (kapitola 6.2.3).

Vypočtené hodnoty

Torzní výchylky volného konce hřídele		
Řád κ [-]	Výchylka 1. vlastní frekvence [°]	Výchylka 2. vlastní frekvence [°]
0,5	1,24076	0,67761
1	0,19326	0,18540
1,5	0,14036	0,13465
2	2,77302	1,51442
2,5	1,6246	1,17471
3	1,06617	0,58227
3,5	0,07008	0,06723
4	0,03744	0,03591
4,5	0,41503	0,22666
5	0,62912	0,45491
5,5	0,28142	0,15369
6	0,02633	0,02526
6,5	0,02176	0,02087
7	0,16905	0,09232
7,5	0,25534	0,18463
8	0,12322	0,06729
8,5	0,01177	0,01129
9	0,01019	0,00977
9,5	0,08023	0,04382
10	0,12677	0,09167

Kritické otáčky začínají pro 1. vlastní frekvenci od řádu $\kappa = 3,5$ a pro 2. vlastní frekvenci od $\kappa = 4,5$. Největší výchylka pro 1. vlastní frekvenci v provozním rozsahu je při $\kappa = 5$, ale větší výchylku má $\kappa = 3$, která je vzdálena od provozních otáček jen o 294 min^{-1} . Dle [1] je třeba, aby nebezpečné kritické otáčky byli alespoň o 15 % vyšší než provozní, což v případě $\kappa = 3$ neplatí. Z tohoto důvodu provedu kontrolu namáhání pro $\kappa = 3$.

Grafické vyjádření



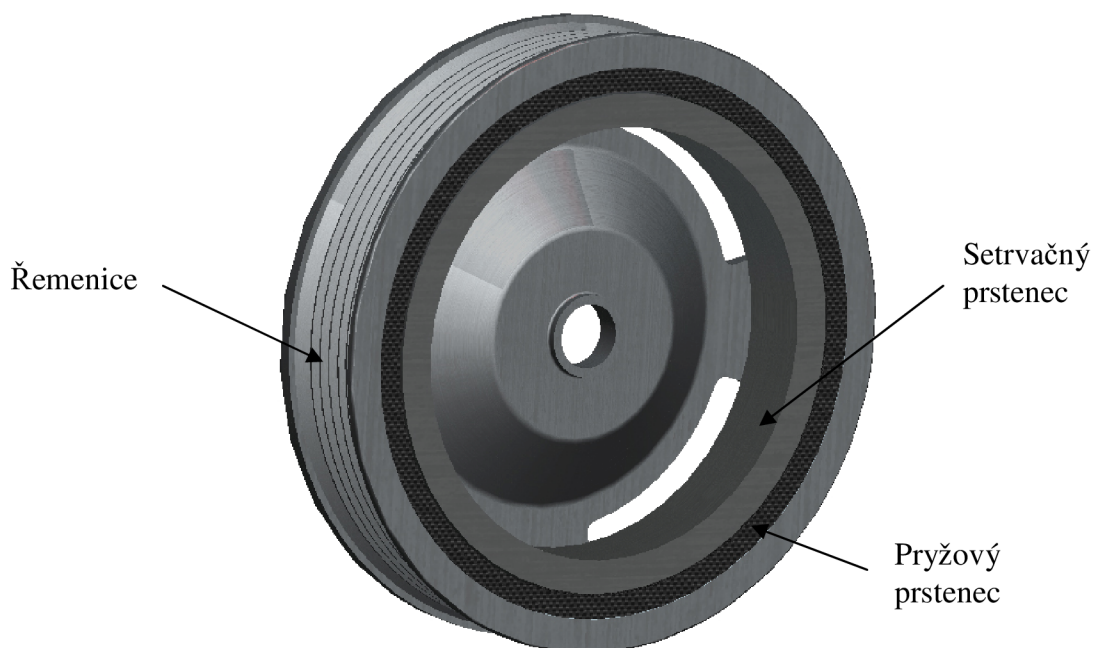
4.4 Namáhání torzními kmity u soustavy s tlumičem

Při použití tlumiče klesnou přídavná torzní napětí¹⁵ pro 1. vlastní frekvenci na $\tau = 15,4 \text{ MPa}$ a 2. vlastní frekvenci na $\tau = 3,3 \text{ MPa}$. Klikový hřídel při požadovaném maximálním přídavném torzním napětí $\tau = 40 \text{ MPa}$ vyhovuje z hlediska torzních kmitů.

¹⁵ Výpočet přídavného torzního namáhání v příloze (kapitola 6.3)

5. NÁVRH ROZMĚRŮ PRYŽOVÉHO TLUMIČE TORZNÍCH KMITŮ

Navulkanizovaný setrvačný prsteneček pryžového tlumiče je umístěn na vnitřní ploše pryžového prstence, který je spojen s vnitřní plochou navulkanizované řemenice, viz **obr. 12**. Provedu výpočet rozměrů pro pryžový a setrvačný prsteneček¹⁶.



Obr. 12 Idea návrhu pryžového tlumiče

5.1 Rozměry pryžového prstence

Tuhost pryžového prstence lze vypočítat dle vztahu [1]:

$$c_{tl} = \frac{\pi \cdot G_p \cdot b_{tl} \cdot d_1^2 \cdot d_2^2}{d_2^2 - d_1^2} [Nm \cdot rad^{-1}] \quad (40)$$

kde

G_p [MPa] – dynamický modul pružnosti pryže ve smyku. Volím $G_p = 1$ MPa dle [1].

b_{tl} [m] – šířka pryžového prstence,

d_2^2 [m] – vnější průměr prstence,

d_1^2 [m] – vnitřní průměr prstence.

¹⁶ Výpočet rozměrů pryžového tlumiče torzních kmitů v příloze (kapitola 7).

Z rovnice (40) vyjádřím velikost vnitřního průměru prstence d_1 . Vnější průměr je určen vnitřním průměrem řemenice. Dále volím šířku prstence $b_{tl} = 18 \text{ mm}$. Po úpravách rovnice (40) získám vztah:

$$d_1 = \sqrt{\left(\frac{\pi \cdot G_p \cdot b_{tl}}{c_{tl}} + \frac{1}{d_2^2}\right)^{-1}} [m] \quad (41)$$

Přípustné namáhání pryže ve střídavém smyku je dovoleno maximálně $\tau_p = 0,3 \text{ MPa}$. Vypočítá se dle [1]:

$$\tau_p = \frac{2 \cdot M_{k_{tl}}}{\pi \cdot b_{tl} \left(\frac{d_1 + d_2}{2}\right)^2} [Pa] \quad (42)$$

kde

$M_{k_{tl}} [Nm]$ – maximální torzní moment v pryžovém prstenci podle vzorce:

$$M_{k_{tl}} = \phi_{0_{tl_{1k}}} \cdot c_{tl} \cdot (a_0 - a_{tl}) [Nm] \quad (43)$$

kde

$\phi_{0_{tl_{1k}}} [rad]$ – největší výchylka volného konce hřídele s tlumičem torzních kmitů,

$a_0 [-]$ – poměrná výchylka řemenice,

$a_{tl} [-]$ – poměrná výchylka tlumiče.

5.2 Rozměry setrvačného prstence

Ze zvoleného momentu setrvačnosti setrvačného prstence dopočítám jeho vnitřní průměr. Pro moment setrvačnosti ocelového prstence platí:

$$I_{tl} = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} r^3 \cdot b_{tl} \cdot \rho \cdot d\varphi \cdot dr [kg \cdot m^2] \quad (44)$$

kde

$r_1 [m]$ – vnitřní poloměr prstence,

$r_2 [m]$ – vnější poloměr prstence,

$\rho [kg \cdot m^3]$ – hustota ocele.

Po integraci a úpravách rovnice (44) získám vztah pro vnitřní poloměr ocelového prstence:

$$r_1 = \sqrt[4]{r_2^4 - \frac{2 \cdot I_{tl}}{b_{tl} \cdot \rho \cdot \pi}} [m] \quad (45)$$

Vypočtené hodnoty

Vnitřní průměr pryžového prstence d_1 [mm]	110,26
Namáhání pryže ve střídavém smyku τ_p [MPa]	0,184
Vnitřní poloměr setrvačného prstence r_1 [mm]	47,19

6. VYTVOŘENÍ MODELU V PROSTŘEDÍ MBS ADAMS ENGINE

Při vývoji nových pohonných jednotek jsou kladeny zvětšující se nároky na snížení doby vývoje strojních součástí. V současnosti je možné tyto nároky uspokojit použitím výpočetních metod a při tvorbě nové pohonné jednotky využít možnosti dostupných simulačních programů. Mezi takové programy patří MBS ADAMS Engine.

Program ADAMS (automatic dynamic analysis of mechanical systems) umožňuje zkrátit čas vývoje konstrukce a snížit finanční výdaje vhodnou simulací budoucího prototypu. Můžeme tak eliminovat základní problémy ještě dříve, než dojde k výrobě první zkušební konstrukce.

ADAMS je systém pro modelování a simulaci mechanických soustav, tzv. MBS (multi-body systems). Mechanická soustava se skládá z tuhých i poddajných těles vázaných mezi sebou kinematickými vazbami. Lze provádět statické, kinematické a dynamické analýzy vytvořených modelů. Umožňuje jejich optimalizaci a ověření matematických modelů.

Základní struktura ADAMS je tvořena jádrem ADAMS Solver, což je řešící program všech vstupních souborů nelineárních algebraických a diferenciálních rovnic. Vstupní soubory mohou být vytvořeny podle pravidel vstupního jazyku ADAMS Solver, ale v naprosté většině se vstupní soubory vytváří v ADAMS View, v němž vytváříme model a následně vyhodnocujeme výsledky.

Existuje mnoho přídatných modulů, které se zabývají specifickými problémy strojírenství, např. ADAMS Vibration (analýza kmitání), ADAMS Flex (zahrnuje deformovatelná tělesa do modelu), ADAMS Car (modelování automobilů) ADAMS Post Processor (zdokonalené prohlížení výsledků analýz) a mnoho dalších modulů, ale v podstatě hlavní část tvoří již zmíněné grafické rozhraní ADAMS View a nebo programové ADAMS Solver. Modul pro vytváření pohonných jednotek se nazývá ADAMS Engine.

6.1 Prostředí ADAMS Engine

ADAMS Engine se skládá ze dvou režimů:

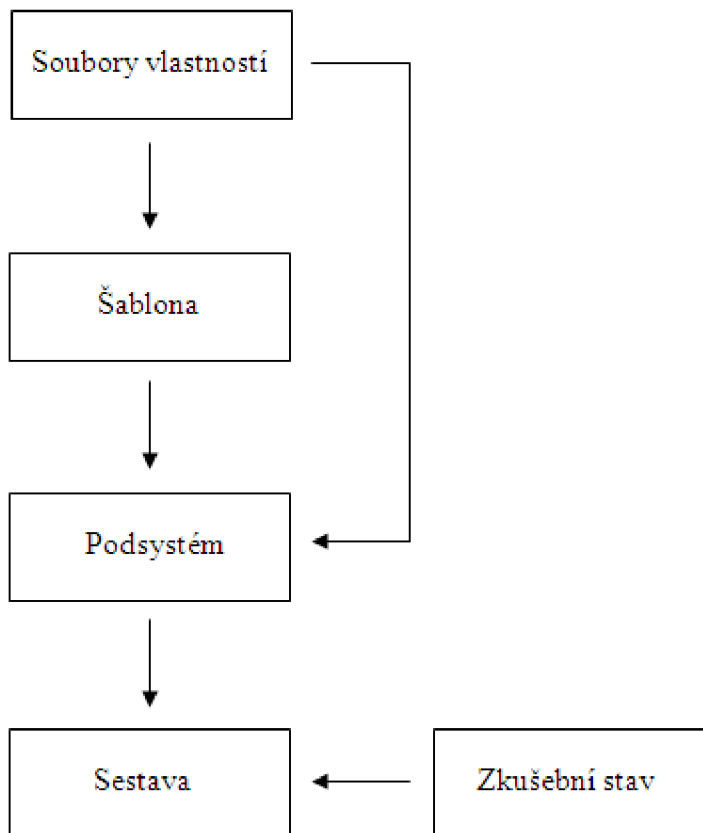
- Standardní rozhraní (standard interface) – zde je možné provádět analýzu a některé přednastavené úpravy modelů, které jsou uloženy v databázi. Nelze vytvářet modely.
- Rozhraní pro tvorbu šablon (template builder) – umožňuje tvorbu modelů a jedná se o pokročilejší uživatelské rozhraní.

Důležité soubory pro vytvoření modelu

Model je tvořen několika důležitými soubory, které jsou nutnou podmínkou pro jeho vytvoření a simulaci. Jsou to především:

- Soubory vlastností (property files) – obsahují data pro součásti modelu (např. hodnoty a charakteristiky pro vytvoření ventilových pružin, vačkových hřídelů, pístu ap.). Tyto soubory lze upravovat v jakémkoliv textovém editoru.
- Šablony (templates) – jsou to v podstatě parametrické modely (např. model spalovacího motoru), které lze podle potřeby upravovat. Využívají souborů vlastností a lze je vytvořit pouze v rozhraní pro tvorbu šablon. Není možno je používat ve standardním rozhraní.
- Podsystemy (subsystems) – dostupné ve standardním režimu. Podsystemy jsou tvořeny šablonami. Umožňují měnit některé parametry šablony.
- Sestavy (assemblies) – sestava je tvořena podsystemem (nebo podsystemy) a šablonou zkušebního cyklu. Sestavu lze následně podrobit analýze (pouze ve standardním rozhraní) využitím ADAMS Solver.
- Šablona zkušebního stavu (test rig) – je velmi podobná standardní šabloně s tím rozdílem, že kromě normálních částí šablony obsahuje i akční členy (sílu a pohyb), jenž působí při analýze na sestavu. Zahrnuje i části pro výměnu informací s dalšími šablonami (tzv. komunikátory).
- Komunikátory (communicators) – umožňují výměnu informací mezi šablonami, podsystemy a zkušebním stavem uvnitř sestavy. Pro správnou funkci výměny informací mezi šablonami je zapotřebí odpovídajícího pojmenování komunikátorů (matching name) a následující typy komunikátorů:
 - Vstupní komunikátory (input communicators) – vyžadují informace z ostatních podsystemů nebo zkušebnímu stavu.
 - Výstupní komunikátory (output communicators) – poskytují informace dalším podsystemům nebo zkušebnímu stavu.

Jednotlivé datové závislosti výše uvedených částí jsou názorněji na **obr. 13**.

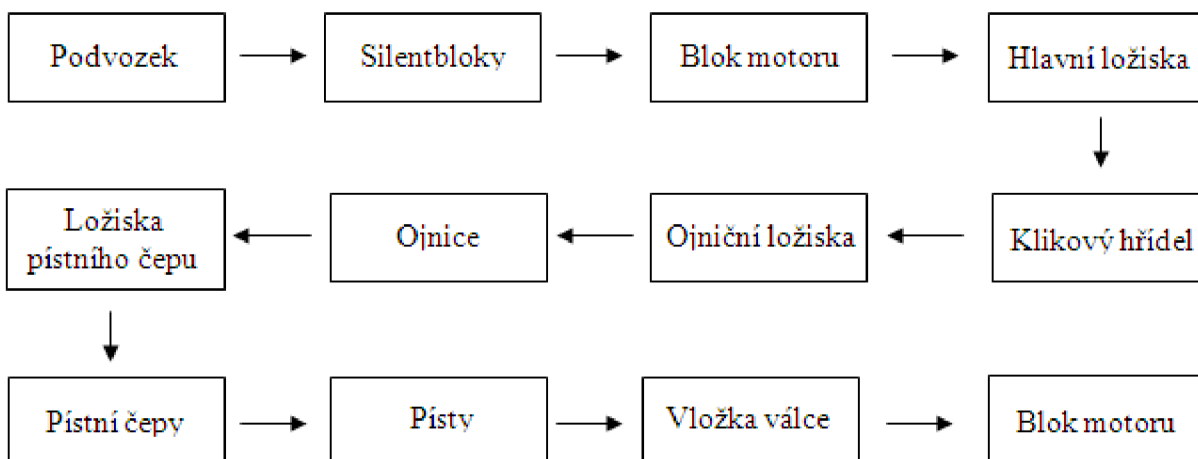
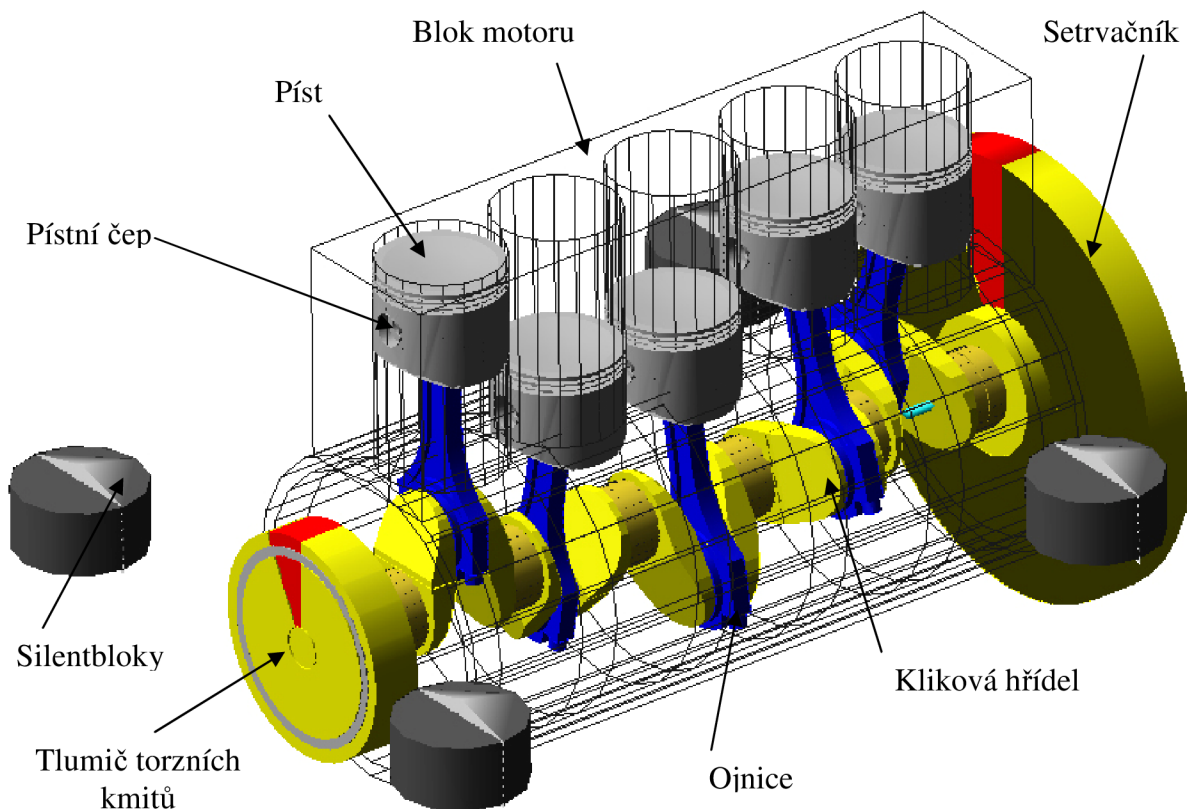


Obr. 13 Vztahy mezi jednotlivými částmi v MBS ADAMS Engine.

6.2 Tvorba modelu

Pro vytvoření modelu pětiválcového zážehového spalovacího motoru je třeba vytvořit šablonu, která je základem pro pozdější analýzu sestavy ve standardním rozhraní. ADAMS Engine obsahuje ve své databázi některé předdefinované šablony spalovacích motorů (např. řadový šestiválec, vidlicový šestiválec aj.). Vzhledem k tomu, že šablona pro řadový pětiválcový motor není předdefinovaná, je třeba ji vytvořit v rozhraní pro vytváření šablon.

