

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Aktualizace metod výpočtu kmitání poháněcích soustrojí
(Actualisation of Methods for Calculations of Vibration in
Powertrains)

Studijní program: Dopravní, letadlová a transportní technika
Studijní obor: Motorová vozidla
Vedoucí diplomové práce: Ing. Václav Zoul, CSc.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Lukáš** Jméno: **Jiří** Osobní číslo: **439170**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Aktualizace metod výpočtu kmitání poháněcích soustrojí

Název diplomové práce anglicky:

Actualisation of Methods for Calculations of Vibration in Powertrains

Pokyny pro vypracování:

Současné metody výpočtu kmitání pohonů jsou nahrazovány metodami novými. Úkolem práce je použít k výpočtům software, které je na Ústavu automobilů k dispozici (převážně GT Power, MATLAB) a:

- využít možností, který tento SW nabízí k zvýšení úrovně výpočtů
- zpracovat metodiku způsobu zadávání výpočtů tak, aby bylo možno výpočty provádět nekomplikovaně a rychle
- zhodnotit navrženou metodiku v porovnání s metodikami staršími co do užitečných vlastností, přesnosti a pracnosti výpočtu.

Seznam doporučené literatury:

- GT-SUITE Tutorials, version 2017
- Vulic, N.Komar, I., Jurišič, P.: Selection and Evaluation of Marine Shafting Torsional Vibrations Calculation Software.
- Knorr, Malischewski, Weiß: Firing Order Optimization Based on Integrated Simulation. Publikace Fy.MAN Nutzfahrzeuge AG, October 25, 2010
- Taubert, M. Böhm, P.: Transient and Steady State Torsional Vibration Analysis of Large Bore Diesel Engines. MTZ industrial Special Edition MTZ I September 2017

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Václav Zoul, CSc., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **18.04.2019**

Termín odevzdání diplomové práce: **10.07.2019**

Platnost zadání diplomové práce:


Ing. Václav Zoul, CSc.
podpis vedoucí(ho) práce



doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

30.4.2019
Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem předloženou diplomovou prací na téma „Aktualizace metod výpočtu kmitání poháněcích soustrojí“ vypracoval samostatně a s použitím uvedené literatury a pramenů.

Datum:

Podpis

Poděkování

Chtěl bych poděkovat panu Ing. Václavu Zoulovi, CSc. za veškerý věnovaný čas, který věnoval vedení mé diplomové práce, za cenné připomínky a rady.

Abstrakt

Současné metody výpočtu kmitání pohonů jsou nahrazovány metodami novými. Cílem diplomové práce je využít výpočtový software, který je na ústavu automobilů k dispozici (GT-Power, MATLAB) a využít možností, který tento SW nabízí k zvýšení úrovně výpočtů. Dále zpracovat metodiku způsobu zadávání výpočtů tak, aby bylo možno výpočty provádět nekomplikovaně a rychle a v neposlední řadě zhodnotit navrženou metodiku v porovnání s metodikami staršími v ohledech pracnosti výpočtu, zkvalitnění a rozšíření stávajících metod výpočtů.

Klíčové pojmy:

Torzní kmitání, GT-Power, MATLAB, simulace

Abstract

The current methods for calculating torsional vibration are being replaced by new methods. The aim of this diploma thesis is to use the available software at the department of automotive at my university (GT-Power, MATLAB) and to use these possibilities that this software offers to increase the level of calculations. Further elaborate the methodology of calculation so that it is possible to perform calculations in an uncomplicated and fast way and last but not least to evaluate the proposed methodology in comparison with the older ones with respect of efforts put in calculation, improvement and extension of existing calculation methods.

Keywords:

Torsional vibration, GT-Power, MATLAB, simulation

Obsah

1	Úvod	7
2	Náhradní torzní soustava.....	8
2.1	Klikový mechanismus	8
2.2	Redukce hmot	9
2.3	Redukce délek.....	11
3	Pružná spojka	13
3.1	Parametry pružných spojek.....	14
3.2	Jmenovitý točivý moment.....	14
3.3	Ztrátový výkon.....	14
3.4	Dynamická tuhost spojky	15
4	Tlumení	16
4.1	Tlumení klikového hřídele.....	16
4.2	Tlumení spojky	16
5	Buzení.....	18
5.1	Budící moment od setrvačných sil.....	20
5.2	Budící moment od sil tlaku plynů.....	21
5.3	Celkový budící moment.....	22
6	Silentbloky	24
6.1	Aktivní silentblok	24
6.2	Poloaktivní silentblok	25
6.3	Pasivní silentblok.....	26
7	Pohonné soustrojí pro výpočet.....	27
7.1	Budící moment zadaného motoru.....	29
7.2	Dostupné spojky na zkušebním stanovišti.....	32
8	Sestavení výpočtu pro 1D soustavu v GT-POWER	33
8.1	Výsledky frekvenčních analýz spojek	37
8.1.1	Spojka GKN Driveline	37
8.1.2	Spojka CENTAFLEX.....	40
9	Výpočtový model v MATLABU pro určení tuhostí pružných bloků	44

9.1	Dynamický model motoru	45
9.2	Sestavení rovnic pro výpočet.....	46
9.3	Parametry modelu	48
9.4	Campbellův diagram, vlastní frekvence a tvary	49
9.5	Výpočet reakcí při zatížení samotným agregátem.....	50
10	Sestavení výpočtů pro kombinaci uložení a torzních vibrací v GT- Power	51
10.1	Sestavení modelu.....	51
10.2	Zadávaní jednotlivých parametrů komponentů.....	53
10.2.1	Průběh tlaků ve válci.....	54
10.2.2	Pístní skupina.....	55
10.2.3	Ojnice.....	56
10.2.4	Ojniční čep a klikový čep	57
10.2.5	Ramena zalomení.....	58
10.2.6	Setrvačnick	59
10.2.7	Blok motoru	60
10.2.8	Pružné uložení.....	60
10.2.9	Parametry samotné simulace	61
	63
10.3	Vyhodnocení frekvenční analýzy pro spojku GKN Driveline	63
10.4	Porovnání namáhání spojky pro variantu s bloky a bez bloků.....	66
10.5	Vyhodnocení síly pro různé tuhosti bloků	67
10.6	Vyhodnocení síly pro různé polohy bloků	68
11	Závěr.....	70
	Použitá literatura	71
	Seznam zkratk a označení	74
	Seznam obrázků	76
	Seznam příloh.....	78

1 Úvod

První aplikace torzního kmitání se využívalo při dimenzování lodních šroubů, jelikož právě kvůli torzním vibracím docházelo k častějším poruchám, tedy lomům. Takto vzniklé problémy se tedy řešily již od 19. století. Na začátku těchto výpočtů stály vždy pohybové rovnice, které se nejprve řešily s využitím jednoduchých výpočtových prostředků až po modernější dobu, kdy nám do značné míry ulehčily práci výpočty za použití počítačů.[1]

Při zvyšování výkonů počítačů se spolu s tím zrychlovali a zpřesňovali i samotné výpočty. Do značné míry i takovéto zrychlení a zpřesnění přispělo k snížení nákladů na výrobu samotného motoru. Jelikož od klasických metod řešení pohybových rovnic jsme se přesunuli do simulační oblasti, která dokáže podchytit celou řadu věcí a vlivů, které doposud nebylo možné v tak krátké době spočítat. Simulace tedy následně dokáže odhalit i samotné konstrukční vady, které už poté můžeme pomocí zpětné analýzy odstranit. [2]

Cílem této diplomové práce je využít programů, které jsou k dispozici na ústavu automobilů a rozšířit stávající možnosti výpočtů. Porovnat rozdíly oproti stávajícím metodám a zhodnotit jejich vliv a aplikovatelnost. Pro výpočtové modely byl použit konkrétní model čtyřválcového motoru Zetor. Veškeré rozměry, hmotnosti, momenty setrvačnosti a další charakteristické vlastnosti byly získány z vypracovaného modelu z programu PTC Creo Parametric. Frekvenční charakteristiky a veškeré další výpočty byly počítané pro umístění motoru na zkušební stav. Výsledky výpočtů mohou být použity pro zhodnocení použitelnosti konkrétního pružného spojení mezi samotným motorem a dynamometrem používaným na zkušebně.

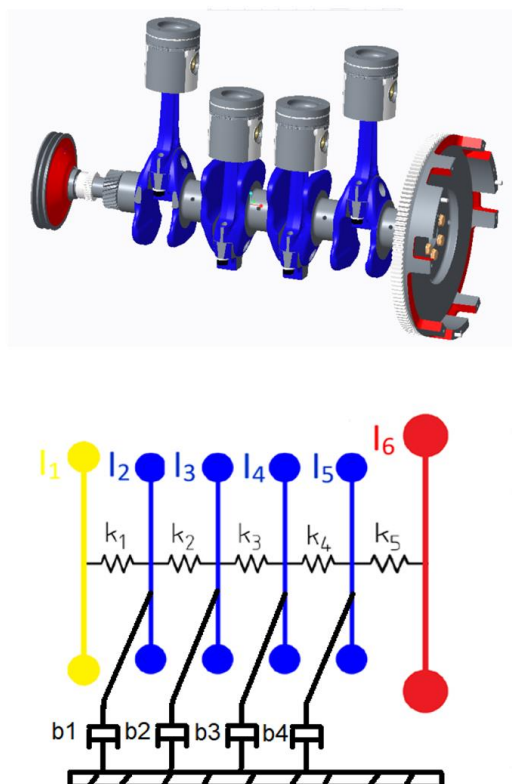
V diplomové práci se zaměřuji na dvě konkrétní spojky dostupné v prostorách zkušeben ČVUT. Pro tyto dvě spojky jsou provedeny kontrolní výpočty, přesněji vykresleny jejich frekvenční charakteristiky, na základě kterých je následně vybrána vhodnější varianta. Pro dané pohonné soustrojí je zapotřebí navrhnout pružné uložení v prostředí MATLAB, na základě Campbellova diagramu a polohy kritických otáček je zvolené pružné uložení zkontrolováno a navrženo. Poslední část práce se věnuje tomu, jaký vliv má pružné uložení na frekvenční spektrum torzního kmitání spojky a jaké další rozšíření stávajících výpočtů (bez pružného uložení) nám to přináší. Dle vzniklého modelu s pružnými bloky, jsme zjistili, že frekvenční spektrum torzního kmitání spojky v prostředí GT-Power ovlivněno bloky není, ale přináší nám to možnost sledovat silové působení na jednotlivé bloky a tyto poznatky můžeme použít pro jejich dimenzování.

2 Náhradní torzní soustava

Soustrojí je souvislé těleso, při výpočtu torzního kmitání je těleso reprezentováno jako diskretní model. Dochází k nahrazení pohonného soustrojí ekvivalentním dynamickým modelem, který lze použít pro sestavení pohybových rovnic a pro sestavení 1D modelu v GT-POWER. Přesněji tedy dochází k nahrazení soustavy dynamicky rovnocennou soustavou kotoučů, které jsou spojeny nehmotnými hřídeli. V praxi dochází k redukci hmot a k redukci délek, které reprezentují nově vytvořenou náhradní torzní soustavu. [1] [3] [4]

2.1 Klikový mechanismus

Základní princip náhrady ekvivalentní torzní soustavou je vidět na nahrazení klikového mechanismu, kdy celý klikový mechanismus je nahrazen kotouči s konstantními momenty setrvačnosti. V soustavě jsou kotouče spojeny nehmotnými hřídeli opět s konstantní torzní tuhostí. Jako příklad uvádím náhradu klikového mechanismu pro motor Zetor.



Obr. 1 Náhrada klikového mechanismu ekvivalentní dynamickou soustavou

2.2 Redukce hmot

Základní princip redukce hmot vychází z ekvivalentní kinetické energie náhradní torzní soustavy. Takzvaně tedy musí platit, že klikový mechanismus má shodnou pohybovou energii jako náhradní torzní soustava.

$$\frac{1}{2}I_{red} = \frac{1}{2}m_{rot}r^2\omega^2 + \frac{1}{2}m_{pos}\dot{x}_p^2 \quad (1)$$

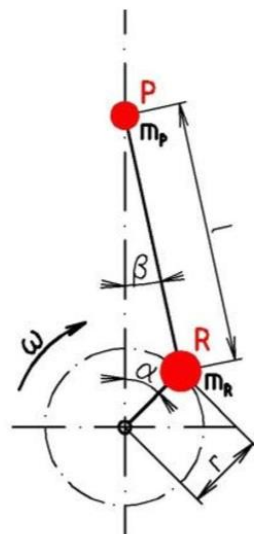
Kinetická energie posuvných hmot se na rozdíl od kinetické energie rotačních hmot mění v závislosti na natočení klikového hřídele, tedy je periodicky proměnná. S tím souvisí i změna náhradního momentu setrvačnosti v závislosti na natočení klikového hřídele.

$$I_{red}(\alpha) = r^2 \left[m_{rot} + m_{pos} \left(\sin^2 \alpha + \frac{\lambda \sin \alpha \cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \right) \right] \quad (2)$$

Při zjednodušení dochází k nahrazení takto definovaného vzorce, jeho střední hodnotou, která je dána Frahmovým vzorcem [3]

$$I_{red} = r^2 \left(m_{rot} + \frac{1}{2}m_{pos} \right) \quad (3)$$

Ve výpočtech redukovaného momentu setrvačnosti musíme uvažovat posuvné a rotační hmoty. Hmotnost posuvné hmoty se skládá z hmotnosti pístu, hmotnosti pístních kroužků, pístního čepu a redukované hmotnosti ojnice pro posuvné hmoty. Rotační hmota se sestává z hmotnosti klikového čepu, z redukované hmotnosti ramene klikového hřídele a z redukované hmotnosti ojnice pro rotační hmoty. [4]



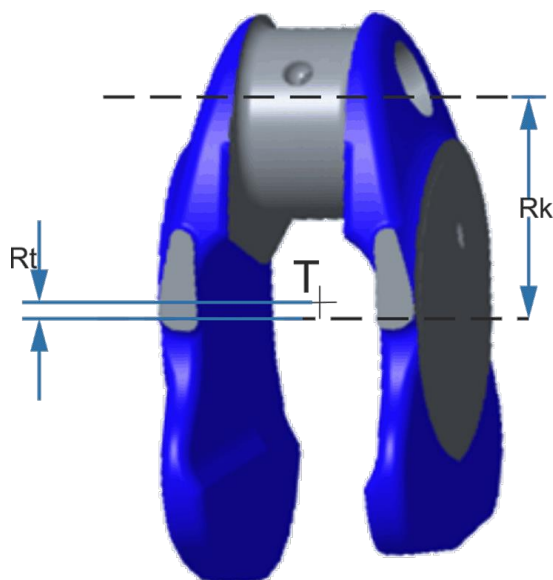
Obr. 2 Redukce hmot pomocí dvouhmotové soustavy [15]

Velikost rotační a posuvné hmoty určíme z následujících rovnic, které vycházejí z podmínky zachování těžiště ojnice. [1]

$$m_r = \frac{a_o}{l} m_o; \quad m_p = \frac{b_o}{l} m_o \quad (4)$$

Výpočet redukované hmotnosti zalomení vychází z poměru vzdálenosti těžiště od osy klikového hřídele k poloměru zalomení klikového hřídele, dle následujícího vzorce.

$$m_{zal_red} = m_{zal} \frac{R_t}{R_k} \quad (5)$$



Obr. 3 Schéma pro výpočet redukované hmotnosti zalomení klikového hřídele

2.3 Redukce délek

Při určování torzní tuhosti nehmotných hřídelů využíváme jednoduchý vzorec, který bere složitý tvar klikového hřídele jako hřídel stálého průřezu, u takto vzniklého zjednodušení již není komplikované počítat dle vzorce torzní tuhosti. [3][5][6][16]

$$k = G \frac{l_{red}}{l_{red}}; I_{red} = I_{H\check{C}}; I_{H\check{C}} = \frac{\pi D_{H\check{C}}^4}{32} \quad (6)$$

Základem redukce délek je to, aby deformace náhradního úseku hřídele odpovídala reálnému natočení klikového hřídele mezi zalomeními. Pro výpočet redukované délky se využívají různé vzorce, mezi které patří výpočet dle Ker-Wilsona a nebo například dle Cartera.

Redukovaná délka jednoho zalomení dle Ker-Wilsona je rovna:

$$l_{red} = D_{red}^4 \left[\frac{b_{H\check{C}} + 0,4D_{H\check{C}}}{D_{H\check{C}}^4} + \frac{b_{K\check{C}} + 0,4D_{K\check{C}}}{D_{K\check{C}}^4} + \frac{r - 0,2(D_{H\check{C}} + D_{K\check{C}})}{bh^3} \right] \quad (7)$$

kde:

D_{red} - redukovaný průměr, volím průměr hlavního čepu

$D_{H\check{C}}$ - průměr hlavního čepu

$D_{K\check{C}}$ - průměr klikového čepu

$b_{H\check{C}}$ - šířka hlavního čepu

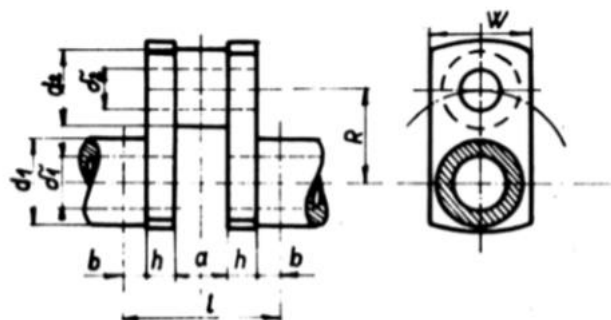
$b_{K\check{C}}$ - šířka klikového čepu

h - šířka ramene zalomení

b - tloušťka ramene zalomení [6]

Redukovaná délka zalomení dle Cartera:

$$l_{red} = D_{red}^4 \left(\frac{2b + 0,8h}{d_1^4 - \delta_1^4} + \frac{0,75a}{d_2^4 - \delta_2^4} + 1,5 \frac{R}{hw^3} \right) \quad (8)$$



Obr. 4 Výpočet redukované délky dle Cartera [7]

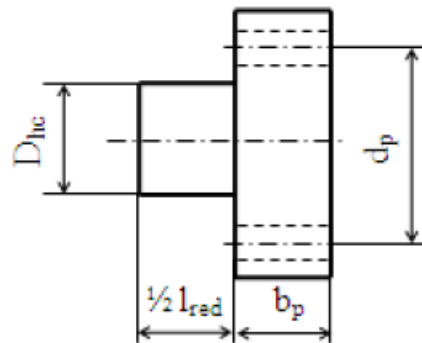
Pro redukovanou délku na straně setrvačníku platí vztah:

$$l_{red_setr} = \frac{b_{H\check{c}}}{2} + b_p \cdot \frac{D_{red}^4}{d_p^4} + \frac{1}{2} \cdot l_{red} \quad (9)$$

kde platí

b_p – šířka příruby pro setrvačnick

d_p – roztečný průměr šroubů setrvačnicku



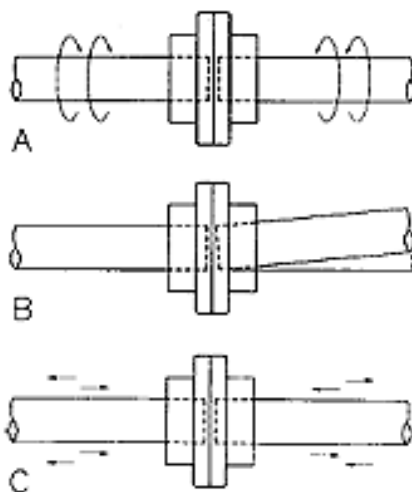
Obr. 5 Rozměry pro určení redukované délky na straně setrvačnicku [10]

Pro redukovanou délku na straně řemenice platí následující vztah.

$$l_{red_rem} = \frac{b_{H\check{c}}}{2} + \frac{1}{2} \cdot l_{red} \quad (10)$$

3 Pružná spojka

Hlavní funkcí pružné spojky je přenos mechanického výkonu z hnacího stroje na hnaný, neméně důležitou funkcí je kompenzace nesouosostí. V minulosti byli pohonné soustrojí spojeny za pomoci tuhých přírub to vedlo k častým poruchám, v důsledku pohybu hnacího a hnaného stroje docházelo k deformacím, vznikali nesouososti hřídelů a následně docházelo k poruchám. Pružná spojka díky pružným elementům v různých modifikacích, dosahuje s postupným vývojem nových typů daleko menší poruchovosti. Neustálým vývojem nových modifikací pružných spojek, různým uspořádáním pružných elementů a konstrukcí samotné spojky dochází k snižování pravděpodobnosti poruchy. [8]

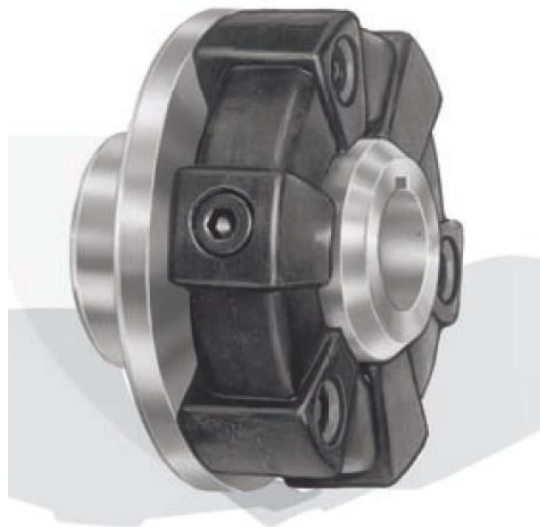
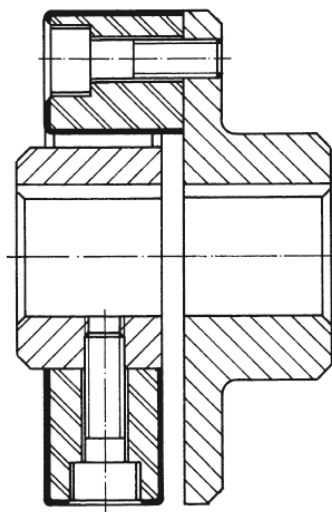


Obr. 6 A) Přenos točivého momentu B) kompenzace nesouosostí C) Zachycení axiálního pohybu připojených hřídelů

Neméně důležitou funkci má spojka pro tlumení torzních kmitů, kdy mění dynamické vlastnosti soustavy a přímo ovlivňuje vlastní frekvence soustavy a tedy i celkové namáhání ložisek. [9]

Volbou vhodné spojky, tedy volbou spojky s ideální tuhostí, lze přesunout oblast kritických otáček mimo provozní oblast pohonného soustrojí. Při dimenzování spojky je velmi zásadní, abychom se právě pohybovali s kritickými otáčkami pod volnoběžnými otáčkami pohonného soustrojí. [8]

Pružná spojka se skládá z kotouče, hřídele a pružných elementů, které jsou k dispozici v různých modifikacích a mohou být vyrobeny z pryže, což je nejčastější varianta nebo z ocelové pružiny popřípadě plastické hmoty.



Jako příklad pružných spojek uvádím například spojku od společnosti CENTAFLEX.

Obr. 7 Uspořádání spojky CENTAFLEX s pryžovými elementy

3.1 Parametry pružných spojek

Základem je zajistit, aby se kritické otáčky nacházely pod volnoběžnými otáčkami, to lze jednoduše zajistit volbou spojky o vhodné tuhosti. Spojku dimenzujeme takovým způsobem, aby spojka byla schopná přenést jmenovitý točivý moment motoru. Spojka by měla být odolná vůči krátkodobému vyššímu namáhání, tak aby nedošlo k poruše.

Všechny parametry pro vybranou spojku by měli být obsahem katalogu výrobce.

3.2 Jmenovitý točivý moment

Maximální točivý moment je moment, který je spojka schopná přenášet v celém otáčkovém spektru. Jmenovitý točivý moment je v provozu nejvyšší hodnota střední složky točivého momentu motoru a lze ji určit z následujícího vzorce:

$$T_n = \frac{9,55P_n}{n_N} \quad (11)$$

Jmenovitý točivý moment T_n nesmí překročit maximální točivý moment, který lze dohledat v katalogu výrobce. [12]

3.3 Ztrátový výkon

Velmi důležitým faktorem při dimenzování spojky je provozní teplota, která přímo ovlivňuje pružné elementy. V katalogu výrobce je udáván dovolený ztrátový výkon P_{KV} , který udává tepelný výkon, který je spojka schopna odvádět aniž by docházelo ke zvyšování teploty pryžových elementů. [12]

Pro výpočet ztrátového výkonu je důležité znát hodnotu vibračního momentu T_w , který je dán amplitudou periodicky proměnného momentu zatěžujícího spojky. [1][13]

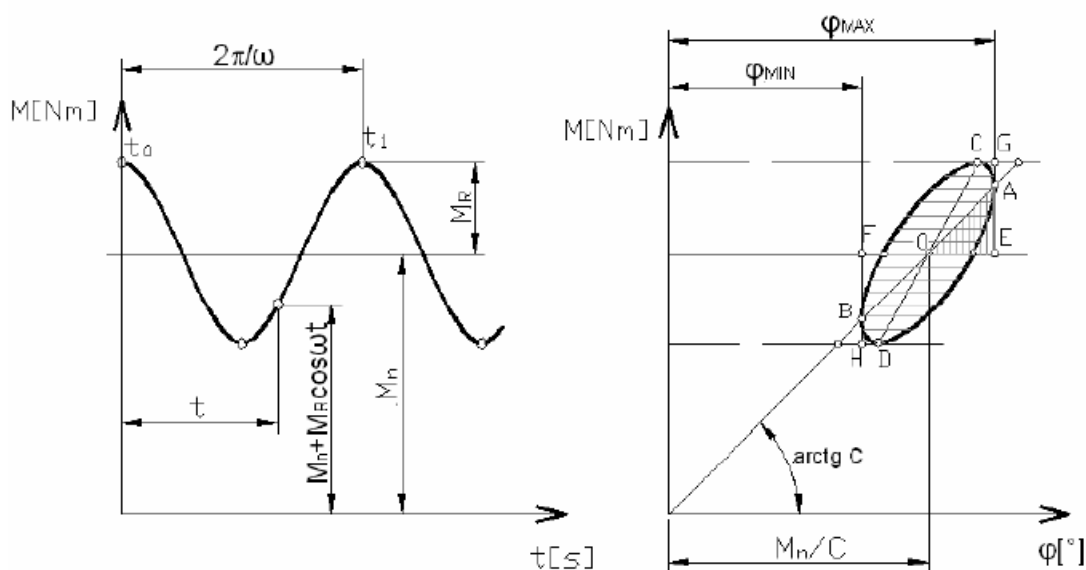
Z amplitudy vibračního momentu lze určit již ztrátový výkon dle vzorce:

$$P_V = \sum \frac{\pi \cdot \Psi}{4\pi^2 + \Psi^2} \cdot \frac{T_w \cdot i \cdot n}{c_{Tdyn}} \cdot \frac{\pi}{30} \quad (12)$$

3.4 Dynamická tuhost spojky

Závislost natočení pružné spojky a její tuhosti je charakterizována hysterezní smyčkou, dle následujícího obrázku. Torzní tuhost lze určit ze sklonu této hysterezní smyčky a lze určit pomocí následující rovnice:

$$c = \frac{2M_R}{\varphi_{max} - \varphi_{min}} \quad (13)$$



Obr. 8 Určení torzní tuhosti zatěžováním periodicky proměnným momentem [11]

Tvar hysterezní smyčky je ovlivněn budící frekvencí, proto je v katalogu výrobce uvedeno, pro jakou budící frekvenci byla dynamická torzní tuhost naměřena. Pro aplikaci na konkrétní pohonné soustrojí se aplikuje vynásobením faktorem 0,7 až 1,35. při nižší budící frekvenci je spojka tužší a naopak při vyšších je spojka měkčí. Dále je tvar a sklon hysterezní smyčky ovlivněn konstrukcí spojky a použitým materiálem pružných elementů spojky. Zajisté má na torzní tuhost vliv i teplota pružných elementů, kdy s rostoucí teplotou torzní tuhost klesá. [11][14]

4 Tlumení

4.1 Tlumení klikového hřídele

Jedná se o energetické ztráty, které vznikají třením, odporem vzduchu, oleje či vody, hysterezními ztrátami, takzvaně vnitřním třením v materiálu klikového hřídele.

