

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

OHYBOVÉ VIBRACE HNACÍHO ÚSTROJÍ NÁKLADNÍHO VOZIDLA 8X8

BENDING VIBRATIONS OF 8X8 HEAVY DUTY TRUCK

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JIŘÍ KNOTEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Doc. Ing. PAVEL NOVOTNÝ, Ph.D.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2012/13

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jiří Knotek

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

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

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

Ohybové vibrace hnacího ústrojí nákladního vozidla 8x8

v anglickém jazyce:

Bending Vibrations of 8x8 Heavy Duty Truck

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Řešte ohybové vibrace vybraných spojovacích hřídelů hnacího ústrojí nákladního vozidla. Využijte 3D výpočtový model. Stanovte rezonance jednotlivých hřídelů. Navrhněte konstrukční úpravy snižující vibrace.

Cíle diplomové práce:

- 1) Rešerše hnacích ústrojí nákladních vozidel a metod řešení vibrací hřídelů
- 2) Modální analýza vybraných hřídelů
- 3) Řešení vynuceného kmitání vybraných hřídelů
- 4) Návrh konstrukčních úprav
- 5) Závěr

Seznam odborné literatury:

- [1] RAK, V. Výpočtová analýza dynamických vlastností hydrodynamických kluzných ložisek. Brno, 2010. Disertační práce. VUT v Brně.
- [2] NOVOTNÝ, P. Virtual Engine – A Tool for Powertrain Development. Brno, 2009. Habilitační práce. VUT v Brně.
- [3] KRÄMER, E. Dynamics of Rotors and Foundations; Springer-Verlag Berlin. 1993.
- [4] VANCE, J. M. Rotordynamics of Turbomachinery. Wiley, New York, Toronto, 1990.
- [5] ZAPOMĚL, J. Přístupy k dynamické analýze příčné kmitání rotorových soustav s kapalinovými ložisky metodou počítačového modelování. Ostrava, 2000. Doktorská disertační práce (DrSc), VŠB-TU Ostrava.

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/13.

V Brně, dne 1.11.2012





prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



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



ABSTRAKT

Cílem této práce je provedení analýzy ohybových vibrací hnacího ústrojí nákladního vozidla a návržení konstrukčních úprav. Dalším cílem je posouzení přínosu konstrukčních úprav. V práci je také provedena analýza tuhosti uložení hřídele.

KLÍČOVÁ SLOVA

ohybové vibrace, hnací ústrojí, nákladní vozidlo, vibrace, tuhost uložení

ABSTRACT

The aim of this thesis is an analysis of bending vibrations of the heavy duty truck transmission and a design of construction modifications. The next target is to evaluate the contribution of the construction modification. In the thesis is also performed analysis of shaft support stiffness.

KEYWORDS

bending vibrations, transmission, heavy duty truck, vibrations, shaft support stiffness



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KNOTEK, J. *Ohybové vibrace hnacího ústrojí nákladního vozidla 8x8*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 71 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 23. května 2013

.....

Jiří Knotek



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat své rodině, přítelkyni a svým blízkým za psychickou podporu nejen při psaní této práce, ale i při předchozím studiu. Dále bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce, doc. Ing. Pavlovi Novotnému, Ph.D., za jeho neocenitelné rady a odbornou pomoc při jejím vypracování.



OBSAH

Úvod	10
1 Vícenápravová vozidla	11
1.1 Pevná vícenápravová vozidla.....	11
1.2 Transmise vícenápravových vozidel.....	11
1.2.1 Základní uspořádání	12
1.2.2 Způsoby pohonu náprav od rozvodové hřídele	12
2 Ohybové vibrace.....	15
2.1 Příčné kmitání	15
2.2 Krouživé kmitání	15
2.3 Příčiny kmitání.....	16
2.4 Lineární modely příčného kmitání.....	17
2.4.1 Model příčného kmitání se dvěma stupni volnosti.....	17
2.4.2 Jeffcottův model rotoru	18
2.4.3 Vliv gyroskopického momentu	19
2.4.4 Campbellův diagram	20
2.5 Modely na bázi MKP a MBS systémů.....	20
3 Vliv vibrací na lidské tělo.....	22
3.1 Modely pro analýzu rezonančních frekvencí částí lidského těla	22
3.2 Vliv vibrací na fyziologické procesy	23
3.3 Vliv frekvence působících vibrací	24
4 Zpracování modelu a návrh konstrukčních změn.....	25
4.1 Výběr hřídele citlivé na vznik ohybových vibrací.....	25
4.2 Rozbor přístupu k řešení	26
4.3 Úprava modelu.....	26
4.4 Konstrukční úpravy s cílem snížení ohybových vibrací hřídele.....	27
4.4.1 Návrh duté hřídele	27
4.4.2 Návrh plné hřídele uložené ve střední části.....	28
4.5 Zpracování pomocí MKP systému	29
4.5.1 Volba prvků	29
4.5.2 Materiálové vlastnosti	31
4.5.3 Vytváření MKP sítě	31
4.5.4 Modální analýza	32
5 Analýza tuhosti uložení hřídele	35
5.1 Analýza tuhosti ložisek.....	35
5.1.1 Tuhost kuličkových ložisek.....	36



5.1.2	Tuhost kuželíkového ložiska	38
5.1.3	Výsledné tuhosti ložisek	40
5.2	Analýza tuhosti celého uložení	42
5.2.1	Náhrada ložisek	43
5.2.2	Analýza tuhosti uložení hnaného konce	44
5.2.3	Analýza tuhosti uložení střední části hřídele	46
5.2.4	Analýza tuhosti uložení vývodového konce	47
5.2.5	Celková tuhost všech uložení	49
6	Analýza dynamického chování hřídele.....	51
6.1	Vytváření modelu	51
6.1.1	Určení provozních otáček.....	51
6.1.2	Převod pružného tělesa.....	51
6.1.3	Vlastní tvorba modelu	53
6.2	Průběh analýzy v MBS	55
6.2.1	Volba výstupních parametrů.....	55
6.2.2	Faktory ovlivňující přesnost analýzy.....	55
6.3	Výstupní data z MBS	56
7	Analýza vibrací.....	58
7.1	Popis napsaných skriptů.....	58
7.1.1	Skript pro vytváření Campellova diagramu.....	58
7.1.2	Skript pro zjištění amplitudy a střední hodnoty dat.....	59
7.2	Porovnání jednotlivých konstrukčních řešení.....	60
7.2.1	Porovnání výchylek	60
7.2.2	Porovnání sil působících v uložení.....	61
	Závěr.....	67
	Seznam použitých zkratk a symbolů	70
	Seznam příloh.....	72



ÚVOD

Vibrace jsou nedílnou součástí mechanických struktur a v menší nebo větší míře vznikají v každém stroji. Vibrace také velmi úzce souvisí s dalším fyzikálním jevem, hlukem. Oba tyto fyzikální jevy jsou považovány za negativní a je snaha je odstranit, nebo alespoň snížit.

Vzhledem k tomu, že vibrace a hluk mají nepříznivý vliv na lidské zdraví, jak fyzické, tak i psychické je v dnešní době kladen velký důraz na snížení hladiny vibrací a hluku, kterému jsou lidé vystaveni. Proto jsou investovány značné částky do snižování hluku a vibrací nejen vozidel, ale všech používaných strojů a přístrojů. Tento trend není podporován pouze touhou zákazníků po pohodlí, ale hlavně hygienickými normami. Tyto normy velice detailně určují maximální dobu expozice, zrychlení a frekvenci vibrací, kterým může být lidské tělo vystaveno. Tyto maximální hodnoty jsou velmi výrazně sníženy, pokud je lidské tělo vystaveno vlivu vibrací po velkou část života. Vibrace však nepůsobí jen na lidské zdraví a duševní pohodu, ale ve zvýšené intenzitě, nebo při nevhodné frekvenci, mohou vést k destruktivním účinkům na celé masivní struktury.

Z výše zmíněných důvodů vyplývá, že je nezbytné v moderním způsobu navrhování strojů provést důkladnou kontrolu na vznik vibrací. Vzhledem k tomu, že jen málo strojů dokáže pracovat, aniž by v nich vznikaly vibrace, je nezbytné zkontrolovat, zda se frekvence vibrací neshoduje s vlastní frekvencí některé ze součástí stroje, nebo s některou z významných rezonančních frekvencí lidského těla.