Model je tvořen hlavními částmi jako např. kliková hřídel, ložiska, ojnice, pístní čepy ap. Spojení mezi rotačními částmi je umožněno ložisky a blok motoru je uložen na čtyřech silentblocích, které jsou připevněny k podvozku. Ke klikovému hřídeli je upevněn setrvačnick a tlumič torzních kmitů (nebo řemenice). Vyvažovací hřídele v mém modelu nejsou použity. Hlavní uspořádání modelu je patrné z **obr. 14**.



Obr. 14 Pětiválcový spalovací motor v prostředí MBS ADAMS Engine a jeho topologie

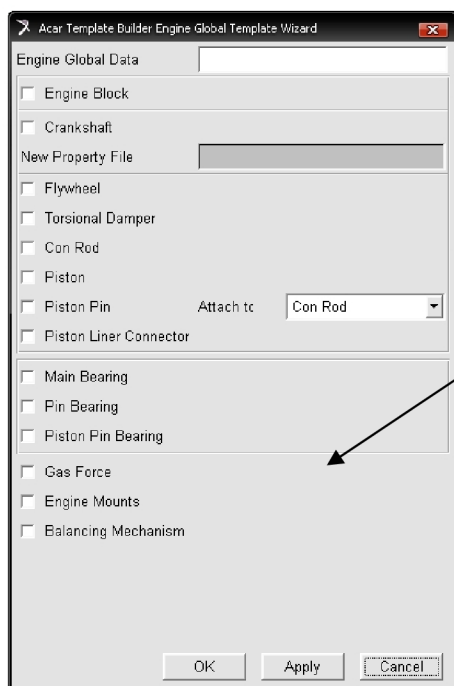
Při vytváření nové šablony existují dva možné způsoby tvorby modelu. Při získání určitých zkušeností je výhodnější a efektivnější používat zabudovanou funkci pro vytváření spalovacího motoru než postupné vytváření jednotlivých částí.

6.2.1 Automatické vytvoření částí motoru (cranktrain wizard)

Vytvoříme následující prvky:

- Vstupní komunikátory pro umístění a orientaci podsystemu spalovacího motoru v sestavě. Pokud nebude nalezen odpovídající výstupní komunikátor poskytující informace o umístění a orientaci, bude poloha motoru určena globálním souřadným systémem, kde gravitace směřuje v záporném směru osy z.
- Konstrukční rámy (construction frames) – jde o základní prvek pro vytváření součástí spalovacího motoru. Konstrukční rám je určen polohou a orientací. Zde vytvoříme konstrukční rámy pro orientaci souřadných os tak, že osa z je osou rotace klikového hřídele, osa x je totožná se směrem osy válce a osa y je kolmá k ose z (kladný směr je určen pravidlem pravé ruky).
- Vytvoření celkových dat motoru (global data) – zadáme základní parametry motoru, např. počet válců, úhel řad válců, zdvih, apod. Tyto hodnoty slouží k vytvoření konstrukčních ráků pro ostatní součásti motoru jako kliková hřídel, ojnice, píst ap.

Po dokončení těchto kroků použijeme zabudovanou funkci v ADAMS Engine, která automaticky generuje části motoru, jenž zvolíme viz **obr. 15**.



Volba jednotlivých částí motoru, které chceme vytvořit.

Obr. 15 Průvodce automatickým generováním hlavních součástí motoru.

6.2.2 Postupné vytváření modelu

Tento způsob je časově náročný a je proto vhodný především pro uživatele, kteří nemají dostatek zkušeností a umožňuje jim tak lépe pochopit princip jednotlivých závislostí uvnitř šablony.

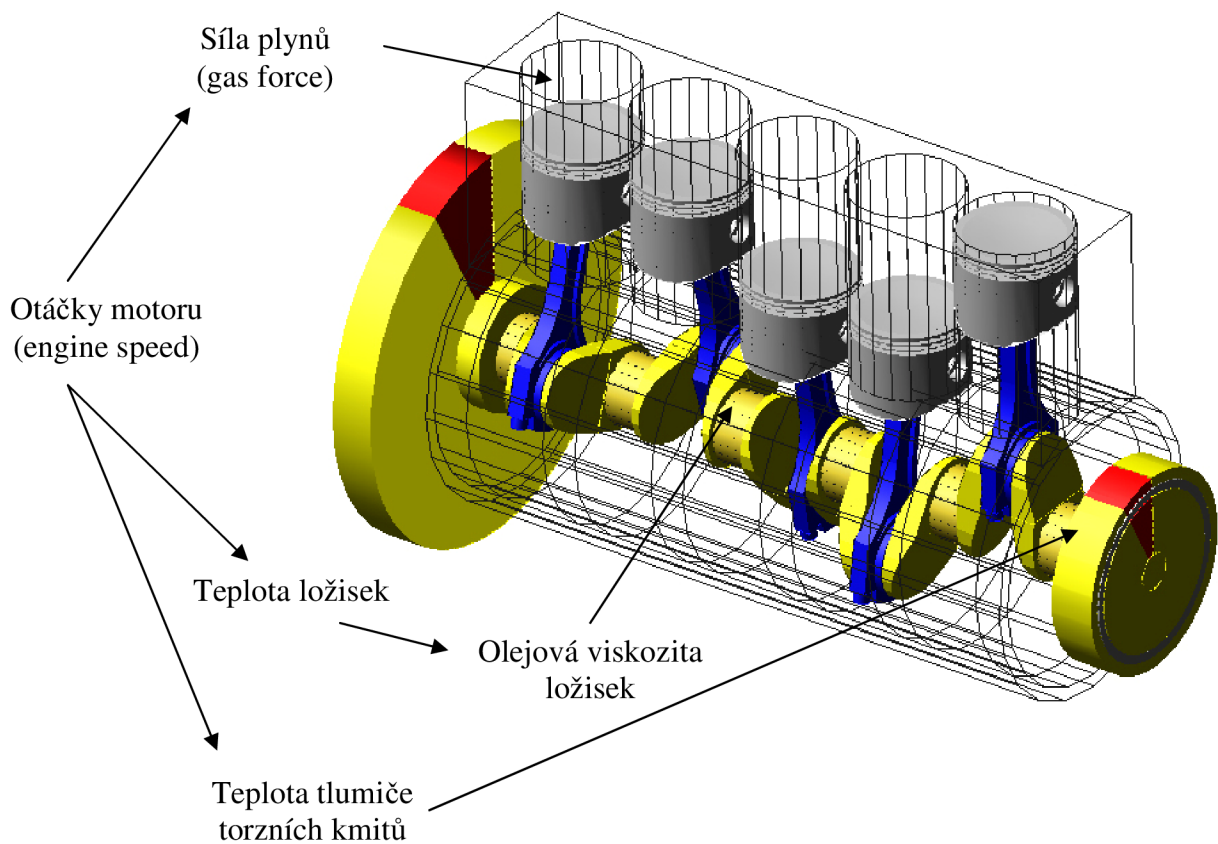
Při vytváření modelu postupujeme v počátcích stejně jako při vytváření modelu pro automatické vytvoření částí (viz výše). Ovšem po zadání celkových dat vytváříme jednotlivé části spalovacího motoru postupně s vlastním zadáním hodnot jednotlivých komponent.

Vytvořím následující součásti:

- Části tvořící spalovací motor:
 - Blok motoru (engine block),
 - kliková hřídel (crankshaft),
 - tlumič torzních kmitů (torsional damper) nebo řemenici (pulley),
 - setrvačnick (flywheel),
 - ojnice (con rods),
 - pístní čepy (piston pins),
 - písty (pistons),
 - hlavní ložiska (main bearings), ojnicní ložiska (pin bearings) a ložiska pístního čepu (piston pins bearings),
 - vložky válců (piston liner connectors),
 - silentbloky (engine mounts).
- K zajištění správného sestavení se zkušebním stavem je třeba těchto součástí:
 - Vstupní komunikátory:
 - Pro připojení spalovacího motoru k podvozku (cis_chassis).
 - Pro umístění a orientaci motoru v sestavě (tento komunikátor jsem již vytvořil v kapitole „automatické vytváření části motoru“).
 - Výstupní komunikátory:
 - Umístění a orientace pohonu klikového hřídele (driver),
 - kryt motoru (housing).
 - Konstrukční rámy pro umístění zkušebního stavu.
 - Připojovací část (mount part), která bude nahrazena při vytváření sestavy spalovacího motoru skutečným připojením motoru k podvozku. Pokud nebude dostupný podsystém podvozku, spalovací motor bude připevněn k základně ADAMS Engine.
 - Parametrické proměnné (parameter variable):
 - Tlak oleje (oil pressure) – velikost tlaku lze upravovat i ve standardním rozhraní. Ovlivňuje především proudění oleje v ložiscích.
 - Proměnné parametry umístění silentbloků (position variable) – určují polohou silentbloků podle našich požadavků.

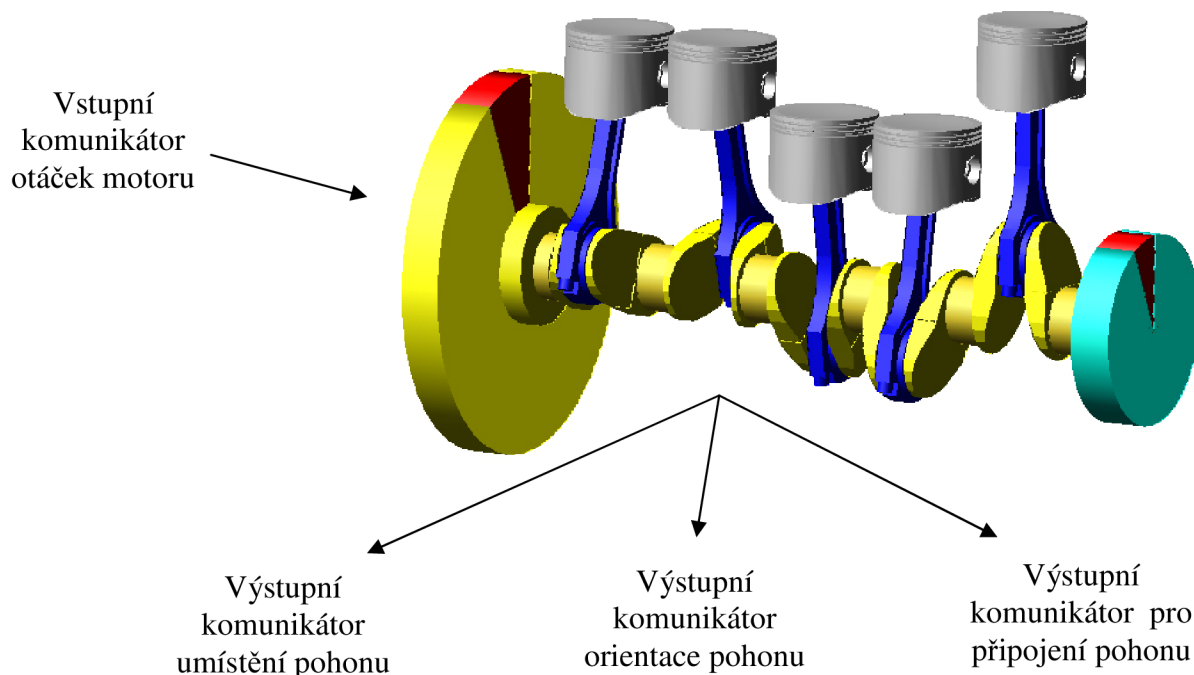
- Základní prvky (elements) jsou:
 - Síla od tlaku plynů (gas force).
 - Teplota oleje (temperature oil) definuje závislost teploty oleje na otáčkách motoru. Viskozita oleje (viscosity oil) je určena teplotou oleje.
 - Teplota tlumiče torzních kmitů (temperature damper) závislá na otáčkách spalovacího motoru.
- Řešící proměnná (solver variable) – vytvořím vstupní komunikátor pro příjem informací o velikosti otáček spalovacího motoru (engine speed).
- Senzor otočení klikového hřídele (angle sensor) důležitý např. pro sílu plynů.

Závislosti teploty oleje, tlumiče, viskozity a síly od tlaku plynů jsou na **obr. 16**.



Obr. 16 Závislosti jednotlivých veličin na otáčkách

Komunikátory nutné k připojení zkušebního stavu k podsystému jsou na **obr. 17**.



Obr. 17 Vstupní a výstupní komunikátory pro připojení motoru k pohonu

V průběhu tvorby modelu zadávám hodnoty a vytvářím nové soubory vlastností. Jsou zadány momenty setrvačnosti jednotlivých částí zjištěné s CAD programu Pro Engineer, např. momenty setrvačnosti klikové hřídele, pístu, pístního čepu atd. Použil jsem upravený soubor vlastností pro sílu od tlaku plynů, olejovou viskozitu a vazbová ložiska (constrained bearing) jsem nahradil ložisky hydrodynamickými (hydrodynamic bearings). Pístní čep byl připojen k pístu. Tím vzniklo ložisko mezi pístním čepem a ojnicí.

Po vytvoření šablony následovalo vytvoření tzv. požadavků (requests), které lze v šabloně použít pro pozdější analýzu modelu. Tyto požadavky poskytují informace jenž určíme v rozhraní pro tvorbu šablon, např. informace o velikosti síly působících na zvolenou součást (některé požadavky jsou již předdefinovány). Vytvořil jsem požadavek pro měření torzní výchylky mezi dvěma souřadnými systémy umístěných na koncích klikového hřídele.

Na závěr byl z šablony vytvořen podsystém a sestava skládající se z podsystému a zkušebního stavu.

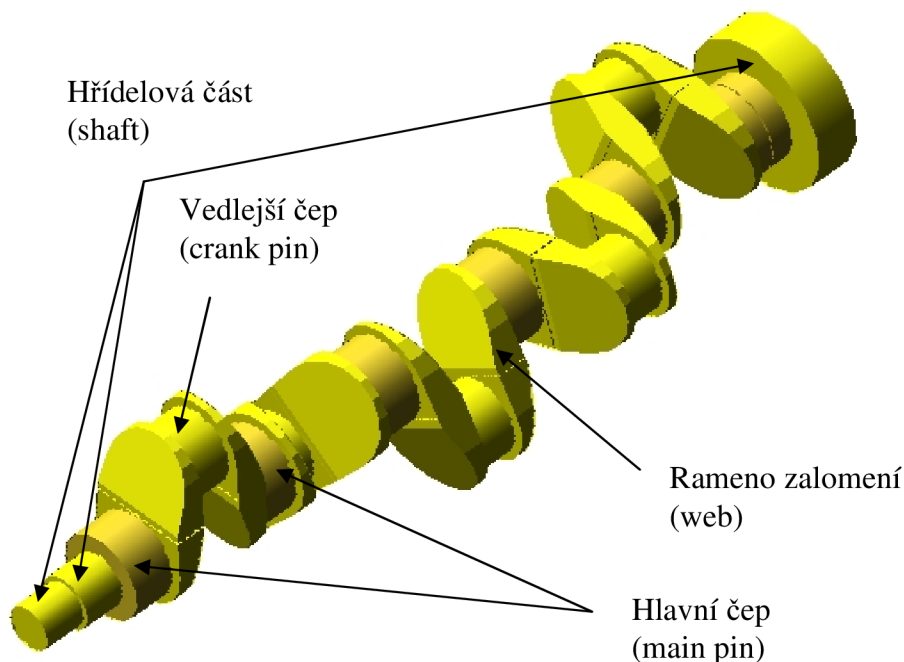
Z hlediska řešení torzních kmitů je důležité vhodné zvolení typu klikového hřídele a k případnému omezení torzních kmitů vybrat odpovídající tlumič torzních kmitů. V následujících kapitolách se budu věnovat podrobněji klikovým hřídelům a tlumičům torzních kmitů v ADAMS Engine.

6.3 Klikové hřídele v ADAMS Engine

ADAMS Engine obsahuje následující typy klikových hřídelů:

- Tuhý klikový hřídel (rigid crankshaft) – zobrazen v prostředí ADAMS Engine bílou barvou.
- Torzně pružný (torsional flexible crankshaft) – žluté zbarvení.
- Klikový hřídel s prutových prvků (beam crankshaft) – zelené zbarvení.
- Pružný klikový hřídel (flexible crankshaft) – importován model klikového hřídele z FEM (MKP) programu do prostředí ADAMS Engine.

Geometrie klikových hřídelů je stejná pro všechny typy hřídelů a skládá se ze stejných částí podle **obr. 18**. Jde o hlavní a ojniční čep, ramena zalomení a konce klikového hřídele pro připojení ostatních částí klikového pohonu (např. setrvačnick, tlumiče torzních kmitů nebo řemenice).



Obr. 18 Geometrie klikového hřídele

Jednotlivé části klikového hřídele lze libovolně modifikovat podle našich požadavků, např. lze upravit rameno zalomení a měnit jeho tloušťku, přesah ramena u hlavního a ojničního čepu apod.

Každá z těchto částí má přiřazeno následující písmeno vycházející z anglického názvu:

- Hlavní čep – písmeno „m“.
- Rameno – „w“.
- Ojniční čep – „p“.
- Hřídelová část pro připojení další součásti – „s“.

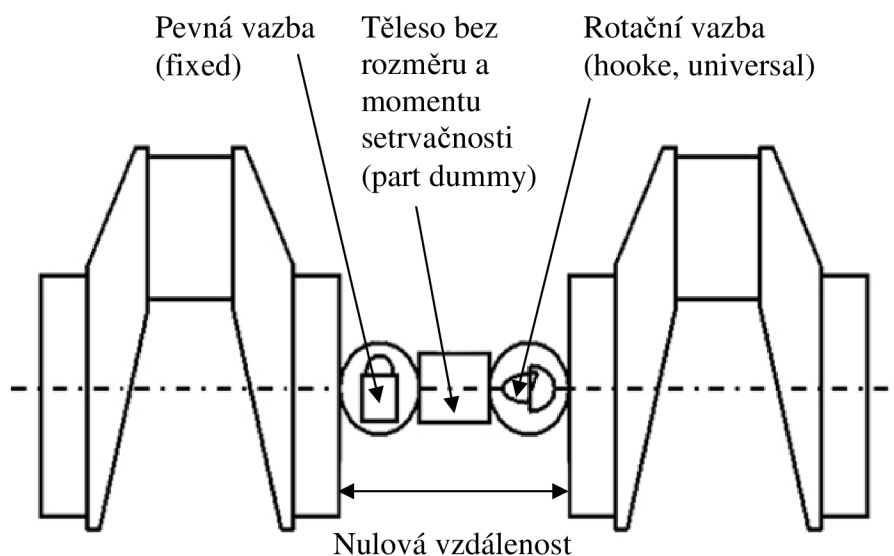
Tohoto označení se následně využívá při tvorbě klikového hřídele, kde pořadí jednotlivých písmen označuje tvar vytvořeného hřídele. Pro příklad uvedu vytvoření klikového hřídele tříválcového motoru, kde může být pořadí: smwpwmpwmpwms. Význam je následující – je použito 4 hlavních čepů, 3 ojnicích čepů, 6 ramen a 2 hřídelových částí pro připevnění např. setrvačnicku a tlumiče torzních kmitů.

6.3.1 Tuhý klikový hřídel (rigid crankshaft)

Tuhý klikový hřídel je vhodný k získání počátečních informací o dynamice, silách, reakčních momentech apod. nově konstruovaného klikového pohonu. Výhodou je i kratší výpočtový čas v důsledku nižšího počtu stupňů volnosti.