Energetické ztráty se udávají formou třecího momentu, který je přímo úměrný rychlosti kmitání hmoty. Při platnosti rovnice:

$$M_T = b \cdot \dot{\varphi}; M_T = b \cdot (\dot{\varphi}_i - \dot{\varphi}_{i+1}) \quad (14)$$

V reálných soustavách je ovšem skutečnost daleko složitější, proto je nutno chápat koeficient tlumení jako „ekvivalentní lineární koeficient“ platný jen v dané oblasti provozních podmínek, toho lze bez problémů využít při řešení stacionárních stavů, tak aby tento koeficient nahradil potřebný tlumící moment. [5]

Tlumení obecně je doposud stále velkým problémem a pro výpočet se používají koeficienty, které do značné míry ovlivňují hodnotu tlumení. Tlumení menší váhy se zanedbávají například (kovové hřídele či valivá ložiska).

Pro pístové stroje, tedy pro tlumení od jednotlivých válců se využívá výpočet, který zohledňuje plochu pístu, rameno kliky a figuruje zde i koeficient q , který se volí dle rychlosti běhu motoru. Tlumení lze tedy spočítat, dle následující rovnice a za použití následujícího koeficientu q .

$$b = q \cdot A_p \cdot r^2 \quad (15)$$

$$\text{Středně rychloběžné motory} \quad q = (3 \div 7) \cdot 10^4 [\text{Ns}/\text{m}^3]$$

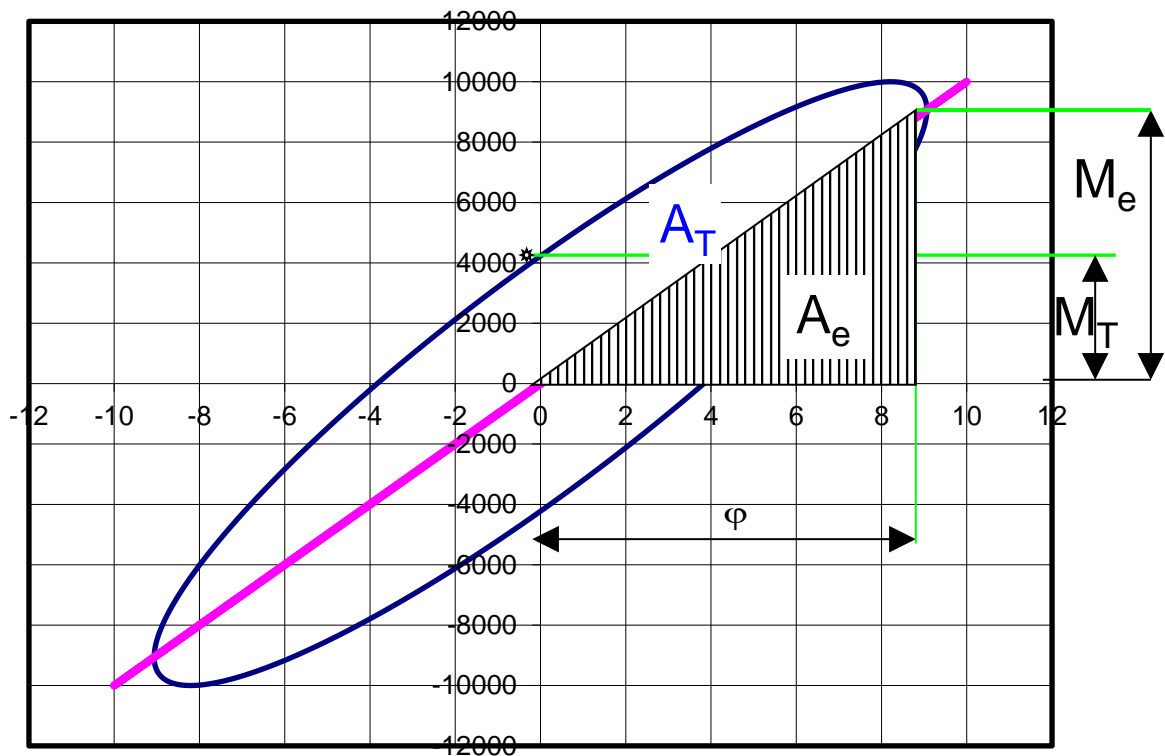
$$\text{Rychloběžné motory} \quad q = (8 \div 15) \cdot 10^4 [\text{Ns}/\text{m}^3] [1]$$

4.2 Tlumení spojky

Tlumení spojky je vyjádřeno jako plocha, která odpovídá ploše hysterezní smyčky. Při tlumení dochází k ohřevu pružných elementů spojky.

Nejčastěji udávanou hodnotou v katalogích je takzvané poměrné tlumení, které udává poměr utlumené energie přeměněné na tepelnou energii a akumulované elastické energie. Poměrné tlumení určíme z následující rovnice:

$$\psi = \frac{A_T}{A_e} \quad (16)$$



Obr. 9 Hysterezní smyčka pružné spojky, určení poměrného tlumení [1]

Pro reálné využití, ale potřebujeme součinitel tlumení b_s v [Nms/rad]. Ukázalo se, že tlumicí součinitel není konstantní, ale mění se s různou budící frekvencí. Díky tomuto poznatku je vhodné použít předpoklad, kdy poměrné tlumení je konstantní dle vzorců níže.

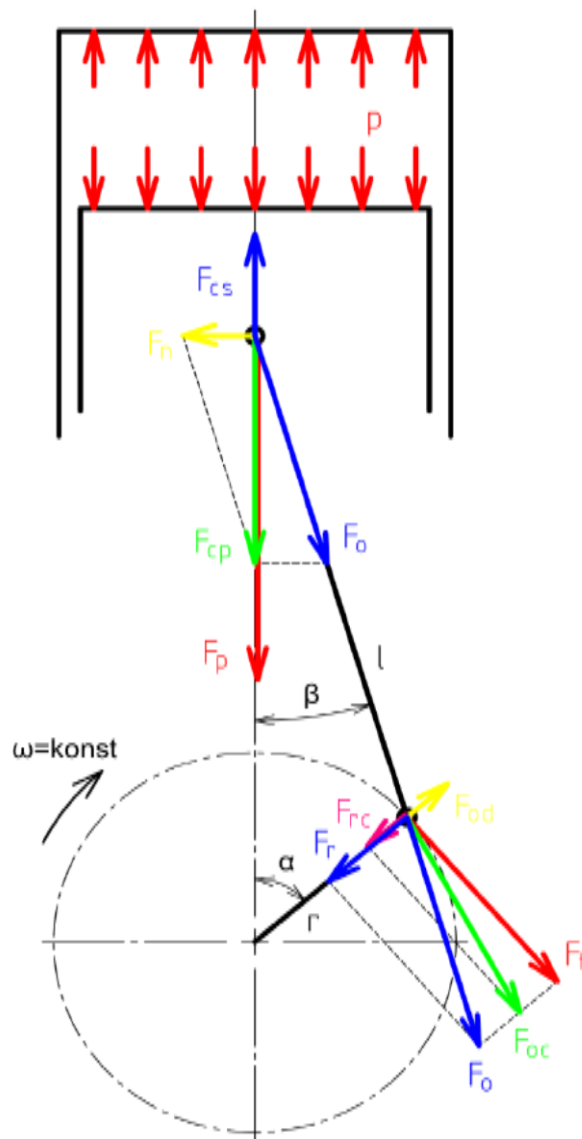
$$\psi = \text{konstantní} \quad (17)$$

$$b = \frac{c_{Tdyn} \cdot \psi}{2 \cdot \pi \cdot \omega} \quad (18)$$

Poměrné tlumení klesá s provozní teplotou, pro výpočet je nutné zohlednit. [1]

5 Buzení

Po veškerém zjednodušení máme kmitající soustavu složenou z kotoučů s konstantními momenty setrvačnosti, spojené nehmotnými hřídeli. Pro započítání výpočtů musíme soustavě dodat potřebný budící moment. Síla působící na píst, vyvolává pohyb ojnice, která dává celý mechanismus do pohybu. Tento budící neboli točivý moment získáme rozborem sil, které působí na klikový mechanismus. Na obrázku znázorněném níže můžeme tento rozbor vidět. [4]



Obr. 10 Rozbor sil na klikovém mechanismu [11]

Síla F_p je závislá na natočení klikového hřídele a rozkládá se na síly setrvačné a síly od tlaků plynů. Dle schématu se výsledná síla F_p rozkládá na sílu F_o ve směru ojnice a na sílu F_n , která je kolmá na osu válce. Spočítat tyto síly můžeme díky vztahům níže.

$$F_o = \frac{F_p}{\cos \beta} \quad (19)$$

$$F_n = F_p \cdot \tan \beta \quad (20)$$

Dle schématu rozboru sil je vidět, že síla F_o je přenášena přímo na klikový čep. Po vynásobení ramenem kliky a síly F_o vzniká již námi hledaný točivý moment na klikovém hřídeli. Při určování tečné síly F_t v libovolné poloze klikového hřídele využijeme vztahů níže.

$$F_t = F_o(\alpha + \beta) = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (21)$$

Při platnosti,

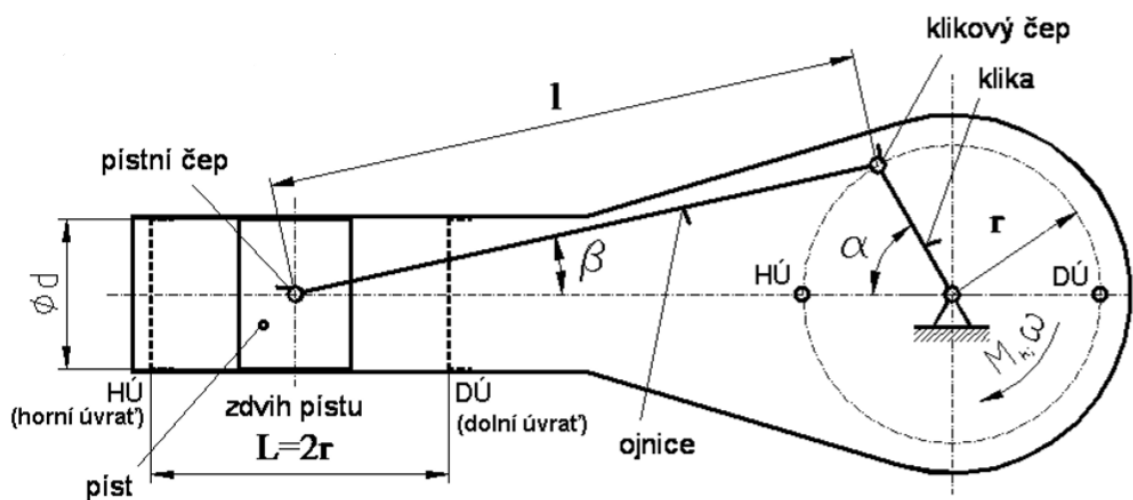
$$\tan \beta = \sin \beta \doteq \lambda \cdot \sin \alpha \quad (22)$$

se vztah pro tečnou sílu může zjednodušit na následující tvar. [3]

$$F_t = F_p \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \quad (23)$$

5.1 Budící moment od setrvačných sil

Pro správné určení setrvačných sil, které působí na píst, je nezbytné popsat pohyb pístu. Rovnice sestavíme dle následujícího schématu klikového mechanismu.



Obr. 11 Klikový mechanismus schéma [17]

Získáme následující rovnice.

$$x_p = r - r \cos \alpha + l - l \cos \beta \quad (24)$$

Pro zjednodušení zavedeme.

$$\lambda = \frac{r}{l} = \frac{\sin \beta}{\sin \alpha}; \quad \cos \beta = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2 \sin^2 \alpha} \quad (25)$$

Za užití binomického rozvoje dostáváme následující tvar.

$$x_p = r \left(1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha + \frac{\lambda^3}{8} \sin^4 \alpha + \frac{\lambda^5}{16} \sin^6 \alpha + \dots \right) \quad (26) [3][17]$$

Rovnici lze zjednodušit zanedbáním členů s mocninou 3 a vyšší u λ . Získáváme zjednodušený tvar níže.

$$x_p = r \left(1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha \right) \quad (27)$$

Zrychlení pístu získáme druhou derivací dráhy pístu.

$$a_p = r\omega^2(\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (28)$$

Jednoduše už pak dostáváme setrvačnou sílu ve tvaru.

$$F_{pos} = m_{pos} \cdot a_p \quad (29)$$

Pak už nám zbývá pouze dosadit zrychlení pístu do rovnice pro tečnou sílu a výsledkem je již tečná síla od posuvných hmot.

$$F_{t,pos} = m_{pos} r \omega^2 \left(\frac{\lambda}{4} \sin \alpha - \frac{1}{2} \sin 2\alpha + \frac{3}{4} \lambda \sin 3\alpha - \frac{\lambda}{4} \sin 4\alpha \right) [3] \quad (30)$$

5.2 Budící moment od sil tlaku plynů

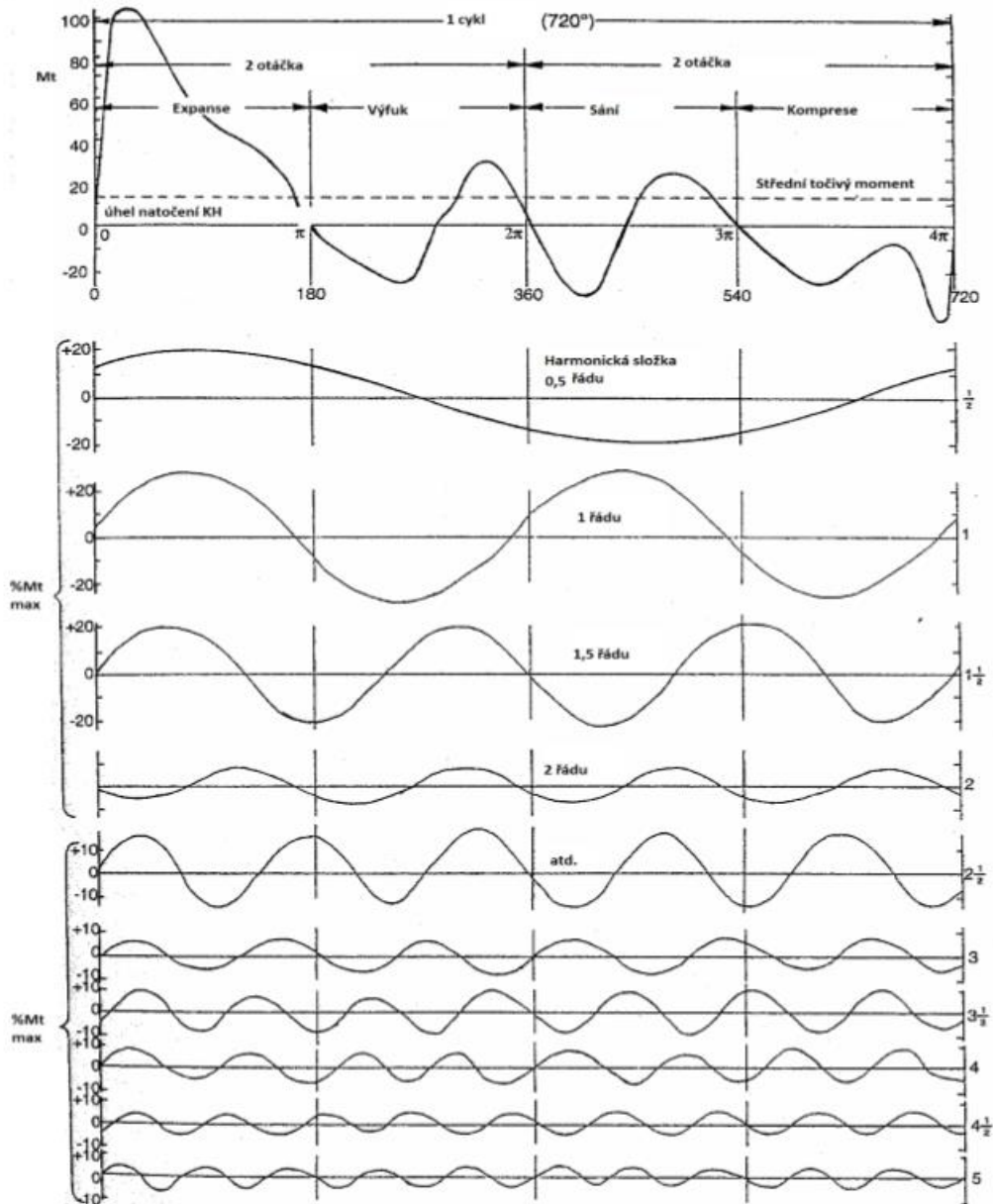
Základní veličinou, kterou můžeme použít pro výpočet torzního kmitání je tečný tlak, který je definován níže.

$$p_{tG} = \frac{F_{tG}}{A_p} \quad (31)$$

Tečná složka F_{tG} , která působí na ploše pístu A_p , má periodický průběh a můžeme tedy provést harmonickou analýzu a tedy tečnou sílu rozložit do harmonických složek pomocí Fourierovy transformace.

$$F_{tG}(t) = F_{tGO} + \sum A_n \sin(\kappa\omega t + \delta_\kappa) \quad (32)$$

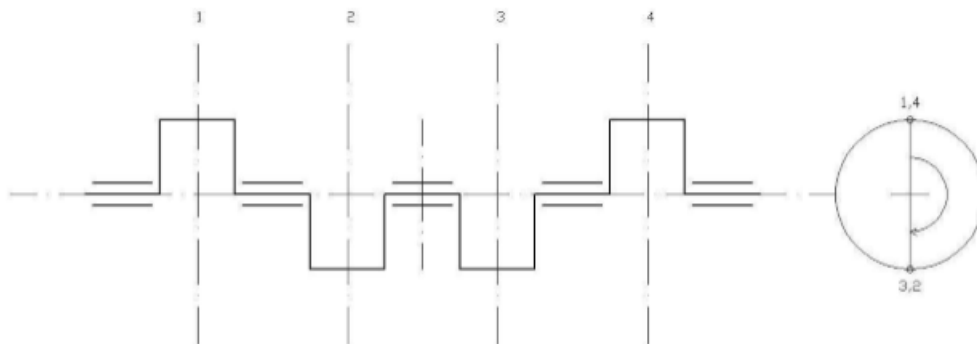
Kdy platí, že F_{tGO} , je střední hodnota tečné síly od tlaků plynů, dále A_n je amplituda κ -té harmonické složky a δ_κ je fázový posuv. U klasického čtyřtaktního motoru je nejnižší harmonický řád rovný jedné polovině, tedy $\kappa = \frac{1}{2}$. [3]



Obr. 12 Rozklad na harmonické složky [18]

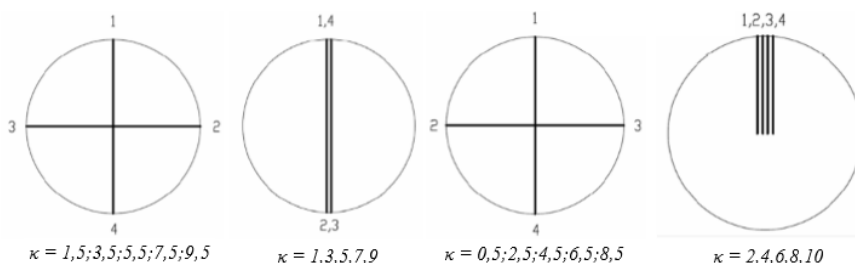
5.3 Celkový budící moment

V případě, že chceme konkrétní budící moment, musíme uvažovat počet válců a pořadí zapalování pro dané pohonné soustrojí. Musíme tedy sestavit směrovou hvězdičku klikového hřídele a analogicky k tomu sestavit diagramy jednotlivých harmonických složek.



Obr. 13 Schéma klikového hřídele a směrová hvězdice pro čtyřválec a zapalování 1-3-4-2 [5]

Pro následnou analýzu je velmi důležité sestavení vektorů jednotlivých harmonických složek v závislosti na pořadí zapalování. Harmonické složky dělíme na hlavní a vedlejší harmonické řady. Vedlejší harmonické řady mají zanedbatelnou vydatnost oproti hlavním. Při následné frekvenční analýze nás zajímají především hlavní harmonické řady. Rozdělení vychází ze směrových hvězdic pro jednotlivé harmonické řady, kde je vidět že některé výslednice vektorových součtů jsou nulové. Na rozdíl například pro harmonické složky druhého a čtvrtého řádu, kde mají vektory všech válců stejný směr a tedy nabývají maximální vydatnosti. Zobrazeno na obrázku níže. [3][5]



Obr. 14 Vektory harmonických složek od jednotlivých válců pohonného soustrojí [5]

6 Silentbloky

Pohonné soustrojí vytváří kmitání, které vyvolává otřesy a hluk. Následné otřesy mohou způsobit poškození pohonného soustrojí nebo vyvolávat nadměrný hluk.

Zdrojem vibrací jsou setrvačné síly způsobené pohybem klikového mechanismu a také síly od tlaků plynů. Silentbloky jsou dostupné v mnoha modifikacích od klasických pryžových pružných po bloky tvořené ocelovými lany. Hlavní funkcí silentbloků je zachycení vibrací od pohybu klikového mechanismu. [25]

Silentbloky dělíme na:

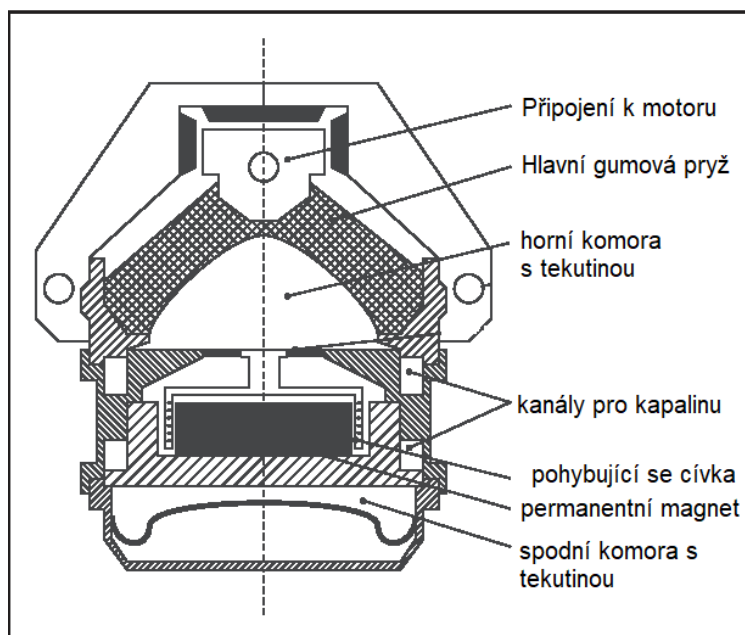
- Aktivní
- Poloaktivní
- Pasivní

6.1 Aktivní silentblok

Obsahují aktuátory, které působí svými elektronicky řízenými systémy aktivně proti kmitání tělesa. Vše je zpětnovazebně řízené v uzavřené regulační smyčce, kde řízený zdroj tlumící síly působí proti samotnému kmitání. Automaticky se tedy tlumící síla přizpůsobuje charakteru kmitání. Aktuátor může být piezoelektrický, hydraulický nebo například elektromagnetický.

Největší výhodou aktivních silentbloků je jednoznačně širokopásmová využitelnost. Tedy bloky jsou schopné pracovat v širokém frekvenčním pásmu. Nebezpečím je zesílení vysokých frekvencí vlivem zpětné vazby, a tedy hrozí destabilizace celé soustavy. Toto lze omezit vhodným naladěním soustavy, ale bohužel to nelze absolutně vyloučit. Aktivní bloky jsou dražší, je tedy vhodné zvážit důsledně jejich použití. [22][26]

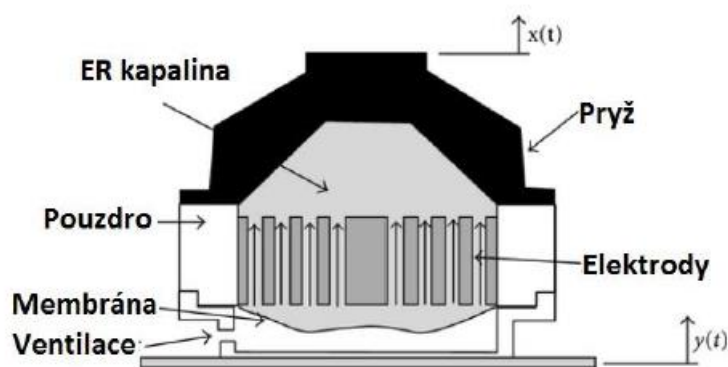
Příklad konstrukce aktivních bloků je vidět na obrázku níže



Obr. 15 Schéma aktivního elektromagnetického silentbloku

6.2 Poloaktivní silentblok

Dokáží přizpůsobit své dynamické vlastnosti, tedy převážně tlumení aktuální situaci. Pro ovlivňování využívají elektoreologické nebo magnetoreologické kapaliny, ty díky elektro-mechanické vazbě popřípadě magneto-mechanické mění své vlastnosti. Příklad konstrukce na obrázku níže. [23][27]



Obr. 16 Příklad poloaktivního silentbloku [27]

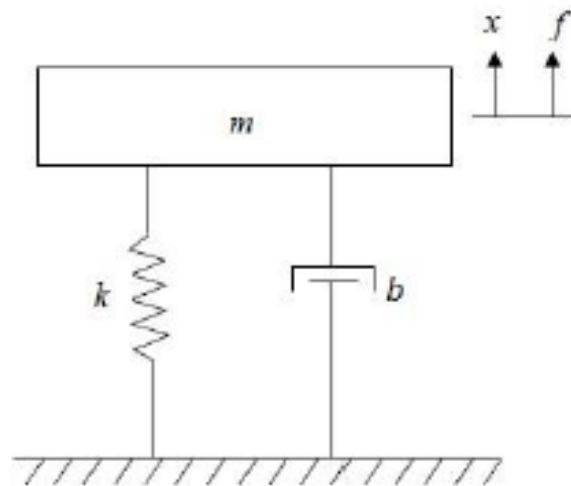
Řízena je pouze velikost tlumící síly a energie je ze systému řízeně odebrána, tím pádem odpadá riziko destabilizace systému, poloaktivní silentbloky dosahují často lepších výsledků než pasivní silentbloky. Pracují v rozsahu od několika Hz až po desítky Hz. [23]

6.3 Pasivní silentblok

Jedná se o nejrozšířenější variantu z hlediska jednotlivých modifikací, jako příklad uvádím pryžový pasivní silentblok. Vyrábějí se již desítky let. Osvědčily se při redukci rázů a vibrací pro pohonné soustrojí, stroje a uložení motoru. Aktuálně díky stále větším požadavkům na jízdní komfort a pohodlí se od pryžových pasivních silentbloků v automobilovém průmyslu již upouští a dochází k nahrazení modernějšími konstrukčně složitějšími poloaktivními a aktivními silentbloky.