1 VÍCENÁPRAVOVÁ VOZIDLA

Ve většině zemí existuje limit, který omezuje hmotnost nesenou jednou nápravou. U ocelových kol, které používají drážní vozidla, se dá zátěž zvýšit rozšířením kola, ale u gumových pneumatik tento postup není použitelný. Použití tzv. dvoumontáže umožňuje, aby zátěž byla přibližně zdvojnásobena, ale toto řešení má mnoho nevýhod. Velká šířka kol vyžaduje použití poměrně úzkého rámu a tím omezuje konstruktéra, kameny se zaklíňují mezi pneumatiky a způsobují jejich poškození, je obtížné vyměnit vnitřní pneumatiku a zatížení není vždy rovnoměrně rozloženo mezi obě pneumatiky. Tyto nevýhody dvoumontáže vedly ke vzniku jiného způsobu přepravy těžkých nákladů, a to použití více než dvou náprav. [3]

Použití tří a více náprav je primárně určeno k umožnění převážení těžších nákladů a zároveň udržuje zatížení na jednu nápravu v předepsaných mezích. Správné uspořádání by také mělo zajistit, že hmotnost převáženého nákladu bude rovnoměrně rozložena mezi nápravami i přes možné nerovnosti na cestě. [3]

Existují dva odlišné způsoby řešení vícenápravových vozidel:

- a) „Flexibilní“ nebo „kloubová“ vozidla
- b) „Pevná“ vozidla

Vozidla první kategorie se skládají ze dvou nebo tří nápravového tahače, s většinou krátkým rozvorem, a jedno nebo vícenápravového přívěsu, který může být buď trvale připojený nebo odpojitelný od tahače. [3]

1.1 PEVNÁ VÍCENÁPRAVOVÁ VOZIDLA

Tento typ vozidel byl v posledních 30 letech intenzivně vyvíjen a vzniklo mnoho různých uspořádání co do systému odpružení i přenosu točivého momentu. První vozidla byla převážně dvou nápravová se vzácným přidáním třetí nápravy těsně před, nebo za zadní nápravu. Třetí náprava někdy sloužila pouze k rozložení zátěže, někdy však byla i hnaná. [3]

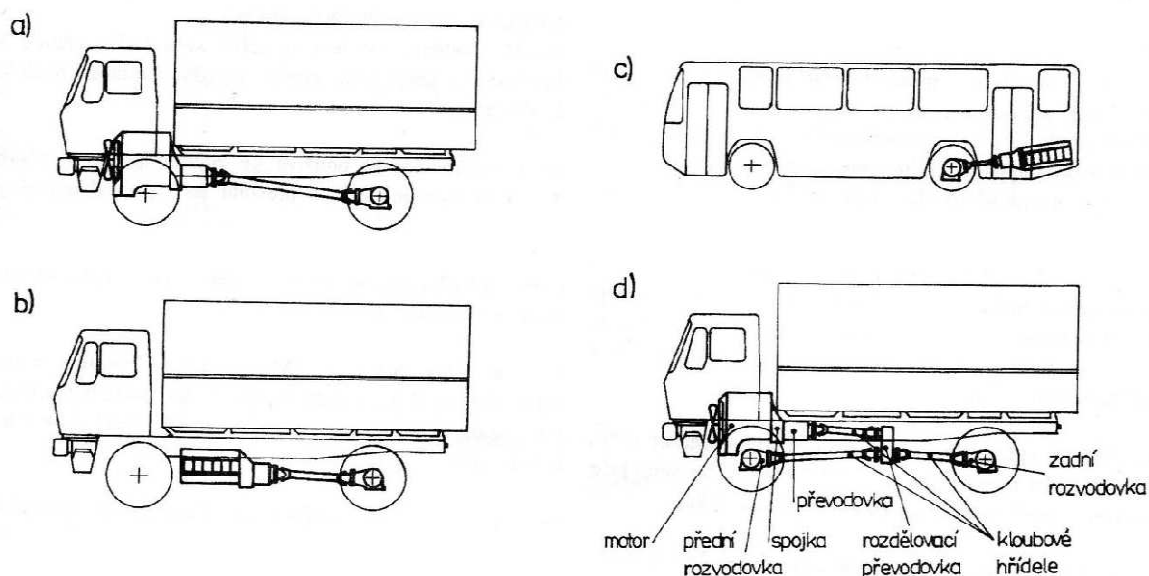
1.2 TRANSMISE VÍCENÁPRAVOVÝCH VOZIDEL

Transmise motorových vozidel patří do skupiny převodů. Převody tvoří všechna ústrojí, která spojují motor s hnacími koly a účastní se přenosu točivého momentu, nebo slouží k jeho přerušování, ke změně jeho velikosti nebo smyslu. Transmise se skládá z rozvodovky a hřídelí pro pohon náprav.



1.2.1 ZÁKLADNÍ USPOŘÁDÁNÍ

Základním prvkem, který ovlivňuje celkové uspořádání hnacího ústrojí je uložení motoru a počet poháněných náprav. Toto uspořádání ovlivňuje nejenom uložení motoru, rozložení hmotnosti, ale také délku spojovacích hřídelí.

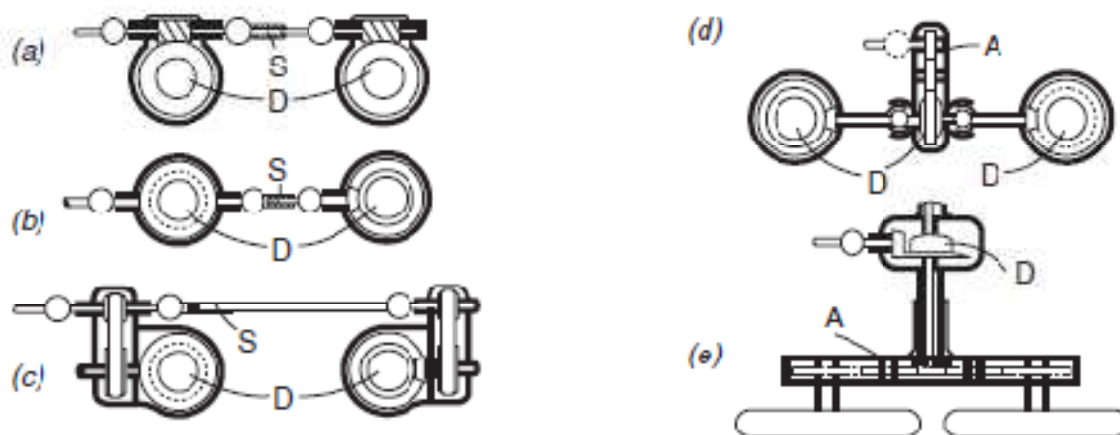


Obr. 1 Uspořádání hnacího ústrojí u užitkových vozidel: a) standardní pohon, b) motor mezi nápravami, c) zadní pohon, d) pohon všech kol [11]

1.2.2 ZPŮSOBY Pohonu NÁPRAV OD ROZVODOVÉ HŘÍDELE

Nejvýznamnější způsoby pohonu náprav jsou zobrazeny na Obr. 2. Způsob (a) je nejjednodušší a nejrozšířenější, použití šnekem poháněné nápravy umožňuje prodloužení šnekové hřídele střední nápravy skrz kryt a spojení se zadní nápravou přes střední hřídel. Střední hřídel musí být vybavena kardanovými klouby (znázorněny kruhy) a posuvným kloubem (označen S). Šnek vedený nad nápravou poskytuje velkou světlu výšku, proto se používá u terénních vozidel, naopak šnek vedený pod nápravou umožňuje snížení vozidla a podlahy, proto se používá např. u autobusů. [3]

Použití náprav poháněných kuželovým soukolím není tak snadné, což lze vidět na Obr. 2 (b) a (c). U způsobu Obr. 2 (b) je použito druhé kuželové kolo v zadní části prostřední nápravy k pohonu prostřední hřídele, která spojuje prostřední a zadní nápravu. Dále je patrné, že korunové kolo zadní nápravy musí být na opačné straně prostřední hřídele než korunové kolo prostřední, aby bylo zajištěno, že se kola obou náprav budou otáčet stejným směrem. Hnací moment pro střední i zadní nápravu je přenášen přes pastorek a korunové kolo střední nápravy, což komplikuje konstrukci těchto ozubených kol. [3]