Jednotlivá zalomení jsou považována za tuhá a v místech hlavního čepu je použito ke spojení zalomení rotační a pevné vazby, které jsou navzájem připojeny k tělesu o nulových rozměrech a momentu setrvačnosti.

Pevná vazba způsobí, že není možné, aby se zalomení vůči sobě pootočila. Z tohoto důvodu jsou vstupními daty pouze rozměry, momenty setrvačnosti, polohy těžišť a hmotnosti části klikového hřídele.



Obr. 19 Tuhý klikový hřídel v ADAMS Engine [8]

Výsledky získané analýzou tuhého klikového hřídele

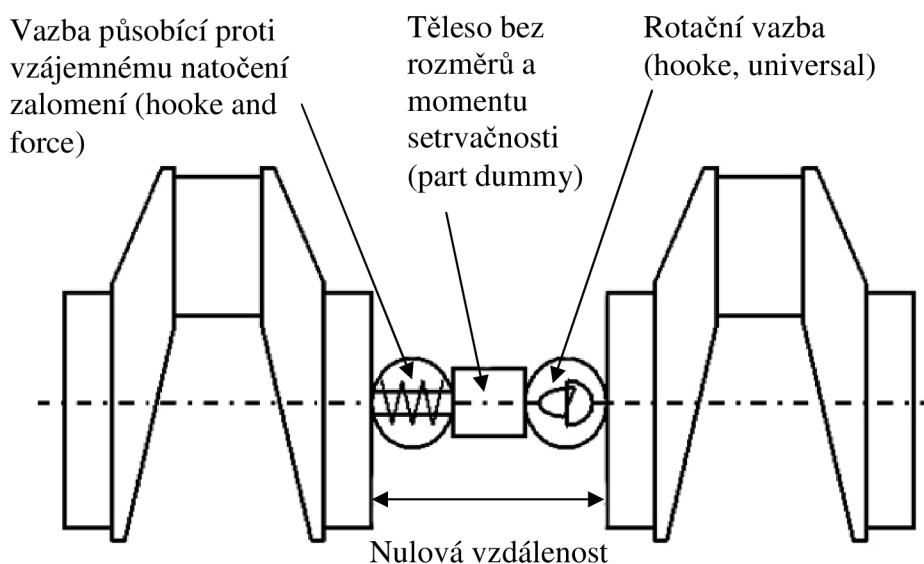
- Síly a momenty na hlavních ložiscích.
- Síly a momenty na ojnicích ložiscích.

6.3.2 Torzně pružný klikový hřídel (torsional flexible crankshaft)

Další přesnější výsledky analýzy klikového hřídele lze získat použitím torzně pružné klikové hřídele k vyšetřování torzního kmitání.

Rozdíl mezi tuhým hřídelem a torzně pružným hřídelem je v použití vazby, která dovoluje natočení zalomení vůči sobě. Tato vazba působí určitou měrnou proti natočení zalomení a tím představuje tuhost zalomení v tomto místě. Díky tomu lze zadávat jako vstupní data kromě rozměru, hmotnosti, momentu setrvačnosti, polohy těžišť i torzní tuhost a tlumení mezi jednotlivými částmi klikového hřídele.

Získané výsledky z analýzy torzně pružné klikové hřídele jsou důležité pro vytvoření torzního spektra a proto jsem ji použil i v mém modelu spalovacího motoru. Vstupní data jako rozměry, momenty setrvačnosti, polohy těžišť a hmotnosti jsem získal analýzou klikového hřídele v CAD programu Pro Engineer. Hodnoty torzní tuhosti a tlumení nebyly zadány a proto byly automaticky dopočítány na standardní hodnoty programem ADAMS Engine.



Obr. 20 Torzně pružný klikový hřídel v ADAMS Engine [8]

Výsledky získané analýzou torzně pružného klikového hřídele

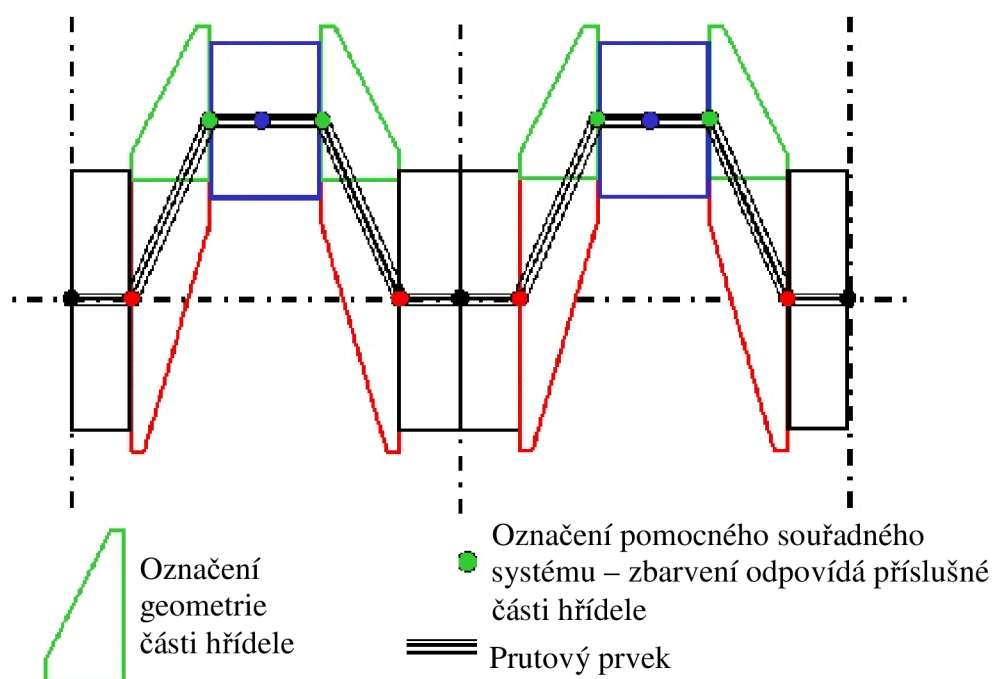
Každé zalomení poskytuje následující výsledky:

- Požadovaný moment (request torque):
 - Hlavní moment v krutu 1 (main torsion torque) – moment v krutu na levé straně zalomení.
 - Hlavní moment v krutu 2 – moment v krutu na pravé straně zalomení.
 - Úhel zkroucení 1 (torsional angle) – úhel na levé straně zalomení.
 - Úhel zkroucení 2 – úhel na pravé straně zalomení.

- Požadované nominální napětí (request nominal stress):
 - Hlavní napětí v krutu 1 (main torsion stress) – hlavní moment v krutu dělen polárním momentem odporu klikového čepu na levé straně zalomení.
 - Hlavní napětí v krutu 2 – hlavní moment v krutu dělen polárním momentem odporu klikového čepu na pravé straně zalomení.

6.3.3 Klikový hřídel složený s prutových prvků (beam crankshaft)

Tento model klikového hřídele je tvořen pruty, které nahrazují jednotlivá zalomení a mají určitou torzní a ohybovou tuhost. Ovšem získání těchto hodnot je značně problematické. Lze samozřejmě použít i automaticky dopočítaných hodnot programem ADAMS Engine.



Obr. 21 Klikový hřídel složený s prutových prvků v ADAMS Engine [8]

Výsledky získané analýzou prutového klikového hřídele

Každé zalomení poskytuje následující výsledky:

- Požadovaný moment:
 - Hlavní torzní moment 1 – torzní moment na levé straně zalomení připojovacího bodu mezi hlavním čepem a ramenem klikového hřídele.
 - Hlavní torzní moment 2 – torzní moment na pravé straně zalomení připojovacího bodu mezi hlavním čepem a ramenem hřídele.
 - Ohybový moment ramena 1 (web bending torque 1) – ohybový moment na levé straně ramena v centru prutového prvku ramena.
 - Ohybový moment ramena 2 – ohybový moment na pravé straně ramena v centru prutového prvku ramena.
 - Úhel zkroucení zalomení.
- Požadované nominální napětí:
 - Hlavní torzní napětí 1 – hlavní torzní moment 1 dělený polárním momentem odporu klikového čepu.
 - Hlavní torzní napětí 2 – hlavní torzní moment 2 dělený polárním momentem odporu klikového čepu.
 - Ohybové napětí v ramenu kliky 1 (web bending stress 1) – ohybový moment 1 v rameni kliky dělený momentem odporu průřezu ramene kliky.
 - Ohybové napětí v ramenu kliky 2 – ohybový moment 2 v rameni pravé kliky dělený momentem odporu průřezu ramene kliky.
- Požadované smykové napětí:
 - Smykové napětí ramene kliky 1 (web shear stress 1) – boční síla na levém rameni zalomení dělena průřezem ramene kliky.
 - Smykové napětí ramene kliky 2 – boční síla na pravém rameni zalomení dělena průřezem ramene kliky.

6.3.4 Pružný klikový hřídel

Předchozí typy klikových hřídelů je možné jednoduše upravovat přímo v šabloně. Pružný klikový hřídel (flexible crankshaft) je třeba importovat.

Důvod pro použití tohoto typu klikového hřídele má podstatu ve velkých namáháních a deformacích vzniklých za provozu hřídele. Tento fakt přispívá k tomu, že použití poddajného klikového hřídele je velmi vhodné pro odhad chování systému ještě před jeho vlastní výrobou.

Klikový hřídel je vytvořen s využitím CAD a FEM (MKP) programů. Model hřídele z CAD programu je importován do FEM programu, kde je podle potřeby vybrán typ prvků, sítě, materiálu apod. Následně se model exportuje do .mnf souboru (modal neutral file), který je potřebný pro ADAMS Engine.

6.4 Tlumiče torzních kmitů v ADAMS Engine

Jak bylo uvedeno v textu výše, použil jsem k analýze torzního kmitání torzně pružné klikové hřídele se vstupními daty z analýzy v CAD programu Pro Engineer. Využil jsem automaticky dopočítaných hodnot torzní tuhosti a tlumení mezi jednotlivými částmi klikového hřídele.

Získané výsledky z analýzy klikového hřídele bez tlumiče torzních kmitů budu porovnávat s výsledky klikového hřídele s použitím tlumiče torzních kmitů. Nyní uvedu jednotlivé typy používaných tlumičů torzních kmitů v programu ADAMS Engine k odstranění nebezpečného torzního kmitání.

ADAMS Engine používá tři typy torzních tlumičů:

- Pryžový (rubber torsional damper)
- Viskózní (visco torsional damper)
- Lineární (linear torsional damper)

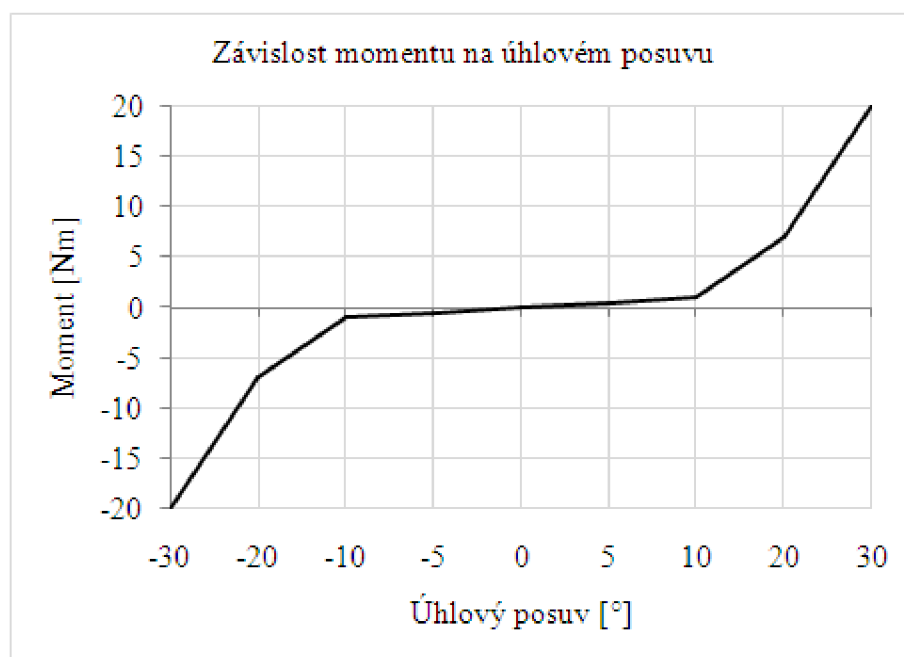
6.4.1 Pryžový (rezonanční) tlumič torzních kmitů

Tlumič se skládá z následujících částí:

- Setrvačné hmoty, tzv. prstence (ring part).
- Unášeče, který je připojen ke klikové hřídeli (hub part) – v mém případě se jedná o řemenici.
- Pryže spojující setrvačnou hmotu prstence s unášečem a skrz kterou je přenášena síla (moment).

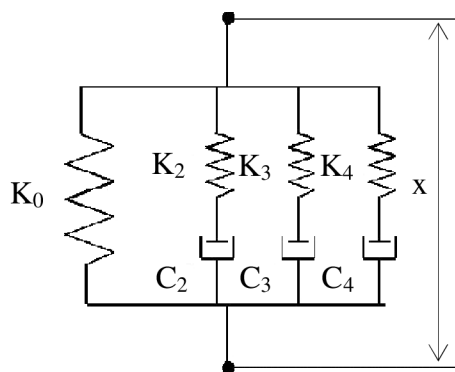
Jednotlivé části v ADAMS Engine jsou navzájem spojeny rotační vazbou, tzn. že se mohou vůči sobě natočit. Pryžová část je v ADAMS Engine modelována následujícími způsoby:

- Závislost posuvů tlumiče (displacement dependency) je určena křivkou na **obr. 22** (křivka statické tuhosti). Jedná se o závislost momentu na úhlovém posuvu. Toto nelineární chování je způsobeno vlastnostmi pryže nebo geometrickým tvarem pryžové části.



Obr. 22 Nelineární závislost pryžové části

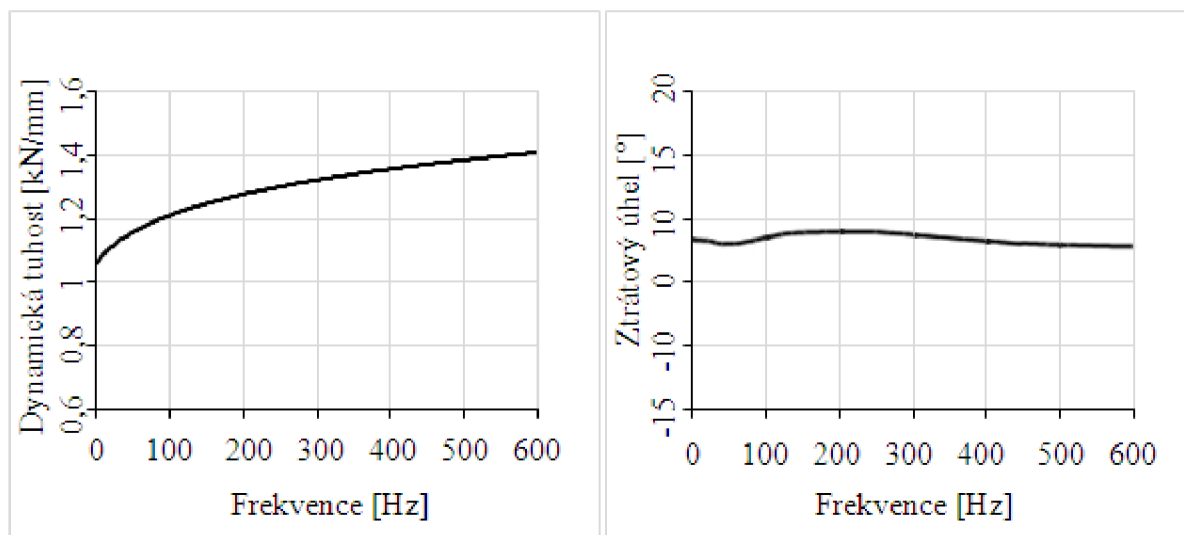
- Frekvenční závislost tlumiče (frequency dependency) – máme možnost zadat vlastní hodnoty pro pryžovou část tlumiče využitím tzv. Maxwellova modelu. Tento model popisuje dynamické chování pryže a skládá ze čtyř pružin a tří tlumičů, viz **obr. 23**.



Obr. 23 Model lineárního chování pryžové části [8]

Model vyžaduje sedm parametrů, které musí být zadány v souvislosti s použitým materiálem pryže. Parametr K_0 je rovný derivaci v nulovém úhlu křivky na **obr. 22**. Ostatní parametry K_2, K_3, K_4 a C_2, C_3, C_4 můžeme určit či je nechat automaticky dopočítat. Hlavním problémem je určení tuhosti pružin a tlumení tlumičů v modelu, protože pryž nemá fyzikálně vyčíslitelné střední hodnoty.

Neznáme-li vlastnosti pryže (např. při vývoji, kdy ještě nejsou známy výsledky testování), je možné použít v případě pryže jediný parametr. Tímto parametrem je tzv. ztrátový úhel pryže, který má v závislosti na frekvenci téměř konstantní velikost dle **obr. 24**. Zvolený ztrátový úhel určuje i velikost dynamické tuhosti. Změna tuhosti v závislosti na frekvenci je označována jako dynamická tuhost.



Obr. 24 Závislost ztrátového úhlu a dynamické tuhosti na frekvenci

Ztrátový úhel je posuv harmonického průběhu momentu vůči harmonickému průběhu deformace a vyjadřuje stupeň tlumení pryže. Tento ztrátový úhel lze zjistit z hysterezních křivek pryže. V mém případě jsem ponechal ztrátový úhel na přednastavené hodnotě.

- Teplotní závislost (temperature dependency) určuje závislost tuhosti pryže na teplotě. Teplotní závislost jsem ponechal na původních hodnotách.

Z výše uvedeného vyplývá, že je možné nastavit chování pryže dle našich vlastních hodnot. Ovšem tyto hodnoty nejsou v případě mého modelu dostupné a proto volím přednastavené hodnoty pro ztrátový úhel i křivku závislosti momentu na úhlovém posuvu.

Výsledky získané z pryžového torzního tlumiče

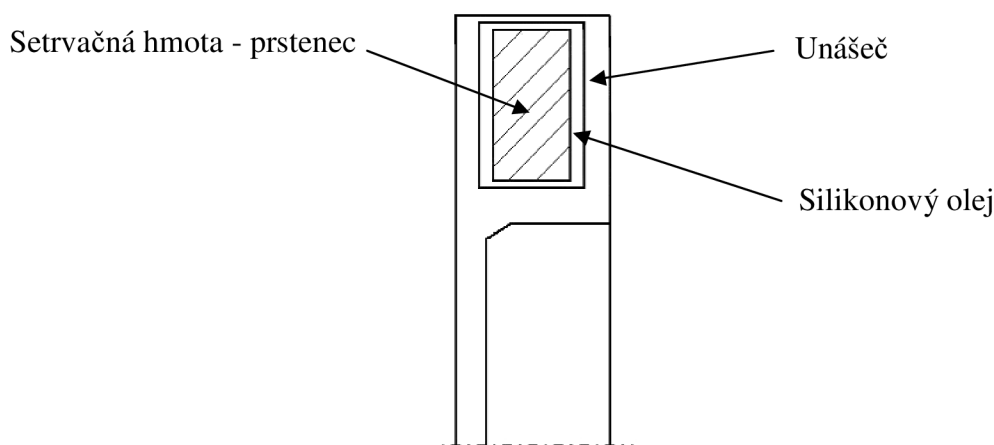
- Úhlový posuv (angular displacement) mezi středem tlumiče a vnějším prstencem.
- Teplota (temperature)
- Moment (torque) v ose z, kterým působí setrvačný prstenec na střed tlumiče.