Konstrukce je velmi jednoduchá, kdy se jedná o spojení pryže a kovu. Za pomoci vulkanizace a současného vstříknutí kaučuku do nahřáté formy se tyto dva materiály spojí. Jsou k dispozici v široké škále tuhostí, tvrdostí elastomeru (pryže) a v různém kovovém provedení.

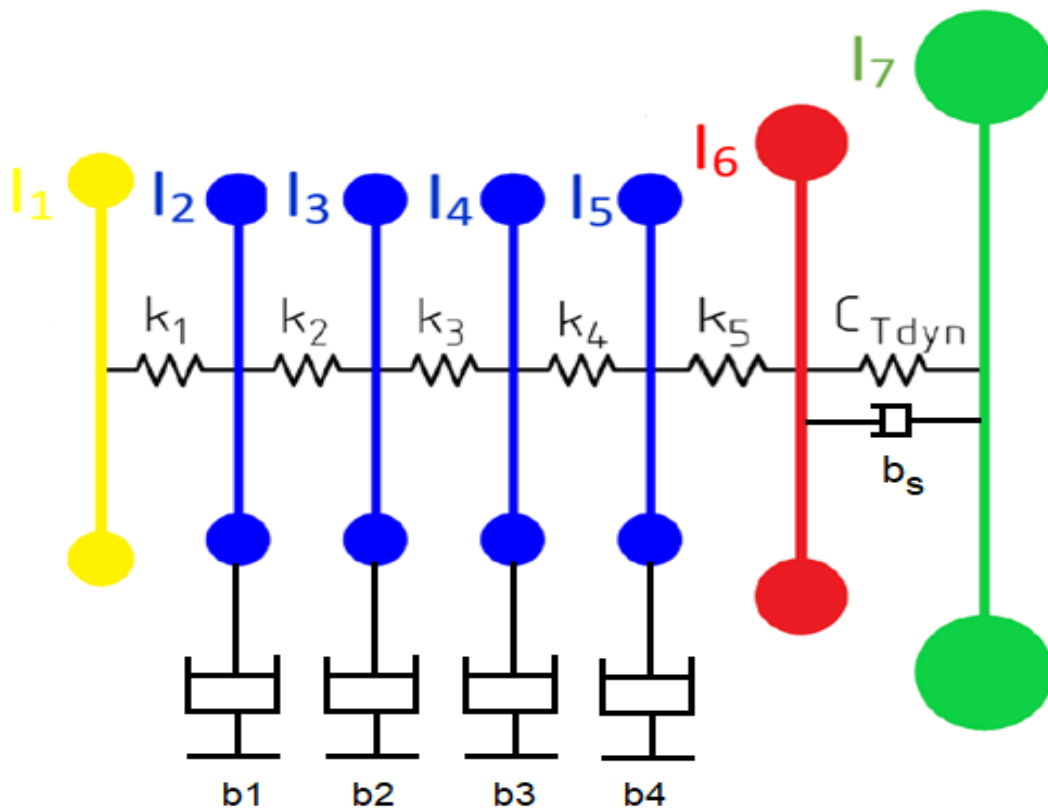
Z hlediska matematiky a simulací lze pryžový silentblok nahradit jednoduchým reologickým modelem – Kelvin-Voigtův model, který nesimuluje chování pryžových bloků v celém rozsahu provozního zatěžování, ale respektuje chování pro konstantní tlumení a tuhost. Proto jsou v poslední době doplňovány aktivními a semiaktivními prvky. [28]



Obr. 17 Kelvin - Voigtův model [28]

7 Pohonné soustrojí pro výpočet

Pro výpočet jsem použil pohonné soustrojí spojené pomocí spojky s dynamometrem. Hmota 1 na obrázku 18 reprezentuje moment setrvačnosti řemenice, hmoty 2 – 5 reprezentují hmoty setrvačnosti jednotlivých válců, hmota 6 reprezentuje moment setrvačnosti setrvačnicku a nakonec hmota 7 reprezentuje moment setrvačnosti dynamometru. Jednotlivé hmoty jsou spojeny nehmotnými hřídeli o daných (spočtených) tuhostech. Spojení mezi setrvačnickem a dynamometrem je nahrazeno Kelvin-Voigtovým reologickým modelem, sestávajícím se z dynamické tuhosti spojky a tlumení spojky. Jednotlivé válce jsou každý tlumen, což je reprezentováno koeficienty tlumení b_1 až b_4 .



Obr. 18 Náhradní dynamická soustava pro konkrétní zadání

Jednotlivé hodnoty momentů setrvačnosti, jednotlivých tuhostí a tlumení jsou zaznamenány v tabulce níže.

	I [kg·m ²]	c[Nm/rad]	b[Nms/rad]
Řemenice 1	0,076		
Tuhost 1		2,28·10 ⁶	
Válec 1 – hmota 2	0,034		2.5
Tuhost 2		1,347·10 ⁶	
Válec 2 – hmota 3	0,034		2.5
Tuhost 3		1,347·10 ⁶	
Válec 3 – hmota 4	0,034		2.5
Tuhost 4		1,347·10 ⁶	
Válec 4 – hmota 5	0,034		2.5
Tuhost 5		2,28·10 ⁶	
Setrvačnick 6	0,642		
Tuhost spojky		GKN – 900 CENTAFLEX - 13250	Tlumení je závislé na frekvenci
Dynamometr – hmota 7	8		

Dalšími známými parametry soustrojí jsou:

Jmenovitý výkon: $P = 78,4 \text{ kW}$ při 2000 min⁻¹

Volnoběžné otáčky: 800±25 min⁻¹

Hmotnost posuvných hmot pro každý válec: $m_{\text{pos}} = 3,177 \text{ kg}$

Poměr ramene klikového hřídele a délky ojnice: $\lambda = 0,28$

Pořadí zapalování válců: 1-3-4-2

Vrtání válce: 105 mm

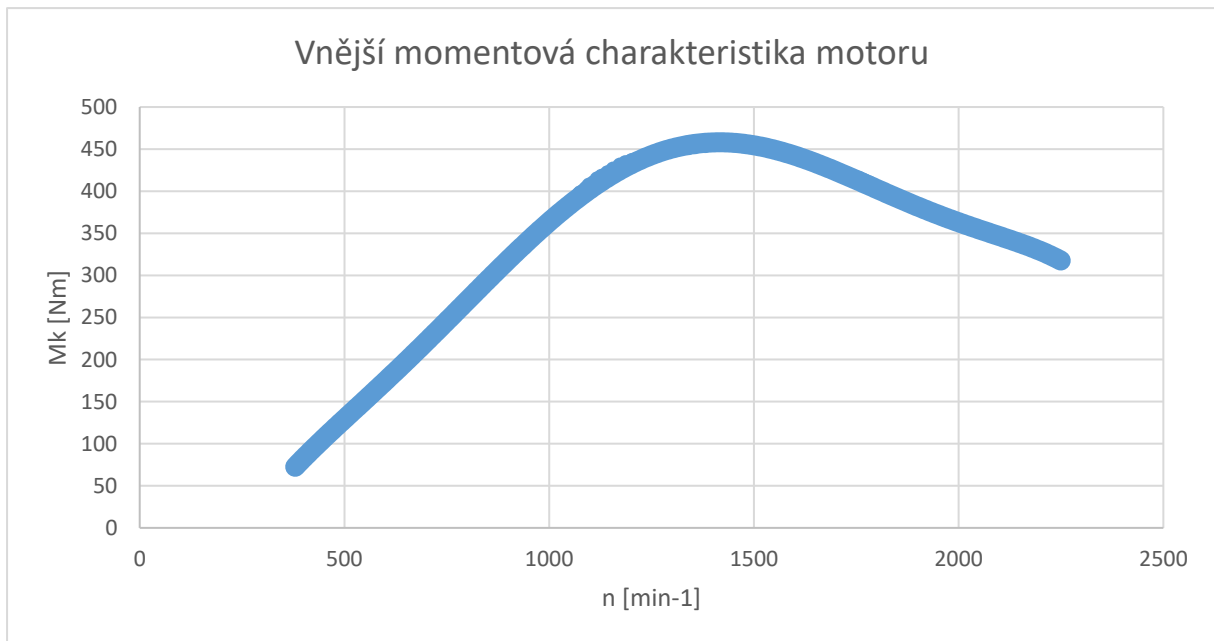
Zdvih pístu: 120 mm



Obr. 19 Motor Zetor 1305 [20]

7.1 Budící moment zadaného motoru

Pro motor Zetor 1305 je zadána vnější momentová charakteristika motoru.



Obr. 20 Vnější momentová charakteristika motoru Zetor 1305

Pro vlastní výpočet byly vedoucím práce poskytnuty data tangenciálních tlaků, která jsou používána pro podobné motory, pokud nemáme vlastní naměřená data z indikace motoru. Takto dodané data byla určena z měření na podobném motoru. Při určování budícího neboli točivého momentu motoru κ -té harmonické složky z κ -té harmonické složky tečných tlaků platí následující vztah níže.

$$M_{k,\kappa} = p_{tG\kappa} \cdot A_p \cdot r \quad (33)$$

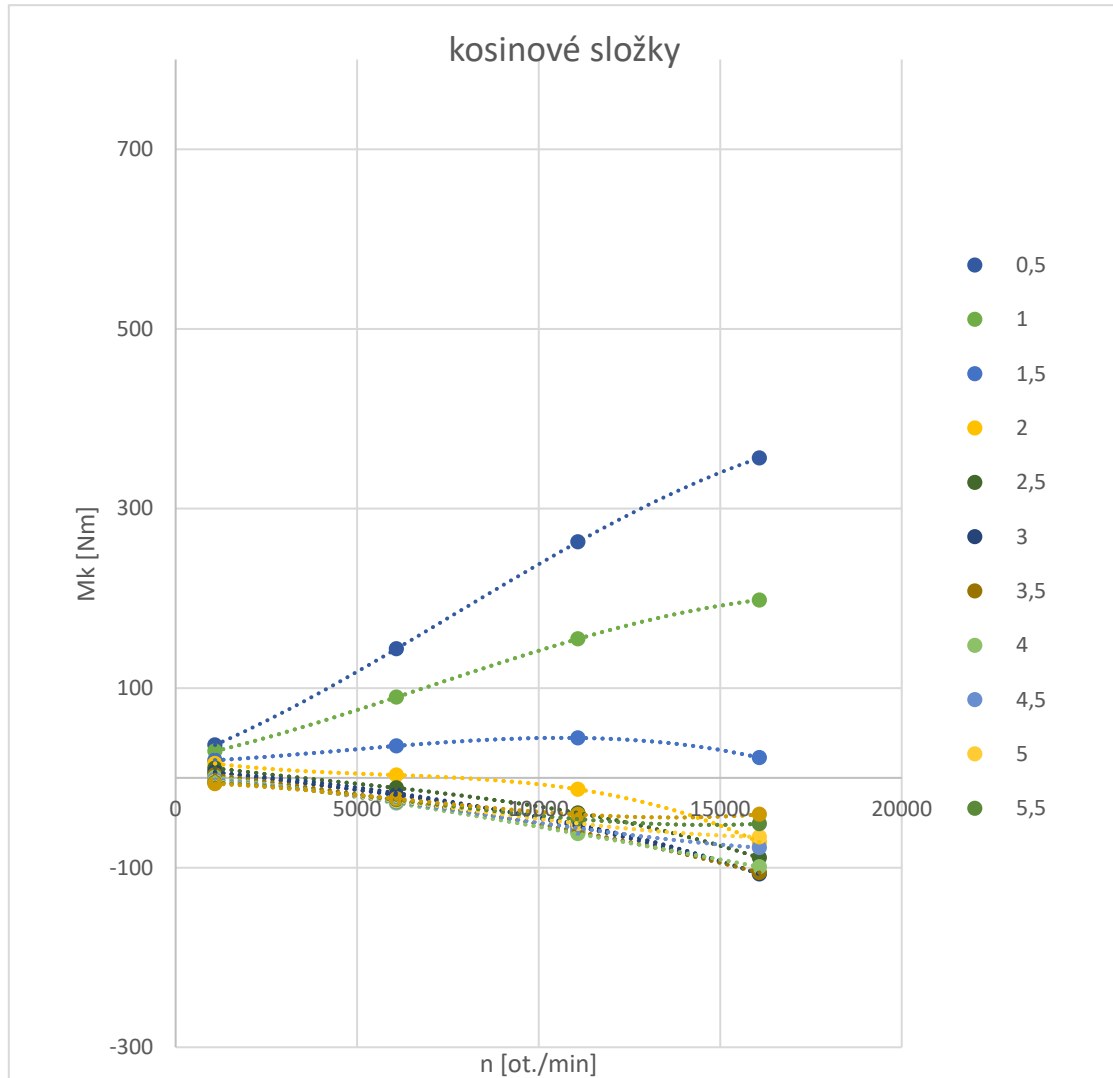
Při platnosti, že $p_{tG\kappa}$ je tečný tlak pro danou harmonickou složku, A_p je plocha pístu a r je rameno kliky.

Hodnoty jsou dané pro čtyři výkonové stupně a jsou dány indikovaným tlakem, který je přes mechanickou účinnost přepočítán na střední efektivní tlak p_e .

$$p_e = M_k \cdot \frac{i \cdot 2\pi}{V_z \cdot 1000} \quad (34)$$

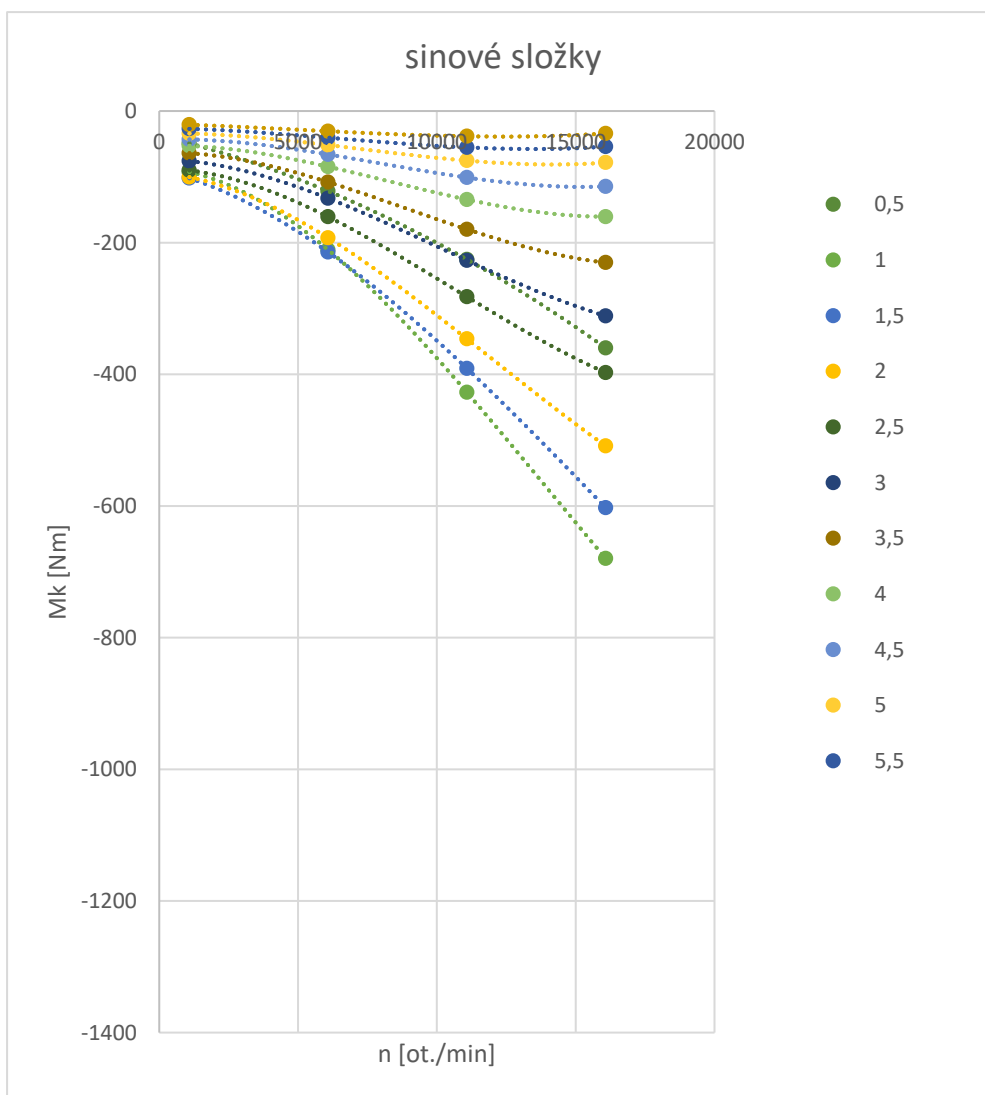
V závislosti na otáčkách, které byli přiřazeny jednotlivým efektivním tlakům dle vzorce (33), byly vykresleny grafy amplitud budícího točivého momentu sinusových a kosinusových

harmonických složek. Abychom získali hodnoty mezi těmito výkonovými stupni, tak byli hodnoty aproximovány pomocí polynomu třetího stupně a následně dle zjištěné rovnice aproximace, dopočítány jednotlivé budící momenty pro zbylé otáčkové kroky. Harmonické řády točivého momentu jsou vůči sobě fázově posunuty.



Obr. 21 Kosinové složky budícího momentu

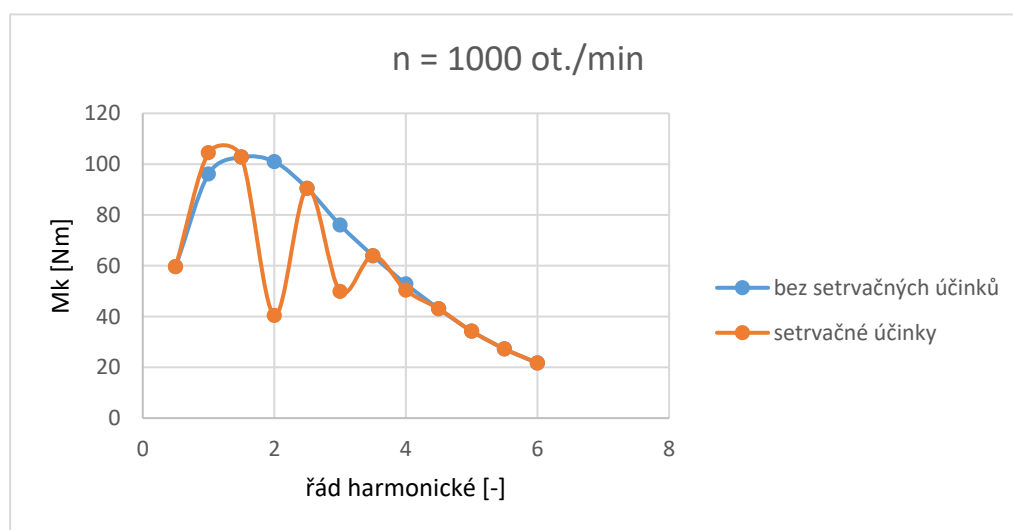
Barevně jsou vyznačeny v grafu jednotlivé harmonické řády jejich točivý moment v závislosti na otáčkách. Mezi výkonovými stupni, značenými barevnými body je provedena aproximace polynomem třetího stupně.



Obr. 22 Sinové složky budícího momentu

Nesmíme ovšem zapomenout na vliv setrvačných sil, které dle vzorce pro výpočet setrvačných sil (29) ovlivní pouze sinové složky a to konkrétně 1., 2., 3. a 4. harmonickou složku budícího momentu. Součtem amplitud setrvačných sil a amplitud budícího momentu získáváme celkový budící moment, který již můžeme použít pro výpočty. Ve vyšších otáčkách může amplituda setrvačných sil dokonce převážit i účinek sil od tlaku plynů.

Na následujícím grafu je vidět vliv setrvačných sil na celkový budící moment pro konkrétní otáčky.



Obr. 23 Vliv setrvačné složky na celkový budící moment

7.2 Dostupné spojky na zkušebním stanovišti

V prostorách zkušeben ČVUT jsou k dispozici následující spojky. Vzhledem k dostupným dovoleným hodnotám jsou ve výpočtech kontrolovány pouze dostupné hodnoty. Pro spojku CENTAFLEX můžeme kontrolovat i dovolený vibrační moment a ztrátový výkon. U spojky od společnosti GKN Driveline tyto parametry nelze zkontrolovat, nejsou dostupné v katalogu výrobce.

Spojka GKN Driveline [21]

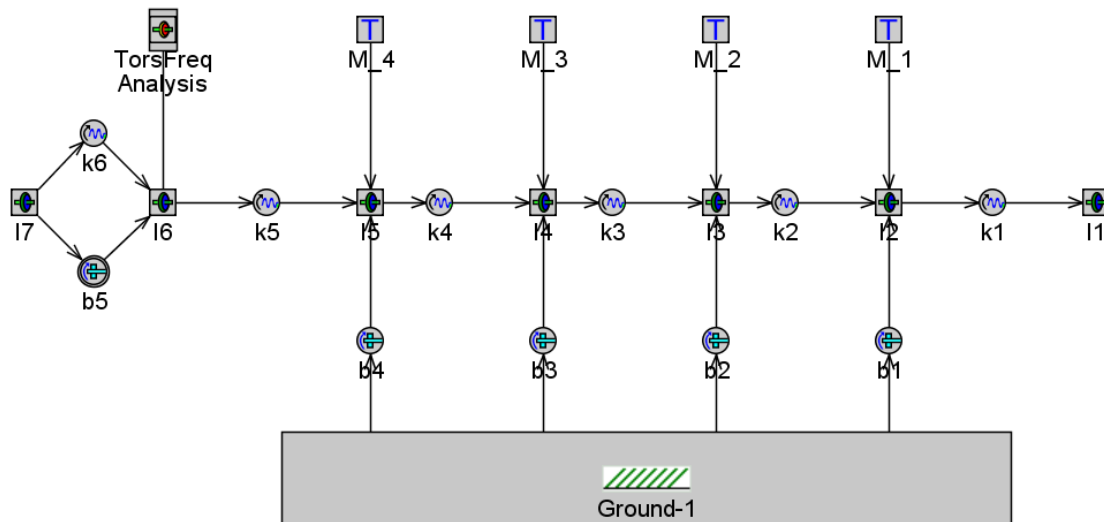
Dynamická torzní tuhost - c_{Tdyn}	[Nm/rad]	900
Jmenovitý točivý moment - T_k	[Nm]	680
Maximální točivý moment - T_{Kmax}	[Nm]	1360
Poměrné tlumení - Ψ	[-]	0,7

Spojka CENTAFLEX [12]

Dynamická torzní tuhost - c_{Tdyn}	[Nm/rad]	900
Jmenovitý točivý moment - T_K	[Nm]	1700
Maximální točivý moment - T_{Kmax}	[Nm]	4900
Dovolený ztrátový výkon - P_{KV}	[W]	150
Poměrné tlumení - Ψ	[-]	0,6
Maximální otáčky - n_{max}	[min^{-1}]	3600
Maximální vibrační moment - T_{KW}	[Nm]	700

8 Sestavení výpočtu pro 1D soustavu v GT-POWER

Základem pro spuštění programu v prostředí GT-Power je sestavení blokového schématu. Blokové schéma je tvořeno z bloků „Inertia“, „Torque“, dále jsou jednotlivé bloky propojeny skrze „SpringTorsion“ a „DamperTorsion“ bloky. Pro vyhodnocení je nezbytné připojení bloku „TorsFreqAnalysis“, ve kterém jsou nastaveny veškeré potřebné údaje pro výpočet torzního kmitání pro 1D soustavu.



Obr. 24 Blokové schéma GT-Power 1D

Hodnoty získané pro simulaci jsou získané z harmonické analýzy budícího momentu a zadané ve formě sinových a kosinových složek. Metodu zadávání harmonických složek můžeme vidět na obrázku níže.

Attri...	Amplitude or Cosine Coef	Phase (deg) or Sine Coef
0		
1	25.91819426 ...	-42.23796336 ...
2	23.86226669 ...	-87.7459618 ...
3	18.29075523 ...	-94.11568289 ...
4	19.3354765 ...	-95.12704728 ...
5	13.92522485 ...	-87.77348505 ...
6	9.861977715 ...	-73.73939026 ...
7	6.710348896 ...	-62.92625542 ...
8	3.66869654 ...	-52.31463623 ...
9	0.20763392 ...	-42.79592162 ...
10	-2.718858924 ...	-33.59862774 ...
11	-3.839014843 ...	-26.12452644 ...
12	-5.37285915 ...	-19.9777294 ...
13

Obr. 25 Zadání budícího momentu pomocí harmonických složek

Harmonické složky jsou zadány pro jednotlivé otáčkové kroky. Mezi jednotlivými otáčkami je aplikována interpolace pomocí kubické křivky, nastavení viz níže („Lookup Method“).

Object Comment:

Help

✓ Arrays ✓ Options

Attri...	X Data	Dependency Object Names
0		
1	0.0 ...	valec1_100 ...
2	400.0 ...	valec1_400 ...
3	405.0 ...	valec1_405 ...
4	800.0 ...	valec1_800 ...
5	1200.0 ...	valec1_1200 ...
6	1400.0 ...	valec1_1400 ...
7	1600.0 ...	valec1_1600 ...
8	2000.0 ...	valec1_2000 ...
9	2400.0 ...	valec1_2400 ...
10

Obr. 26 Jednotlivé otáčkové kroky při zadávání budícího momentu

Object Comment:

Help

✓ HarmonicCoefs ✓ Options ✓ Scaling

Attribute	Unit	Object Value
Source of Angle		
<input type="radio"/> Main Driver		
<input checked="" type="radio"/> Part on Map		I2 ...
<input type="radio"/> Driver Reference Object		
Value of Constant Part of Profile		ign ...
Harmonic Coefficient Type		sine-cosine-coeffs ▾
Number of Harmonic Orders		def ...
Lookup Method		cubic-spline-intrp ▾
Output Plot of Profile		<input type="checkbox"/>
Minimum Limit on Output		ign ...
Maximum Limit on Output		ign ...

Obr. 27 Nastavení interpolace mezi jednotlivými kroky

Tuhost mezi jednotlivými bloky byla získaná pomocí výpočtu dle Ker-Wilsona a tlumící účinek na jednotlivých válcích dopočítán z rovnice (15). Tuhost spojky dle katalogu výrobce.

Jediným nekonstantním prvkem je tlumení spojky, které je dopočítáno z rovnice (18). Tlumení je tedy zadáno pomocí tabulky kdy pro jednotlivé frekvence se mění analogicky tlumení. Ve vzorci je použit jako harmonický řád, řád 2. jelikož se pro namáhání spojky bude v nižších otáčkách nejvíce projevovat.

The screenshot shows a software interface with a 'Help' icon and a table. The table has three columns: 'Attribute', 'Unit', and 'Object Value'. The first row is 'Torsional Damping Coefficient' with unit 'N-m-s/...' and value 'def (=0.0)'. The second row is 'Damping vs. Frequency (Forced Freq. Analysis Only)' with unit 'N-m-s/...' and value 'tlumeni_spojka'.