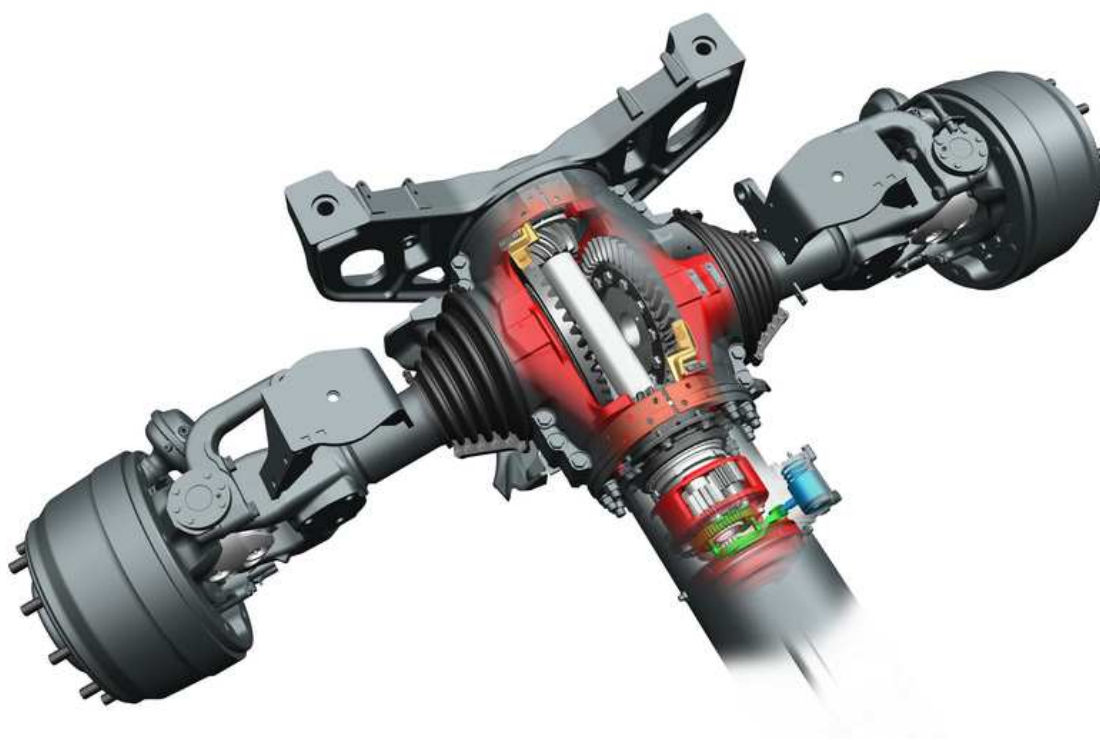


Obr. 2 Základní uspořádání pohonu zadní nápravy vícenápravových vozidel [3]

U způsobu Obr. 2 (c) je hnací hřídel vedena nad nápravami a moment je přenášen na hřídele pastorků náprav přes soukolí ozubených kol. Nápravy jsou k sobě otočeny zrcadlově, což zvětšuje délku hnací hřídele, což snižuje nerovnoměrnost chodu kardanových kloubů. [3]

U způsobu Obr. 2 (d) je moment veden přes ozubené soukolí (může být nahrazena mezinápravovým diferenciálem) na hřídel, která má na obou koncích kardanovy klouby, přes které jsou k ní připojeny hnací hřídele, které vedou moment do diferenciálu přední a zadní nápravy. [3]

Další konstrukci transmise vícenápravových vozidel používá firma Tatra a.s., tato konstrukce je známá jako „Tatrovácká koncepce vozidla“.



Obr. 3 Koncepce Tatra [8]



Na Obr. 3 je přední náprava Tetry, kde je výkon přiveden na čelní diferenciál, který jej rozděluje na dvě hřídele. Každá hřídel má na svém konci kuželový pastorek, který pohání kuželové kolo, to je hřídelí spojeno s kolem. Propuštění kola je potom umožněno vzájemným pootočením ozubených kol v diferenciálu. Tato konstrukce má značnou nevýhodu ve faktu, že při propuštění kola se značně mění geometrie kol (příklon). Celá pohonná soustava je uložena v tzv. „centrální nosné rouře“, která pohonnou soustavu chrání před vnějšími vlivy a poškozením a zároveň poskytuje vysokou torzní a ohybovou tuhost. [8]



2 OHYBOVÉ VIBRACE

V literatuře (obzvláště anglické) se používá několik různých výrazů, jejichž význam je jen málo odlišný a je často zaměňován:

- Příčné kmitání (lateral vibration, transverse vibration)
- Ohybové vibrace (bending vibration)
- Krouživé kmitání (whirling vibration)

Není pochyb, že tyto termíny „příčné kmitání“, „ohybové vibrace“ a „krouživé kmitání“ označují podobný pohyb, který vykonává hřídel. Tato rozmanitost používaných termínů je odrazem určité nejednoznačnosti definice tohoto druhu vibrací. [6]

2.1 PŘÍČNÉ KMITÁNÍ

K příčnému kmitání dochází, pokud je směr pohybu hřídele kolmý k ose její rotace. Pokud není uvažováno kmitání hřídele jako celku, jsou termíny ohybové vibrace a příčné kmitání totožné a zdůrazňují pružné chování hřídele. Pokud však není vyloučeno uložení v kluzných ložiscích s vůlí a může docházet k příčnému kmitání hřídele jako celku, je upřednostňován obecnější termín „příčné kmitání“. [6]

Rovnice používané při MKP výpočtech příčného kmitání jsou následující [6]:

$$M\ddot{X}(t) + C\dot{X}(t) + KX(t) = F(t) \quad (1)$$

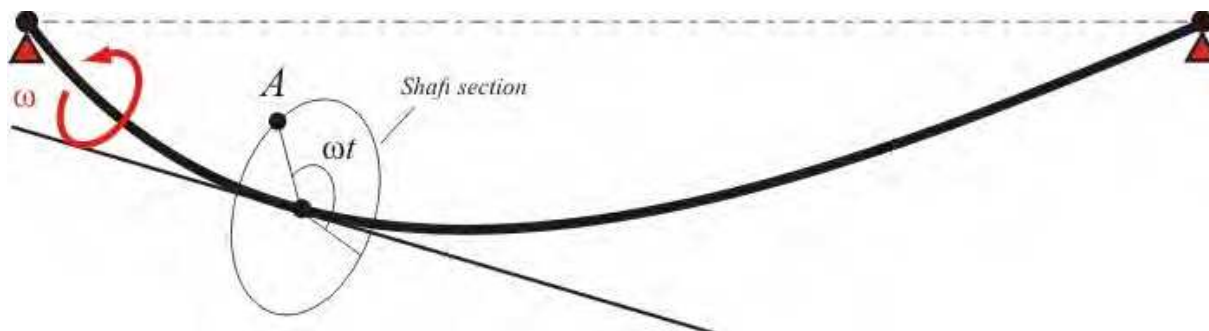
kde X je matice posunutí a natočení v uzlech,
 M je matice hmotností,
 C je matice tlumení,
 K je matice tuhosti,
 t je vektor času a
 F je vektor budících sil.

Ve slabě tlumeném systému tlumící síly výrazně neovlivňují vlastní frekvence a tvary volného kmitání. Proto může být problematika volného kmitání řešena pomocí rovnice pro netlumené kmitání [6]:

$$M\ddot{X}(t) + KX(t) = 0 \quad (2)$$

2.2 KROUŽIVÉ KMITÁNÍ

Každý bod pružné rotující hřídele rotuje okolo tečny ke křivce jejího ohybu. Zároveň však tato rotující hřídel může kmitat ve dvou na sebe kolmých směrech, pokud je tento pohyb buzen odpovídající silou. Osa rotace se potom bude pohybovat v prostoru okolo dráhy kmitání. [6]



Obr. 4 Rotace pružné hřídele [6]

Vždy, když je použit termín „krouživé kmitání“ v souvislosti s hnací soustavou, jde o příčné kmitání hřídele současně ve dvou rovinách. Rozdíl mezi krouživým kmitáním a příčným kmitáním ve dvou rovinách spočívá pouze v rotaci průřezu. Tzn. termín „krouživé kmitání“ se používá především pro rotující hřídele, zatímco termín „příčné kmitání“ pro hřídele, které nerotují. [6]