6.4.2 Viskózní tlumič torzních kmitů

Tlumič se skládá z lehkého unášeče (hub part), který tvoří kryt pro těžký prstenec (ring part). Prstenec přenáší sílu (moment) na unášeč prostřednictvím kapaliny vysoké viskozity (silikonový olej). Silikonový olej je vhodný především kvůli své téměř neměnné vazkosti v závislosti na teplotě.

Tlumič je připevněn k volnému konci hřídele. Pokud kmitá konec hřídele, tak i s ním kryt (skříň) tlumiče a prstenec pokračuje setrvačností v rovnoměrném otáčivém pohybu. Mezi skříň a prstencem dochází ke vzájemnému posuvu. Při tomto posuvu kapalina pohlcuje kmitovou energii, která se mění v teplo.

Konstrukční uspořádání je na **obr. 25**.



Obr. 25 Viskózní tlumič torzních kmitů [8]

Možnosti nastavení viskózního tlumiče spočívají v nastavení velikosti vůlí mezi unášečem a setrvačným prstencem (samozřejmostí je i nastavení momentů setrvačnosti a poloha těžišť).

Výsledky získané s viskózního tlumiče torzních kmitů

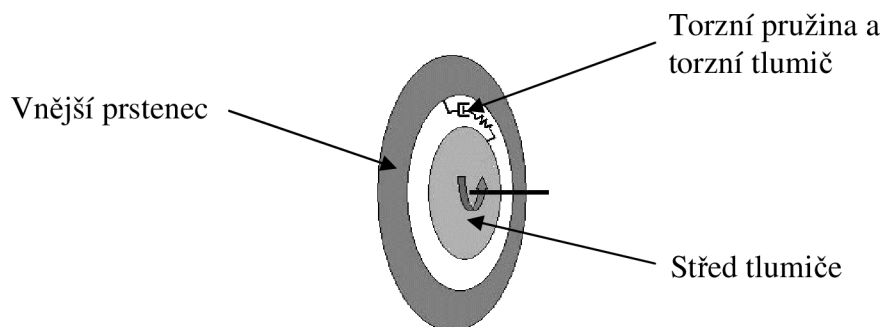
- Úhel mezi unášečem a prstencem.
- Teplota.
- Moment prstence působící na unášeč tlumiče.

6.4.3 Lineární tlumič torzních kmitů

Složení tlumiče:

- Vnější prstenec – setrvačná hmota tlumiče.
- Střed tlumiče – připevněn ke klikovému hřídeli.
- Rotační vazba spojující střed a vnější prstenec tlumiče.

Síla (moment) je přenášena z jedné části na druhou prostřednictvím silového prvku. Tento prvek se skládá z torzní pružiny a tlumení, viz **obr. 26**.



Obr. 26 Lineární tlumič torzních kmitů [8]

Tuhost a tlumení tohoto silového prvku je určena následující rovnicí:

$$Force = -c \cdot \frac{dx}{dt} [-] \quad (46)$$

kde:

$\frac{dx}{dt}$ – je časová derivace radiálních posuvů mezi pomocnými souřadnými systémy I a J (marker I, marker J).

Získané výsledky

- Úhel mezi prstencem a středem tlumiče.
- Úhlová rychlost mezi prstencem a středem tlumiče
- Moment působící na střed tlumiče

7. MOŽNOSTI ANALÝZY KLIKOVÉHO HŘÍDELE

ADAMS Engine nabízí na výběr mezi několika možnostmi analýzy modelu ve standardním prostředí. Pro rozbor zatížení klikového hřídele jsou podstatné tyto druhy analýz:

7.1 Analýza v rozsahu zvolených otáček

Lze zvolit počáteční a koncové otáčky motoru, vzorkovací frekvenci výstupních výsledků, počet provedených cyklů nebo délku trvání samotné analýzy a další dodatečné požadavky. Analýza je v ADAMS Engine nazývána jako „rpm sweep“. K modelu je připojena motorová brzda přes pružné spojky, jejichž tuhost, tlumení a počet lze přizpůsobit úpravou zkušebního stavu (adjust test rig).

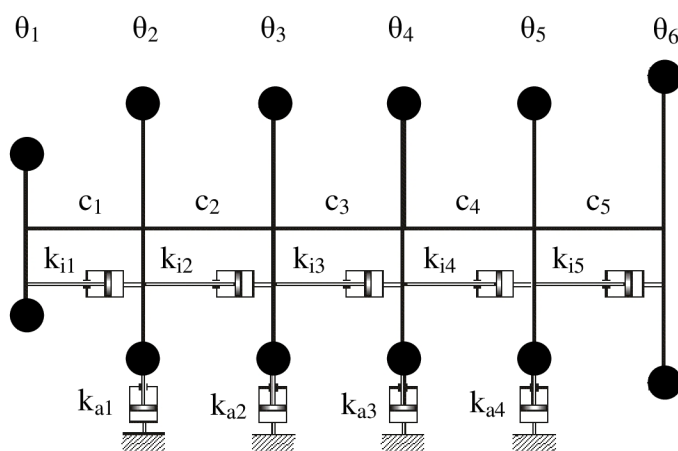
7.2 Analýza v ustáleném stavu

Můžeme spustit více analýz pro různé otáčky ve stejném čase. Simulace bude provedena pro každé určené otáčky, tzn. pro ustálený stav.

Pro analýzu v rozsahu zvolených otáček (rpm sweep) a pro konstantní otáčky (steady-state) lze zvolit analýzu (linear analysis), která linearizuje nelineární pohybové rovnice. Tento způsob simulace slouží k určení vlastních frekvencí a vlastních tvarů pružného klikového hřídele. Po analýze je možnost zhodnotit výsledky nebo animovat model pro jednotlivé vlastní frekvence (eigen frequency) a stupně kmitání (mode).

7.3 Lineární analýza torzního kmitání klikového hřídele

Simulace je založená na tzv. Hafner-Maass metodě a je označována jako „linear torsional vibration analysis of the crankshaft“. Každé zalomení klikového hřídele je redukováno na ekvivalentní torzní systém, viz následující **obr. 27**.



Obr. 27 Schéma redukovaného řadového čtyřválcového motoru [8]

Odpovídající moment setrvačnosti pro jeden válec se skládá ze zalomení, rotační a posuvné hmoty ojnice, pístu a pístního čepu. Vypočítá se podle následující rovnice:

$$I = I_{zal} + \left(m_{rot} + \frac{1}{2}m_{pos}\right)r^2 [kg \cdot m^2] \quad (47)$$

Hodnoty externího tlumení k_{ai} a tlumení zalomení k_{ii} dle **obr. 27** lze zadat nebo mohou být vypočítány podle specifických rovnic [8]. Výstupem z této simulace je několik souborů, v nichž můžeme nalézt informace o vlastních frekvencích, poměrných amplitudách, výchylkách jednotlivých hmot pro různé harmonické řady atd.

Tento model poskytuje velice uspokojivé výsledky při řešení torzního kmitání, pokud jsou vhodně určeny vstupní veličiny. Výhodou je jednoduchost a lze jej např. použít pro ladění tlumiče. Nepodporuje ovšem axiální a ohybové kmitání.

8. VÝSLEDKY ZÍSKANÉ ANALÝZOU MODELU

V modelu byl použit torzně pružný klikový hřídel, který je vhodný pro řešení vlastních frekvencí, vlastních tvarů, torzních výchylek nebo napětí na jednotlivých zalomeních klikového hřídele.

Torzní soustava byla analyzována nejprve bez použití tlumiče (pouze s řemenicí). Určil jsem velikost vlastních frekvencí využitím lineární analýzy (linear analysis) a vypočítal kritické otáčky.

Následně jsem provedl výpočet s použitím všech typů torzních tlumičů. Pryžový, viskózní a lineární tlumič byl v první části analyzování nastaven na počáteční hodnoty určené programem ADAMS Engine s výjimkou vlastních momentů setrvačnosti, polohy těžišť a rozměrů geometrické reprezentace torzního tlumiče v prostřední ADAMS Engine.

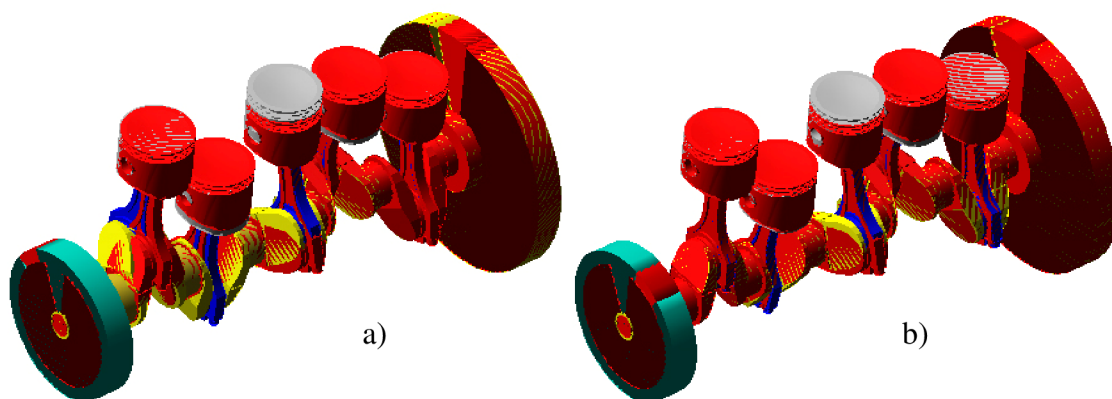
Porovnáním výsledků pro klikový hřídel bez tlumiče s výsledky klikového hřídele s jednotlivými typy tlumičů jsem mohl posoudit vliv tlumičů na torzní kmitání hřídele.

V další části analýzy došlo k úpravě parametrů pryžového tlumiče tak, aby poskytoval potřebné tlumení torzního kmitání. Úpravy byly provedeny pouze na pryžovém tlumiči, protože se jedná o nejrozšířenější tlumič torzního kmitání používaný v automobilovém průmyslu. U tlumiče byl i vyhodnocen jeho vliv na spalovací motor z hlediska odebíraného výkonu.

Ostatní provedené analýzy a výsledky slouží pouze jako demonstrativní ukázka možností výsledků získaných z modelu pětiválcového spalovacího motoru.

8.1 Vlastní frekvence modelu

Pro zjištění vlastních frekvencí jsem využil lineární analýzu. Velikost 1. vlastní frekvence je $461,83 \text{ Hz}$ a 2. vlastní frekvence má velikost $977,24 \text{ Hz}$. Následující **obr. 28** zobrazuje nedeformovaný stav modelu (červené zbarvení) a torzní deformovaný stav pro 1. i 2. vlastní frekvenci. Deformace odpovídají v souladu se zjištěnými vlastními tvary v kapitole 3.2.1.



Obr. 28 a) Vlastní tvar 1. vlastní frekvence, b) Vlastní tvar 2. vlastní frekvence

Při srovnání hodnot vlastních frekvencí zjistíme, že 1. vlastní frekvence se značně liší od předešlého výpočtu v náhradní soustavě. Druhá vlastní frekvence má již podobné hodnoty.

	Velikost vlastní frekvence			
	Diskrétní model		ADAMS Engine	
	[Hz]	[min-1]	[Hz]	[min-1]
1. vlastní frekvence	372	22321	462	27710
2. vlastní frekvence	983	58963	977	58634

Výpočet vlastních frekvencí by byl možný i za pomoci Hafner-Maass metody. Ovšem jen s odpovídajícími daty získaných z měření.

8.2 Kritické otáčky

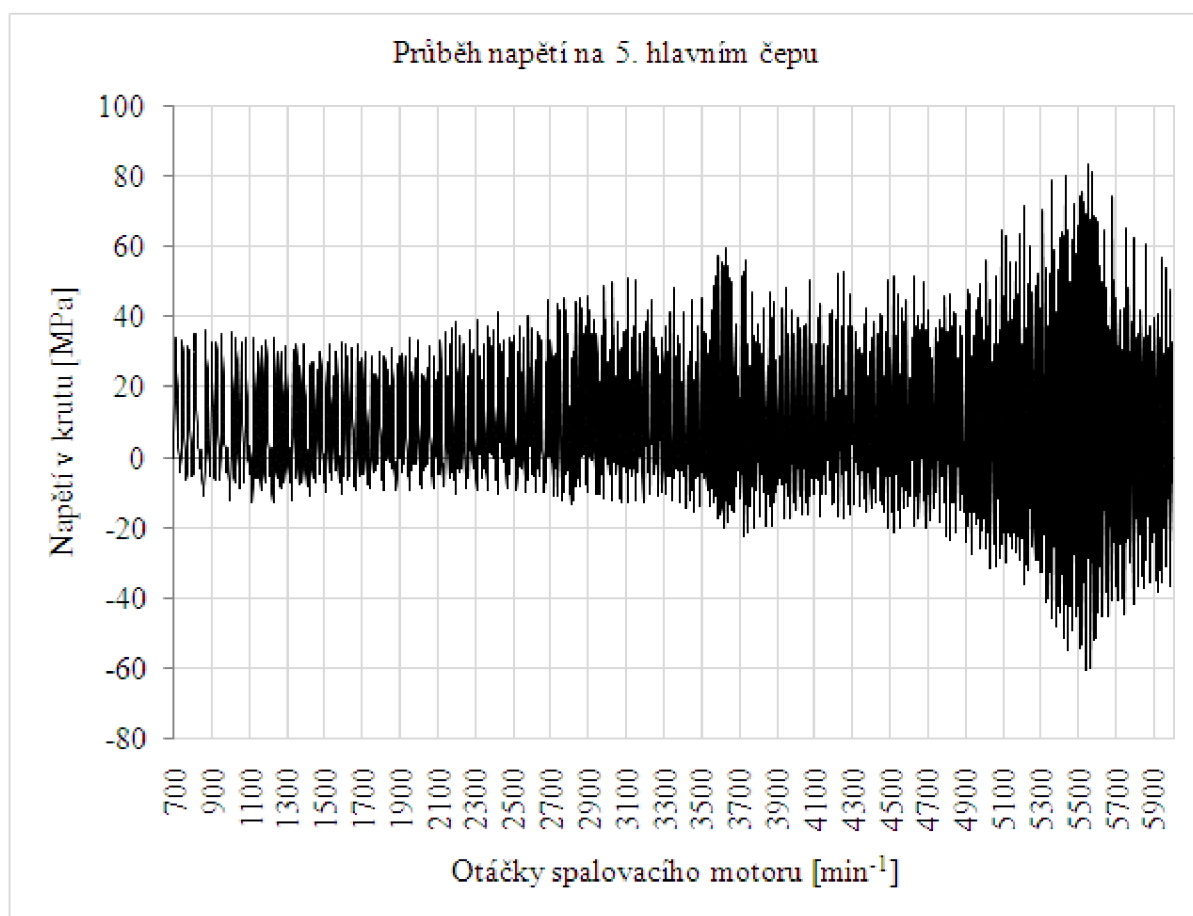
Kritické otáčky bez tlumiče torzních kmitů v ADAMS Engine		
Řád κ [-]	1. vlastní frekvence	2. vlastní frekvence
	Otáčky [min^{-1}]	Otáčky [min^{-1}]
0,5	55394	117262
1	27697	58631
1,5	18465	39087
2	13848	29316
2,5	11079	23452
3	9232	19544
3,5	7913	16752
4	6924	14658
4,5	6155	13029
5	5539	11726
5,5	5036	10660
6	4616	9772
6,5	4261	9020
7	3957	8376
7,5	3693	7817
8	3462	7329
8,5	3258	6898
9	3077	6515
9,5	2915	6172
10	2770	5863

Rozdíl u velikosti 1. vlastní frekvence způsobil i rozdílné kritické otáčky. Kritické otáčky 2. vlastní frekvence jsou velmi podobné s původními kritickými otáčkami.

8.3 Největší namáhání klikového hřídele

Z důvodů porovnání jednotlivých hodnot klikového hřídele s tlumičem a bez tlumiče torzních kmitů, bylo vhodné určit otáčky spalovacího motoru, při nichž je namáhání klikového hřídele největší. Tyto otáčky byly určeny využitím volby rozběhu motoru v provozním rozsahu otáček (analysis rpm sweep). Rozběh motoru byl dostatečně pomalý, aby bylo možné dynamické děje považovat za ustálené a bylo tak umožněno vyhodnocení všech nebezpečných rezonancí modelu.

Na **obr. 29** je např. průběh napětí pro 5. hlavní čep klikového hřídele v rozsahu provozních otáček spalovacího motoru.



Obr. 29 Otáčková analýza (rpm sweep)

Z otáčkové analýzy a v souladu s vypočtenými kritickými otáčkami je patrné, že k největšímu namáhání klikového hřídele dochází při harmonickém řádu $\kappa = 5$. Tento řád odpovídá kritickým otáčkám 5539 min^{-1} . Pro ověření jsem použil opět otáčkovou analýzu a zmenšil rozsah zkoumaných otáček na $5500 \div 5600 \text{ min}^{-1}$.

Pro nalezené nebezpečné otáčky (5539 min^{-1}) byly porovnávány hodnoty největšího napětí na hlavních čepích a zkroucení klikového hřídele mezi jeho konci využitím simulace v ustáleném stavu (steady state).

Napětí v krutu pro rozsah provozních otáček bylo vyhodnoceno na nejnamáhanějším hlavním čepu. Napětí působící na hlavní čep se skládá z přídavného torzního napětí a napětí od setrvačných sil a sil tlaku plynů tzv. tangenciální napětí.

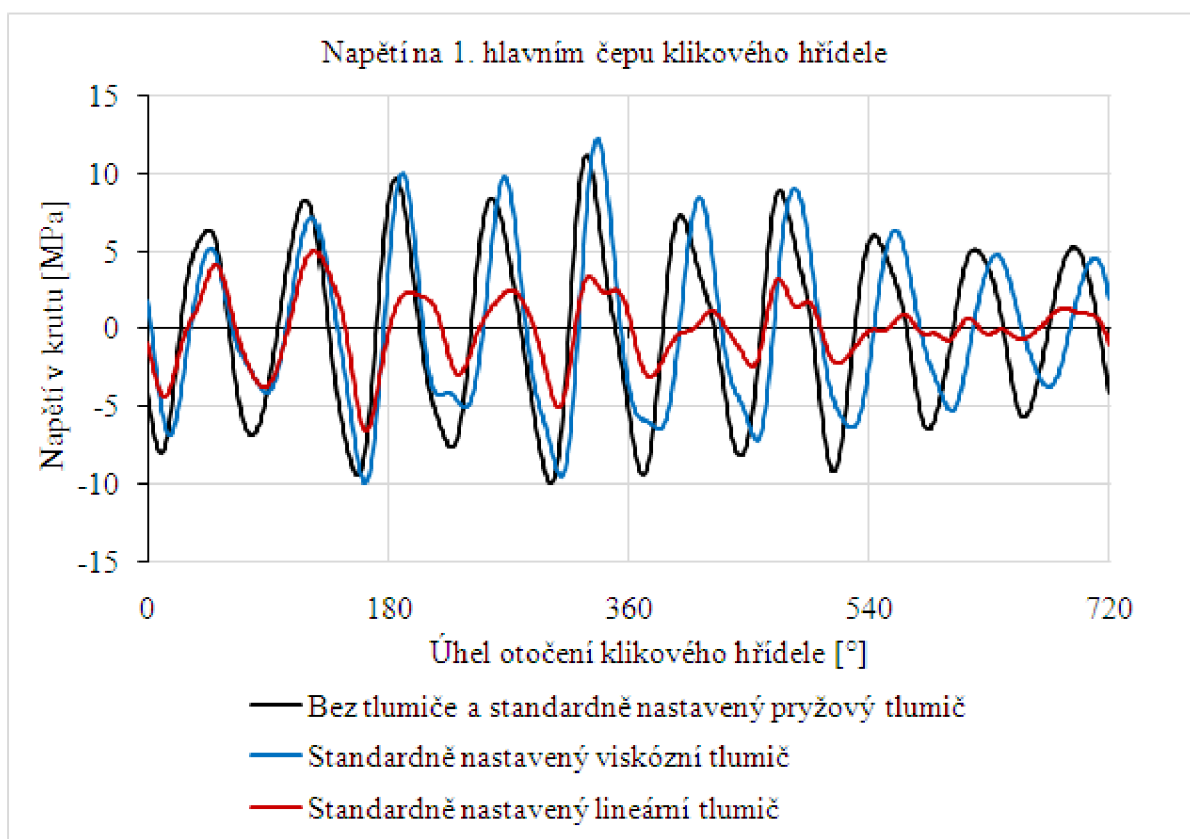
V závislosti na otáčkách motoru byli vyhodnoceny i torzní výchylky celého klikového hřídele.