Attribute	Unit	Object Value
Torsional Damping Coefficient	N-m-s/...	def (=0.0)
Damping vs. Frequency (Forced Freq. Analysis Only)	N-m-s/...	tlumeni_spojka

Obr. 28 Závislost tlumení na frekvenci

Pro samotné spuštění výpočtů je nezbytné nastavit blok „TorsFreqAnalysis“, který řeší jak volné tak vynucené kmitání. V bloku jde velmi jednoduše nastavit, pro který prvek náhradní dynamické soustavy (blok), chceme spustit frekvenční analýzu. Pro naše potřeby sledujeme právě frekvenční analýzu na spojce pohonného soustrojí.

The screenshot shows a software interface with a 'Help' icon and a table. The table has three columns: 'Attribute', 'Unit', and 'Object Value'. The first row is 'Free Vibration Analysis' with a checked checkbox. The second row is 'Account for Damping Terms?' with an unchecked checkbox. The third row is 'List of Parts for Mode Shape Output' with unit 'def'. The fourth row is 'Forced Frequency Analysis' with a checked checkbox. The fifth row is 'Forced Frequency Analysis Reference Object' with value 'frekvencni_analyza'. The sixth row is 'Repeat for Each Case?' with an unchecked checkbox. The seventh row is 'Use Part Names as X-axis Labels in Mode Shape Plots?' with a checked checkbox.

Attribute	Unit	Object Value
Free Vibration Analysis		<input checked="" type="checkbox"/>
Account for Damping Terms?		<input type="checkbox"/>
List of Parts for Mode Shape Output		def
Forced Frequency Analysis		<input checked="" type="checkbox"/>
Forced Frequency Analysis Reference Object		frekvencni_analyza
Repeat for Each Case?		<input type="checkbox"/>
Use Part Names as X-axis Labels in Mode Shape Plots?		<input checked="" type="checkbox"/>

Obr. 29 Nastavení frekvenční analýzy

Dále je nutné nastavit otáčkový rozsah, minimální a maximální otáčky pro simulaci, maximální harmonický řád a také, že omezením je maximálně 100 otáčkových kroků. Následně už vybereme dle náhradní dynamické soustavy prvek (blok) na kterém chceme pozorovat frekvenční analýzu.

Attribute	Unit	Object Value
Minimum Speed	RPM	100
Maximum Speed	RPM	2400
Number of Speed Increments		100
Maximum Order Range for Analysis		6
Resonance Resolution Frequency Threshold	Hz	ign
Forcing Function Order Plots?		<input checked="" type="checkbox"/>
Add Mean Term to Total Response Results?		<input type="checkbox"/>

Obr. 30 Nastavení frekvenční analýzy 2

V „ConnOrderPlots“ umožňující výběr spojení mezi jednotlivým prvky náhradní dynamické soustavy vybereme prvek odpovídající spojce našeho pohonného soustrojí. Viz na obrázku níže.

Attribute	Unit	1	2	3
Connection Name		k6	k6	k6
X Axis		RPM	RPM	RPM
Order/RPM Tracking		harmonicke...	harmonicke...	harmonicke...
Torque Amplitude Plot		<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Shear Stress Amplitude Plot		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Add Total Response vs. RPM Curve?		<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Add Max./Min. Response vs. RPM Plot?		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Add Total Response vs. Angle Plot?		<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Cycle Averaged Power Loss vs. RPM		<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

Obr. 31 Frekvenční analýza spojky

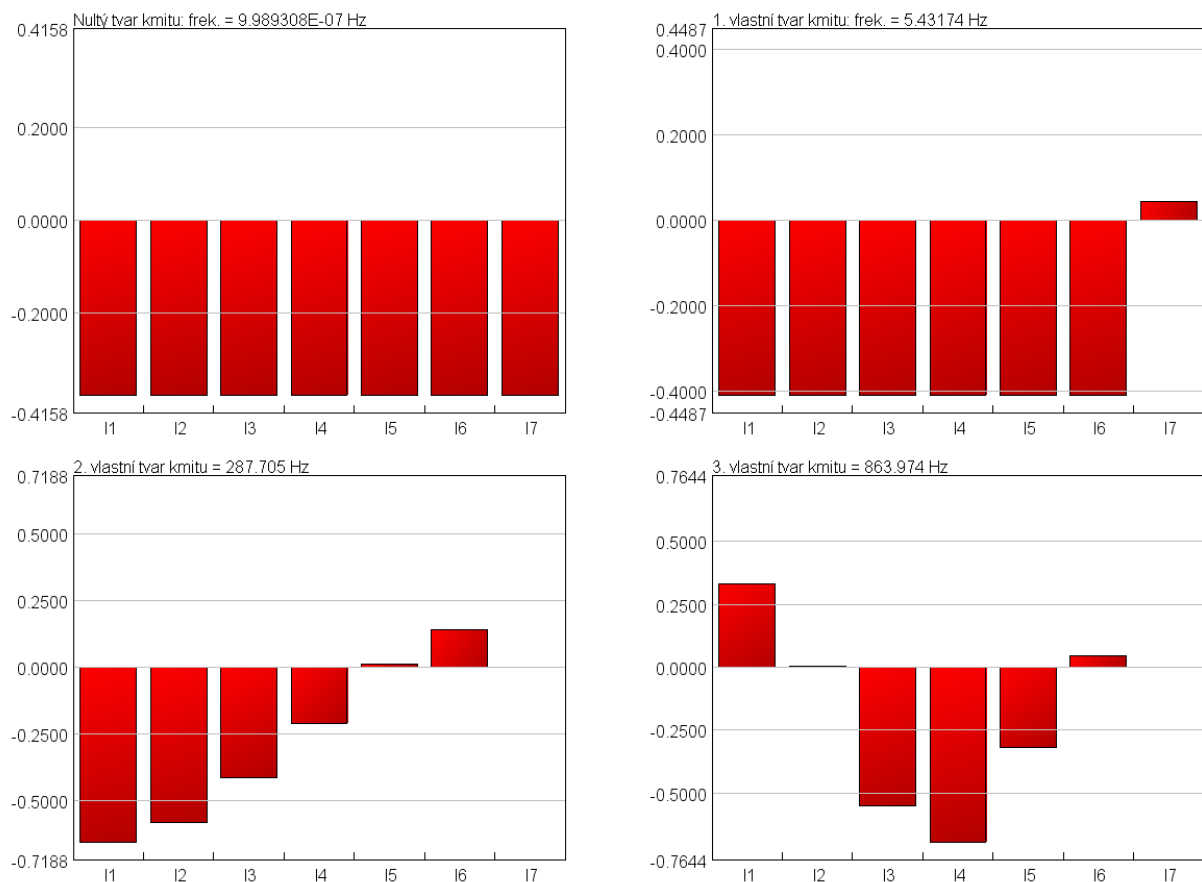
8.1 Výsledky frekvenčních analýz spojek

8.1.1 Spojka GKN Driveline

Po zadání všech parametrů do náhradní dynamické soustavy získáváme následující vlastní frekvence pro spojku GKN Driveline.

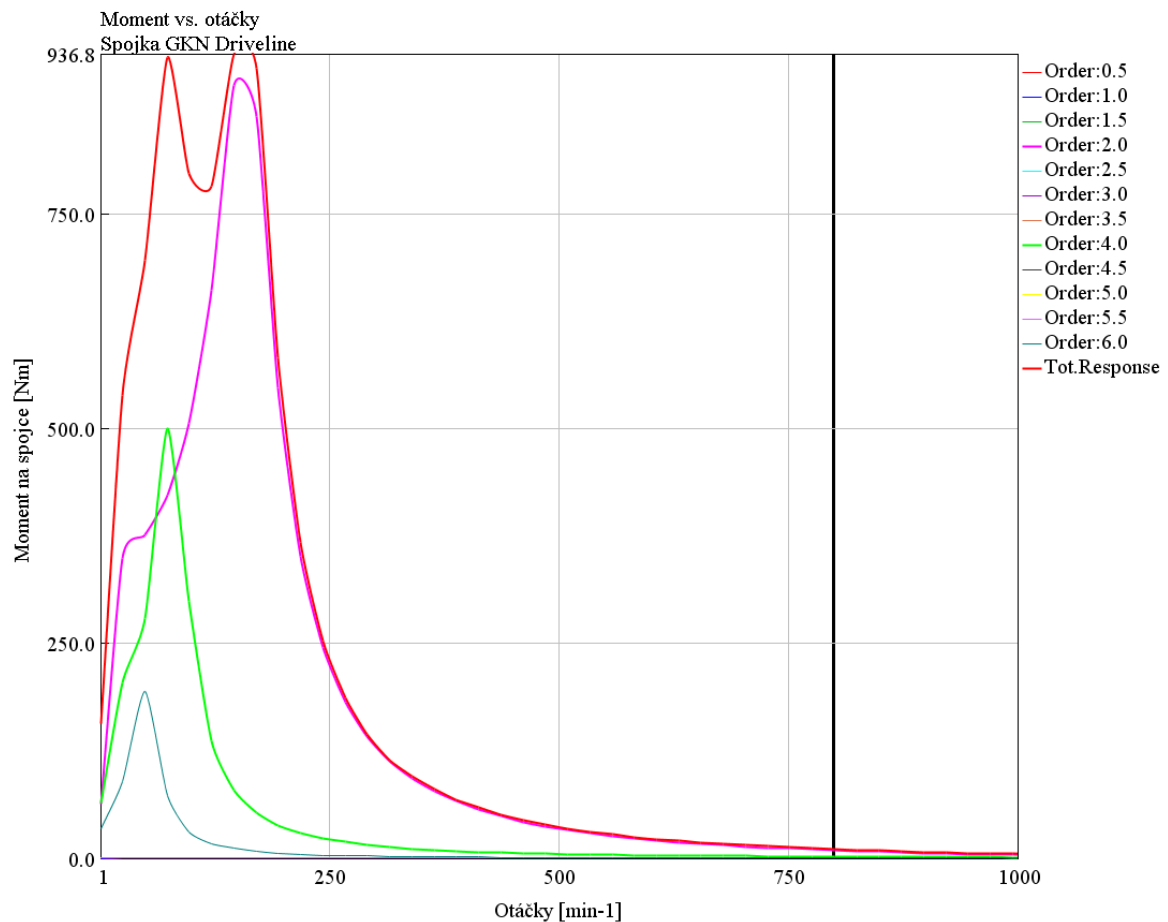
0. vlastní frekvence	1. 0 Hz	0 kmit/min
1. vlastní frekvence	2. 5.43174 Hz	325.9044 kmit/min
2. vlastní frekvence	3. 287.705 Hz	17262.3 kmit/min
3. vlastní frekvence	4. 863.974 Hz	51838.44 kmit/min
4. vlastní frekvence	5. 1434.58 Hz	86074.8 kmit/min
5. vlastní frekvence	6. 1832.81 Hz	109968.6 kmit/min
6. vlastní frekvence	7. 1993.19 Hz	119591.4 kmit/min

S výpočtu dále získáváme i samotné tvary kmitů, u kterých je i značeno které vlastní frekvenci daný tvar kmitu odpovídá. Pro znázornění obrázků níže.



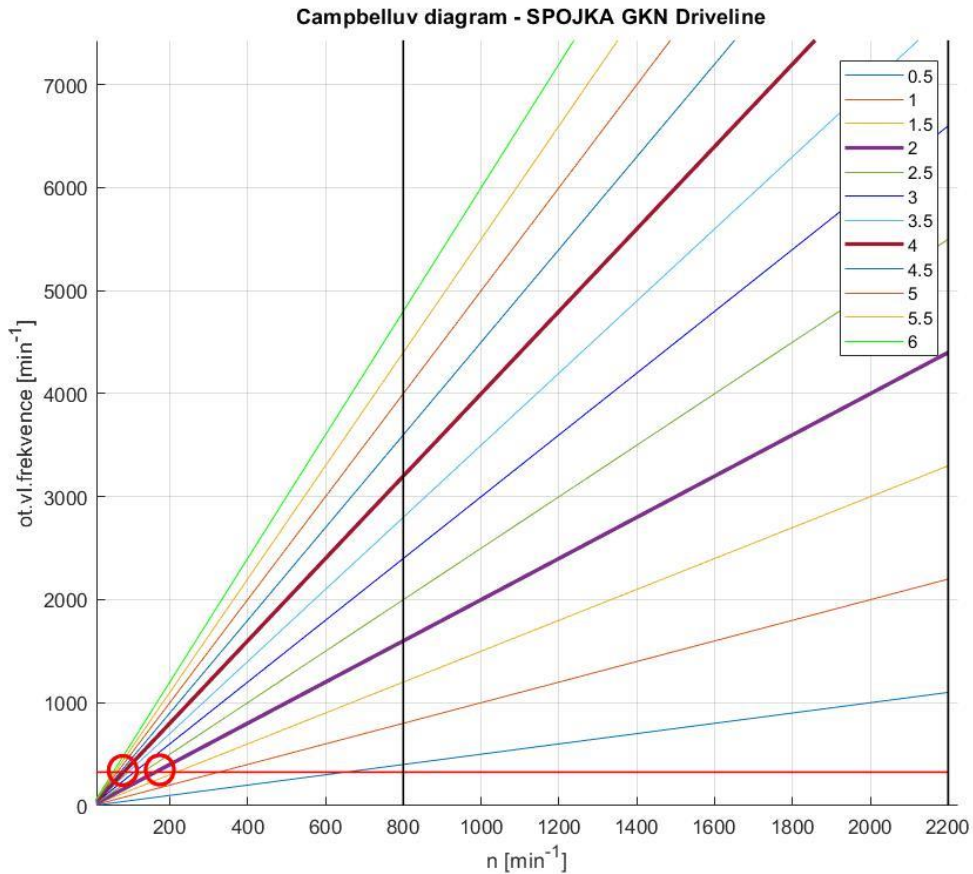
Obr. 32 Vlastní tvary kmitu a odpovídající frekvence

Frekvenční charakteristiky zobrazující vliv jednotlivých harmonických řádu vypadá následovně, černá čára vyznačuje volnoběžné otáčky.



Z grafu je patrné, že nejvydatnější je 2. harmonický řád značený fialovou barvou a 4. harmonický značený zelenou barvou, celkový součet všech řádů je vyznačen červenou barvou. Je patrné, že harmonické složky a jejich amplitudy se projevují pod volnoběžnými otáčkami. Pro přejezd maximálních amplitud pod volnoběžnými otáčkami vyhovuje spojka i z hlediska maximálního točivého momentu, který je 1360 Nm.

Pro spojku dále dle Campbellova diagramu zkontrolujeme, jestli leží kritické otáčky pod volnoběhem motoru. Červená kolečka značí průnik vlastních frekvencí s hlavními harmonickými řady. Tedy průnik s 2. harmonickou složkou a 4. harmonickou složkou. Dle grafu níže, lze vypočítat, že se nám projevuje pouze 1. vlastní frekvence a průsečíky, tedy kritické otáčky se nacházejí pod volnoběžnými otáčkami.



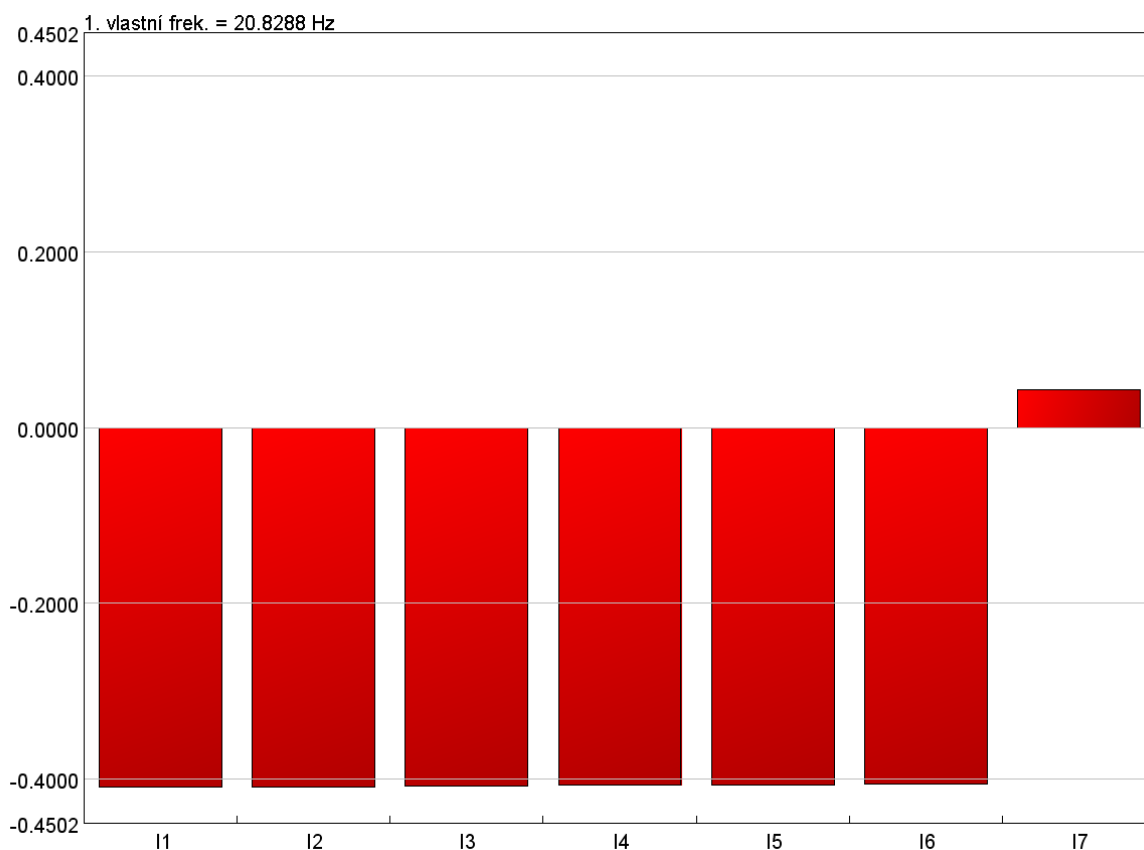
Obr. 34 Campbellův diagram - spojka GKN Driveline

8.1.2 Spojka CENTAFLEX

Pro spojku CENTAFLEX vychází vlastní frekvence a tvary kmitů následovně. Pro spojku CENTAFLEX v katalogu výrobce můžeme zkontrolovat i dovolený ztrátový výkon a vibrační moment.

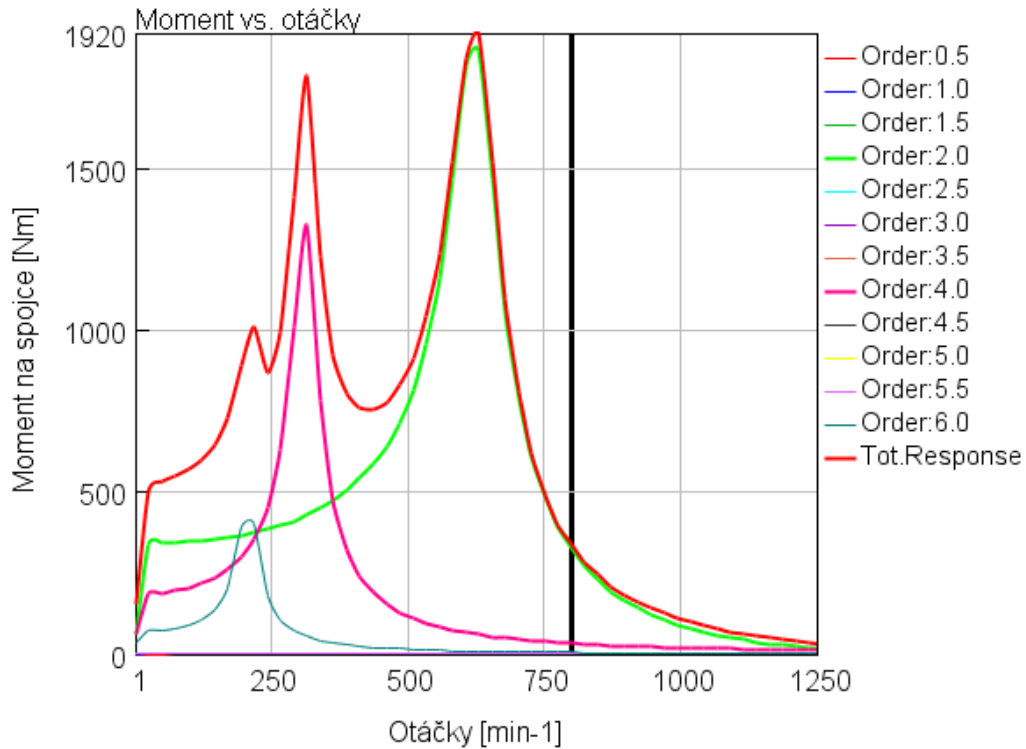
0. vlastní frekvence	9.654793E-07 Hz	0 min ⁻¹
1. vlastní frekvence	2. 20.8288 Hz	1249.728 min ⁻¹
2. vlastní frekvence	3. 287.874 Hz	17272.44 min ⁻¹
3. vlastní frekvence	4. 863.983 Hz	51838.44 min ⁻¹
4. vlastní frekvence	5. 1434.58 Hz	86074.8 min ⁻¹
5. vlastní frekvence	6. 1832.81 Hz	109968.6 min ⁻¹
6. vlastní frekvence	7. 1993.19 Hz	119591.4 min ⁻¹

Jako příklad uvádím 1. vlastní tvar kmitání na obrázku níže pro spojku CENTAFLEX.

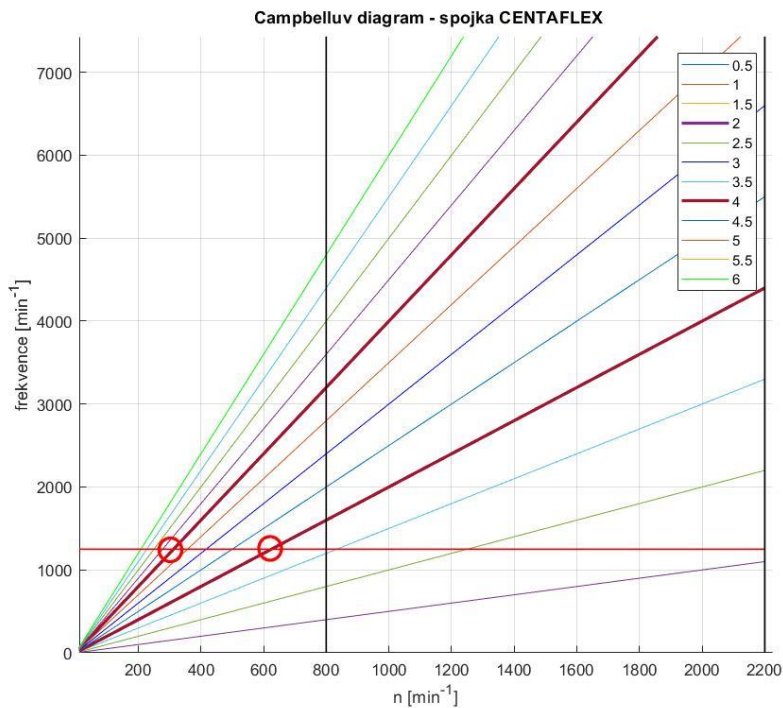


Obr. 35 1. vlastní tvar pro spojku CENTAFLEX

Frekvenční analýza spojky CENTAFLEX vypadá následovně. Obě spojky GKN Driveline i CENTAFLEX lze pro pohonné soustrojí využít. Spojka GKN Driveline se jeví vzhledem k vlastním frekvencím, které jsou níže pod volnoběžnými otáčkami jako vhodnější řešení.



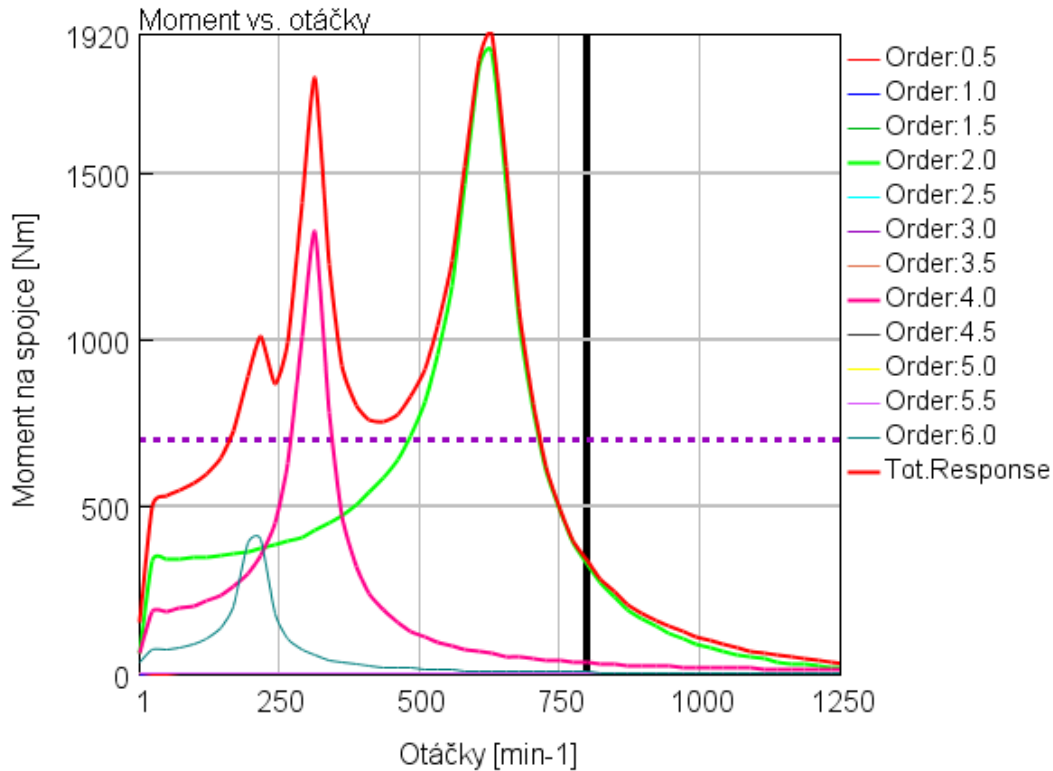
Obr. 37 Frekvenční analýza spojka CENTAFLEX



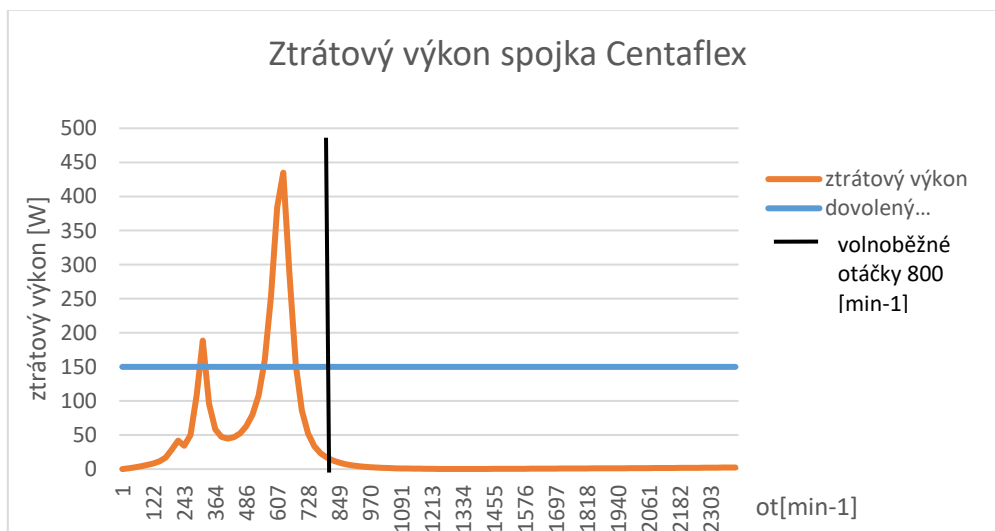
Obr. 36 Campbellův diagram - spojka CENTAFLEX

Provedeme opět kontrolu pomocí Campbellova diagramu. Ze kterého můžeme opět vidět, že kritické otáčky leží pod volnoběhem motoru.