2.3 PŘÍČINY KMITÁNÍ

Existují dva druhy budících sil: vnější a vnitřní. Pokud jsou vibrace buzeny vnitřními silami, většinou neexistuje přímá závislost mezi intenzitou vibrací a přenášeným výkonem. [6]

Hlavní příčinou vibrací hnacího ústrojí jsou následující problémy [6]:

- Radiální budící síly ve spalovacích motorech
- Pulsující tlak oleje v kluzných ložiscích
- Třecí síly v materiálu hřídele a v ložiscích
- Nevyváženost
- Vychýlení hřídele vlivem chyby při montáži nebo nepřesnosti výroby
- Výrobní vady v ozubení

V některých případech, obzvláště pokud hřídel rotuje nízkými otáčkami a/nebo pokud je nízká tuhost systému ložiska-hřídel pak se příčné kmitání hřídele převážně skládá z příčného kmitání tuhé hřídele v pružných ložiscích nebo podporách. „Hřídel je považována za tuhou, jestliže je celková potenciální energie akumulovaná v ložiscích větší než 80% celkové potenciální energie. Celková potenciální energie se skládá z energie napjatosti a klasické potenciální energie.“ [7]

Opačný případ (pružná hřídel ve více méně tuhých ložiscích) je také možný, ale z pohledu dynamiky hřídele méně žádaný, protože postrádá některé vibrační pohyby v ložiscích, které často zajišťují potřebné tlumení, které udržuje amplitudy kmitání při resonanci v přijatelných mezích. Ze stejného důvodu je nevhodné umístit ložiska do uzlového bodu potenciálně důležitého rezonančního módu, protože tlumící kapacita ložiska není schopna mařit energii vibrací bez vibračního pohybu v ložisku. [1]



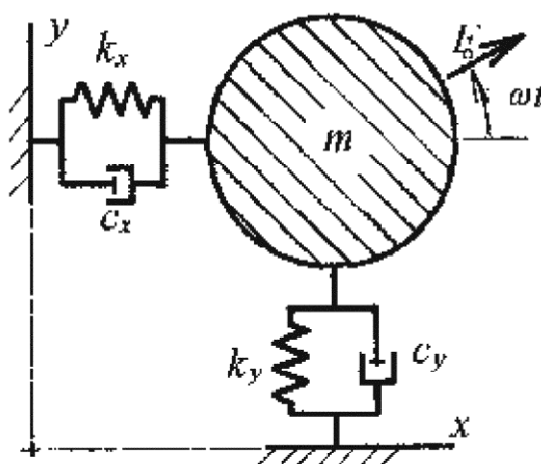
Vznik rezonančního chování u hřídele ovlivňuje její pružnost, rozložení hmotnosti, pružnost ložisek a maximální otáčky. Tyto faktory určují, jestli má systém rotor-ložiska jednu nebo více vlastních frekvencí pod provozními otáčkami. Pokud ano, musí rotor překročit tyto otáčky, zvané „kritické otáčky“, kde zbytková nevyváženost způsobuje tzv. „once-per-revolution“ (synchronní) harmonickou sílu, která budí jednu nebo více vlastních frekvencí. Většina dnešních strojů je konstruována tak, že jejich provozní otáčky leží nad jednou nebo více vlastními frekvencí, kvůli požadavku na vysoce výkonné, kompaktní stroje. [1]

Pokud má být překročena jedna nebo více vlastních frekvencí, je potřeba vykonat analýzu příčného kmitání hřídele, jejíž součástí jsou většinou výpočty, které mají zajistit, že stroj není navržen tak, aby delší dobu pracoval v nebo blízko oblasti kritických otáček. Tato analýza by také měla zahrnovat výpočet vibrací rotoru, způsobených nevyvážením napříč celým pásmem provozních otáček, aby bylo zajištěno, že systém rotor-ložiska je dostatečně utlumen na to, aby bez problémů „prošel“ všemi kritickými otáčkami v celém provozním pásmu. Dále by tato analýza měla zahrnovat výpočet dynamické stability, aby bylo zajištěno, že nemůže dojít k samobuzeným kmitům v rozsahu pracovních otáček stroje. Nakonec, pokud ohybové kmitání hřídele znatelně přispívá k vlastním tvarům kmitání, potom musí být rotor vyvážen za použití jedné z osvědčených metod vyvažování pružných hřídelů (např. pomocí jednotkové hmoty), který je mnohem více komplikovaný než jednodušší vyvažovací metoda tzv. „two-plane rigid-rotor“. [1]

2.4 LINEÁRNÍ MODELY PŘÍČNÉHO KMITÁNÍ

2.4.1 MODEL PŘÍČNÉHO KMITÁNÍ SE DVĚMA STUPNI VOLNOSTI

Jedná se o nejjednodušší model příčného kmitání, který zahrnuje radiální krouživý pohyb se dvěma stupni volnosti (viz Obr. 5). V tomto modelu je hmotnostnímu elementu rotou (m) umožněn posuv v radiální rovině x - y . Pohyb elementu je omezen lineárními pružinami a tlumiči a může být buzen časově proměnnými silami. [1]



Obr. 5 Jednoduchý model příčného kmitání se dvěma stupni volnosti [1]



Rovnice popisující tento model, buzený rotující silou jsou následující [1]:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c_x\dot{x} + k_x x &= F_o \cdot \cos(\omega t) \\ m\ddot{y} + c_y\dot{y} + k_y y &= F_o \cdot \sin(\omega t) \end{aligned} \quad (3)$$

kde m je matice hmotností,
 x, y jsou matice posunutí,
 c_x, c_y jsou matice tlumení,
 k_x, k_y jsou matice tuhostí,
 ω je vektor úhlové rychlosti a
 F_o jsou vektory budících sil.

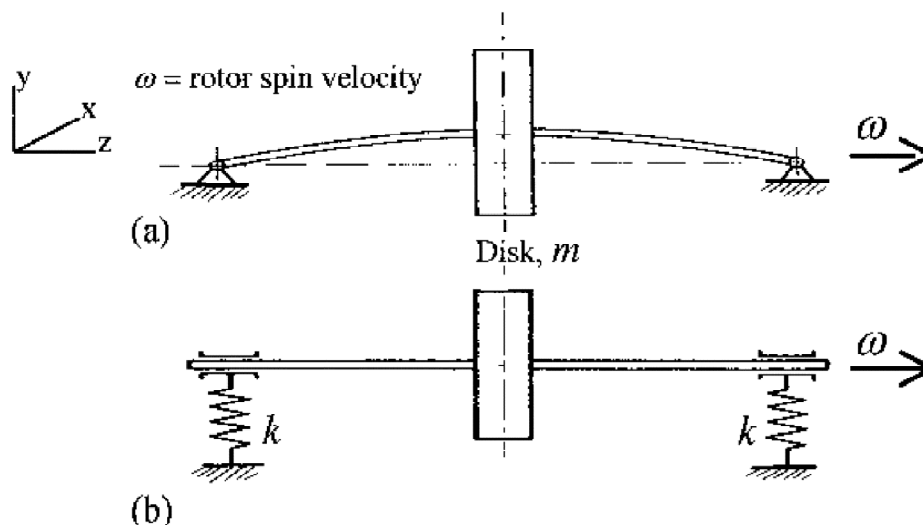
V tomto případě mohou být pružiny a tlumiče využity k zahrnutí radiální isotropické pružnosti hřídele a současně pružení a tuhosti ložisek. V modelu jsou pohyby v ose x a y nezávislé, to znamená, že i rovnice jsou nezávislé. Pokud však jsou osy x - y zvoleny tak, že nejsou rovnoběžné s pružinami a tlumiči, přestanou být rovnice nezávislé i přes to, že model zůstal nezměněn. [1]

Mnoho druhů radiálních ložisek a těsnění má značný a významný vliv na příčné kmitání a jeho vzájemné ovlivňování mezi na sebe kolmými radiálními směry. Zobecněný případ modelu se dvěma stupni volnosti z Obr. 5 může toto ovlivňování zahrnout, jak ukazují tyto dvě spojené rovnice, vyjádřené v maticové formě [1]:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_x(t) \\ F_y(t) \end{Bmatrix}. \quad (4)$$