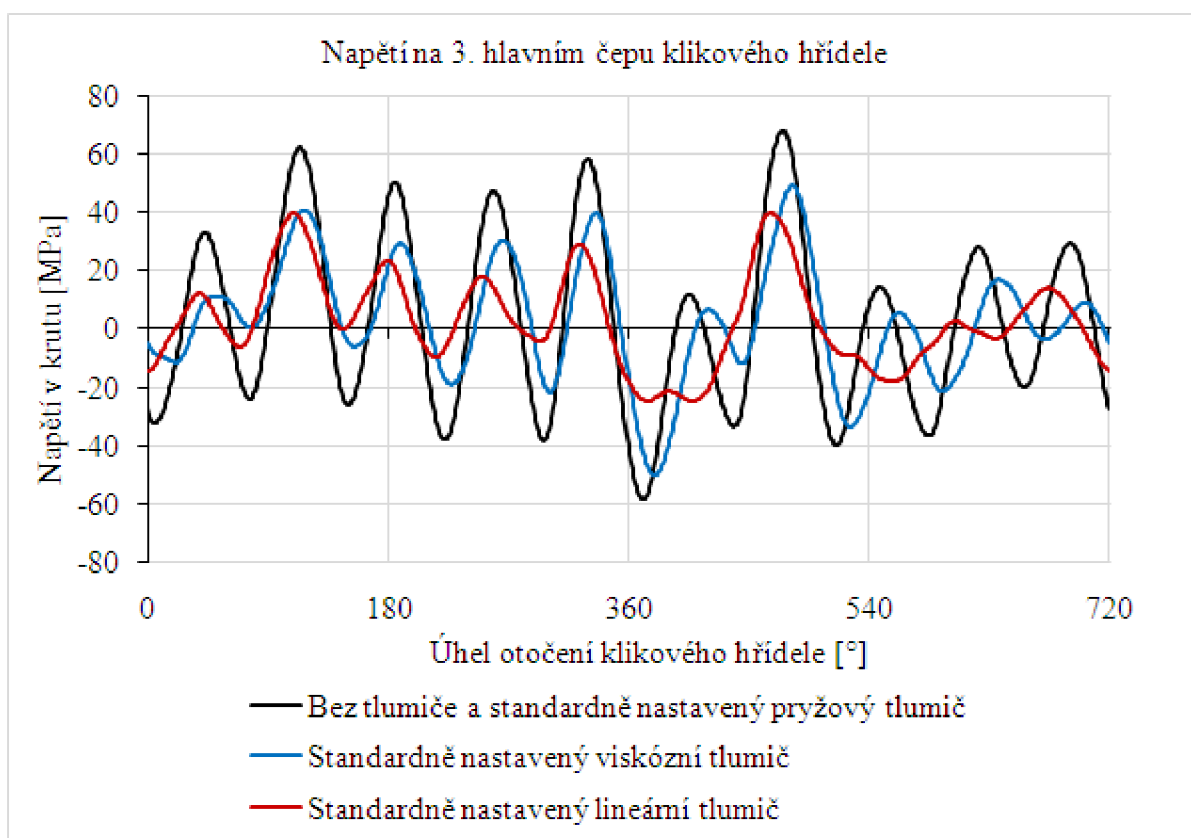
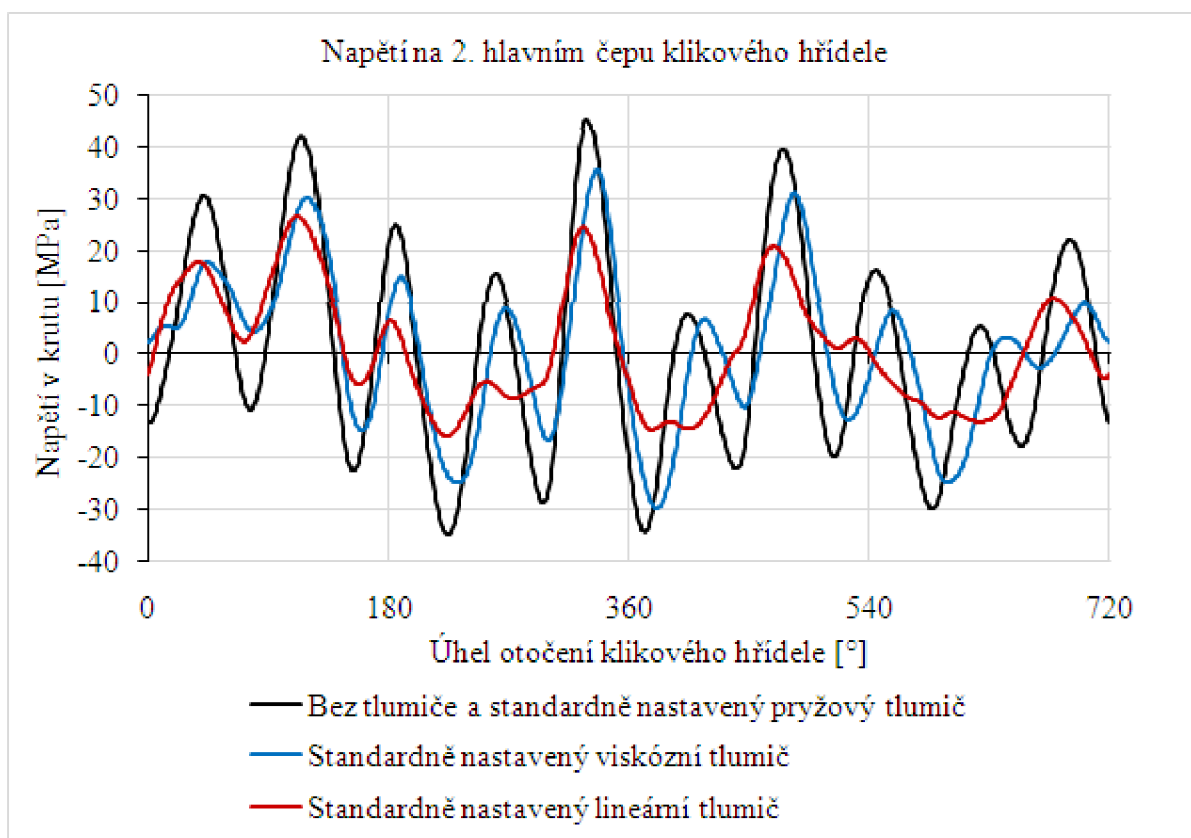
8.4 Napětí v krutu na hlavních čepch klikového hřídele

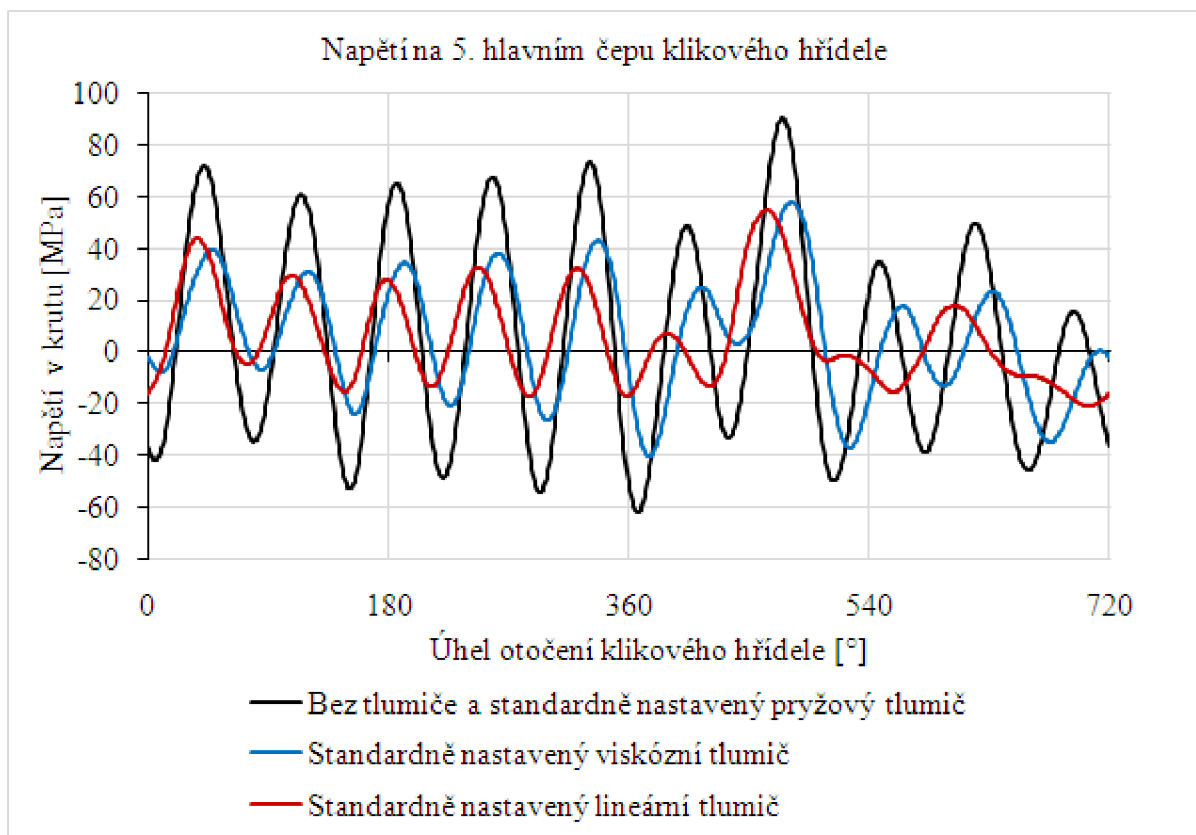
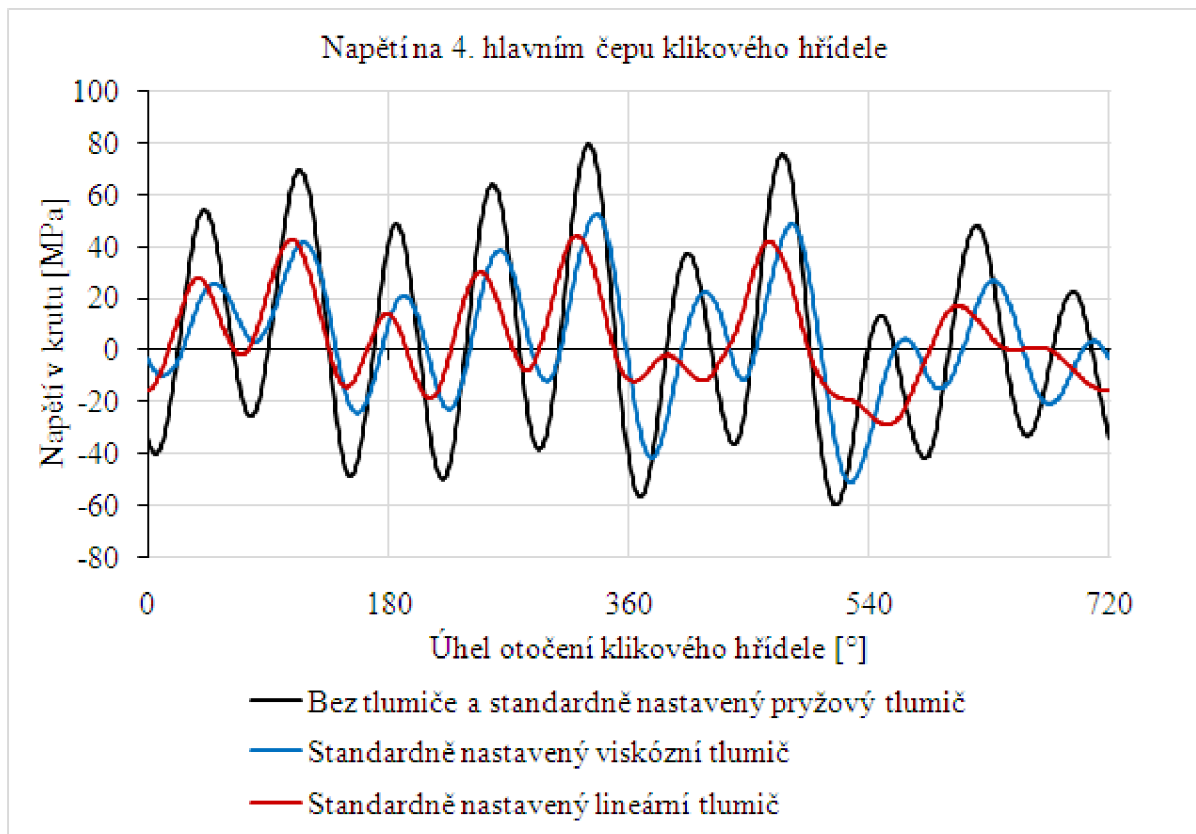
Výsledky zobrazují průběh napětí na jednotlivých hlavních čepch klikového hřídele pro jednotlivé varianty s tlumičem torzních kmitů i bez něj. Vyhodnocovat napětí pro ojnicní čepy není možné, protože jednotlivá zalomení jsou modelována jako tuhá. Na výsledcích je hned patrné, že „chybí“ křivka pro pryžový tlumič. Křivka je ovšem totožná s výsledky pro klikový hřídel bez tlumiče.

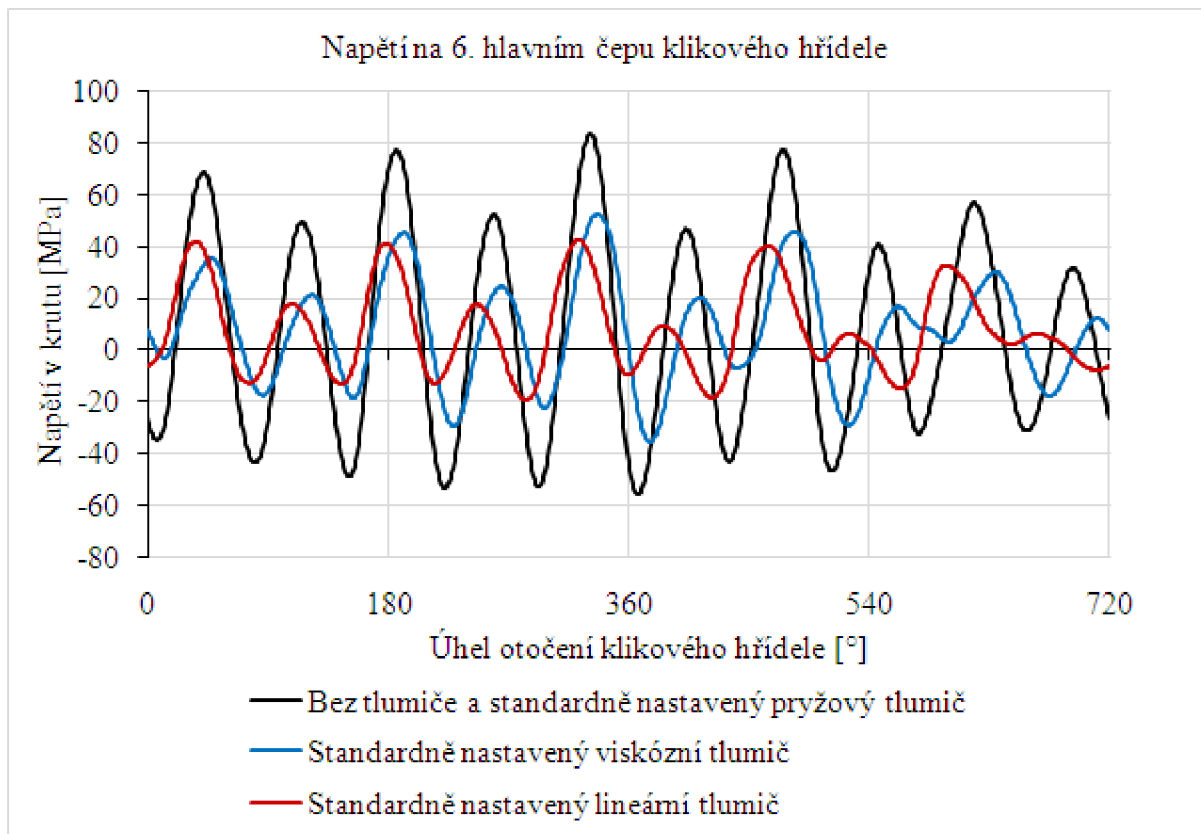
Důvod splynutí těchto dvou křivek je v počátečních hodnotách nastavení pryžové části tlumiče. Setrvačná hmota prstence působí velmi malým momentem na řemenici, která následně ovlivňuje klikovou hřídel. Standardní nastavení byla ponechána i u ostatních tlumičů.