Dále byl kontrolován dovolený ztrátový výkon P_{KV} , který byl dopočítán z rovnice (12), byla také provedena kontrola maximálního vibračního momentu T_{KW} .



Obr. 38 Dovolenny vibrační moment – fialová tečkovaná čára



Obr. 39 Ztrátový výkon - spojka CENTAFLEX

Dle grafu, je patrné, že nad volnoběžnými otáčkami leží amplitudy budícího momentu pod dovoleným vibračním momentem, spojka vyhovuje. Dalším kontrolovaným parametrem je ztrátový výkon, který je zásadní nepřekročit pro dimenzování spojek kvůli ohřívání pružných

elementů. Amplitudy ztrátového výkonu v provozní oblasti pohonného soustrojí leží pod dovoleným ztrátovým výkonem, spojka vyhovuje.

Závěrem lze tedy říci, že obě námi dostupné spojky, které máme k dispozici, lze pro dané pohonné soustrojí použít. U spojky CENTAFLEX jsme mohli kontrolovat i ztrátový výkon a vibrační moment, u spojky GKN Driveline tyto dovolené parametry nebyly v katalogu výrobce k dispozici. Vzhledem k amplitudám budícího momentu jednotlivých harmonických složek, bych zvolil spojku GKN Driveline, jelikož jsou její hodnoty vlastních frekvencí nižší než u spojky CENTAFLEX tudíž maximální amplitudy jsou u spojky GKN Driveline více vzdáleny od provozní oblasti pohonného soustrojí.

9 Výpočtový model v MATLABU pro určení tuhostí pružných bloků

Pro výpočet a návrh pružných bloků jsou zásadní dva hlavní parametry a to jakou tuhost má samotný blok ve všech třech osách a také poloha jednotlivých bloků vůči těžišti bloku motoru, tedy jeho výpočtovým modelem.

Obecně platí, že čím měkčí bloky vybereme, tím se dostaneme s hodnotami vlastních frekvencí níže, což je určitě žádoucí, ale musíme myslet i na samotnou únosnost bloku, jelikož čím je blok měkčí tím má samozřejmě menší únosnost.

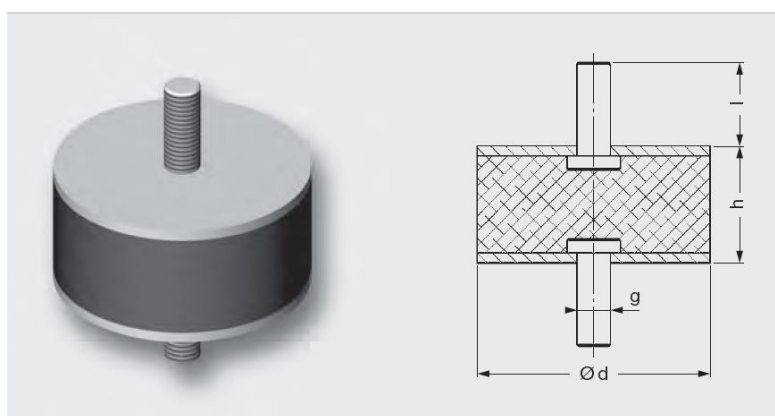
Ideálním řešením je tedy najít optimální hodnotu a polohu bloků, abychom dosáhli co nejlepších výsledků, jak z hlediska únosnosti, tak z hlediska optimální polohy.

Samotný motor produkuje nežádoucí vibrace, které vznikají na základě nevyvážených silových účinků setrvačných hmot o také od síly plynů působící na píst spalovacího motoru. Proto dimenzujeme pružné bloky, tak aby kritické otáčky pro hlavní harmonické řady ležely vždy pod volnoběžnými otáčkami motoru.

Pružné bloky jsou předběžně vybrány dle únosnosti, kdy jsou zatíženy samotným pohonným soustrojím o dané hmotnosti. Na všechny vybrané čtyři pozice byly použity bloky se stejnou tuhostí. V následující tabulce jsou přiloženy jednotlivé parametry bloků.

Rozměry				Tuhosti		
d [mm]	h [mm]	l [mm]	g	q_i [N/mm]	r_i [N/mm]	p_i [N/mm]
50	30	34	M10	34	34	177

Maximální zatížení			Hmotnost	Tvrдость
F_x	F_y	F_z	m_B [kg]	[Shore A]
400	400	950	0,165	40



Obr. 40 Vybraný pružný blok - pružný blok typu A -Schwingmetall [24]

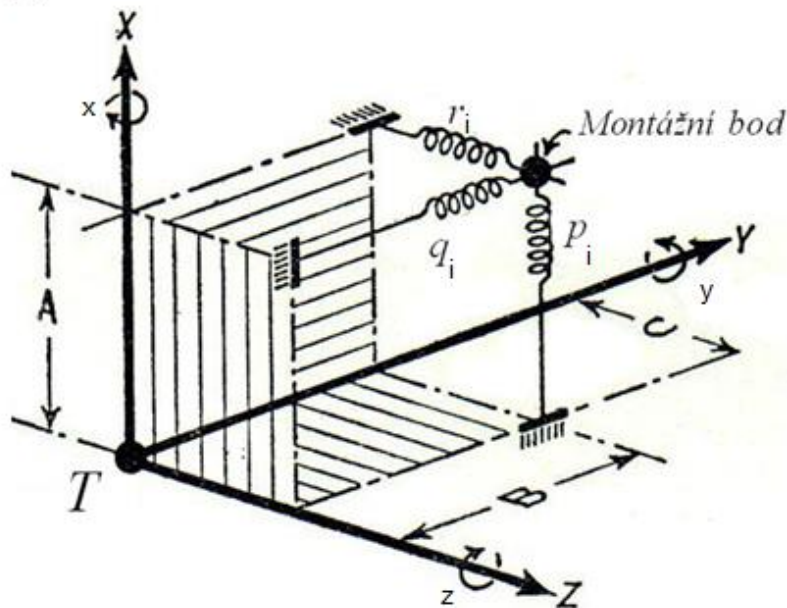
9.1 Dynamický model motoru

Nyní už můžeme přikročit k samotnému sestavení dynamického modelu motoru, kdy pohonná jednotka je brána jako model tuhého tělesa umístěného na pružných blocích. Dynamický model motoru má šest stupňů volnosti, konkrétněji posuv v jednotlivých osách a rotace kolem jednotlivých os.

Rovnice jsou získány pomocí celkových vratných sil a momentů od pružných bloků, které jsou v rovnováze se setrvačnými účinky sil a momentů, nejedná se o setrvačné síly od klikového mechanismu. [29]

Na obrázku níže můžeme vidět, jak dokážeme stanovit souřadnice montážního bodu.

- T - těžiště soustavy a modelu
- X, Y, Z - posuvy ve směrech os souřadného systému
- x, y, z - rotace kolem os souřadného systému
- A, B, C - poloha montážního bodu v souřadném systému
- p_i, q_i, r_i - tuhosti bloku v jednotlivých směrech os x, y, z



Obr. 41 Stanovení polohy montážního bodu [29]

9.2 Sestavení rovnic pro výpočet

Pro celkově vratné síly platí následující vztahy:

$$F_x = \sum_1^n p_i \cdot (X + C \cdot y - B \cdot z) \quad (35)$$

$$F_y = \sum_1^n q_i \cdot (Y + A \cdot z - C \cdot x) \quad (36)$$

$$F_z = \sum_1^n r_i \cdot (Z + B \cdot x - A \cdot y) \quad (37)$$

Pro celkové vratné momenty:

$$M_x = F_z \cdot B + F_y \cdot C \quad (38)$$

$$M_y = F_x \cdot C + F_z \cdot A \quad (39)$$

$$M_z = F_y \cdot A + F_x \cdot B \quad (40)$$

Následuje sestavení rovnováhy setrvačných a vratných sil:

$$m \cdot \omega^2 \cdot X = \sum_1^n p_i \cdot (X + C \cdot y - B \cdot z) \quad (41)$$

$$m \cdot \omega^2 \cdot Y = \sum_1^n q_i \cdot (Y + A \cdot z - C \cdot x) \quad (42)$$

$$m \cdot \omega^2 \cdot Z = \sum_1^n r_i \cdot (Z + B \cdot x - A \cdot y) \quad (43)$$

Pro rovnováhu momentů platí následující:

$$J_x \cdot \omega^2 \cdot x = F_z \cdot B + F_y \cdot C \quad (44)$$

$$J_y \cdot \omega^2 \cdot y = F_x \cdot C + F_z \cdot A \quad (45)$$

$$J_z \cdot \omega^2 \cdot z = F_y \cdot A + F_x \cdot B \quad (46)$$

Základem je opět sestavení pohybových rovnic dle vztahu níže:

$$\underline{M} \cdot \underline{\ddot{x}} + \underline{C} \cdot \underline{\dot{x}} = 0 \quad (47)$$

A sestavení matice tuhosti, která má následující tvar:

$$\underline{K} = \begin{bmatrix} a_1 & 0 & 0 & 0 & a_2 & a_3 \\ 0 & b_1 & 0 & b_2 & 0 & b_3 \\ 0 & 0 & c_1 & c_2 & c_3 & 0 \\ 0 & b_2 & c_2 & d_1 & d_2 & d_3 \\ a_2 & 0 & c_3 & d_2 & e_1 & e_2 \\ a_3 & b_3 & 0 & d_3 & e_2 & f_1 \end{bmatrix} \quad (48)$$

Pro jednotlivé členy z matice tuhosti platí vztahy uvedeny níže:

$$a_1 = \sum p_i; a_2 = \sum (p_i \cdot C); a_3 = - \sum (p_i \cdot B);$$

$$b_1 = \sum q_i; b_2 = - \sum (q_i \cdot C); b_3 = \sum (q_i \cdot A);$$

$$c_1 = \sum r_i; c_2 = \sum (r_i \cdot B); c_3 = - \sum (r_i \cdot A);$$

$$d_1 = \left[\sum (r_i \cdot B^2) + \sum (q_i \cdot C^2) \right]; d_2 = - \sum (r_i \cdot A \cdot B); d_3 = - \sum (q_i \cdot A \cdot C);$$

$$e_1 = \left[\sum (p_i \cdot C^2) + \sum (r_i \cdot A^2) \right]; e_2 = - \sum (p_i \cdot B \cdot C);$$

$$f_1 = \left[\sum (q_i \cdot A^2) + \sum (p_i \cdot B^2) \right] \quad (49)$$

Jako další krok sestavíme matici hmotnosti, která má následující tvar:

$$\underline{M} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_z \end{bmatrix} \quad (50)$$

Pro výpočet vlastních frekvencí je použita v prostředí MATLABU funkce eig, která je naprogramovaná v prostředí MATLABU. Funkce nalezne vlastní čísla a vlastní vektory zadané matice.

$$(\underline{K} - \lambda \cdot \underline{M}) \quad (51)$$

$$[U, V] = eig[k, M] \quad (52)$$

Vstupními parametry jsou tedy matice tuhosti \underline{K} a matice hmotnosti \underline{M} , výsledkem jsou také dvě matice. Jedná se o matici vlastních čísel a matici vlastních vektorů, z vlastních čísel lehkým přepočtem už dostáváme přímo vlastní frekvence soustavy.

$$\Omega^2 = \lambda_v \quad (53)$$

9.3 Parametry modelu

Všechny rovnice a vztahy jsou sestaveny v prostředí MATLABU, samotný program je přiložený v příloze diplomové práce. Program stanoví vlastní frekvence na základě zadání všech vstupních parametrů, tedy musíme zadat polohu bodů, tuhosti jednotlivých bloků a momenty setrvačnosti v jednotlivých osách pro blok motoru. Momenty setrvačnosti byli získané z programu Creo Parametric.

V následující tabulce je znázorněna poloha jednotlivých bloků vůči těžišti a momenty setrvačnosti bloku motoru.

Pozice	A [m]	B [m]	C [m]
1	0.22	-0.35	-0.21
2	0.22	0.35	-0.21
3	-0.35	-0.35	-0.21
4	-0.35	0.35	-0.21

Poloha bloků vůči těžišti

Parametry modelu		
Hmotnost [kg]	Momenty setrvačnosti [kg·m ²]	
219	lx	5.57
	ly	14.37
	lz	12.62

Momenty setrvačnosti bloku motoru

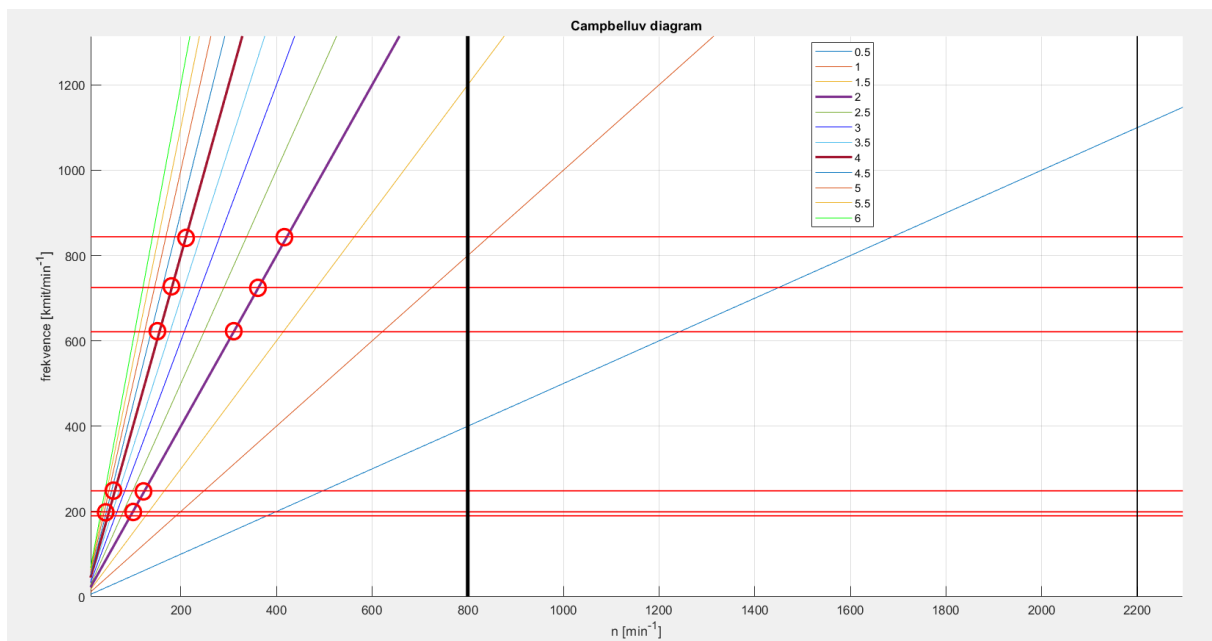
9.4 Campbellův diagram, vlastní frekvence a tvary

Odpovídající vlastní frekvence vyneseme do Campbellova diagramu, získáme kritické otáčky jako průnik hlavních harmonických řádu s vlastními frekvencemi. Dle grafu můžeme vidět, že kritické otáčky se nacházejí pod volnoběhem motoru. Navržené uložení je tedy vhodné aplikovat pro pohonné soustrojí.

$$U = \begin{bmatrix} -0.8406 & 0 & 0.4533 & 0 & 1.0000 & 0 \\ 0 & 1.0000 & 0 & -0.2225 & 0 & -0.0316 \\ 0.5110 & 0 & 1.0000 & 0 & -0.0238 & 0 \\ 0 & -0.2246 & 0 & -1.0000 & 0 & -0.0675 \\ -0.9427 & 0 & 0.4580 & 0 & -1.0000 & 0 \\ 0 & 0.0158 & 0 & -0.0710 & 0 & 1.0000 \end{bmatrix} \quad (54)$$

Díky poměrným výchylkám lze odhadnout, o jaký typ pohybu se jedná, pokud seřadíme řádky matice U ve stejném pořadí jako frekvence níže typy pohybů jsou následující.

[Hz]	[kmitů/min]	Typ pohybu
3,16	189,6	Rotace y
3,31	198,6	Posuv y
4,14	248,4	Posuv z
10,36	621,6	Rotace x
12,08	724,8	Posuv x
14,07	844,2	Rotace z



Obr. 42 Campbellův diagram pro uložení motoru

9.5 Výpočet reakcí při zatížení samotným agregátem

Vhodným doplněním programu, tedy doplněním pravé strany pohybových rovnic, kdy jako silové působení na agregát motoru byla uvažována samotná tíha motorového bloku, získáváme reakce působící na jednotlivé bloky. Dle rovnice.

$$R = k \cdot x \quad (55)$$

Po dosazení do rovnice (55) vycházejí reakce v jednotlivých blocích následovně.

$$R_{x1} = 0N; R_{y1} = 0N; R_{z1} = 659,59N \quad (56)$$

$$R_{x2} = 0N; R_{y2} = 0N; R_{z2} = 659,59N \quad (57)$$

$$R_{x3} = 0N; R_{y3} = 0N; R_{z3} = 414,60N \quad (58)$$

$$R_{x4} = 0N; R_{y4} = 0N; R_{z4} = 659,59N \quad (59)$$

Těžiště bloku se posune následujícím způsobem.

$$\begin{aligned} x &= 0,27\text{mm} & \alpha &= 0^\circ \\ y &= 0\text{mm} & \beta &= 0,0126^\circ \\ z &= -1,66\text{mm} & \gamma &= 0^\circ \end{aligned}$$

Maximálním dovoleným statickým zatížením dle katalogu výrobce je v ose z: 950 N, v tom případě bloky vyhovují a lze je použít pro motorový blok i s hlediska únosnosti na zkušebním stanovišti.

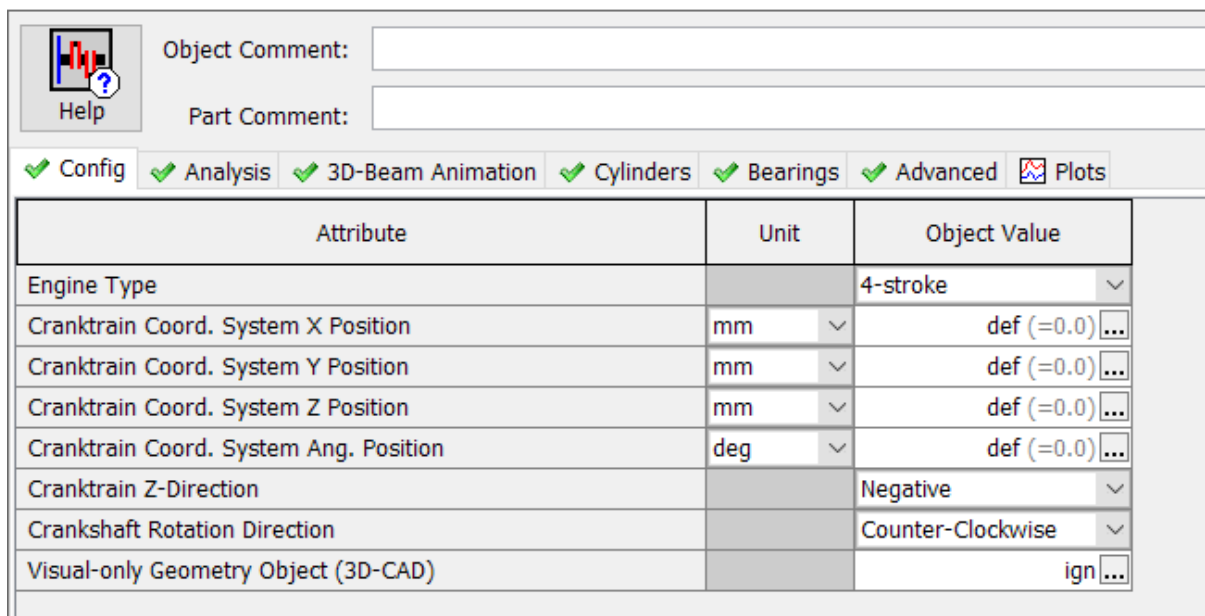
10 Sestavení výpočtů pro kombinaci uložení a torzních vibrací v GT-Power

10.1 Sestavení modelu

Poslední část diplomové práce bude věnována kombinaci pružného uložení a torzních vibrací klikového mechanismu. Při sestavování modelu využijeme šablony, které nabízí prostředí GT-Power, pro torzní kmitání nalezneme doporučené komponenty a jejich spojení, které budeme při sestavování modelu potřebovat.

Založíme nový projekt a postupně doplňujeme požadované parametry, které jsou potřebné pro spuštění výpočtu torzního kmitání. GT-Power dokáže velmi intuitivně napomáhat při tvorbě programu, jak již zobrazením doporučeného propojení nebo nastavení až po důkladně zpracovaný návod s vysvětlením všech zobrazovaných nebo potřebných parametrů.

Základem celého modelu je nastavení parametrů klikového mechanismu, pořadí zapalování, typ uspořádání válců, nastavení typu motoru (dvoudobý nebo čtyřdobý), nastavení typu simulace (torzní kmitání), nastavení počátku simulace, směru rotace a směru osy z. Nastavení těchto náležitostí probíhá v šabloně „CrankConfig“, jejich význam si vysvětlíme na obrázcích níže.

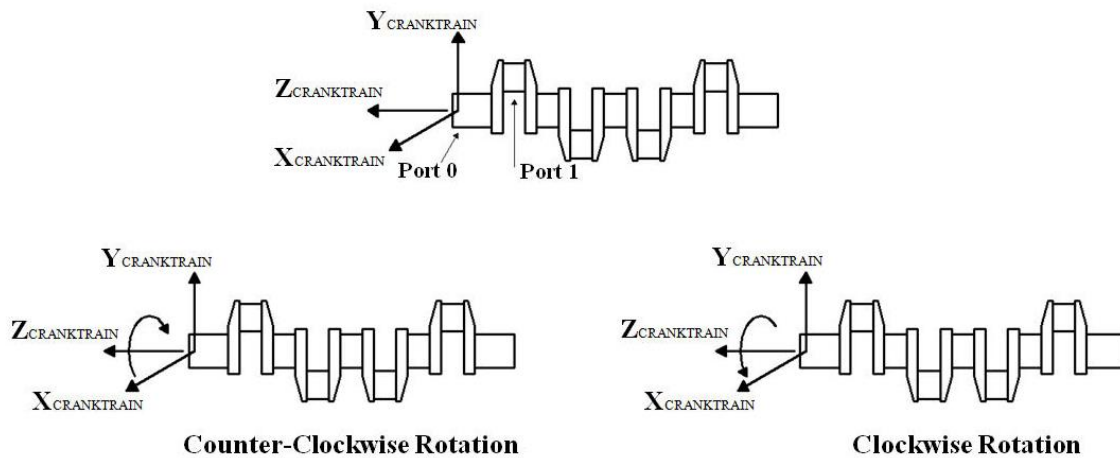


Attribute	Unit	Object Value
Engine Type		4-stroke
Cranktrain Coord. System X Position	mm	def (=0.0)
Cranktrain Coord. System Y Position	mm	def (=0.0)
Cranktrain Coord. System Z Position	mm	def (=0.0)
Cranktrain Coord. System Ang. Position	deg	def (=0.0)
Cranktrain Z-Direction		Negative
Crankshaft Rotation Direction		Counter-Clockwise
Visual-only Geometry Object (3D-CAD)		ign

Obr. 43 Nastavení parametrů klikového mechanismu

Dle našeho nastavení se tedy jedná o čtyřdobý motor, při rotaci klikového hřídele proti směru hodinových ručiček a směr osy z je negativní, což bude vysvětleno níže.

Negative Orientation



Obr. 44 Negativní orientace osy z [19]

Abychom mohli určit směr osy „z“ klikového hřídele, tak musí být port 0 šablony „Crankconfig“ připojen k setrvačnicku a port 1 musí být připojen na ojnicí čep, klikového hřídele, který patří prvnímu válci.

Pro záporný směr osy „z“ tedy platí, že osa směřuje od setrvačnicku směrem od ojnicího čepu prvního válce. Směr rotace je tedy přímo ovlivněn směrem osy „z“, na což je nutné brát zřetel.

Dále je potřeba vybrat typ simulace „Torsion“, abychom mohli docílit potřebných výsledků, pro start cyklu se doporučuje nastavit záporný úhel například 120° pro stabilní průběh simulace. Motor je zatěžován budícím momentem v sinových a cosinových harmonických složkách, vybereme tedy „Load Specification“. [19]

Attribute	Unit	Object Value
TDC Angle Convention		crank-position
Start of Cycle (Initial Crank Angle)	deg	-120
Speed or Load Specification		Load
Engine Speed	See Ca...	[rpm]
Crankshaft Analysis Option		Torsion
M53 Standard Analysis?		<input type="checkbox"/>
Type of Engine		Trunk-Piston
Apply End CrankWeb 1st Order Balancing?		<input checked="" type="checkbox"/>
Crankshaft Stress Analysis Object		ign
Run Master-Slave Cylinder?		No

Obr. 45 Nastavení parametrů klikového mechanismu 2

Nastavení pořadí zapalování provedeme následujícím způsobem.

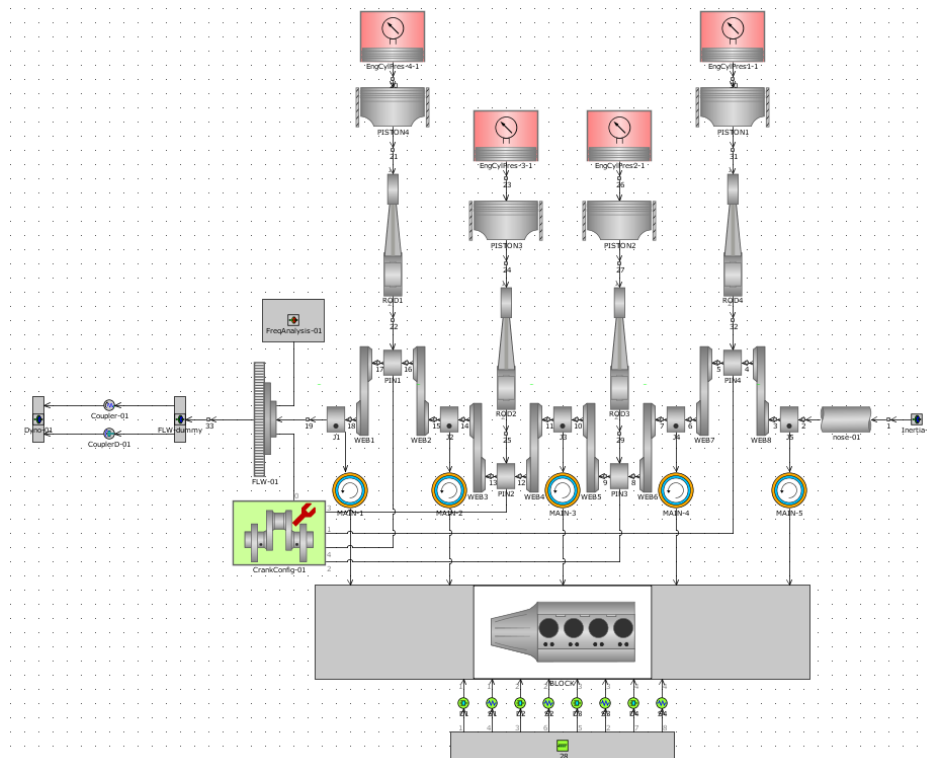
Attribute	Unit	1	2	3	4
Cylinder Number		1...	3...	4...	2...
Firing Intervals	deg	0.0...	180.0...	180.0...	180.0...
Cylinder Axis Angle (wrt Cranktrain Coord. System)	deg	def (=90.0)...	def (=90.0)...	def (=90.0)...	def (=90.0)...
Cylinder Offset	mm	def (=0.0)...	def...	def...	def...