2.4.2 JEFFCOTTŮV MODEL ROTORU

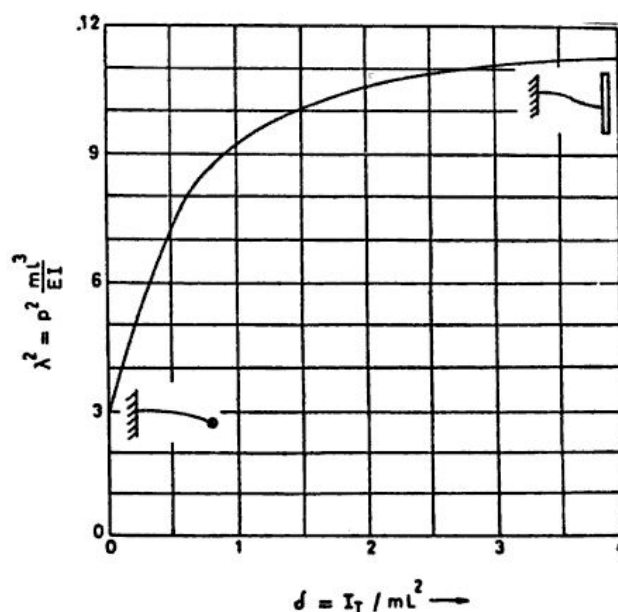
Disk umístěný ve středu tenké hřídele stejného průměru po celé délce představuje model využitý H. H. Jeffcottem k analýze příčného kmitání hřídele v okolí (nejnižších) kritických otáček. Obr. 6 (a) je boční rovinný pohled na tento model a Obr. 6 (b) je upravený model zahrnující pružnost ložisek. Pokud je koncentrovaná hmotnost, m , v těchto modelech striktně brána jako hmotný bod, pak oba tyto modely mají pouze 2 stupně volnosti. Pokud však bude zahrnuto i úhlové natočení okolo osy x a y (θ_x a θ_y) a moment setrvačnosti disku k jeho středu (I_T a I_P), potom má model 4 stupně volnosti.



Obr. 6 Jeffcottův model rotoru: (a) Jeffcottův model, (b) upravený Jeffcottův model s pružností ložisek [1]

2.4.3 VLIV GYROSKOPICKÉHO MOMENTU

Vliv gyroskopického momentu je značný hlavně u rotorů, které na sobě nesou jeden nebo více disků, např. turbíny, kompresory. Kromě zvýšení koncentrace hmoty, přispívá disk ke gyroskopické dvojici. Vlivem této dvojice se mění rovnice ohybového momentu. Pokud se disk nachází v uzlu kmitání, je jeho gyroskopický efekt převládající, protože precese disku závisí na úhlu natočení, který je v uzlu kmitání největší. Naopak v tzv. „antinodal points“ dochází čistě k posuvu disku a gyroskopický efekt nevzniká, protože je v tomto bodě nulový úhel natočení. U hřídelí uložených letmo, s diskem na volném konci, má gyroskopická dvojice značný vliv na dynamické chování hřídele. [9]



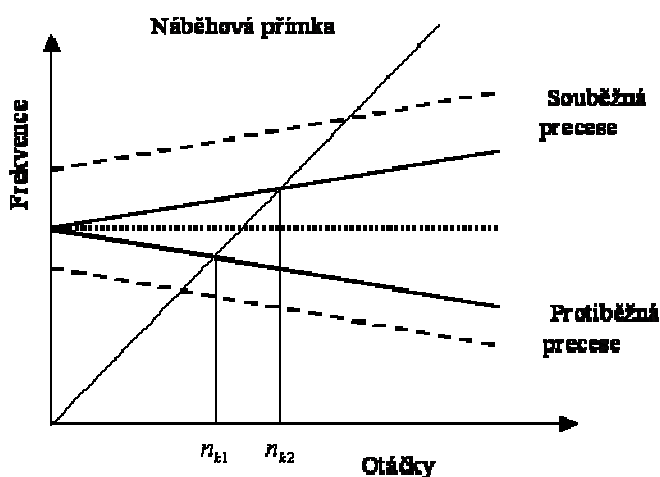
Obr. 7 Vliv setrvačnosti disku na kritické otáčky jednoduché letmo uložené hřídele [9]



2.4.4 CAMPBELLŮV DIAGRAM

„Obecně je to závislost vlastních frekvencí na parametru. V rotorových soustavách jsou tímto parametrem otáčky hřídele.“ [7]

Nejčastěji se Campbellův diagram používá k vykreslení závislosti frekvence kmitání na otáčkách (frekvenci otáčení). Někdy může být tento diagram i ve formě 3D grafu, kdy třetí dimenzi reprezentuje výchylka, rychlost, zrychlení nebo síla.



Obr. 8 Campbellův diagram [7]

2.5 MODELŮ NA BÁZI MKP A MBS SYSTÉMŮ

V dnešní době je čím dál více využíváno možností CAD, v dynamice rotorů se nejvíce uplatňují programy na bázi MKP a MBS. Jejich výhoda spočívá v relativní nenáročnosti na znalosti uživatele a snadném zahrnutí všech tvarů rotoru. Nevýhoda spočívá v náročnosti na výpočetní prostředky a přesnosti výpočtu výrazně závislé na mnoha faktorech, jako je kvalita a hustota výpočtové sítě a zvolené postupy a modely. Ovšem při kvalifikovaném využití těchto programů, dochází k dobré shodě s případnými experimenty (v řádu desetin procenta). [10]

Samotné MKP programy řeší pružná tělesa a jsou vhodné pro řešení malých pohybů těles a řešení ve frekvenční oblasti. Při řešení velkých pohybů v časové oblasti jsou ovšem neefektivní. Tato skutečnost vychází z toho, že těleso řešené v MKP má velký počet DOF. [10]

Naopak MBS programy běžně využívají tuhá tělesa a nejsou schopny řešit deformaci a napjatost tělesa. Jsou ovšem velmi efektivní při řešení velkých pohybů tuhých těles v časové oblasti. [10]

Pro analýzu deformace pružných těles v časové doméně se proto využívá výhod obou druhů programů (MKP a MBS). V MKP programu je vytvořena konečně prvková síť a jsou vytvořeny tzv. uzly rozhraní (uzly pro aplikaci sil a vazeb). Tento model je pomocí



Craig-Bamptonovy metody převeden do MBS programu. Tento proces veden k výraznému snížení DOF. [10]

Craig-Bamptonova metoda, jejímž předpokladem jsou malé deformace pružného tělesa, spočívá na principu lineární superpozice vlastních tvarů těles [10]:

$$\begin{bmatrix} u^E \\ u^I \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I & 0 \\ \Phi^C & \Phi^N \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} q^C (= u^E) \\ q^N \end{bmatrix} \quad (5)$$

kde u^E jsou stupně volnosti uzlů rozhraní,
 u^I jsou stupně volnosti vnitřních uzlů,
 q jsou zobecněné souřadnice,
 I je jednotková matice,
 0 je nulová matice,
 Φ^C je matice vazebních módů a
 Φ^N je matice normálových módů.

„Vazební módy jsou statické tvary, které jsou získány buzením každého DOF uzlu rozhraní jednotkovým posuvem, popř. natočením při současném zamezení pohybu všech ostatních uzlů rozhraní.“ [10]

„Normálové módy jsou skutečné vlastní módy pružného tělesa získané při modální analýze tohoto tělesa se zamezením pohybu všech uzlů rozhraní.“ [10]