8.4.1 Průběh napětí pro nejnebezpečnější otáčky 5539 min^{-1} .

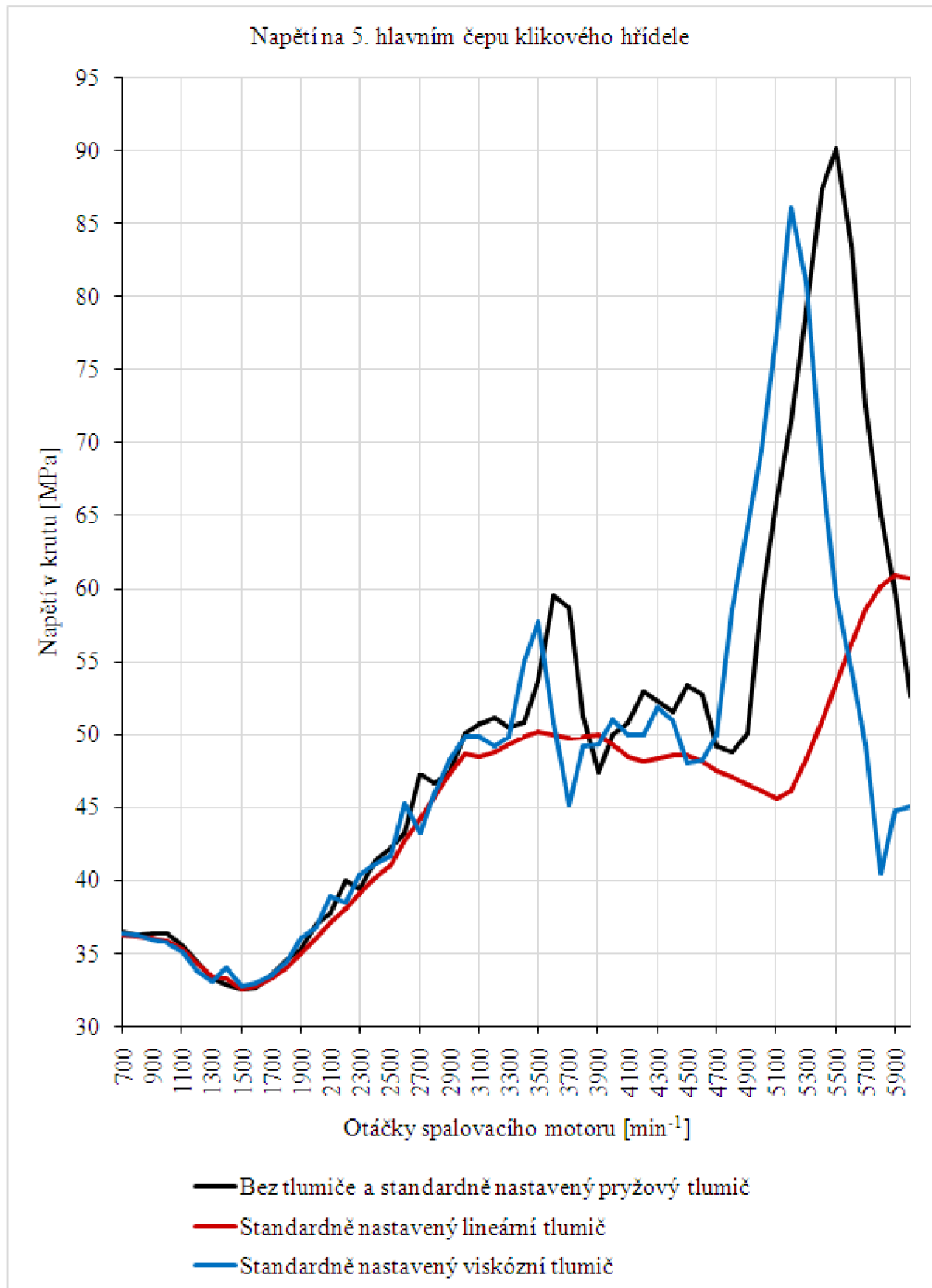






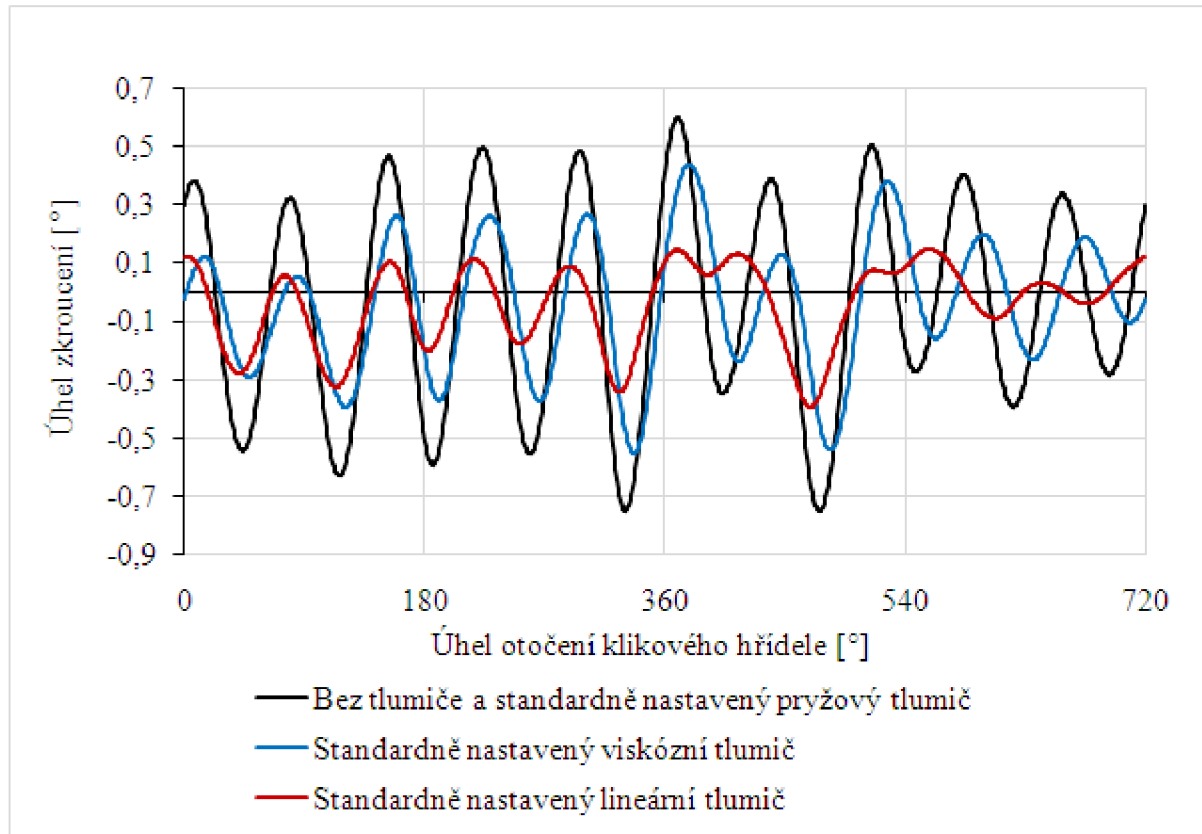


8.4.2 Průběh napětí v závislosti na otáčkách motoru

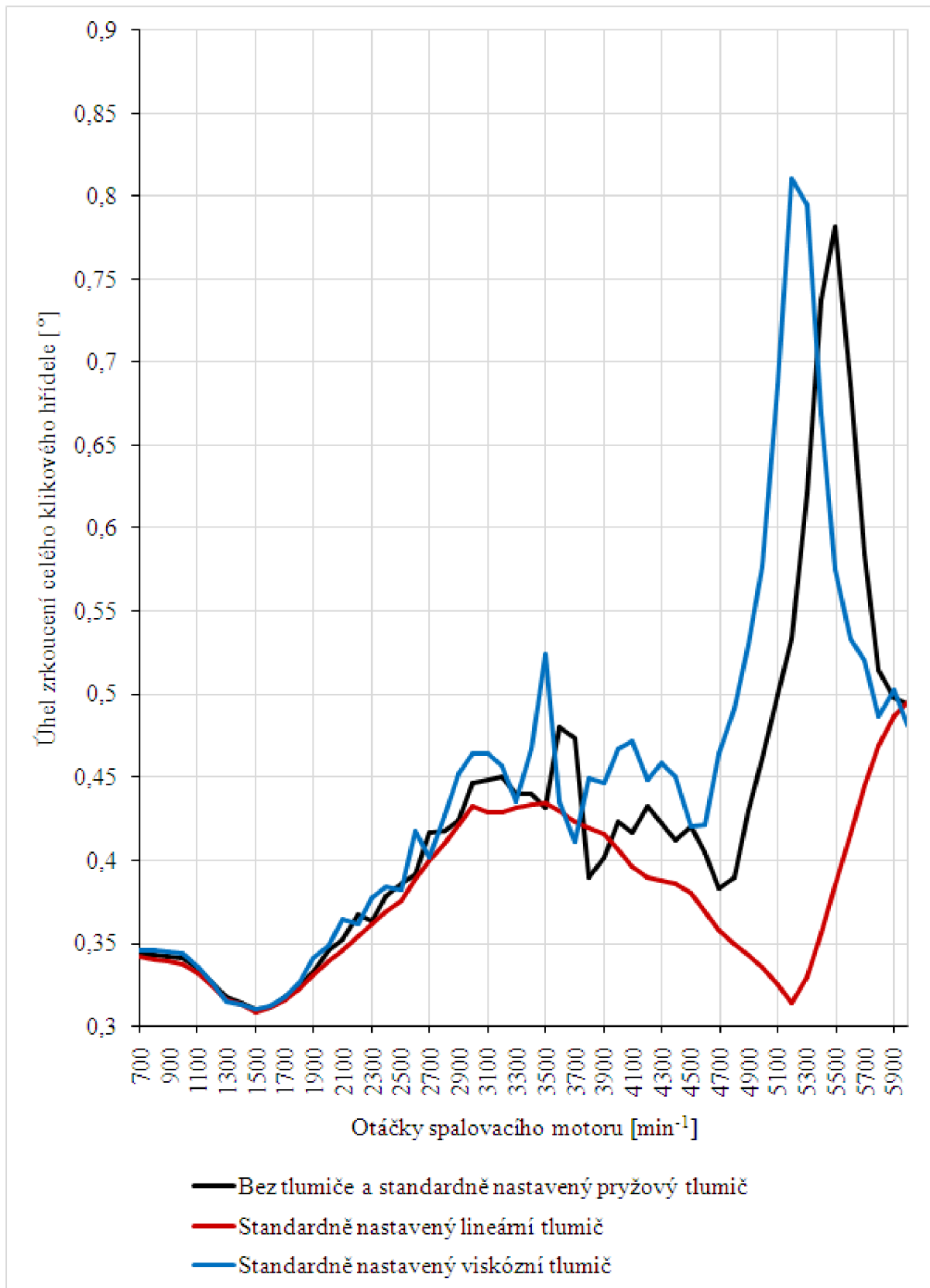


8.5 Úhel zkroucení celého klikového hřídele

8.5.1 Úhel zkroucení pro nejnebezpečnější otáčky 5539 min^{-1} .

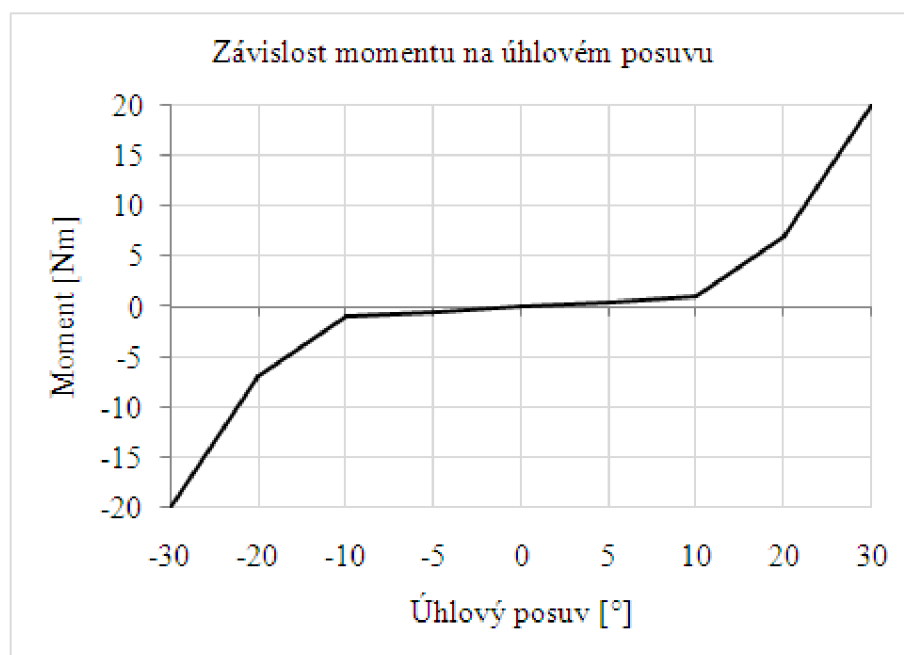


8.5.2 Úhel zkroucení v závislosti na otáčkách motoru



Z předchozích výsledků nejlépe potlačuje torzní kmitání lineární tlumič. Viskózní tlumič snížil napětí jen nepatrně a především posunul kritické otáčky do nižších provozních otáček vlivem setrvačné hmoty tlumiče. Torzní výchylky se dokonce i zvětšily.

Pryžový tlumič jak již bylo řečeno netlumí torzní kmitání z důvodů nevyhovujících počátečních hodnot. Z následující charakteristiky závislosti působícího momentu na úhlovém posuvu prstence vůči řemenici (**obr. 30**) jsou patrné malé hodnoty působícího momentu při úhlového posuvu mezi částmi pryžového tlumiče.



Obr. 30 Křivka nelineárního chování pryže

8.6 Změna nastavení pryžového tlumiče torzních kmitů

V následující části jsem pozměnil hodnoty křivky na **obr. 30** a provedl novou analýzu. Protože model má 1. vlastní frekvenci rozdílnou od předchozího analytického výpočtu, je třeba vypočítat novou tuhost tlumiče¹⁷, která závisí na vlastní frekvenci soustavy Ω a poměrném ladění w . Upravil jsem tuhost pryže K_0 , která má velikost jako tuhost c_{tl} vypočítaná dle:

$$c_{tl} = I_{tl} \cdot \Omega_{tl}^2 [Nm \cdot rad^{-1}] \quad (48)$$

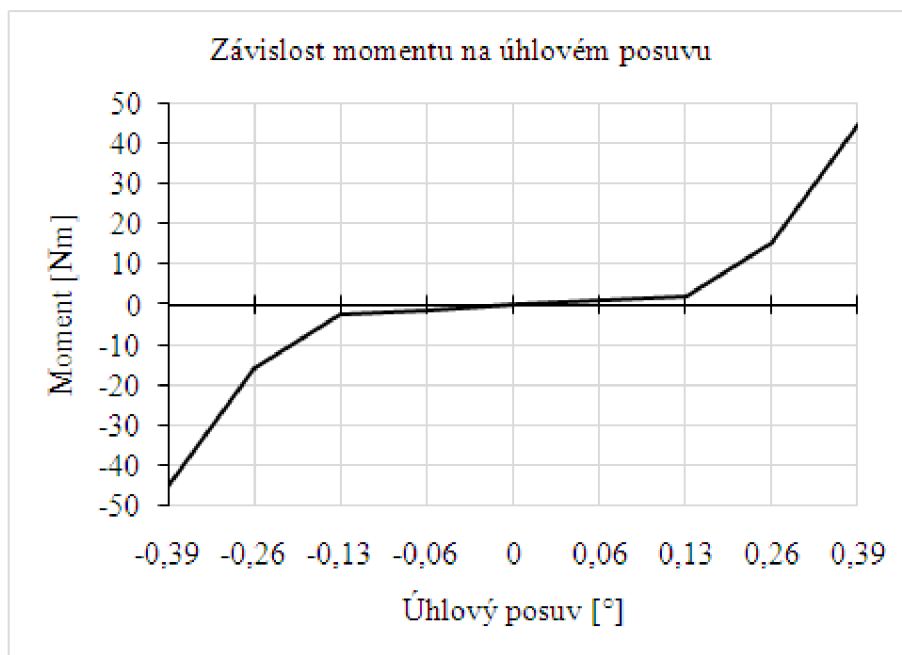
Vlastní frekvenci tlumiče Ω_{tl} určím ze vzorce:

$$\Omega_{tl} = \Omega \cdot w [Hz] \quad (49)$$

¹⁷ Výpočet tuhosti pryžového tlumiče torzních kmitů v příloze (kapitola 7.4).

Znám velikost 1. vlastní frekvence a optimální ladění tlumiče. Dopočítám z 1. vlastní frekvence úhlovou frekvenci tlumiče Ω_{tl} . Nyní mohu vypočítat tuhost tlumiče z rovnice (48). Moment setrvačnosti tlumiče je stejný jako v analytickém výpočtu.

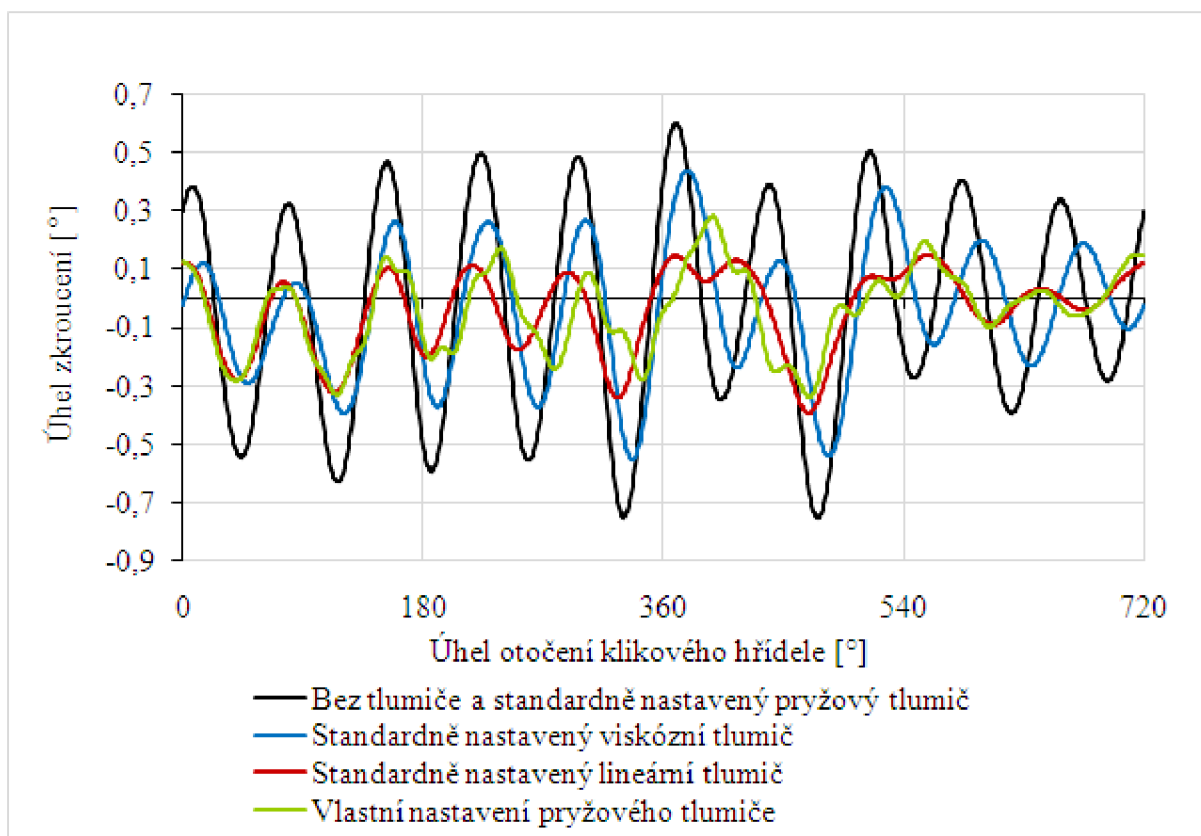
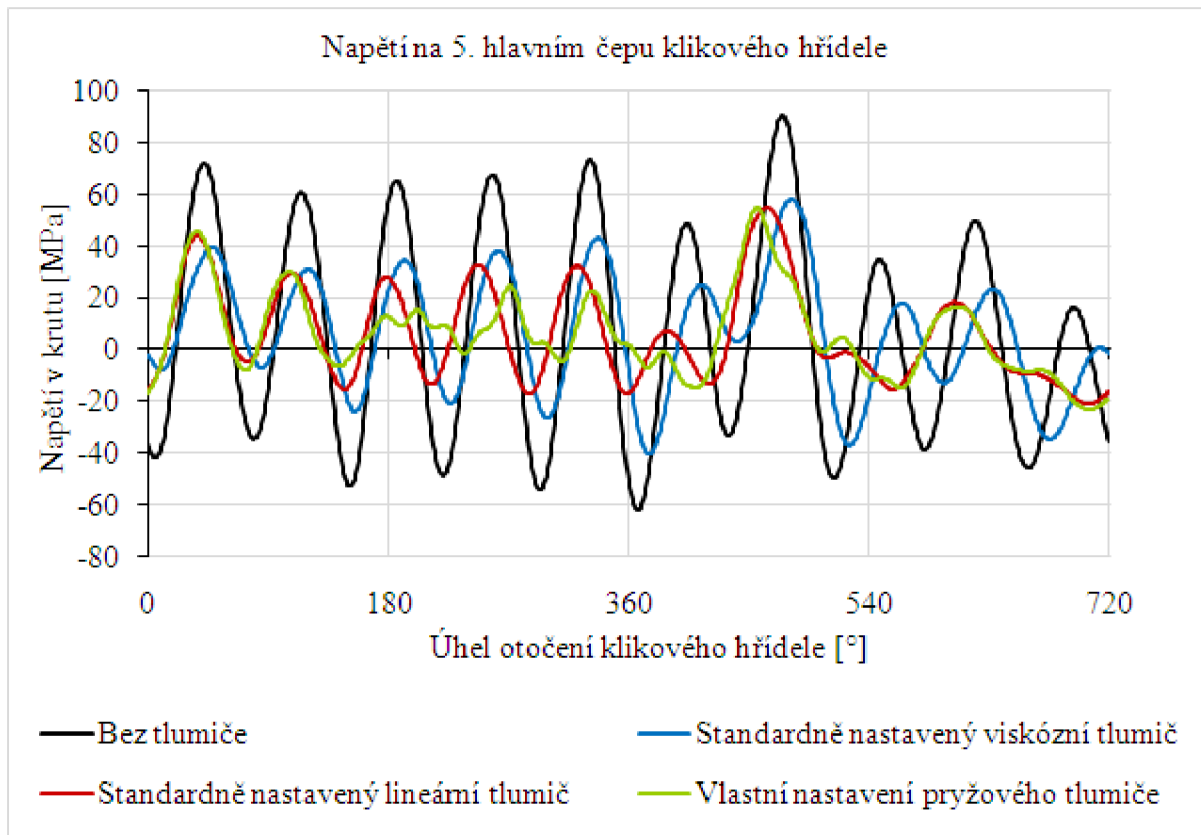
Vypočtena tuhost je $c_{tl} = 6745 \text{ Nm} \cdot \text{rad}^{-1}$. Nyní mohu orientačně zadat velikost momentu v závislosti na úhlovém posuvu. Křivka byla dále tvarována tak, abych zachoval původní nelineární chování pryže.