Obr. 46 Nastavení pořadí zapalování

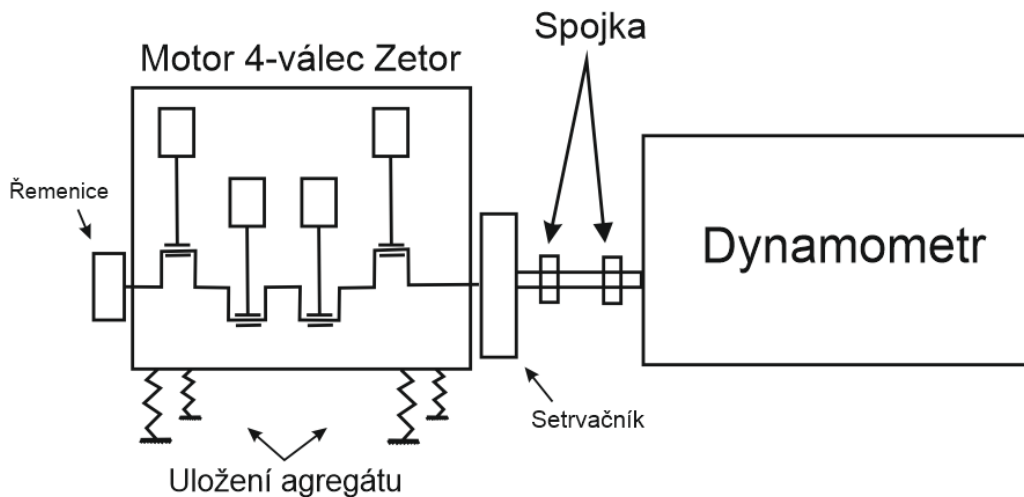
Blok „FreqAnalysis“, který nám počítá volné a vynucené kmitání klikového mechanismu je nastavený identicky jako pro výpočtový model bez pružného uložení, tedy 1D soustavu.

10.2 Zadávání jednotlivých parametrů komponentů

V případě, kdy máme nastavené vše v šabloně „Crankconfig“ a bloku „FreqAnalysis“ můžeme přistoupit k nastavení parametrů pro jednotlivé komponenty pohonného soustrojí. Pro lepší představu uvádím schéma celého pohonného soustrojí v GT-Power, vymodelované pomocí jednotlivých komponentů a k tomu názorné schéma celého soustrojí pouze systematicky.



Obr. 47 Schéma pohonného soustrojí v GT-Power

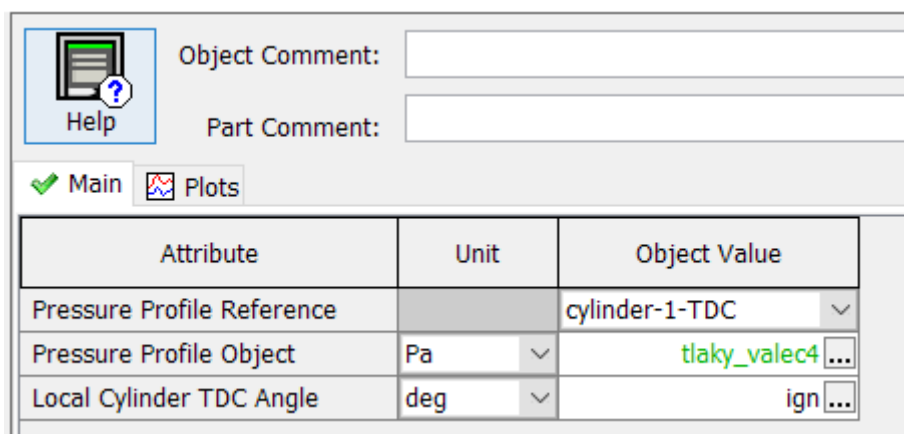


Obr. 48 Jednoduché schéma uspořádání

Blok reprezentující dynamometr je identický jako pro 1D soustavu bez pružného uložení a to samé platí i pro nastavení tuhosti spojky a jejího tlumení.

10.2.1 Průběh tlaků ve válci

Zadání buzení je opět obdobné jako u 1D soustavy, rozdíl je pouze v tom, že u 1D soustavy bylo buzení zadáno pomocí momentů jednotlivých harmonických složek pro určité otáčkové kroky, pro kombinaci uložení a torzního kmitání je buzení zadáno pomocí tlaků působících na jednotlivé válce ve formě harmonických složek pro určité otáčkové kroky.



Obr. 49 Zadání buzení ve formě tlaků

Možnosti nastavení: Pressure Profile Reference

1. local-cylinder-TDC
 - vhodné za předpokladu, kdy máme hodnoty průběhu tlaku pouze z jediného válce

- je nutné definovat pořadí zapalování v šabloně „Crankconfig“

2. cylinder-1-TDC

- používáme tehdy, pokud známe průběhy na všech válcích s již daným fázovým posunem
- není nutné nastavovat pořadí zapalování v šabloně „Crankconfig“

Možnosti nastavení pro: Local Cylinder TDC Angle

- používá se v případě, pokud je zadáno spolu s local-cylinder-TDC
- udává úhel, při kterém byl píst v horní úvrati na počátku simulace
- používá se pouze pokud není použita šablona „Crankconfig“

Do políčka: Pressure Profile Object

- zadáme jednotlivé harmonické složky budícího tlaku pro námi zvolené otáčkové kroky

Pro náš model máme tedy vybráno cylinder-1-TDC, což nám značně urychluje zadání, jelikož zadáváme pouze budící tlaky prvního válce a díky šabloně „Crankconfig“ se nám buzení díky pořadí zapalování přepočte dle fázového posunutí i na ostatních válcích. [19]

10.2.2 Pístní skupina

Pro popis pístu a všech částí s ním spojených používáme šablonu „PistonGuided“. Kam zadáváme hmotnost pístní skupiny včetně kroužků a vrtání válce.

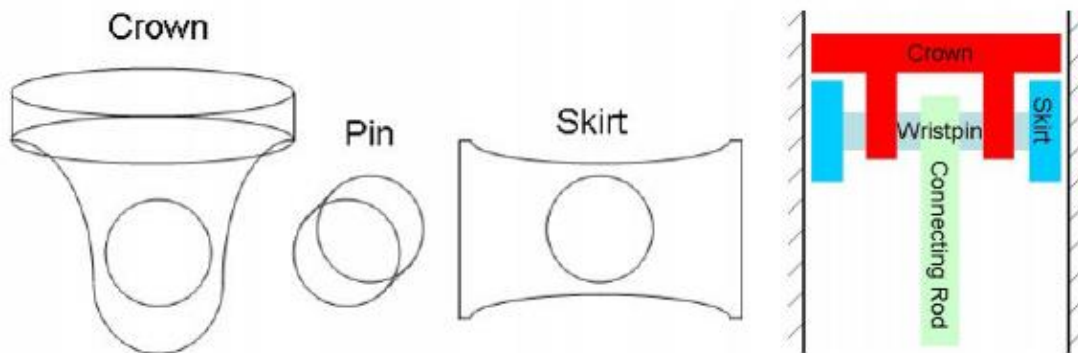
Attribute	Unit	Object Value	PISTON4 override
Bore	mm	105	...
Piston Pin Offset	mm	ign	...
Piston Mass (or Articulated Crown Mass)	kg	2.261	...
Piston Pin Mass (Articulated Piston Only)	g	ign	...
Skirt Mass (Articulated Piston Only)	g	ign	...
Visual-only (3D-CAD) Geometry Object		ign	...

Obr. 50 Pístní skupina GT-Power

Zadání hmotnost pístu lze provést dvěma způsoby a to jsou:

1. nedělený píst – Piston Mass
 - celková hmotnost je zapsána jedním číslem (píst, pístní kroužky, pístní čep)
 - při takovém zadání nezískám správné hodnoty sil, které působí na pístní čep
2. dělený píst – Piston Pin Mass, Skirt Mass
 - jednotlivé hmotnosti jsou rozřazeny na jednotlivé díly
 - získáváme přesnější výpočet sil působících na pístní čep [19]

Pro náš výpočtový model jsem použil možnosti zadání hmotnosti jako celkovou hmotnost všech částí, tedy jsem zvolil možnost neděleného pístu - Piston Mass



Obr. 51 Jednotlivé díly pístní skupiny [19]

10.2.3 Ojnice

Ojnice má šablonu „ConnectingRod“. Pro správný výpočet je nutné znát tyto hodnoty:

1. hmotnost ojnice
2. celkovou délku ojnice od středu velkého oka ke středu malého oka
3. rotační hmotu ojnice
4. moment setrvačnosti ojnice vzhledem k těžišti ojnice

Attribute	Unit	Object Value
Connecting Rod Length	mm	215
Connecting Rod Mass	kg	2.6275
Connecting Rod Rotating Mass	kg	1.832
Connecting Rod Inertia	kg-m ²	ign
Mass Center X-Coordinate in Local Frame	mm	ign
Mass Center Y-Coordinate in Local Frame	mm	ign
Visual-only Geometry Object (3D-CAD)		ign

Obr. 52 Požadované hodnoty pro ojnici

10.2.4 Ojniční čep a klikový čep

K vytvoření ojnicního čepu slouží šablona „CrankPin“ a klikového čepu „Journal“.

Attribute	Unit	Object Value	PIN1 override
Crank Throw Radius	mm	60	
Conrod Offset from Crankpin Center	mm	0	
Length	mm	40	
Outer Diameter	mm	66	
Inner Diameter	mm	def (=0.0)	
Inner Diameter Eccentricity	mm	def (=0.0)	
Inner Diameter Eccentricity Angle	deg	def (=0.0)	

Obr. 53 Šablona "CrankPin"

Musíme tedy nastavit:

1. Poloměr kliky
2. Délku ojnicního čepu
3. Vnější průměr ojnicního čepu

U ojnicního čepu je potřeba vyplnit hodnoty pod záložkou Properties a to konkrétně určit polohu osy pro výpočet momentu setrvačnosti ojnicního čepu a polohu těžiště.

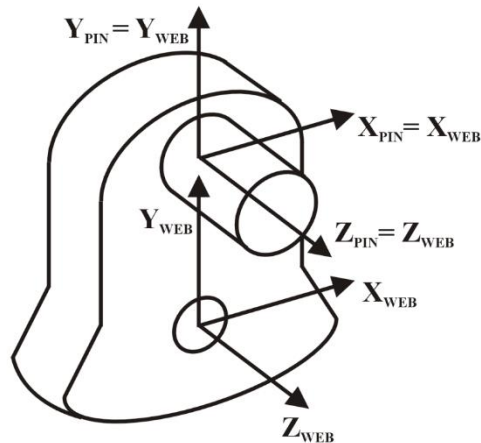
Hmotnost čepu lze zadat dvěma způsoby buď zadat hmotnost anebo zadat rozměry a definovat materiál ojnicního čepu.

Následující možnosti nám udávají, jak lze určit polohu osy momentu setrvačnosti ojnicního čepu:

1. Geometric-Center-Axis
 - osa momentu je v tomto případě shodná s geometrickou osou čepu
2. Mass-Center-Axis
 - vhodné pro ojnicní čepy s dírou
3. Crankshaft-Center-Axis
 - lze použít pro různé tvary ojnicního čepu
 - moment setrvačnosti se počítá vzhledem k ose klikového hřídele [19]

Pro úspěšné spuštění simulace musíme ještě určit souřadný systém, podle kterého se určuje poloha těžiště ojnicního čepu. Nabízejí se nám následující možnosti.

1. Geometrický střed čepu
 - těžiště je definováno dle geometrického středu ojnicního čepu
2. Geometrický střed ramen
 - těžiště je definováno dle geometrického středu ramena
3. Osa klikového hřídele
 - těžiště určeno vzhledem k ose klikového hřídele [19]



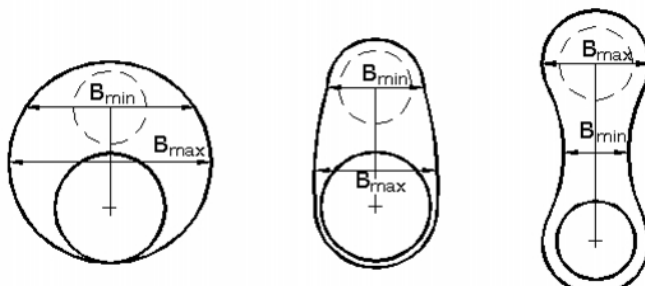
Obr. 54 Určení souřadného systému ojnicního čepu [19]

Klikový čep má velmi podobné vstupní parametry, akorát nezadáme poloměr kliky jako u ojnicního čepu.

10.2.5 Ramena zalomení

Poslední potřebnou částí k dokončení zadání všech parametrů klikového mechanismu je zadání hodnot pro ramena zalomení. Musíme zadat:

1. Maximální a minimální šířku ramen
 - nutné při neznalosti momentu setrvačnosti ramena
2. Tloušťku ramene
 - rozměr ve směru osy „z“ klikového hřídele [19]



Obr. 55 Maximální a minimální tloušťka ramene [4]

3. Hmotnost
4. Moment setrvačnosti
 - určeno buď k ose klikového hřídele, nebo k poloze samotného ramena zalomení
5. Polohu těžiště

Attribute	Unit	Object Value
Mass	kg	2.5783067
Moment of Inertia Axis		Cranktrain-Center-...
Moment of Inertia	kg-m ²	0.008272052
Coordinate System for Mass Center Location		Throw
Mass Center X Coordinate	mm	def (=0.0)
Mass Center Y Coordinate	mm	def (=0.0)
Mass Center Z Coordinate	mm	def
Material Property Object		def (=Steel)
Torsional Stiffness	N-m/rad	def
Torsional Damping Coefficient	N-m-s/...	def
Structural Damping (Forced Freq. Analysis only)		ign
Inertia Merging		NoMerging

Obr. 56 Nastavení šablony pro rameno zalomení

10.2.6 Setrvačnick

K definici se využívá šablona s názvem „Flywheel“ ke spuštění simulace je nezbytné znát tloušťku setrvačnicku a jeho moment setrvačnosti vzhledem k ose rotace.

Setrvačnick v sobě uchovává energii, která je potřeba pro překonání pasivních odporů motoru při jednotlivých fázích motoru.

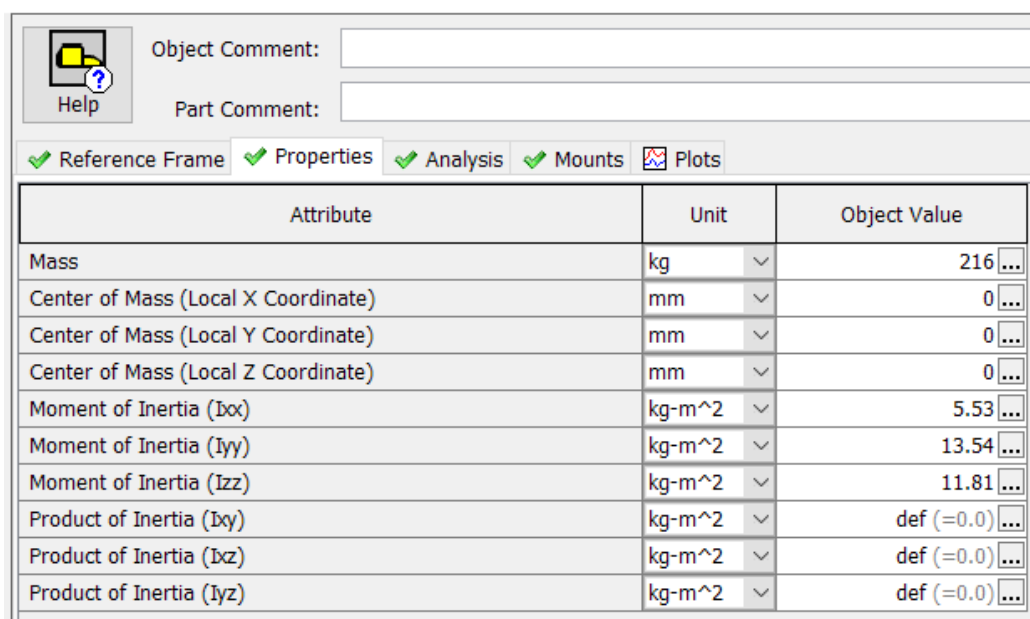
Lze zadat i momenty setrvačnosti vzhledem k dalším dvěma osám pro zpřesnění výsledku, ale není to nezbytné pro spuštění simulace.

Attribute	Unit	Object Value
Flywheel Length	mm	86 ...
Moment of Inertia (Izz)	kg-m ²	0.64213055 ...
Moment of Inertia (Ixx)	kg-m ²	ign ...
Moment of Inertia (Iyy)	kg-m ²	ign ...
Product of Inertia (Ixy)	kg-m ²	ign ...
Mass	kg	29.748532 ...
Center of Mass Offset	mm	ign ...
Initial Mass Offset Angle	deg	ign ...
Inertia Merging		NoMerging
Visual-only Geometry Object (3D-CAD)		ign ...

Obr. 57 Nastavení šablony pro setrvačnick

10.2.7 Blok motoru

Pro připojení pružného uložení je nezbytné definovat i samotný blok motoru. Ke klikovému mechanismu je připojen za pomoci „JournalBearing“, kde lze definovat parametry spojení mezi hlavními ložisky a blokem motoru. Například teplotu oleje v ložisku, tloušťku filmu oleje a další. Všechny tyto parametry ovlivňují samotné namáhání spojky, avšak nejsou řešené v této diplomové práci, jelikož by rozsah výzkumu vedl na další samostatnou diplomovou práci na toto téma. Použity jsou tedy výchozí parametry z GT-Power.

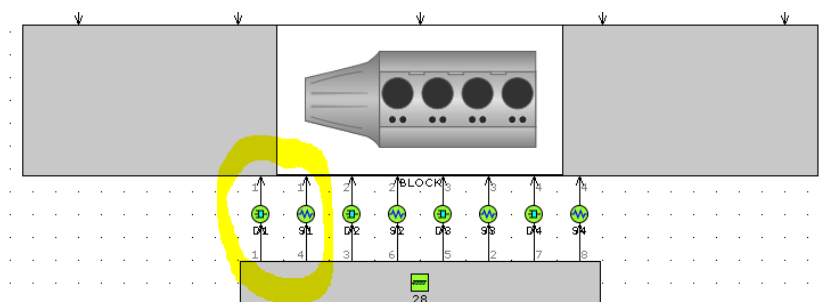


Attribute	Unit	Object Value
Mass	kg	216...
Center of Mass (Local X Coordinate)	mm	0...
Center of Mass (Local Y Coordinate)	mm	0...
Center of Mass (Local Z Coordinate)	mm	0...
Moment of Inertia (Ixx)	kg-m ²	5.53...
Moment of Inertia (Iyy)	kg-m ²	13.54...
Moment of Inertia (Izz)	kg-m ²	11.81...
Product of Inertia (Ixy)	kg-m ²	def (=0.0)...
Product of Inertia (Ixz)	kg-m ²	def (=0.0)...
Product of Inertia (Iyz)	kg-m ²	def (=0.0)...

Obr. 58 Nastavení šablony bloku motoru

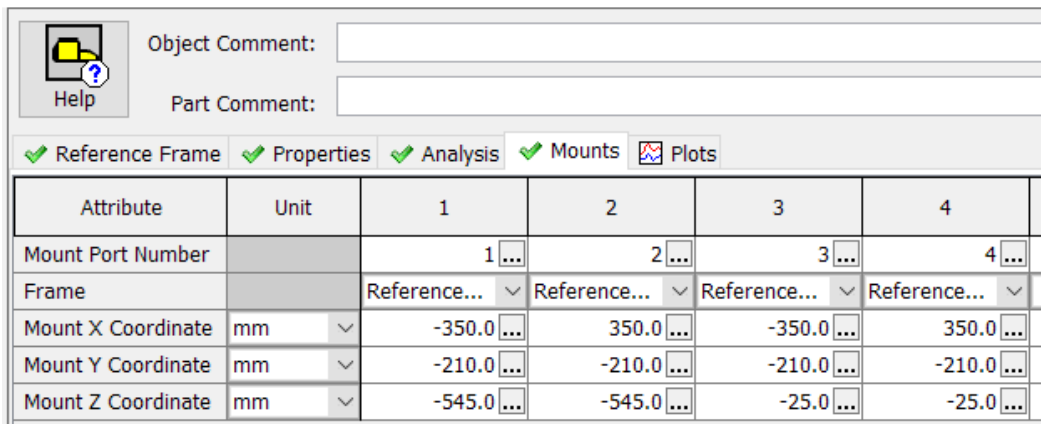
10.2.8 Pružné uložení

Každý pružný blok je definován pomocí jednoho bloku, kde je definována tuhost ve třech směrech a také pomocí bloku kde je definováno tlumení ve všech třech směrech. Na obrázku níže tedy pro čtyři bloky máme celkem čtyři bloky tuhostí a čtyři bloky tlumení. Žlutě zvýrazněno jak je definován jeden pružný blok



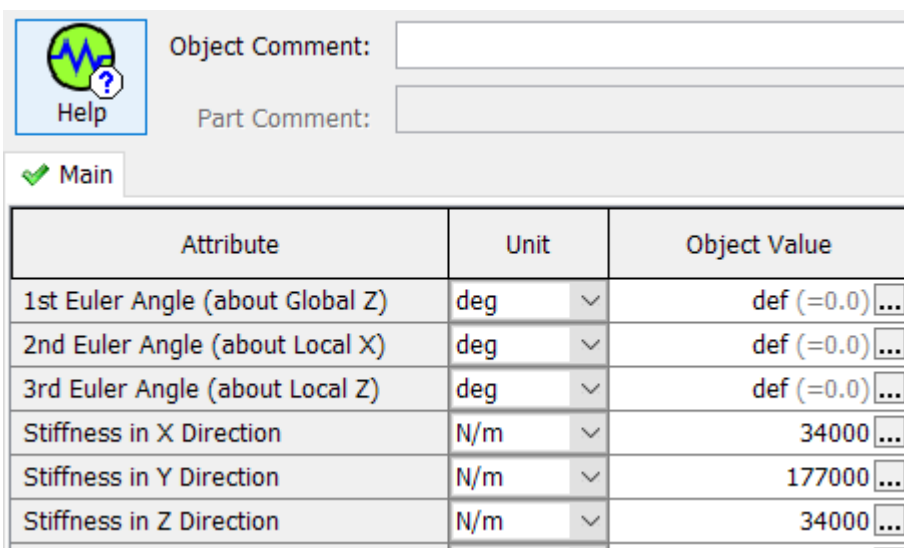
Obr. 59 Pružné bloky motoru

Poloha bloků se definuje v šabloně bloku motoru.



Attribute	Unit	1	2	3	4
Mount Port Number		1 ...	2 ...	3 ...	4 ...
Frame		Reference... ▾	Reference... ▾	Reference... ▾	Reference... ▾
Mount X Coordinate	mm ▾	-350.0 ...	350.0 ...	-350.0 ...	350.0 ...
Mount Y Coordinate	mm ▾	-210.0 ...	-210.0 ...	-210.0 ...	-210.0 ...
Mount Z Coordinate	mm ▾	-545.0 ...	-545.0 ...	-25.0 ...	-25.0 ...

Obr. 60 Poloha bloků



Attribute	Unit	Object Value
1st Euler Angle (about Global Z)	deg ▾	def (=0.0) ...
2nd Euler Angle (about Local X)	deg ▾	def (=0.0) ...
3rd Euler Angle (about Local Z)	deg ▾	def (=0.0) ...
Stiffness in X Direction	N/m ▾	34000 ...
Stiffness in Y Direction	N/m ▾	177000 ...
Stiffness in Z Direction	N/m ▾	34000 ...

Obr. 61 Definování tuhostí bloku

10.2.9 Parametry samotné simulace

Pro spuštění simulace je velmi důležité nastavit správnou metodiku výpočtu, jelikož pro torzní vibrace jsou vhodné pouze některé numerické metody řešení. Doporučené numerické metody můžeme vidět na obrázku níže.