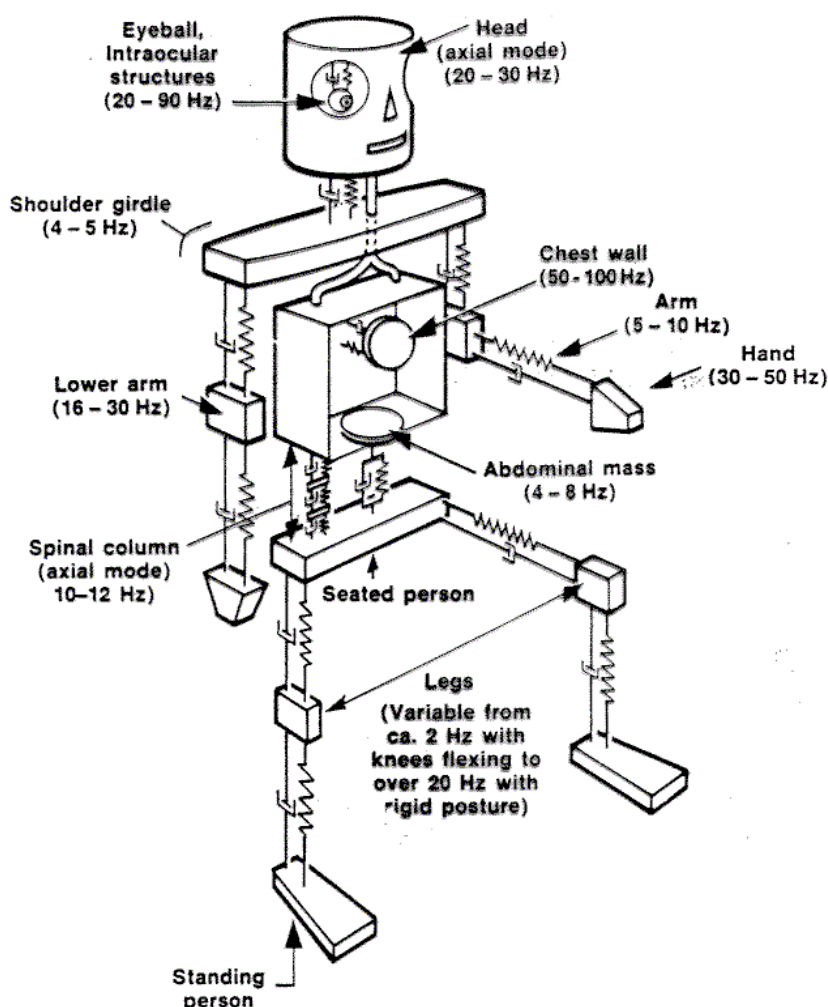


3 VLIV VIBRACÍ NA LIDSKÉ TĚLO

Vzhledem k tomu, že analýza vibrací je prováděna na části vozidla, konkrétně nákladního vozidla, dá se předpokládat, že obsluha bude v kabině setrvávat značnou dobu. Proto je potřeba se zabývat působením vibrací na lidské tělo.

3.1 MODEL Y PRO ANALÝZU REZONANČNÍCH FREKVENCÍ ČÁSTÍ LIDSKÉHO TĚLA

V historii vzniklo mnoho různých modelů lidského těla sloužících k zjišťování působení prostředí na lidské tělo. Pro potřeby této práce jsou nejdůležitější modely mechanické, které slouží k zjišťování rezonančních frekvencí jednotlivých částí lidského těla.



Obr. 9 Mechanický model lidského těla - Sven Jr.[15]

Na Obr. 9 je jeden z mechanických modelů lidského těla, sloužící k určení rezonančních frekvencí jednotlivých částí lidského těla. Jak je patrné z obrázku, jsou řešeny frekvence nejen končetin, trupu a hlavy, ale i vnitřních orgánů a očí. V obrázku jsou zobrazeny i rezonanční frekvence jednotlivých částí těla.



Dále je z Obr. 9 patrné, jak je tento model vytvořen. Jednotlivé části lidského těla jsou nahrazeny tělesy, která jsou vzájemně spojena pružinami a tlumiči.

V příslušné literatuře je samozřejmě možné dohledat nejen rezonanční frekvence jednotlivých částí těla, ale i vstupní hodnoty (hmotnosti, tuhosti a tlumení) do modelů pro jednotlivé skupiny lidí (děti, ženy, muži, těhotné ženy). Z těchto údajů je potom možné zjistit poměrně přesně rezonanční frekvenci pro příslušnou pozici, ve které se tělo nachází.

3.2 VLIV VIBRACÍ NA FYZIOLOGICKÉ PROCESY

Výše zmíněné modely posuzují vliv vibrací pouze na části těla, vibrace ovšem ovlivňují i procesy probíhající v lidském těle, jako je dýchání apod. Tato skutečnost je patrná z Tab. 1, kde jsou uvedeny jednotlivé příznaky s příslušnými frekvencemi, které tyto příznaky způsobují.

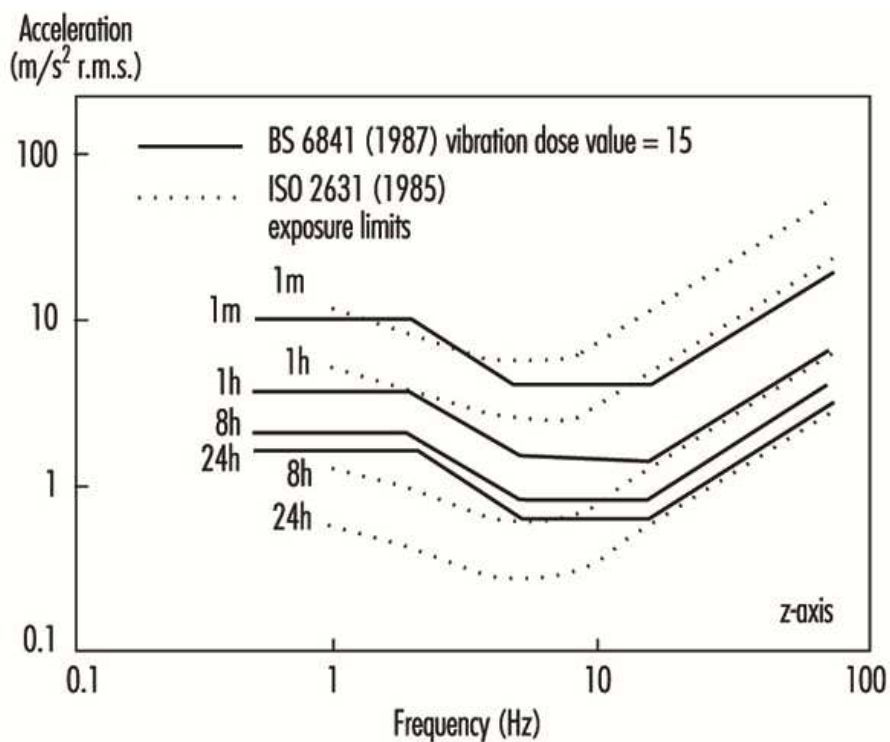
Tab. 1 Vliv vibrací na lidské tělo [16]

Příznaky	Frekvence [Hz]
Vliv na dýchací pohyby	4-8
Celkový pocit nepohody	4-9
Svalové kontrakce	4-9
Břišní bolesti	4-10
Bolest na hrudi	5-7
Ovlivnění spodní čelisti	6-8
Nucení na močení	10-18
„Knedlík v krku“	12-16
Vliv na řeč	13-20
Ovlivnění hlavy	13-20
Zvýšený svalový tonus (napětí)	13-20



3.3 VLIV FREKVENCE PŮSOBÍCÍCH VIBRACÍ

Na Obr. 10 je znázorněn graf, který určuje dobu, kterou může být lidské tělo vystaveno vibracím v závislosti na frekvenci vibrací. Na této křivce je jasně patrné, že různé frekvence mají na lidské tělo různý vliv. Proto je potřeba při hodnocení vlivu vibrací na lidské tělo přistoupit k filtraci signálu příslušnými filtry (pro sedícího člověka, pro stojícího člověka apod.).



Obr. 10 Vliv frekvence na povolenou dobu působení [17]