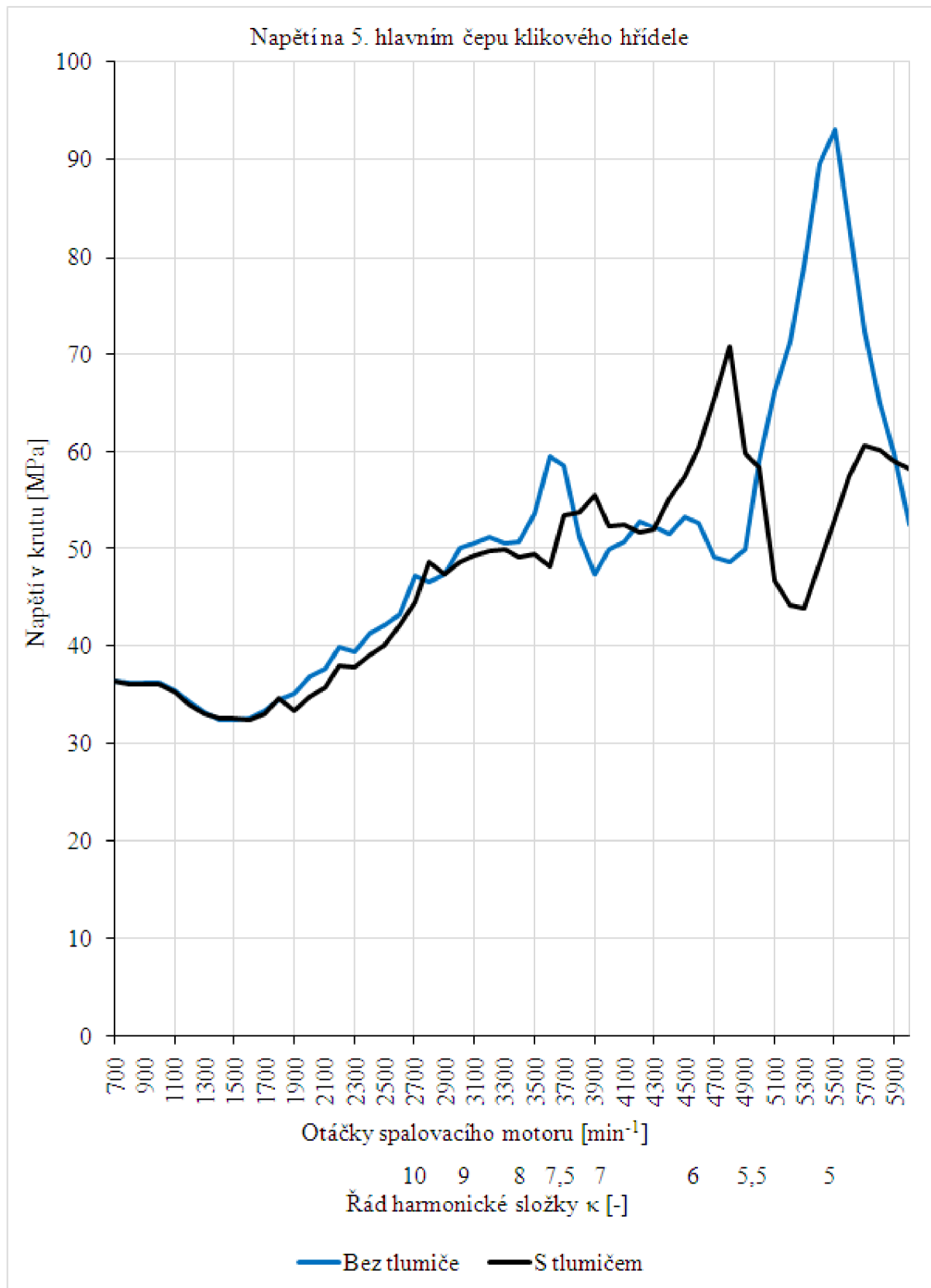
Obr. 31 Vlastní nastavení nelineárního chování pryže.

Ve výsledcích analýzy uvedu průběh napětí v krutu a úhel zkroucení pro nejzatíženější hlavní čep klikového hřídele při nejnebezpečnějších otáčkách a také v závislosti na otáčkách spalovacího motoru.

8.6.1 Průběh napětí a úhel zkroucení při nebezpečných otáčkách 5539 min⁻¹

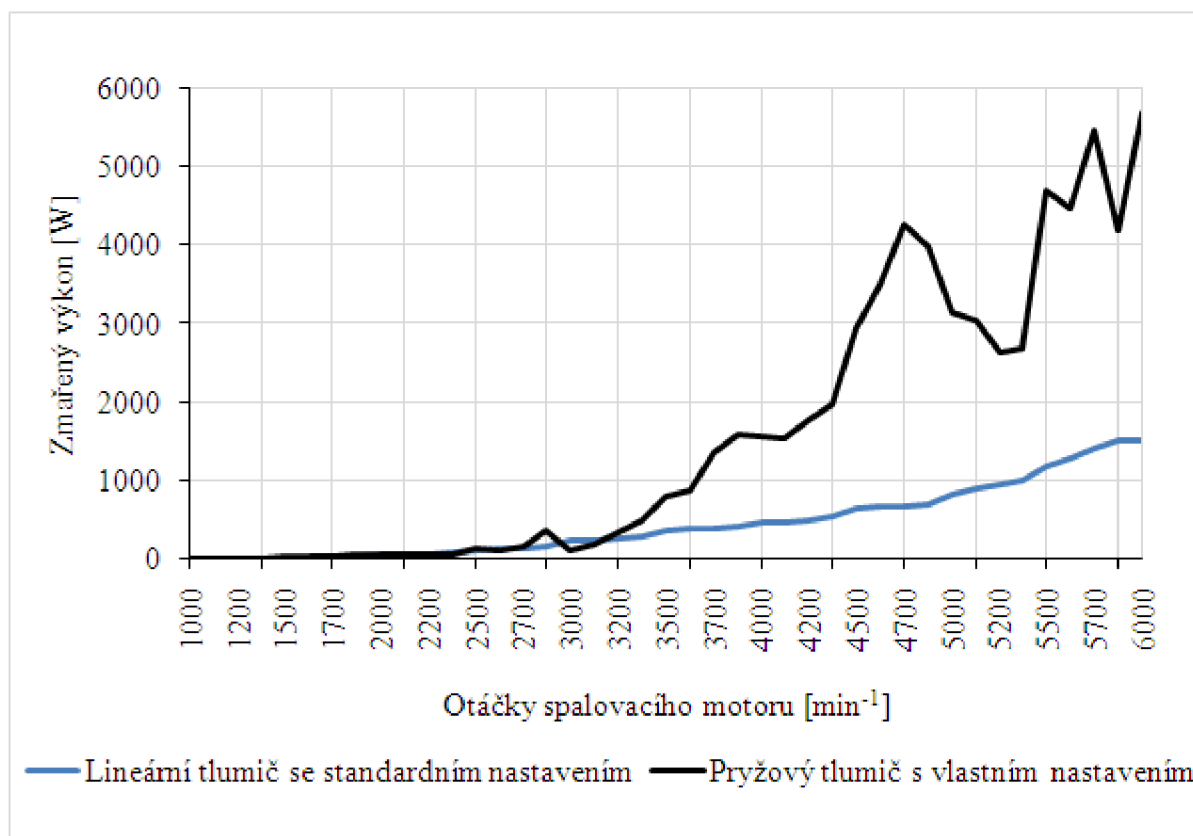


8.6.2 Průběh napětí v závislosti na otáčkách motoru



8.7 Zmařená energie na tlumiči torzních kmitů

Tlumiče torzních kmitů zvyšují třecí odpory klikového ústrojí a snižují tím účinnost spalovacího motoru. Zmařená energie se v pryžovém tlumiči přeměňuje na teplo. ADAMS Engine umožňuje sledování zmařené energie na tlumiči torzních kmitů a tím další možnosti optimalizace při tlumení torzního kmitání, viz **obr. 32**.



Obr. 32 Zmařený výkon zjištění v ADAMS Engine

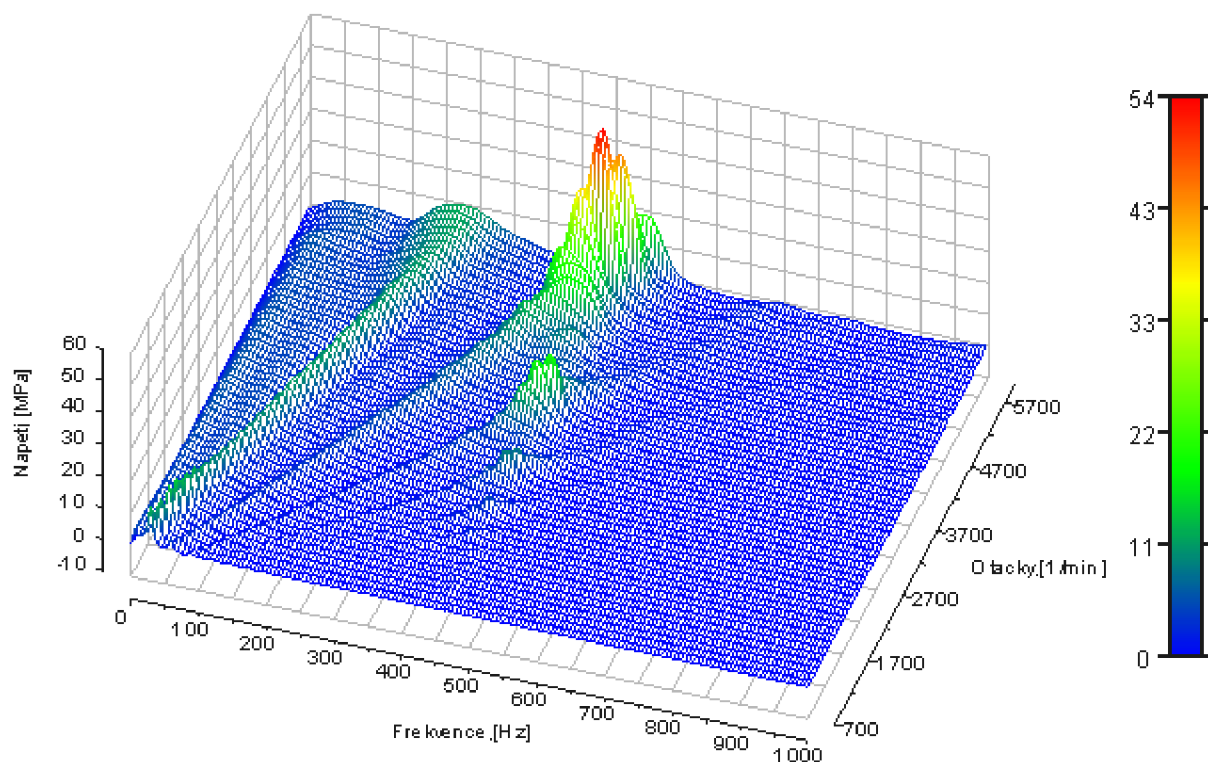
Na grafickém znázornění zmařené výkonu pryžového a lineárního tlumiče je vidět velké odebrání výkonu spalovacího motoru. V mém případě se jedná opět o problém nastavení hodnot pryžové části.

8.8 Další možnosti vyhodnocení výsledků

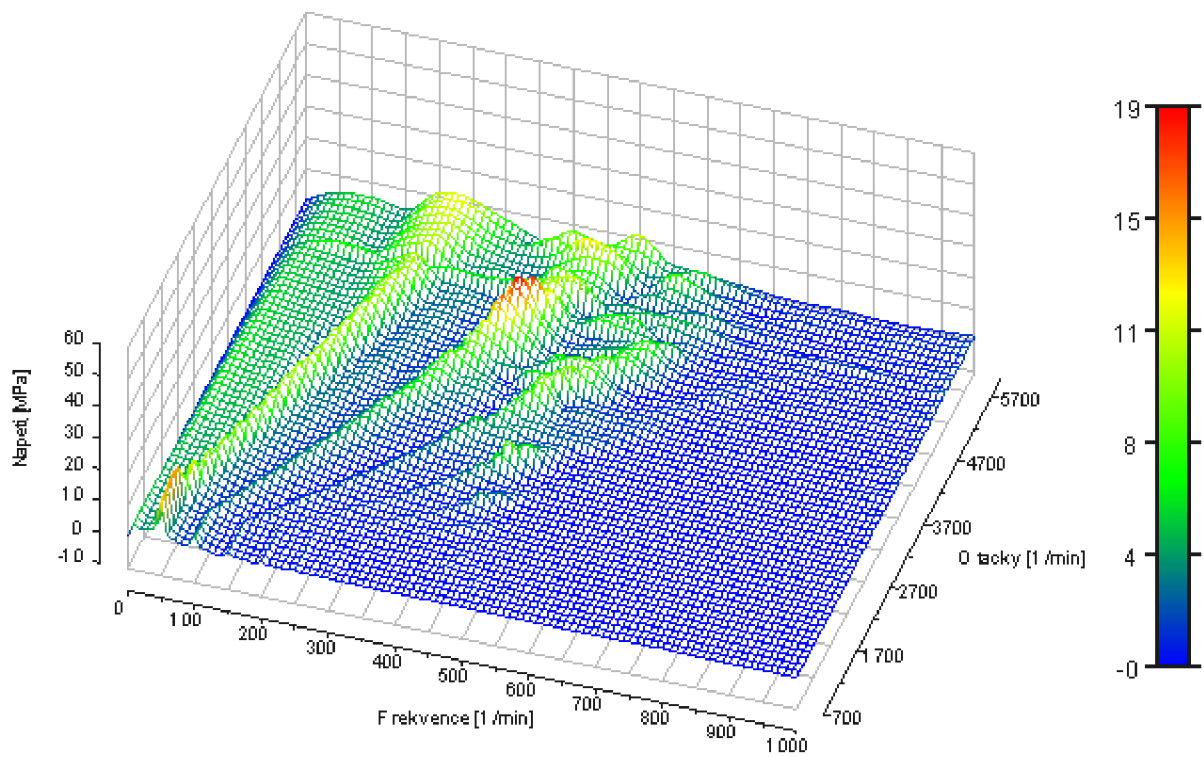
Při analýze hluku a vibrací strojů (motory, převodovky apod.) se často provádí tzv. rozběhová zkouška. Vstupní otáčky jsou zvyšovány skokově a měření se provádí po ustálení na konstantní úrovni. Tím se odstraní nežádoucí projevy způsobené dynamikou rozjezdu [9] (vliv setrvačných hmot zkušebního ústrojí apod.). Častým výstupem z této zkoušky je např. Campbellův diagram. Na ose x je frekvence, osa y označuje otáčky spalovacího motoru a osa kolmá na rovinu xy je osa vyjadřující např. velikost amplitud, napětí atd. (většinou je tato osa nahrazena barevným rozlišením)

ADAMS Engine umožňuje vytvořit třírozměrný graf s použitím FFT analýzy v závislosti na otáčkách spalovacího motoru, frekvenci a požadované veličině. Způsob vytvoření grafu je označován v ADAMS Engine jako „waterfall steady state“ s využitím rychlé Fourierovy transformace (FFT - fast Fourier transform).

Na **obr. 33** je Campbellův diagram pro torzní soustavu bez tlumiče torzních kmitů. Soustava s pryžovým tlumičem dle vlastního nastavení je na **obr. 34**. Na těchto diagramech je několik přímků různého sklonu, které označují harmonické frekvence. Při zavedení přímků o velikosti vlastní frekvence např. rovnoběžně s osou otáček motoru bychom dostali body, v nichž přímků vlastní frekvence protne harmonickou frekvenci. Tyto body označují polohu kritických otáček.

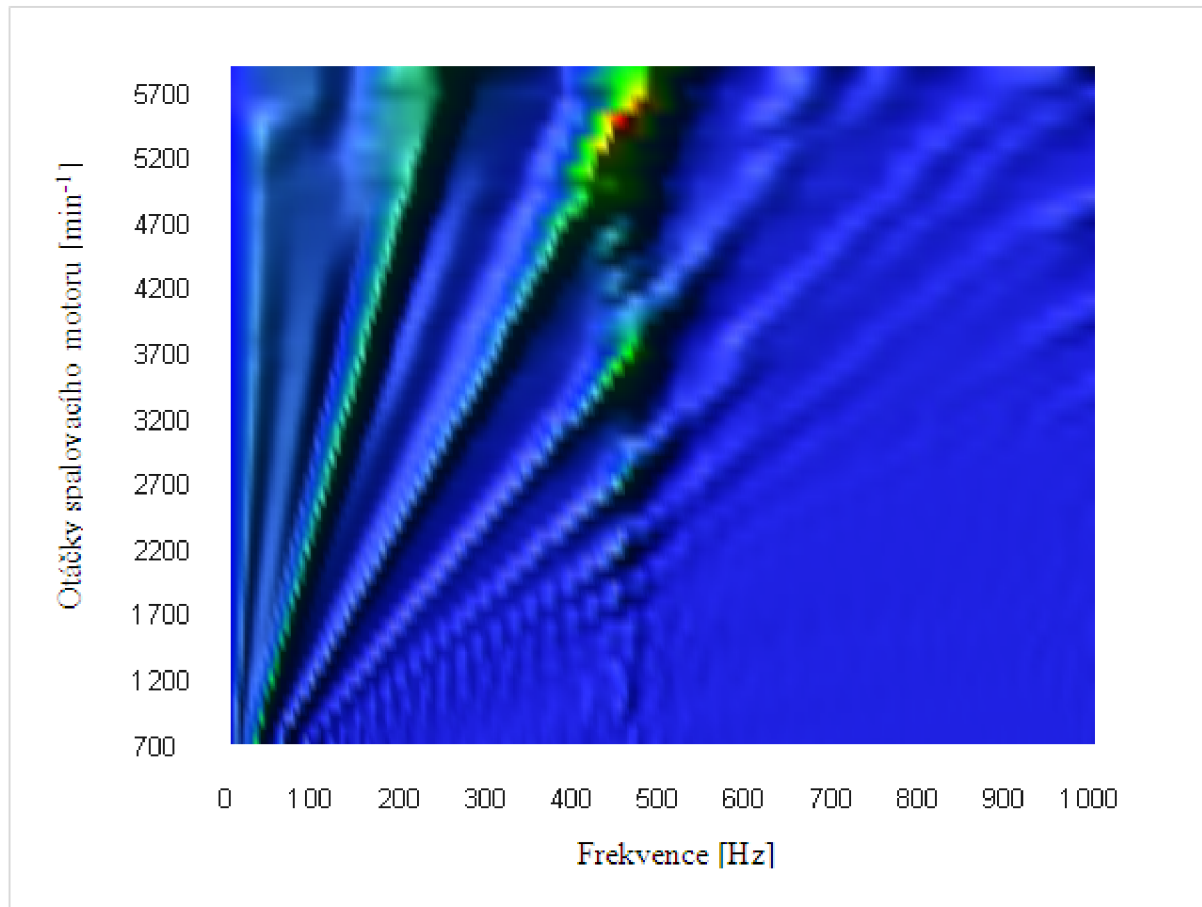


Obr. 33 Torzní soustava bez tlumiče torzních kmitů



Obr. 34 Torzní soustava s vlastním nastavením pryžového tlumiče

Campbellův diagram je často orientován jako na následujícím **obr. 35**.