Dále musíme nastavit základní parametry v záložce Run → Run Setup

1. Časová reference

- periodic: udává počet period, který má klikový mechanismus vykonat, výsledky simulace jsou zaznamenávány vždy během cyklu
- continuous: neobsahuje periodický děj, výsledky jsou zaznamenány v závislosti na čase, délka simulace nastavena dle časového úseku

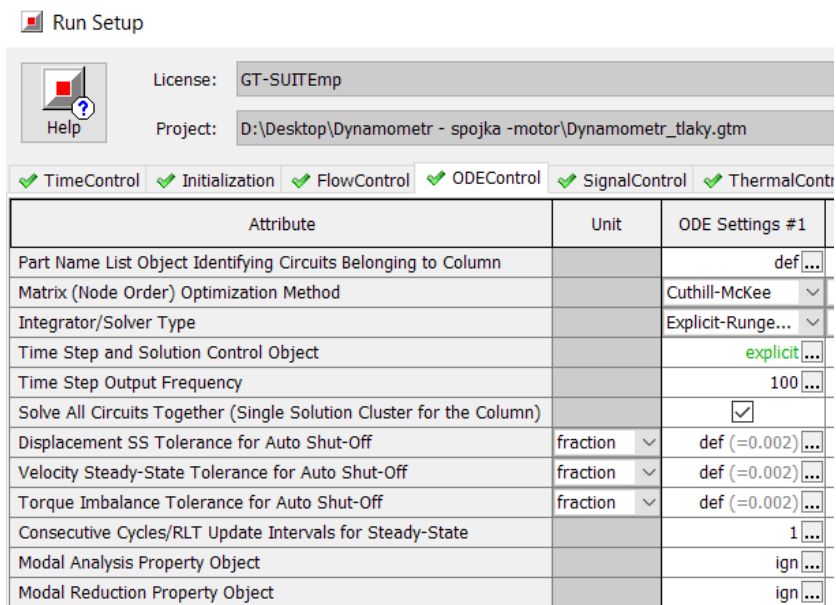
2. Minimální a maximální počet cyklů

3. Řídící člen simulace

- pouze u periodické časové reference
- určuje délku jednoho cyklu [19]

Simulation Type	Example Applications	Explicit-Adams-PECE	Explicit-Runge-Kutta	Implicit-Trapezoidal	Implicit-H.H.T.	Implicit-Radau2	Implicit-Radau3	Implicit-S.D.C.3	Static-Solver	Explicit-Euler
Flow Only	Engine Performance, Acoustics, Chemistry, Cooling, Refrigeration, Lubrication	Bad	Good	Bad	Bad	Bad	Bad	Bad	Bad	Neutral
Hydro-Mechanical	Fuel Injection, Hydraulics	Bad	Good	Neutral	Good	Neutral	Neutral	Good	Bad	Bad
Vehicle	Driving Cycle, Fuel Economy	Good(when tuned)	Good	Bad	Good	Bad	Bad	Bad	Bad	Neutral
Driveline	Transmission, Clutch/Driveline, Tire Slip	Good (when tuned)	Good	Bad	Good	Bad	Bad	Bad	Bad	Bad
Electro-Magnetic	Hybrid Electric Vehicles, 12Volt	Bad	Good	Bad	Bad	Bad	Bad	Bad	Bad	Bad
High Speed Simulation	HiL/SiL Controls, RealTime	Good(when tuned)	Good	Bad	Bad	Bad	Bad	Bad	Bad	Good
Rigid Multibody Dynamics	Valvetrain, Rigid/Torsional Crankshaft, Timing Drives	Good	Good	Neutral	Good	Neutral	Neutral	Good	Bad	Bad
Flexible Multibody Dynamics	Bending Shafts, Solid2D/3D, SpringGeomFE	Bad	Bad	Neutral	Good	Neutral	Neutral	Good	Bad	Bad
Thin Film Reynolds Equation	Hydrodynamic Mesh Bearings, Piston Ring/Skirt	Good	Neutral	Bad	Neutral	Bad	Bad	Bad	Bad	Bad
Static Analysis	Solid2D/3D Structures, Trusses	Bad	Bad	Bad	Bad	Bad	Bad	Bad	Good	Bad

Obr. 62 Doporučené numerické metody výpočtu pro jednotlivé aplikace [19]



Obr. 63 Nastavení Run Setup

Attribute	Unit	Object Value
Time Control Flag		periodic
Maximum Simulation Duration (Cycles)		20
Minimum Simulation Duration (Cycles)		1
Maximum Simulation Duration (Time)	s	
Minimum Simulation Duration (Time)	s	ign
Automatic Shut-Off When Steady-State		on
Main Driver (Defines Periodic Frequency)		
Automatic		
Part Name		CrankConfig-01
Reference Object		reference_driver
Improved Solution Sequence for Multi-Circuit Models		<input type="checkbox"/>

Obr. 64 Nastavení Run Setup 2

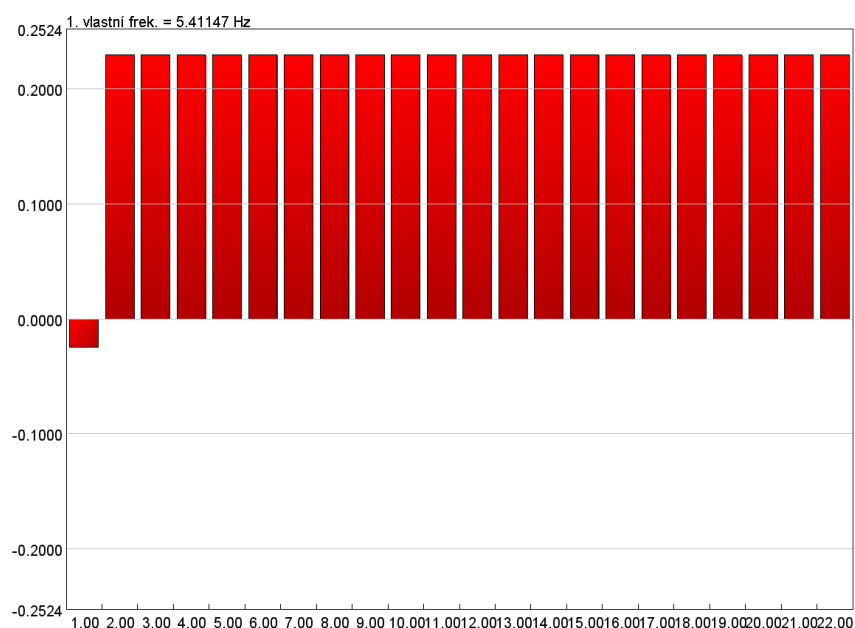
10.3 Vyhodnocení frekvenční analýzy pro spojku GKN Driveline

Pro vyhodnocení frekvenční analýzy pro soustavu, která kombinuje torzní vibrace spolu s pružným uložením, jsem zvolil variantu se spojkou od společnosti GKN Driveline. Vlastní frekvence vyšly následovně:

0. vlastní frekvence	0 Hz	0,0 kmit/min
1. vlastní frekvence	5.41147 Hz	324,7 kmit/min
2. vlastní frekvence	256.777 Hz	15406,6 kmit/min
4. vlastní frekvence	765.566 Hz	45934,0 kmit/min
5. vlastní frekvence	1340.25 Hz	80415,0 kmit/min
6. vlastní frekvence	1889.49 Hz	113369,4 kmit/min
7. vlastní frekvence	2288.01 Hz	137280,6 kmit/min
8. vlastní frekvence	3553.63 Hz	213217,8 kmit/min
9. vlastní frekvence	3989.87 Hz	239392,2 kmit/min
10. vlastní frekvence	4441.18 Hz	266470,8 kmit/min
11. vlastní frekvence	4877.58 Hz	292654,8 kmit/min
12. vlastní frekvence	5218.94 Hz	313136,4 kmit/min
13. vlastní frekvence	5553.13 Hz	333187,8 kmit/min
14. vlastní frekvence	5750.92 Hz	345055,2 kmit/min
15. vlastní frekvence	5871.59 Hz	352295,4 kmit/min
16. vlastní frekvence	13078.6 Hz	784716,0 kmit/min
17. vlastní frekvence	14622.8 Hz	877368,0 kmit/min
18. vlastní frekvence	14623.6 Hz	877416,0 kmit/min
19. vlastní frekvence	14624.3 Hz	877458,0 kmit/min

20. vlastní frekvence	19048.2 Hz	1142892,0 kmit/min
-----------------------	------------	--------------------

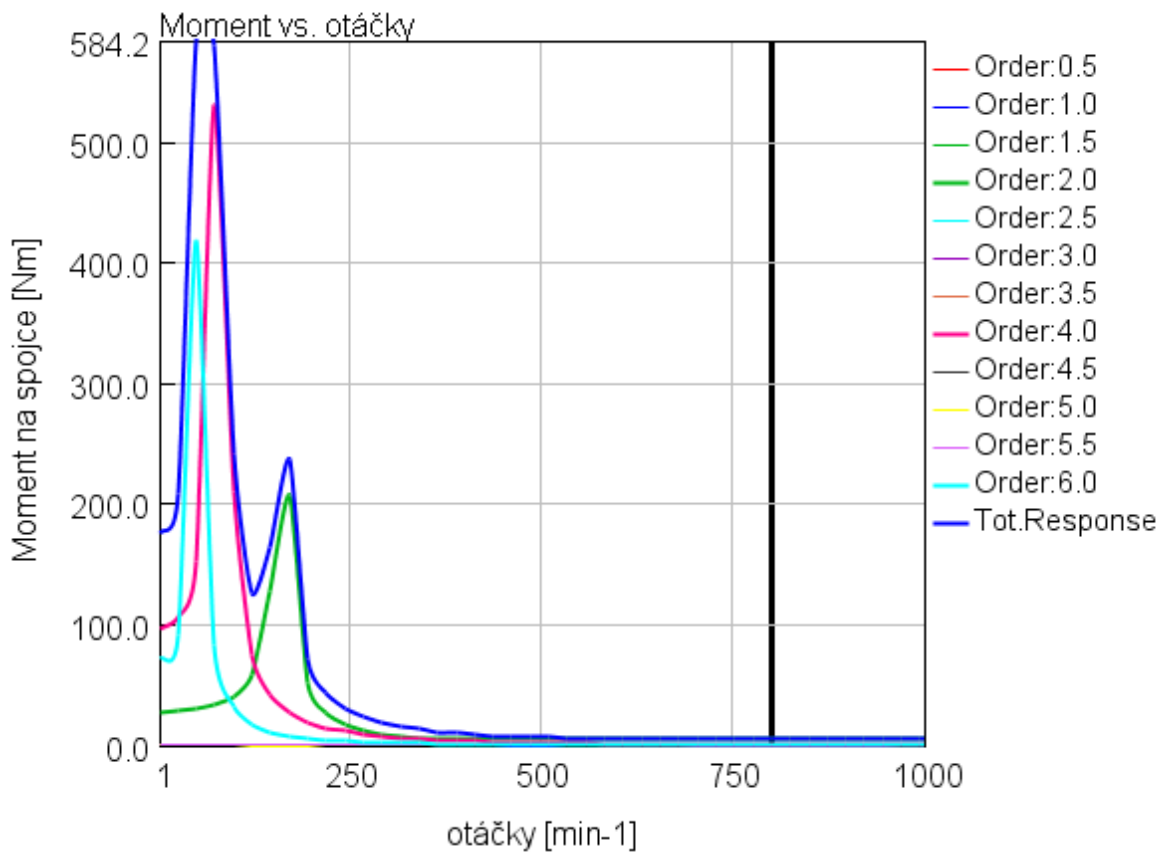
Z výpočtu opět získáváme tvary kmitů. Jako příklad uvádím 1. vlastní tvar kmitů, který namáhá spojku.



Obr. 65 1. vlastní tvar kmitů - kombinace s uložením

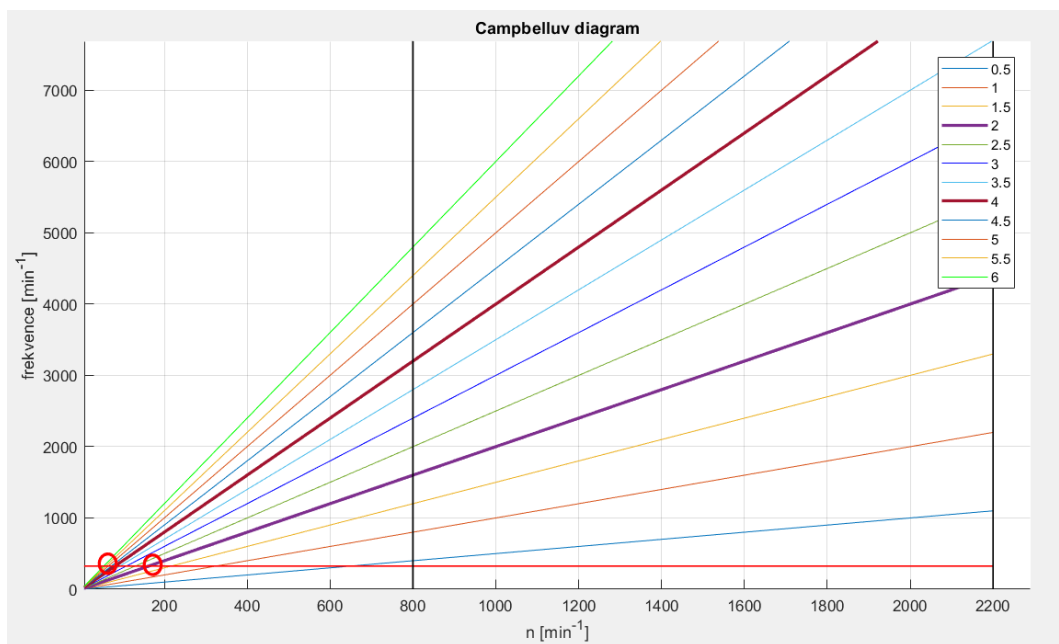
Frekvenční charakteristika zobrazující vliv jednotlivých harmonických řádu vypadá následovně, černá čára vyznačuje volnoběžné otáčky.

Z grafu je opět patrné, že nejvydatnější je 4. harmonický řád značený růžovou barvou, nabývá hodnoty odpovídající hodnotě 4. harmonického řádu pro 1D soustavu. 2. harmonický řád značený zelenou barvou, nabývá menší amplitudy než u 1D soustavy, projevuje se také výrazněji 6. harmonický řád (světle zelená barva), celkový součet všech řádů je vyznačenou modrou barvou. Harmonické složky se projevují pod volnoběžnými otáčkami.



Obr. 66 Frekvenční analýza pro kombinaci s uložením, spojka GKN Driveline

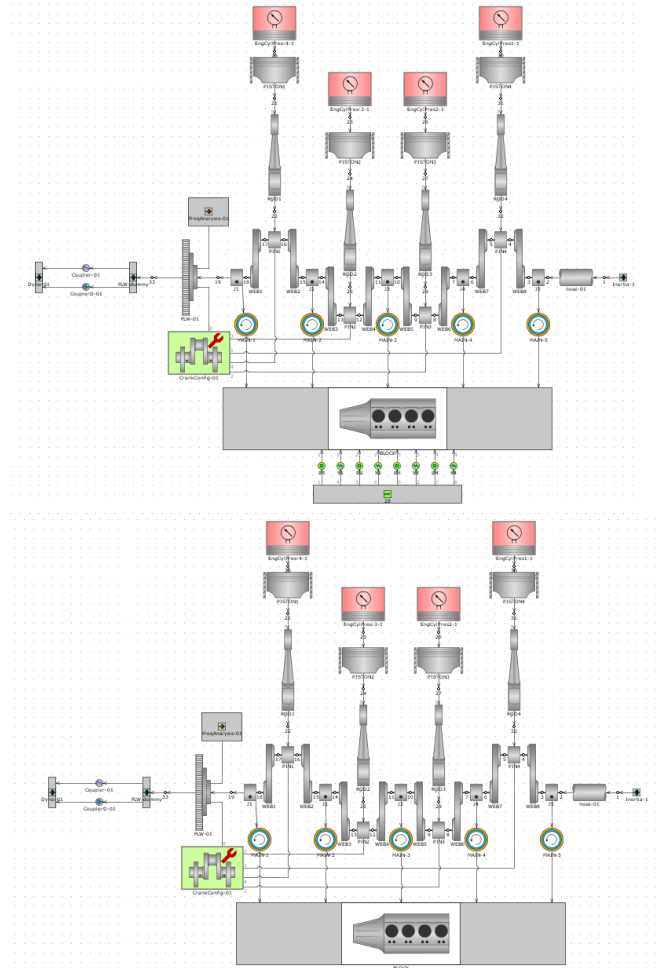
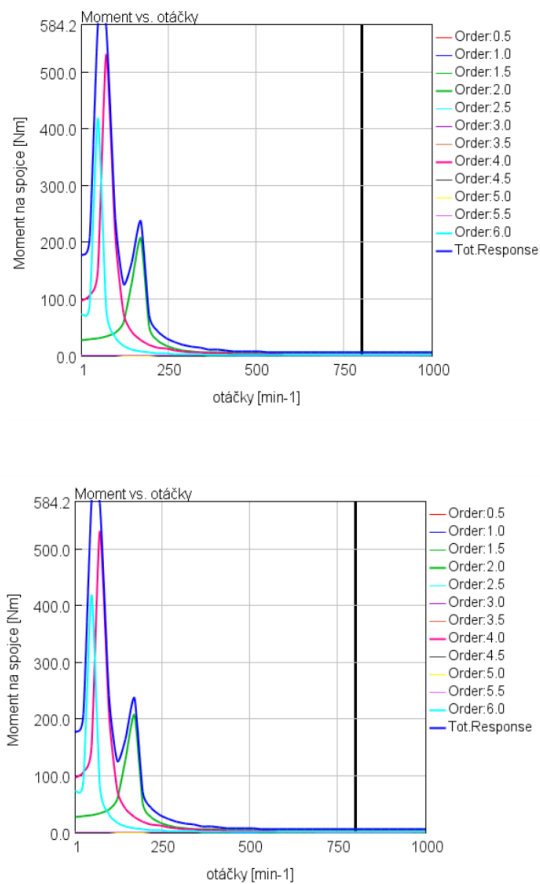
Následná analýza dle Campbellova diagramu vypadá následovně. Kdy lze pozorovat, že kritické otáčky leží pod volnoběhem motoru.



Obr. 67 Campbellův diagram pro kombinaci s uložením

10.4 Porovnání namáhání spojky pro variantu s bloky a bez bloků

Při spuštění simulace pro uvažování bloků a neuvažování bloku můžeme pozorovat, že na samotnou frekvenční analýzu spojky nemá uvažování pružných bloků sebemenší vliv. Grafy zůstávají identické jak pro variantu s bloky tak pro variantu bez bloků. Příklad můžeme vidět na obrázcích níže.



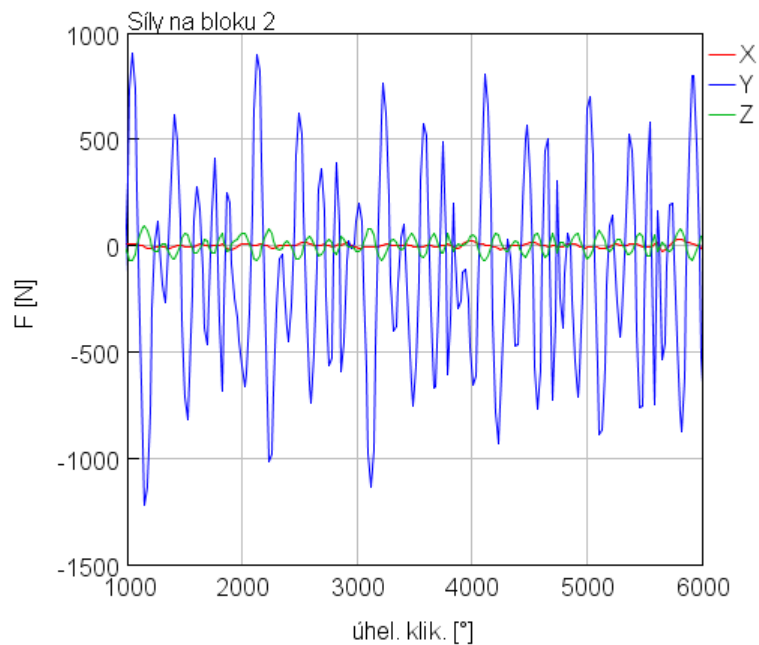
Obr. 68 Frekvenční analýza pro uvažování bloků a pro variantu bez bloků

Rozšíření metodiky výpočtů torzního kmitání se nám ovšem naskýtá pro dimenzování samotných bloků, kdy můžeme nastavovat například různou polohu bloků nebo různé tuhosti bloků a zpětnou analýzou hledat optimální řešení z hlediska silového namáhání jednotlivých bloků motoru. Příklady můžeme vidět v následujících dvou kapitolách.

10.5 Vyhodnocení síly pro různé tuhosti bloků

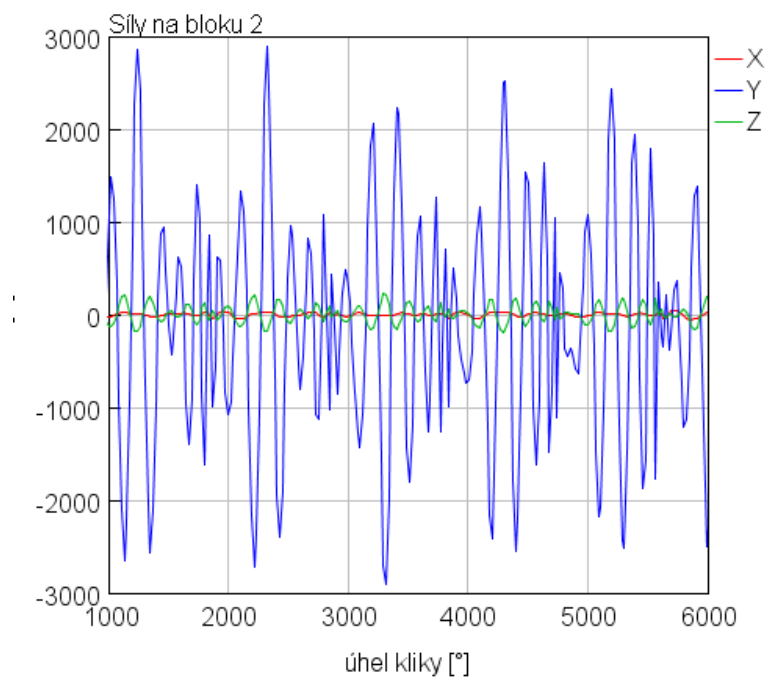
Pro vyhodnocení síly pro různé tuhosti jsem volil následující tuhosti.

$$\text{Pro variantu 1: } k_x = 34\,000 \frac{N}{m} \quad k_y = 34\,000 \frac{N}{m} \quad k_z = 177\,000 \frac{N}{m}$$



Obr. 69 varianta 1 - blok 2

$$\text{Pro variantu 2: } k_x = 68\,000 \frac{N}{m} \quad k_y = 68\,000 \frac{N}{m} \quad k_z = 354\,000 \frac{N}{m}$$



Obr. 70 varianta 2 - blok 2

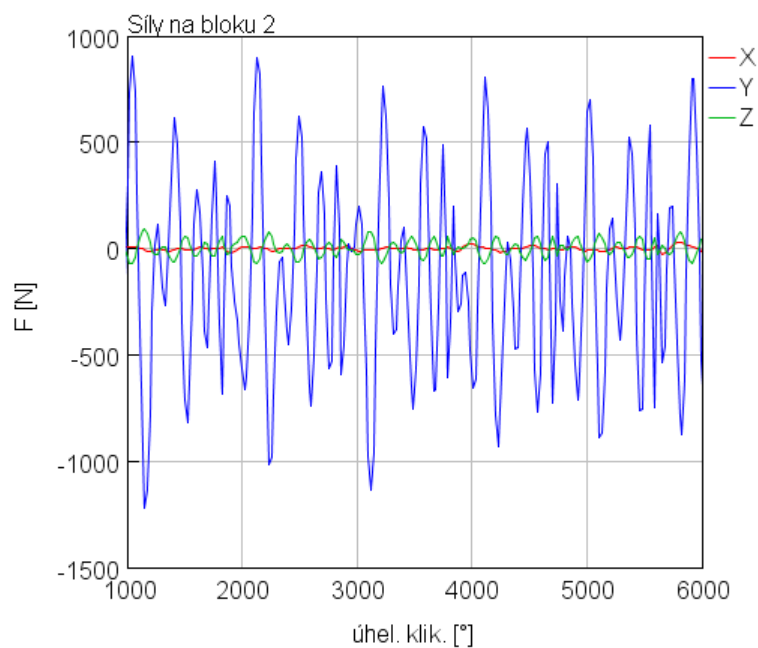
Z grafů je vidět, že pokud nastavíme větší tuhost, tak se nám s tím i zvyšují síly působící na blok. Blok je tužší, tím pádem je i síla působící na blok větší. Síla má periodický průběh po ustálení simulace, proto je na grafu vyobrazena oblast od úhlu 1000° po úhel 6000°. Poznatků můžeme využít pro kontrolu maximálního dovoleného silového namáhání jednotlivých bloků.

10.6 Vyhodnocení síly pro různé polohy bloků

Pro vyhodnocení síly pro různé polohy bloků jsem volil následující hodnoty.

Pro polohy 1:

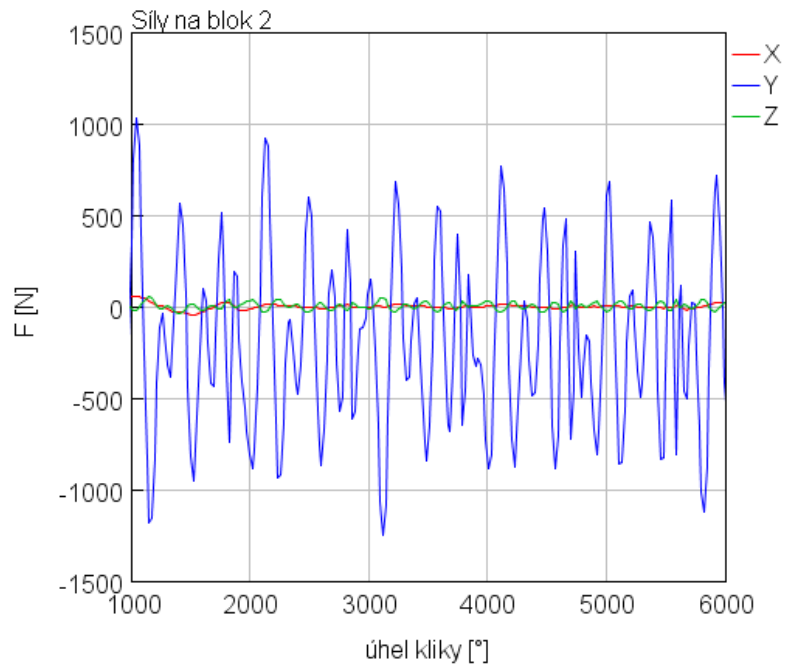
Pozice	A [m]	B [m]	C [m]
1	0.22	-0.35	-0.21
2	0.22	0.35	-0.21
3	-0.35	-0.35	-0.21
4	-0.35	0.35	-0.21



Obr. 71 Polohy 1 - blok 2

Pro polohy 2:

Pozice	A [m]	B [m]	C [m]
1	0.22	-0.25	-0.1
2	0.22	0.25	-0.1
3	-0.35	-0.25	-0.1
4	-0.35	0.25	-0.1



Obr. 72 Polohy 2 - blok 2

11 Závěr

Byly provedeny výpočty pro návrh spojky na zkušebním stanovišti, výpočty ukázaly, že lze použít obě spojky, které jsou k dispozici v prostorách zkušeben ČVUT. Výpočty (simulace) byly provedeny v prostředí programu GT-Power. Získali jsme frekvenční charakteristiky spojek a provedli kontrolu, zda lze spojky aplikovat pro dané pohonné soustrojí. Na závěr takto provedených výpočtů doporučuji využít spojku od společnosti GKN Driveline. Doporučení vychází z frekvenční charakteristiky pro tuto spojku, kdy se maximální amplitudy od hlavních harmonických řádů nacházejí ve vzdálenější poloze od volnoběžných otáček, než je tomu tak u spojky CENTAFLEX.

Dále byl proveden výpočet v prostředí MATLAB pro návrh pružných bloků. Kdy jsme pro předběžný návrh tuhostí vycházeli z únosnosti bloků. Z výpočtů z MATLABU jsme pro zvolenou tuhost bloků získali vlastní frekvence, pro ty jsme vytvořili Campbellův diagram, průnikem těchto frekvencí a hlavních harmonických řádů jsme získali polohu kritických otáček. Dle Campbellova pro návrh pružných bloků lze vidět, že všechny kritické otáčky leží pod volnoběhem motoru, čímž jsme navrhli pružné uložení pro dané soustrojí.

Závěrečná část práce byla věnována výpočtům v prostředí GT-Power, kdy jsme do modelu pohonného soustrojí zahrnuli i samotné navržené pružné uložení. Výpočty byly provedeny přesně dle manuálů a tutoriálů dostupných v softwaru. I přes dodržení všech postupů je vidět, že samotné pružné uložení neovlivňuje frekvenční spektrum torzního kmitání spojky. Což jsme dokázali tím, že jsme pro model kombinující torzní kmitání a uložení bloky jednou ponechali a podruhé je odstranili a frekvenční charakteristika zůstala neměnná. Přínosem takto vzniklého modelu, tedy spočívá v dimenzování samotných bloků a hledání optimální polohy bloků, kde můžeme pro jednotlivá nastavení jak polohy, tak či tuhosti bloků pozorovat silové působení na blocích. Tyto poznatky již pak můžeme využít pro dimenzování a kontrolování únosnosti bloků.