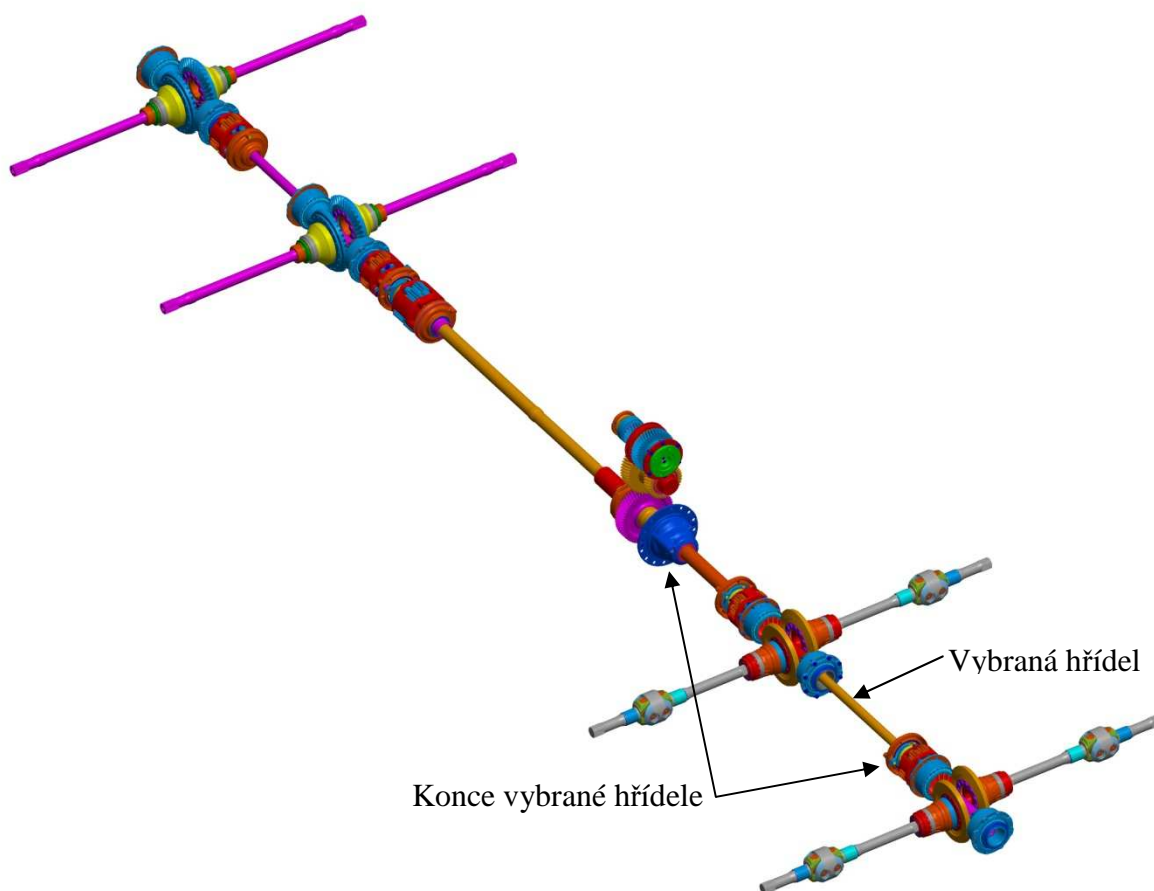


4 ZPRACOVÁNÍ MODELU A NÁVRH KONSTRUKČNÍCH ZMĚN

Před začátkem samotné analýzy vlivu ohybových vibrací na chování hnacího ústrojí nákladního vozidla 8x8 je třeba toto ústrojí rozebrat a zhodnotit, které jeho části mohou být výrazně citlivější na vznik ohybových vibrací než ostatní.

4.1 VÝBĚR HŘÍDELE CITLIVÉ NA VZNIK OHYBOVÝCH VIBRACÍ

Nejnáchylnější na vznik ohybových vibrací jsou dlouhé, štíhlé hřídele rotující vysokými otáčkami. Velká délka hřídele způsobuje problém nejen zvýšením štíhlosti hřídele, ale také zvýšenými nároky na přesnost výroby a montáže.



Obr. 11 Pohyblivé části podvozku Tatra 8x8

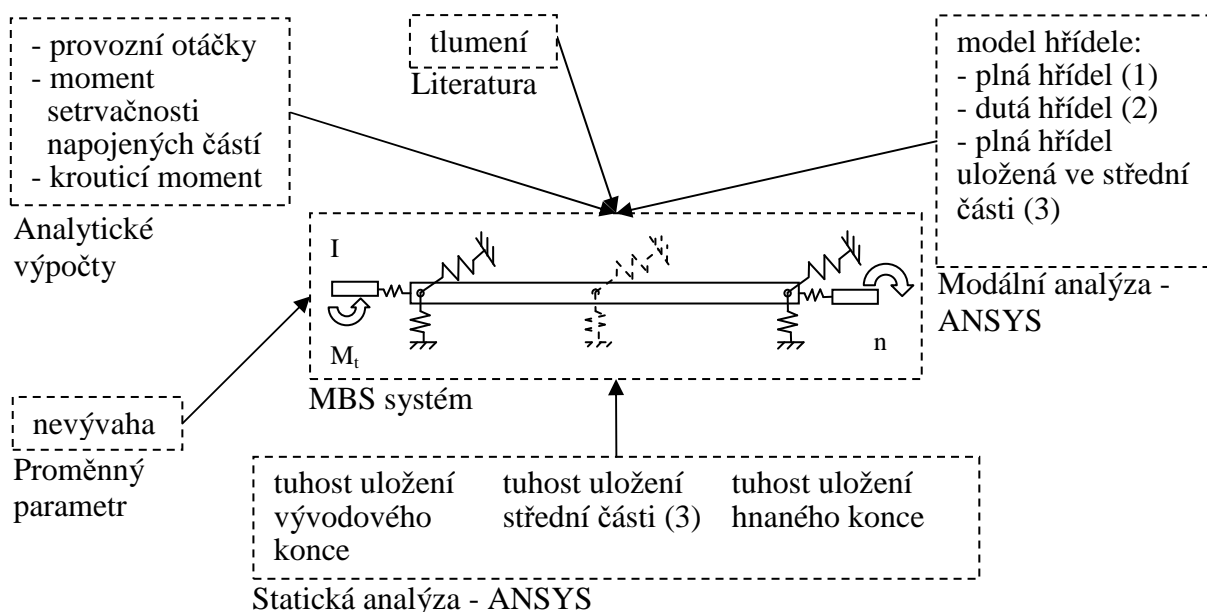
Jako první můžeme z výběru vyloučit hřídele spojující kola s kuželovými koly v rozvodovce. Tyto hřídele se otáčejí nejnižšími otáčkami a jsou relativně krátké.

Na první pohled by se jako nejkritičtější mohla zdát hřídel spojující dělič momentu a mezinápravový diferenciál zadních náprav. Ve skutečnosti je ale hřídel spojující dělič momentu a první přední nápravu ve směru jízdy mnohem delší a tenčí. Tato hřídel totiž prochází od děliče momentu skrz dutou hřídel pohánějící druhou přední nápravu a skrz diferenciál druhé přední nápravy.



4.2 ROZBOR PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ

Základem úspěšného postupu při řešení práce, je uspořádání myšlenek a postupů do jednotlivých logických celků. Na Obr. 12 je znázorněno rozdělení řešené problematiky do takovýchto logických celků, se kterými bude nadále pracováno.

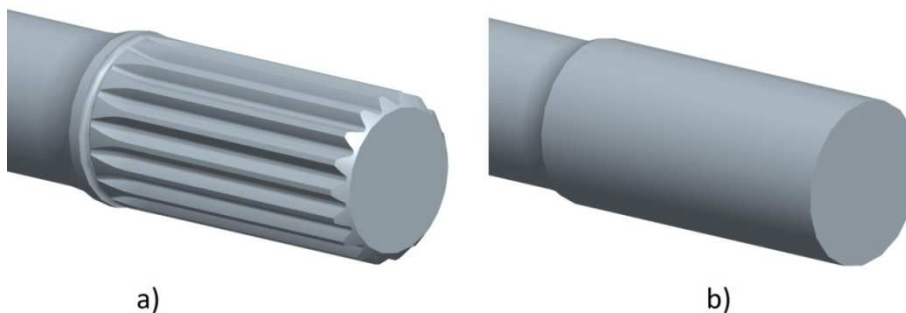


Obr. 12 Schéma řešení problematiky ohybových vibrací vybrané hřídele

Žádaným výstupem z MBS systému potom bude závislost výchylky na otáčkách (resp. síly na otáčkách). Tyto výstupy budou poté dále analyzovány.

4.3 ÚPRAVA MODELU

Vzhledem k tomu, že bude provedena pouze analýza ohybových vibrací, je možné model zjednodušit za účelem snížení počtů DOF a zvýšení pravidelnosti sítě. Zjednodušení se týká především drážkování na obou koncích hřídele.



Obr. 13 Úprava drážkovaného konce hřídele: a) původní model, b) upravený model

Další úpravy modelu nejsou zapotřebí, protože hřídel je tvarově jednoduchá.



4.4 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY S CÍLEM SNÍŽENÍ OHYBOVÝCH VIBRACÍ HŘÍDELE

Vzhledem k tomu, že základním cílem práce je analyzovat současný stav, navrhnout konstrukční úpravy a zhodnotit jejich přínos, je v této části přikročeno k vytvoření konstrukčních úprav hřídele s cílem snížit ohybové vibrace. Všechny vytvořené konstrukční úpravy budou poté dále porovnávány vůči původní hřídeli.