Obr. 35 Spektrum Campbellova diagramu v ADAMS Engine u torzní soustavy bez tlumiče

Barevné spektrum určuje velikost zvolené veličiny. Podrobnější rozbor Campbellova diagramu vyžaduje užití dalších metod a postupů.

9. ZÁVĚR

Cílem diplomové práce byl návrh základních rozměrů a parametrů tlumiče torzních kmitů. Rozměry tlumiče jsem určil z výpočtu klikového hřídele při namáhání torzními kmity. Klikový mechanismus byl následně vymodelován v MBS ADAMS Engine a simulován na torzní kmitání bez tlumiče a s tlumičem torzních kmitů. Pro simulaci s tlumičem torzních kmitů byli použity tyto tlumiče:

- Pryžový
- Viskózní
- Lineární

Hlavním úkolem simulace bylo demonstrovat vliv tlumiče torzních kmitů na torzní kmitání klikového hřídele. Vliv všech typů torzních tlumičů je patrný v grafickém znázornění kapitoly 8.

Klikový hřídel bez tlumiče torzních kmitů měl nejvyšší napětí na 5. hlavním čepu s hodnotou dosahující $90,1 \text{ MPa}$. Tato hodnota je již kritická pro pevnost hřídele pokud uvažujeme přípustné přídatné torzní namáhání $\tau = 40 \text{ MPa}$. Navíc napětí dosahuje ještě větších hodnot na ojnicích čepch klikového hřídele (z důvodu menšího průměru čepu). Již z předběžných výpočtu bylo patrné, že bude potřeba přistoupit k tlumení torzního kmitání.

Pryžový tlumič s předdefinovanými hodnotami neměl na torzní kmitání hřídele vliv a nepřispěl tak ke snížení nebezpečného torzního kmitání. Důvod je v nastavení pryžové části tlumiče. Hodnoty tuhosti a tlumení pryžové části je potřeba určit zejména z naměřených hodnot pryže. Tyto hodnoty v mém případě nebyly známy a proto nastavení této křivky bylo především orientační. Problematické určení hodnot je dáno nelineárním chováním pryže. Po úpravě pryžového tlumiče již bylo patrné snížení torzního napětí.

Viskózní tlumič dle křivek v kapitole 8 snížil torzní napětí. Ovšem méně než upravený pryžový tlumič. Opět se jedná o problém nastavených hodnot. U viskózního tlumiče je možnost měnit vůle mezi setrvačným prstencem a unášečem. Podle velikosti těchto vůlí působí skrze silikonový olej setrvačný prsteneček na unášeč. Pokud jsou vůle velmi malé nebo naopak velké, je funkce tlumiče omezena. To se může projevit zvýšeným torzním namáháním klikového hřídele nebo se funkce tlumiče neprojeví a nesníží torzní namáhání hřídele. Tyto hodnoty byly ponechány na původních, které určil ADAMS Engine. Z výsledků úhlových posuvů tlumiče byly patrné minimální posuvy způsobené malou vůlí mezi prstencem a tělem tlumiče. Viskózní tlumič je pro menší rychloběžné motory s frekvencí kmitání větší jak 10000 min^{-1} méně vhodný z důvodů nutnosti malých tloušťek silikonových vrstev a vysokých viskozit oleje [1].

Lineární tlumič má největší vliv na torzní kmitání klikového hřídele. Byli ponechány původní hodnoty, kterými jsou tuhost a tlumení. Tyto hodnoty mají mezi sebou lineární závislost reprezentující přenos momentu mezi setrvačným prstencem a unášečem.

Při řešení klikového hřídele z hlediska torzního kmitání nás zajímá také hodnota kritických otáček, vlastních frekvencí atd. Zde nabízí ADAMS Engine několik různých způsobů jak tyto hodnoty zjistit. Jde např. o Hafner-Maass metodu nazývanou v ADAMS Engine „Linear Torsional Analysis“. Zde je hlavní problém určení hodnot tlumení a tuhosti, které lze získat především z měření. Další možností je linearizace pohybových rovnic, v ADAMS Engine označováno jako „linear analysis“. Máme možnost zjistit vlastní frekvence a jednotlivé vlastní tvary torzní soustavy. Při samotném vyhodnocování výsledků v ADAMS Post Processor je také možnost využít tzv. FFT, což je rychlá Fourierova transformace, která poskytuje mnoho dalších informací o kmitání soustavy.

Možnosti zkoumání torzního klikového hřídele v MBS jsou velmi široké a v dnešní době se jedná o nepostradatelnou součást vývoje nových pohonných jednotek. Způsobů řešení torzních kmitů v ADAMS Engine je několik a záleží především na vstupních datech torzního systému, případně i našich schopnostech využít jednotlivé analýzy. Možnosti správného naladění jednotlivých tlumičů jsou zejména u pryžového tlumiče natolik rozsáhlé, že v rozsahu diplomové práce nebylo možné se již podrobně věnovat vlivům jednotlivých parametrů na torzní kmitání klikového hřídele.

Použitou klikovou hřídel v mém modelu by bylo možné nahradit klikovou hřídelí modelovanou v CAD systému, následně vytvořit MKP model a importovat jej do ADAMS Engine, kde by byl následně podroben detailnější analýze. Proto se nabízí i možnost navázání na tuto diplomovou práci využitím MKP modelu klikového hřídele s optimalizací rozměrů a parametrů tlumiče torzních kmitů. Získané výsledky z analýzy by bylo vhodné následně porovnat se skutečným prototypem.

Seznam použité literatury

- [1] Kolektiv VÚNM a ČKD Praha: *Naftové motory čtyřdobé, I. díl*. 2. vyd. 1962. SNTL/SVTL, Praha.
- [2] BUKOVSKÝ, J., SKALSKÝ, R.: *Konstrukce pístových spalovacích motorů. Část I. Dynamika, vyvažování a torzní kmity*. 1. vyd. 1971.
- [3] KOŽOUŠEK, J.: *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů. Část II. Kroutové kmity zalomených hřídelů*. 1. vyd. 1972. České vysoké učení technické. Praha.
- [4] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J.: *Pružnost a pevnost I*. 1992. VUT Brno.
- [5] NEDOMA, J.: *Matematika I*. 1. vyd. 2004. Akademické nakladatelství CERM. Brno.
- [6] DĚRGL, M.: *Diplomová práce - kliková hřídel pětiválcového zážehového motoru*. 2003. Brno.
- [7] KOVAŘÍK, L., FERENCEY, V., SKALSKÝ, R., ČÁSTEK, L.: *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. 1. vyd. 1992. Naše vojsko. Praha.
- [8] MSC SOFTWARE: *ADAMS 2005 R2 User manual*. 2005
- [9] DOČKAL, A.: *Konstrukční optimalizace ozubené převodovky s ohledem na snižování hlukové emise*. 2003. Brno.
- [10] HAFNER, K.E., MAAS, H.: *Torsionsschwingungen in der Verbrennungskraftmaschine*. 1995. Wien.
- [11] MSC Software: *ADAMS Overview* [online]. Poslední revize 12. 10. 2008. Dostupné z: <http://www.mscsoftware.com/products/adams.cfm?Q=131&Z=396&Y=397>
- [12] PÍŠTĚK, V., NOVOTNÝ, P.: *Structural dynamics of in-line six-cylinder tractor diesel engine* [online]. Poslední revize 23. 5. 2008. Dostupné z: www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2005/2005_115.pdf
- [13] MEIRELLES, P.S., ZAMPIERI, D.E., MENDES, A.S.: *Experimental Validation of a Methodology for Torsional Vibration Analysis in Internal Combustion Engines* [online]. 2007. 12th IFToMM World Congress, France. Poslední revize 12. 10. 2008. Dostupné z: <http://130.15.85.212/proceedings/WorldCongress07/articles/sessions/papers/A746.pdf>

- [14] MEIRELLES, P.S., ZAMPIERI, D.E., MENDES, A.S.: *Mathematical Model for Torsional Vibration Analysis in Internal Combustion Engines* [online]. 2007. 12th IFToMM World Congress, France. Poslední revize 12. 10. 2008. Dostupné z: <http://130.15.85.212/proceedings/WorldCongress07/articles/sessions/papers/A745.pdf>
- [15] PAULSTRA: *Modelling of automotive antivibration rubber parts* [online]. 1998. Poslední revize 12. 10. 2008. Dostupné z: http://www.mscsoftware.com/support/library/conf/adams/euro/1998/euc98_05.pdf
- [16] REBBERT, M., KLEY, P.: *Mechanical Simulation in the Engine Development Process. Part I. The Crank Train Subsystem* [online]. Poslední revize 12. 10. 2008. Dostupné z: http://www.mscsoftware.com/support/library/conf/adams/euro/2001/proceedings/papers_paper_35.pdf
- [17] REBBERT, M., KLEY, P.: *Powertrain Dynamics Applications using "ADAMS/Engine powered by FEV". Part II. Cranktrain Dynamics* [online]. Poslední revize 12. 10. 2008. Dostupné z: http://www.mscsoftware.com/support/library/conf/adams/euro/2000/FEV_Powertrain_Dynamics.pdf
- [18] SKÁCEL, J., KUCHAR, P., HLAVÁČEK, P.: *Analýzy klikových hřídelí* [online]. Poslední revize 12. 10. 2008. Dostupné z: https://www.civ.cvut.cz/others/ansys_meeting/data/12_AUM_Sbornik/Sekce_A_Mechanical/Skacel+Kuchar+Hlavacek-Analyzy_klikovych_hrideli.pdf
- [19] PÍŠTĚK, V., NOVOTNÝ, P.: *Multibody analýza ve vývoji pohonné jednotky* [online]. Poslední revize 17. 4. 2008. Dostupné z: http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2005/2005_113.pdf
- [20] DUPAL, J.: *Stanovení kritických otáček vačkového hřídele Frotoru* [online]. 2007. Poslední revize 12. 10. 2008. Dostupné z: http://www.kke.zcu.cz/vyzkum/laboratore/frotor/zpravy/krit_ot.pdf

Seznam použitých označení

a	[–]	amplituda
a_{h_k}	[Nm]	reálná složka v harmonické analýze budícího momentu
a_i	[–]	poměrná amplituda před uzlem výkmitové čáry
a_i	[–]	poměrné amplitudy soustavy bez tlumiče
a_{i+1}	[–]	poměrná amplituda za uzlem výkmitové čáry
$a1_i, a2_i$	[–]	poměrné výchylky i -té hmoty pro 1. a 2. vlastní frekvenci
$\Delta a_{i,i+1}$	[–]	poměrné nakroucení klikového hřídele
$\Delta a1_{i,i+1}, \Delta a2_{i,i+1}$	[–]	poměrné nakroucení klikového hřídele pro 1. a 2. vlastní frekvenci
$\Delta a1_{tl}, \Delta a2_{tl}$	[–]	poměrná výchylka tlumiče pro 1. a 2. vlastní frekvenci
b	[m]	tloušťka ramene
b_{hc}	[m]	šířka hlavního čepu
b_{h_k}	[Nm]	imaginární složka v harmonické analýze budícího momentu
b_{kc}	[m]	šířka klikového čepu
b_p	[m]	šířka příruby pro setrvačnicku
b_{tl}	[m]	šířka pryžového prstence
c	[Nm · rad ⁻¹]	torzní tuhost
C	[–]	matice tuhosti
$c_{i,i+1}$	[Nm · rad ⁻¹]	torzní tuhost v místě uzlu výkmitové čáry
c_{tl}	[Nm · rad ⁻¹]	torzní tuhost tlumiče
D_{hc}	[m]	průměr hlavního čepu
D_{kc}	[m]	průměr klikového čepu
d_p	[m]	roztečný průměr šroubů setrvačnicku
D_{red}	[m]	redukovaný průměr
d_1	[m]	vnitřní průměr prstence
d_2	[m]	vnější průměr prstence
G	[MPa]	modul pružnosti ve smyku materiálu klikového hřídele
G_p	[MPa]	dynamický modul pružnosti pryže ve smyku
h	[m]	šířka ramene zalomení
h_k	[Nm]	složka v harmonické analýze bučícího momentu
i	[–]	imaginární jednotka v harmonické analýze
i	[–]	počet poměrných amplitud shodný s počtem válců spalovacího motoru u vydatnosti rezonance
I_{celk_rem}	[kg · m ²]	celkový moment setrvačnosti na straně řemenice

I_{celk_setr}	$[kg \cdot m^2]$	celkový moment setrvačnosti na straně setrvačníku
$I_{celk_zal_i}$	$[kg \cdot m^2]$	moment setrvačnosti i -tého náhradního kotouče
I_{ef}	$[kg \cdot m^2]$	efektivní moment setrvačnosti soustavy bez tlumiče
I_i	$[kg \cdot m^2]$	i -tý moment setrvačnosti soustavy bez tlumiče
I_{kon_rem}	$[kg \cdot m^2]$	moment setrvačnosti části klikového hřídele pro umístění řemenice
I_{kon_setr}	$[kg \cdot m^2]$	moment setrvačnosti části klikového hřídele pro upevnění setrvačníku
I_{oj_rot}	$[kg \cdot m^2]$	moment setrvačnosti rotační části ojnice
I_p	$[kg \cdot m^2]$	polární kvadratický moment
I_{pos}	$[kg \cdot m^2]$	moment setrvačnosti posuvných částí
I_{rem}	$[kg \cdot m^2]$	moment setrvačnosti řemenice
I_{setr}	$[kg \cdot m^2]$	moment setrvačnosti setrvačníku
I_{tl}	$[kg \cdot m^2]$	moment setrvačnosti tlumiče
I_{zal_i}	$[kg \cdot m^2]$	moment setrvačnosti i -tého zalomení
j	$[-]$	číslo vzorku v harmonické analýze
k	$[-]$	pomocné čísla pro výpočet harmonických složek
l_{red}	$[m]$	redukovaná délka zalomení
l_{red_rem}	$[m]$	redukovaná délka řemenice
l_{red_setr}	$[m]$	redukovaná délka setrvačníku
M	$[-]$	matice hmotnosti
M_{hk}	$[Nm]$	absolutní složka budícího momentu
M_j	$[Nm]$	vzorky v harmonické analýze
M_k	$[Nm]$	střídavý krouticí moment
M_{k_tl}	$[Nm]$	maximální torzní moment v pryžovém prstenci
m_{oj_pos}	$[kg]$	posuvná hmotnost ojnice
m_{oj_rot}	$[kg]$	hmotnost rotační části ojnice
m_{p_sk}	$[kg]$	hmotnost pístu a pístního čepu
M_{tl_1}, M_{tl_2}	$[Nm]$	střídavý krouticí moment u soustavy s tlumičem pro 1. a 2. vlastní frekvenci
n	$[min^{-1}]$	otáčky spalovacího motoru
n	$[-]$	počet vzorků v harmonické analýze
n_{kr_1}, n_{kr_2}	$[min^{-1}]$	kritické otáčky pro 1. a 2. vlastní frekvenci
n_{rez}	$[min^{-1}]$	rezonanční otáčky
n_s	$[-]$	počet náhradních kotoučů soustavy
N_1, N_2	$[Hz]$	1. a 2. vlastní frekvence kmitání
q	$[-]$	výchylka hmoty
r	$[m]$	poloměr zalomení klikového hřídele
r_1	$[m]$	vnitřní poloměr prstence
r_2	$[m]$	vnější poloměr prstence

w	$[-]$	optimální ladění tlumiče
W_τ	$[m^3]$	modul průřezu ojnicního čepu v krutu
x	$[-]$	vlastní vektor
x_i	$[-]$	amplituda i-té hmoty
x_0	$[-]$	amplituda řemenice
z	$[-]$	počet válců spalovacího motoru
I	$[-]$	jednotková matice
γ	$[-]$	poměrný útlum
δ	$[^\circ]$	úhel klikového hřídele mezi dvěma po sobě jdoucími zážehy spalovacího motoru
ε_j	$[-]$	vydatnost rezonance harmonického řádu κ
ε_{pr}	$[-]$	souhrn hodnot vydatnosti rezonancí
ε_κ	$[-]$	vydatnost rezonance harmonického řádu κ
$\varepsilon_{1_\kappa}, \varepsilon_{2_\kappa}$	$[-]$	vydatnost rezonance pro 1. a 2. vlastní frekvenci harmonického řádu κ
κ	$[-]$	harmonický řád
κ_{hl}	$[-]$	hlavní harmonický řád
λ	$[-]$	vlastní čísla
λ	$[-]$	ojnicní poměr
λ_{vc}	$[-]$	vlastní čísla
μ	$[-]$	poměrná velikost tlumiče
ξ	$[Nm \cdot s \cdot rad^{-1}]$	tlumicí odpory
ξ_{tl}	$[Nm \cdot s \cdot rad^{-1}]$	tlumicí odpor tlumiče
ρ	$[kg \cdot m^3]$	hustota ocele
σ	$[^\circ]$	úhel mezi vektory směrové hvězdice
τ	$[MPa]$	napětí v krutu
τ_p	$[MPa]$	namáhání pryže ve střídavém smyku
ϕ_i	$[rad]$	torzní výchylka volného konce hřídele
ϕ_{0_j}	$[rad]$	torzní výchylka volného konce klikového hřídele
$\phi_{0_{tl_1j}}, \phi_{0_{tl_2j}}$	$[rad]$	torzní výchylka volné konce klikového hřídele s tlumičem pro 1. a 2. vlastní frekvenci
$\phi_{0_{tl_1\kappa}}$	$[rad]$	torzní výchylka volného konce klikového hřídele pro harmonický řád κ
$\phi_{0_{1j}}, \phi_{0_{2j}}$	$[rad]$	torzní výchylka volného konce klikového hřídele pro 1. a 2. vlastní frekvenci
ω	$[rad \cdot s^{-1}]$	úhlová frekvence kmitání
Ω	$[rad \cdot s^{-1}]$	úhlová frekvence vlastního kmitání
Ω_{s_tl}	$[rad \cdot s^{-1}]$	úhlové frekvence soustavy s tlumičem
Ω_{tl}	$[rad \cdot s^{-1}]$	úhlová frekvence tlumiče
$\Delta\theta$	$[kg \cdot m^2]$	moment setrvačnosti klikového mechanismu

Seznam příloh

Příloha s výpočty