Provedení výpočtů tedy poukázalo na určité nedostatky výpočtového prostředí GT-Power, které bude v návaznosti na tuto diplomovou a ve spolupráci s tvůrci softwaru GT-Power nezbytné odstranit, tak aby tato část softwaru byla v budoucnosti spolehlivě použitelná pro kontrolu spojky.

Komplexnější model tvořený pro kombinaci torzního kmitání a uložení nám tedy přináší rozšíření úrovně výpočtů v určité oblasti dimenzování pružných bloků, avšak nezasahuje do oblasti pro dimenzování samotné spojky, což otevírá dveře pro navázání na tuto diplomovou práci a pro případné další studie této problematiky.

Použitá literatura

- [1] ZOUL, Václav. Výpočetní metody dopravních strojů: Kmitání v soustrojí s pístovými stroji [online].[cit 2019-08-08]. Dostupné z: <https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211058-VMDS/VMDS/Zoul-Kmitani%20v%20soustrojích/>
- [2] VULIĆ, N.; KOMAR, I.; JURIŠIĆ, P. Selection and Evaluation of Marine Shafting Torsional Vibrations Calculation Software. 7th International Maritime Science Conference. 20.-21. April 2017, Solin, Croatia, pp.221-229. ISSN 1847-1498
- [3] MOLLENHAUER, K.; TSCHÖKE, H. Handbuch Dieselmotoren, Třetí vydání; Berlin: Springer-Verlag, 2007. ISBN 978-3-658-07697-9
- [4] Kolektiv VÚNM a ČKD. Naftové motory čtyřdobé, 1.díl. , Praha: SNTL – Státní nakladatelství technické literatury, Druhé vydání, 1962.
- [5] STEJSKAL, V.; OKROUHLÍK, M. Kmitání s matlabem. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-01-02435-0.
- [6] W. Ker Wilson. Practical Solution of Torsional Vibration Problems: With Examples from Marine, Electrical, and Automobile Engineering Practice. Wiley: Wisconsinská univerzita – Madison, 1935.
- [7] KOŽOUŠEK, Josef. Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II – Kroutivé kmity zalomených hřídelů. Ústrojí s krouživým pístem. Dotisk. Praha: ČVUT, 1973. 195 s.
- [8] MANCUSO, J. R.; GIBBONS, C. B.; MUNYON, R. E. The Application of Flexible Couplings for Turbomachinery. Proceedings of the Eighteenth Turbo Machinery Symposium. 1989.
- [9] Spruit Transmissies BV - Kracht in Overdracht [online]. Copyright © [cit. 2019-09-13]. Dostupné z: http://www.spruit.nl/catalogi/spruit_transmissies_rexnord_thomas.pdf
- [10] MICHAL POLÁŠEK. TLUMIČ TORZNÍCH KMITŮ PRO ŘADOVÝ PĚTIVÁLCOVÝ MOTOR. Brno, 2008. DIPLOMOVÁ PRÁCE. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ. Vedoucí práce ING. RADIM DUNDÁLEK, PH.D.
- [11] LUX, J. Řešení kmitání pohonné jednotky na dynamometru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 127 s.
- [12] Katalog: CENTAFLEX-A [online]. 2015 [cit. 2019-09-13]. Dostupné z: <http://www.centa.info/data/products/32/int/cf-a--en-17-15lowres.pdf>
- [13] Peeken, H., Troeder, Ch.: Elastische Kupplungen. Springer Verlag 1986

[14] Vulkan Couplings - Explanation of Technical Data [online]. Copyright ©R [cit.5.08.2019]. Dostupné z: http://www.vulkan.com/en-us/couplings/Documents/Technische-Datenbroschueren-original/technical_data_explanation_082016.pdf

[15] PŘESLIČKA, J. Vyvážení tříválcového traktorového motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 76 s.

[16] HOMIK, W. Damping of torsional vibrations of ship engine crankshafts – general selection methods of viscous vibration damper. Polish Maritime Research 3(70), 2011, Vol 18; pp. 43-47.

[17] Ing. Hana Ilkivová. Klikový mechanismus [online]. 2012 [cit. 2019-09-13]. Dostupné z: https://www.sostp.cz/dumy/Stavba%20a%20provoz%20strojů%20-%204.r.%20SPŠ/VY_32_INOVACE_SPS_941.pdf

[18] Technická univerzita v Liberci. Pístové spalovací motory - SCHOLZ [online]. 2012 [cit. 2019-09-13]

[19] Help and tutorials GT-Power. GT-SUITE Version 2016 Build 2, 2016

[20] Katalog ZETOR [online]. 2013 [cit. 2019-09-13]. Dostupné z: https://www.profistroje.cz/motor-zetor-z-1305_1712.html

[21] Katalog GKN Driveline [online]. [cit. 2019-09-13]. Dostupné z: <https://www.gknautomotive.com/en/AftermarketMotorsport/>

[22] Toshiyuki Shibayama, Kimio Ito, Toshiyuki Gami, and Takeshi Oku a Zenji Nakajima and Akinori Ichikawa. Active Engine Mount for a Large Amplitude of Idling Vibration [online]. Traverse City, Michigan, 1995 [cit. 2019-09-13]

[23] Ing. Zbyněk Šika, Ph.D. Aktivní a poloaktivní snižování mechanického kmitání strojů [online]. Praha, 2004 [cit. 2019-09-13]. Dostupné z: http://mech.fsid.cvut.cz/wp-content/uploads/2014/02/Zbynek_habilitace_13_9.pdf

[24] SCHWINGMETALL® Catalogue [online]. 2017 [cit. 2019-09-13]. Dostupné z: <https://www.contitech.de/antivibration-schwingmetall/en-GL/Product?groupID=4&brand=AbisZ>

[25] PŮST, Ladislav a Mirko LADA. Pružné ukládání strojů: určeno stud. vys. škol. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1965. Řada strojírenské literatury.

[26] Šika, Z.: Aktivní a poloaktivní snižování mechanického kmitání strojů. Habilitační práce, Fakulta strojní, ČVUT v Praze, 2004.

[27] S. R. Hong, S. B. Choi, W. J. Jung, and W. B. Jeong, "Vibration isolation of structural systems using squeeze mode ER mounts," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 13, no. 7-8, pp. 421–424, 2002.

[28] Alkhatib, Fadi, "Techniques for Engine Mount Modeling and Optimization" (2013). Theses and Dissertations. Paper 344.

[29] William Ker Wilson: *Vibration engineering: a practical treatise on balancing of engines, mechanical vibration, and vibration isolation*. C. Griffin 1959, Michigan University.

Seznam zkratek a označení

a_o	[m]	vzdálenost těžiště ojnice od osy pístního čepu
A, B, C	[m]	polohy montážního bodu uložení
A_T	[mm ²]	plocha hysterezní smyčky pružné spojky
A_e	[mm ²]	plocha akumulované elastické energie
A_n	[N]	střední složka tečné síly od tlaku plynů
A_p	[mm ²]	plocha pístu
a_p	[m/s ²]	zrychlení pístu
$b_{H\check{c}}$	[mm]	šířka hlavního čepu
$b_{K\check{c}}$	[mm]	šířka klikového čepu
b_p	[mm]	šířka příruby pro setrvačnick
b	[mm]	tloušťka ramene zalomení
b_o	[m]	vzdálenost těžiště ojnice od osy klikového čepu
C_{Tdyn}	[Nm/rad]	dynamická torzní tuhost spojky
$D_{H\check{c}}$	[mm]	průměr hlavního čepu
$D_{K\check{c}}$	[mm]	průměr klikového čepu
D_{red}	[mm]	redukovaný průměr, volím průměr hlavního čepu
d_p	[mm]	roztečný průměr šroubů setrvačnicku
d	[mm]	šířka pružného bloku
F_n	[N]	normálová síla kolmá k ose válce
F_o	[N]	síla ve směru ojnice
F_p	[N]	síla působící na píst
F_{pos}	[N]	setrvačná síla posuvných hmot
F_t	[N]	tečná síla na klikovém čepu
F_{tG}	[N]	tečná síla od tlaku plynů
F_{tGO}	[N]	střední složka tečné síly od tlaku plynů
F_x, F_y, F_z	[N]	dovolená síla působící na bloky v jednotlivých směrech
G	[GPa]	modul pružnosti ve smyku
G	[-]	rozměr závitů pružný blok
H	[mm]	výška bloku
h	[mm]	šířka ramene zalomení
$I_{H\check{c}}$	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu hlavního čepu

I_{red}	[kg.m ²]	redukovaný moment setrvačnosti
I_x, I_y, I_z	[kg.m ²]	moment setrvačnosti bloku motoru v jednotlivých směrech
I	[-]	počet válců motoru
k	[Nm/rad]	torzní tuhost
l	[mm]	délka závitu pružného uložení
l_{red}	[mm]	redukovaná délka zalomení
$l_{red_{rem}}$	[mm]	redukovaná délka na straně řemenice
$l_{red_{setr}}$	[mm]	redukovaná délka na straně setrvačnicku
$M_{k,K}$	[Nm]	budící moment k -té harmonické složky
M	[kg]	hmotnost bloku motoru
m_B	[kg]	hmotnost pružného bloku
m_o	[kg]	hmotnost ojnice
m_p	[kg]	hmotnost posuvné hmoty náhradního modelu ojnice
m_{pos}	[kg]	hmotnost posuvných hmot
m_r	[kg]	hmotnost rotační hmoty náhradního modelu ojnice
m_{rot}	[kg]	hmotnost rotačních hmot
m_{zal}	[kg]	hmotnost zalomení
$m_{zal_{red}}$	[kg]	redukovaná hmotnost zalomení
n_N	[min ⁻¹]	otáčky motoru
P_V	[W]	ztrátový výkon pružné spojky
p_e	[N/mm ²]	střední efektivní tlak
p_t	[N/mm ²]	tečný tlak
p, q, r	[N/mm]	tuhosti bloků v jednotlivých směrech
p_{tG}	[N/mm ²]	tečný tlak od tlaku plynů
Rk	[mm]	vzdálenost osy klikového čepu od osy ojnicního čepu
Rt	[mm]	vzdálenost těžiště zalomení od osy klikového čepu
r	[m]	poloměr klikového hřídele
T_n	[Nm]	jmenovitý točivý moment
T_w	[Nm]	vibrační moment
V_z	[cm ³]	zdvihový objem
x_p	[m]	poloha pístu
T	[m]	poloha těžiště bloku motoru
w	[mm]	šířka ramene zalomení

X, Y, Z	[mm]	posunutí v jednotlivých směrech
x, y, z	[°]	natočení kolem jednotlivých os
α	[°]	úhel natočení klikového hřídele
β	[°]	úhel pootočení ojnice
λ	[-]	klikový poměr
λ_V	[s ⁻²]	vlastní čísla
ψ	[-]	poměrné tlumení
ω	[rad/s]	úhlová rychlost
δ_K	[N]	fázový úhel κ -té harmonické složky
κ	[-]	harmonický řád
φ	[rad]	natočení
Ω	[rad/s]	vlastní frekvence

Seznam obrázků

Obr. 1 Náhrada klikového mechanismu ekvivalentní dynamickou soustavou.....	8
Obr. 2 Redukce hmot pomocí dvouhmotové soustavy [15].....	9
Obr. 3 Schéma pro výpočet redukované hmotnosti zalomení klikového hřídele.....	10
Obr. 4 Výpočet redukované délky dle Cartera [7]	11
Obr. 5 Rozměry pro určení redukované délky na straně setrvačníku [10].....	12
Obr. 6 A) Přenos točivého momentu B) kompenzace nesouososti C) Zachycení axiálního pohybu připojených hřídelů.....	13
Obr. 7 Uspořádání spojky CENTAFLEX s pryžovými elementy	14
Obr. 8 Určení torzní tuhosti zatěžováním periodicky proměnným momentem [11] ...	15
Obr. 9 Hysterezní smyčka pružné spojky, určení poměrného tlumení [1].....	17
Obr. 10 Rozbor sil na klikovém mechanismu [11].....	18
Obr. 11 Klikový mechanismus schéma [17]	20
Obr. 12 Rozklad na harmonické složky [18].....	22
Obr. 13 Schéma klikového hřídele a směrová hvězdice pro čtyřválec a zapalování 1-3-4-2 [5].....	23
Obr. 14 Vektory harmonických složek od jednotlivých válců pohonného soustrojí [5]	23
Obr. 15 Schéma aktivního elektromagnetického silentbloku.....	25
Obr. 16 Příklad poloaktivního silentbloku [27].....	25

Obr. 17 Kelvin - Voigtův model [28].....	26
Obr. 18 Náhradní dynamická soustava pro konkrétní zadání.....	27
Obr. 19 Motor Zetor 1305 [20].....	28
Obr. 20 Vnější momentová charakteristika motoru Zetor 1305.....	29
Obr. 21 Kosinové složky budícího momentu	30
Obr. 22 Sinové složky budícího momentu	31
Obr. 23 Vliv setrvačné složky na celkový budící moment.....	32
Obr. 24 Blokové schéma GT-Power 1D.....	33
Obr. 25 Zadání budícího momentu pomocí harmonických složek.....	33
Obr. 26 Jednotlivé otáčkové kroky při zadávání budícího momentu.....	34
Obr. 27 Nastavení interpolace mezi jednotlivými kroky.....	34
Obr. 28 Závislost tlumení na frekvenci	35
Obr. 29 Nastavení frekvenční analýzy	35
Obr. 30 Nastavení frekvenční analýzy 2	36
Obr. 31 Frekvenční analýza spojky	36
Obr. 32 Vlastní tvary kmitu a odpovídající frekvence	37
Obr. 33 Frekvenční charakteristika spojky GKN Driveline.....	38
Obr. 34 Campbellův diagram - spojka GKN Driveline.....	39
Obr. 35 1. vlastní tvar pro spojku CENTAFLEX.....	40
Obr. 36 Campbellův diagram - spojka CENTAFLEX.....	41
Obr. 37 Frekvenční analýza spojka CENTAFLEX.....	41
Obr. 38 Dovolený vibrační moment – fialová tečkovaná čára.....	42
Obr. 39 Ztrátový výkon - spojka CENTAFLEX.....	42
Obr. 40 Vybraný pružný blok - pružný blok typu A -Schwingmetall [24]	44
Obr. 41 Stanovení polohy montážního bodu [29]	45
Obr. 42 Campbellův diagram pro uložení motoru.....	49
Obr. 43 Nastavení parametrů klikového mechanismu	51
Obr. 44 Negativní orientace osy z [19]	52
Obr. 45 Nastavení parametrů klikového mechanismu 2	52
Obr. 46 Nastavení pořadí zapalování	53
Obr. 47 Schéma pohonného soustrojí v GT-Power.....	53
Obr. 48 Jednoduché schéma uspořádání	54
Obr. 49 Zadání buzení ve formě tlaků.....	54
Obr. 50 Pístní skupina GT-Power	55

Obr. 51 Jednotlivé díly pístní skupiny [19]	56
Obr. 52 Požadované hodnoty pro ojnicí	56
Obr. 53 Šablona "CrankPin"	57
Obr. 54 Určení souřadného systému ojnicního čepu [19]	58
Obr. 55 Maximální a minimální tloušťka ramene [4]	58
Obr. 56 Nastavení šablony pro rameno zalomení	59
Obr. 57 Nastavení šablony pro setrvačnick.....	59
Obr. 58 Nastavení šablony bloku motoru.....	60
Obr. 59 Pružné bloky motoru	60
Obr. 60 Poloha bloků.....	61
Obr. 61 Definování tuhostí bloku.....	61
Obr. 62 Doporučené numerické metody výpočtu pro jednotlivé aplikace [19]	62
Obr. 63 Nastavení Run Setup	62
Obr. 64 Nastavení Run Setup 2	63
Obr. 65 1. vlastní tvar kmitů - kombinace s uložením	64
Obr. 66 Frekvenční analýza pro kombinaci s uložením, spojka GKN Driveline.....	65
Obr. 67 Campbellův diagram pro kombinaci s uložením.....	65
Obr. 68 Frekvenční analýza pro uvažování bloků a pro variantu bez bloků.....	66
Obr. 69 varianta 1 - blok 2.....	67
Obr. 70 varianta 2 - blok 2.....	67
Obr. 71 Polohy 1 - blok 2	68
Obr. 72 Polohy 2 - blok 2	69

Seznam příloh

Příloha č. 1: Program pro výpočet uložení v prostředí MATLAB

Příloha č. 2: Program GT-Power – spojka od společnosti GKN Driveline – bez uložení

Příloha č. 3: Program GT-Power – spojka CENTAFLEX – bez uložení

Příloha č. 4: Program GT-Power – spojka od společnosti GKN Driveline – s uložením

Příloha č. 1: Program pro výpočet uložení v prostředí MATLAB

```
% vlastní frekvence a vychylky
clear all
clf
disp('Vypocet vlastnich frekvenci')

%hmotnost soustrojí
m=219;

%poloha montážního bodu
A1=0.22;
A2=0.22;
A3=-0.35;
A4=-0.35;

B1=-0.35;
B2=0.35;
B3=-0.35;
B4=0.35;

C1=-0.21;
C2=-0.21;
C3=-0.21;
C4=-0.21;

Ix=5.57;
Iy=14.37;
Iz=12.62;

p1=177000;
q1=34000;
r1=34000;

p2=177000;
q2=34000;
r2=34000;

p3=177000;
q3=34000;
r3=34000;

p4=177000;
q4=34000;
r4=34000;

a1=p1+p2+p3+p4;
```



```

a2=p1*C1+p2*C2+p3*C3+p4*C4;
a3=-(p1*B1+p2*B2+p3*B3+p4*B4);
b1=q1+q2+q3+q4;
b2=-(q1*C1+q2*C2+q3*C3+q4*C4);
b3=q1*A1+q2*A2+q3*A3+q4*A4;
c1=r1+r2+r3+r4;
c2=r1*B1+r2*B2+r3*B3+r4*B4;
c3=-(r1*A1+r2*A2+r3*A3+r4*A4);
d1=((r1*B1.^2+r2*B2.^2+r3*B3.^2+r4*B4.^2)+(q1*C1.^2+q2*C2.^2+q3*C3.^2+q4*
C4.^2));
d2=-(r1*A1*B1+r2*A2*B2+r3*A3*B3+r4*A4*B4);
d3=-(q1*A1*C1+q2*A2*C2+q3*A3*C3+q4*A4*C4);
e1=((p1*C1.^2+p2*C2.^2+p3*C3.^2+p4*C4.^2)+(r1*A1.^2+r2*A2.^2+r3*A3.^2+r4
*A4.^2));
e2=-(p1*B1*C1+p2*B2*C2+p3*B3*C3+p4*B4*C4);
f1=((q1*A1.^2+q2*A2.^2+q3*A3.^2+q4*A4.^2)+(p1*B1.^2+p2*B2.^2+p3*B3.^2+p
4*B4.^2));

```

```

K = [a1 0 0 0 a2 a3;
      0 b1 0 b2 0 b3;
      0 0 c1 c2 c3 0;
      0 b2 c2 d1 d2 d3;
      a2 0 c3 d2 e1 e2;
      a3 b3 0 d3 e2 f1];

```

```

M=[m 0 0 0 0 0;
   0 m 0 0 0 0;
   0 0 m 0 0 0;
   0 0 0 Ix 0 0;
   0 0 0 0 Iy 0;
   0 0 0 0 0 Iz];

```

N=6; %pocet stupnu volnosti

%matice pomernych vychylek hmot:

```
VV=zeros(N,N);
```

%matice vlastnich frekvenci:

```
NF_complex=zeros(N,1);
```

```
NF=zeros(N,1);
```

% vypocet vlastnich cisel a vektoru

```
[u,v]=eig(K,M);
```

% matice vlatnich vektoru

```
disp('Modalni matice')
```

```
u
```

```

% vlastni frekvence; om=sqrt(lambda); NF=30*sqrt(lam)/pi
disp('Vlastni frekvence ')
lam=diag(v);
omega=sqrt(lam);      %[rad.s-1]
NF_complex=(30*omega)/pi; %[min-1]
NF = real(NF_complex)  %[min-1]
NF_Hz = NF/60        %[Hz]

%normovani vlastnich tvaru
A=abs(u');
B=max(A);

max1=zeros(1,1)
max2=zeros(1,1)
max3=zeros(1,1)
max4=zeros(1,1)
max5=zeros(1,1)
max6=zeros(1,1)

max1=B(1,1);
max2=B(1,2);
max3=B(1,3);
max4=B(1,4);
max5=B(1,5);
max6=B(1,6);

B(1,1)

for i=1:N
    VV(1,i)=u(1,i)/max1;
end
for i=1:N
    VV(2,i)=u(2,i)/max2;
end
for i=1:N
    VV(3,i)=u(3,i)/max3;
end
for i=1:N
    VV(4,i)=u(4,i)/max4;
end
for i=1:N
    VV(5,i)=u(5,i)/max5;
end
for i=1:N
    VV(6,i)=u(6,i)/max6;
end

```

end

disp('normovane vlastni tvary kmitu')

VV

```
rpm = linspace(0,2400,100);
NF_1 = NF_Hz(1);
y_NF_1 = (NF_1*ones(1,length(rpm)))*60;
NF_2 = NF_Hz(2);
y_NF_2 = (NF_2*ones(1,length(rpm)))*60;
NF_3 = NF_Hz(3);
y_NF_3 = (NF_3*ones(1,length(rpm)))*60;
NF_4 = NF_Hz(4);
y_NF_4 = (NF_4*ones(1,length(rpm)))*60;
NF_5 = NF_Hz(5);
y_NF_5 = (NF_5*ones(1,length(rpm)))*60;
NF_6 = NF_Hz(6);
y_NF_6 = (NF_6*ones(1,length(rpm)))*60;
y_const_rpm = linspace(0,3000,10);
h_1 = (rpm);
h_2 = (2*rpm);
h_3 = (3*rpm);
h_4 = (4*rpm);
h_5 = (5*rpm);
h_6 = (6*rpm);
h_0_5 = (0.5*rpm);
h_1_5 = (1.5*rpm);
h_2_5 = (2.5*rpm);
h_3_5 = (3.5*rpm);
h_4_5 = (4.5*rpm);
h_5_5 = (5.5*rpm);
```

```
figure(1)
hold on;
grid on;
%xlim([0 400]);
%ylim([0 50]);
plot(rpm,h_0_5, 'Linewidth', 0.5);
hold on;
plot(rpm,h_1, 'Linewidth', 0.5);
hold on;
plot(rpm,h_1_5, 'Linewidth', 0.5);
hold on;
plot(rpm,h_2, 'Linewidth', 2);
hold on;
plot(rpm,h_2_5, 'Linewidth', 0.5);
hold on;
```

```

plot(rpm,h_3, 'b', 'Linewidth', 0.5);
hold on;
plot(rpm,h_3_5, 'Linewidth', 0.5);
hold on;
plot(rpm,h_4, 'Linewidth', 2);
hold on;
plot(rpm,h_4_5, 'Linewidth', 0.5);
hold on;
plot(rpm,h_5, 'Linewidth', 0.5);
hold on;
plot(rpm,h_5_5, 'Linewidth', 0.5);
hold on;
plot(rpm,h_6, 'g', 'Linewidth', 0.5);
hold on;
plot(rpm,y_NF_1, 'r', 'Linewidth', 1);
hold on;
plot(rpm,y_NF_2, 'r', 'Linewidth', 1);
hold on;
plot(rpm,y_NF_3, 'r', 'Linewidth', 1);
hold on;
plot(rpm,y_NF_4, 'r', 'Linewidth', 1);
hold on;
plot(rpm,y_NF_5, 'r', 'Linewidth', 1);
hold on;
plot(rpm,y_NF_6, 'r', 'Linewidth', 1);
hold on;
plot(800*ones(size(y_const_rpm)),y_const_rpm, 'k', 'Linewidth', 1);
hold on;
plot(2200*ones(size(y_const_rpm)),y_const_rpm, 'k', 'Linewidth', 1);
title('Campbelluv diagram')
xlabel('n [min^{-1}]')
ylabel('frekvence [min^{-1}]')
legend('0.5', '1', '1.5', '2', '2.5', '3', '3.5', '4', '4.5', '5', '5.5', '6');

x = [1 2 3 4 5 6];
x_0 = [0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10];
y_0 = [0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0];

figure(2);
hold on;
grid on;
plot(x,VV(:,2), 'r', 'Linewidth', 2);
xlim([0 10]);
ylim([-0.9 1.2]);
title('1. tvar kmitu')
xlabel('pozice hmoty')

```

```

ylabel('pomerna vychylka')
hold on;
plot(x_0,y_0,'k', 'LineWidth', 0.5);

```

```

figure(3);
hold on;
grid on;
plot(x,VV(:,3), 'b', 'Linewidth', 2);
xlim([0 10]);
ylim([-0.9 1.2]);
title('2. tvar kmitu')
xlabel('pozice hmoty')
ylabel('pomerna vychylka')
hold on;
plot(x_0,y_0,'k', 'LineWidth', 0.5);

```

```
%vypocet reakci
```

```

Fz_motoru = m*9.81;
f=[0; 0; -Fz_motoru; 0; 0; 0];

```

```
x=K\f;
```

```
%posunute souradnice
```

```

A1p=abs(A1)+x(1)+C1*x(5)-B1*x(6);
B1p=abs(B1)+x(2)+C1*x(4)-A1*x(6);
C1p=abs(C1)+x(3)-B1*x(4)-A1*x(5);

```

```

A2p=abs(A2)+x(1)+C2*x(5)+B2*x(6);
B2p=abs(B2)+x(2)+C2*x(4)-A2*x(6);
C2p=abs(C2)+x(3)-B2*x(4)-A2*x(5);

```

```

A3p=abs(A3)+x(1)+C3*x(5)-B3*x(6);
B3p=abs(B3)+x(2)-C3*x(4)+A3*x(6);
C3p=abs(C3)+x(3)+B3*x(4)-A3*x(5);

```

```

A4p=abs(A4)+x(1)+C4*x(5)+B4*x(6);
B4p=abs(B4)+x(2)-C4*x(4)+A4*x(6);
C4p=abs(C4)+x(3)+B4*x(4)-A4*x(5);

```

```
%reakce v podporach
```

```

F1x=(abs(A1)-A1p)*p1;
F1y=(abs(B1)-B1p)*q1;
F1z=(abs(C1)-C1p)*r1;

```

```

F2x=(abs(A2)-A2p)*q2;
F2y=(abs(B2)-B2p)*p2;
F2z=(abs(C2)-C2p)*r2;

```

```
F3x=(abs(A3)-A3p)*p3;  
F3y=(abs(B3)-B3p)*q3;  
F3z=(abs(C3)-C3p)*r3;
```

```
F4x=(abs(A4)-A4p)*p4;  
F4y=(abs(B4)-B4p)*q4;  
F4z=(abs(C4)-C4p)*r4;
```

```
%soucty reakci ve smerech
```

```
Fz_vysledna=F1z+F2z+F3z+F4z;  
Fy_vysledna=F1y+F2y+F3y+F4y;  
Fx_vysledna=F1x+F2x+F3x+F4x;  
disp('Vysledna silova rovnovaha v ose z')  
kontrola=Fz_motoru-Fz_vysledna;
```