Abychom mohli provést efektivní úpravy, je potřeba provést úvahu, které faktory ovlivňují kritické otáčky hřídele, při působení krouživého kmitání.

To lze odvodit z následující rovnice pro kritickou úhlovou rychlost [18]:

$$\Omega_k = \frac{k^2 \cdot \pi^2}{l^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I_h}{\rho \cdot S}} \quad (6)$$

kde Ω_k je kritická úhlová rychlost,
k je řád harmonické složky,
l je délka hřídele,
E je modul pružnosti v tahu,
 I_h je kvadratický moment průřezu hřídele,
 ρ je hustota materiálu a
S je plocha průřezu.

Z rovnice je zřejmé, že kritické otáčky klesají s druhou mocninou délky a zvětšují se plochou průřezu a zvyšují se s rostoucím kvadratickým momentem průřezu.

Na zvětšování průměru hřídele není v sestavě místo, délku hřídele není možné měnit. Proto jediná možná řešení jsou:

- a) dutá hřídel
- b) plná hřídel podepřená ve střední části ložiskem

Obě řešení vedou na snížení kritických otáček, ovšem měly by vést ke snížení amplitudy kmitání.

4.4.1 NÁVRH DUTÉ HŘÍDELE

Hřídel je navrhována vzhledem k únavové životnosti, konkrétně je počítána pro neomezenou životnost. Vzhledem k tomu, že není znám zátěžný cyklus, je využito základních parametrů, jako jsou momentová charakteristika motoru a převodové poměry. Je uvažováno nejvyšší možné namáhání hřídele, tzn. zařazený první rychlostní stupeň, na redukční převodovce zařazena redukce do pomala. Výsledky tohoto návrhu jsou sice méně přesné, ale je jistota, že hřídel vydrží.

Hřídel je navrhována podle Soderbergova kritéria, výsledky by proto měly být konzervativní. Nejprve je vypočteno napětí v krutu (střední napětí i amplituda), dále napětí v ohybu (střední napětí i amplituda). Pro předpoklad soufáznost působícího zatížení je poté vypočteno redukované napětí.



Kompletní výpočet je zařazen v příloze.

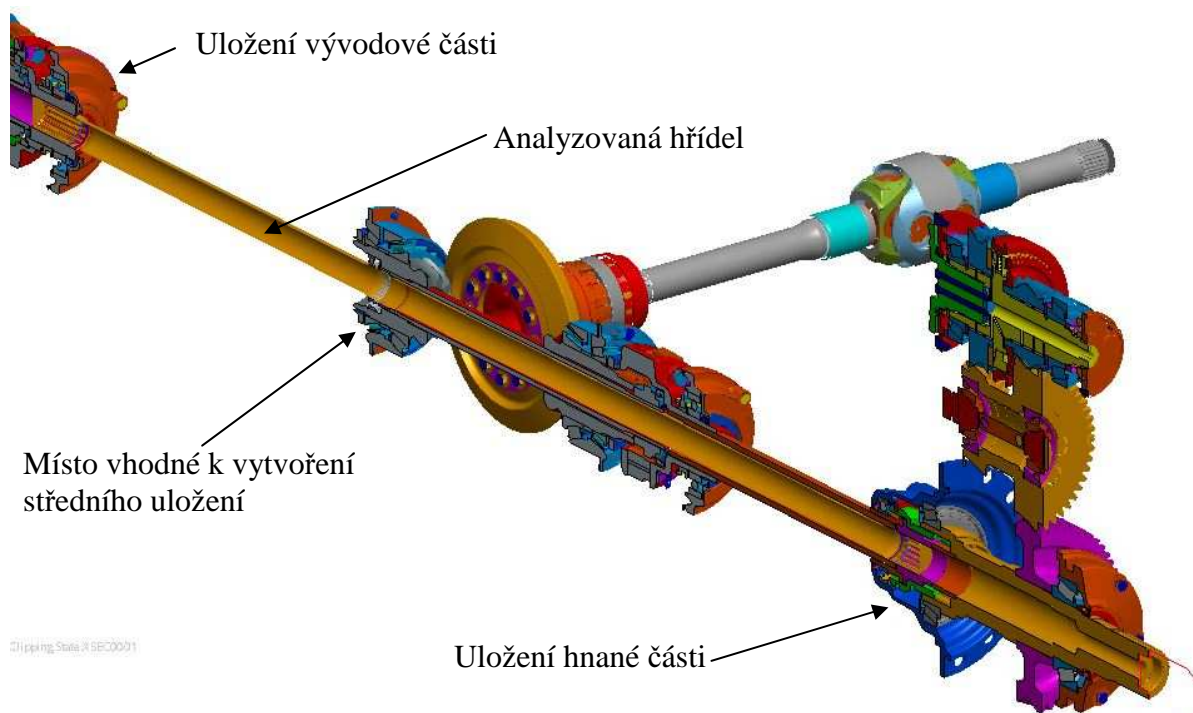
Výsledky výpočtu:

- vnější průměr $D_h=53\text{mm}$,
- vnitřní průměr $d_h=35\text{mm}$ a
- koeficient bezpečnosti $k_{ub}=2,156$.

Pro stejné podmínky je bezpečnost k únavovému poškození původní hřídele 2,135. Z toho vyplývá, že úpravou došlo k navýšení bezpečnosti o 1%.

4.4.2 NÁVRH PLNÉ HŘÍDELE ULOŽENÉ VE STŘEDNÍ ČÁSTI

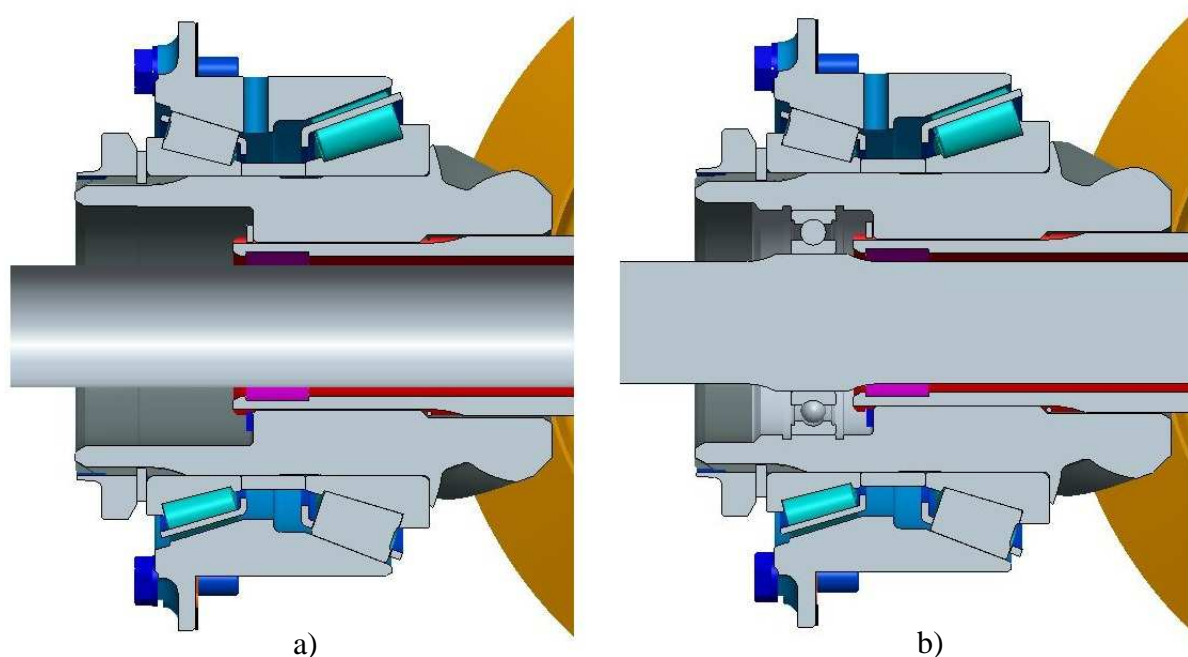
Rozdělení dlouhého úseku hřídele mezi uloženími na dva menší úseky by podle rovnice (6) mělo vést na snížení kritických otáček, lze ovšem očekávat i výrazné snížení výchylky kmitání.



Obr. 14 Řez přední částí hnacího ústrojí nákladního vozidla Tatra 8x8

Na Obr. 14 je znázorněna analyzovaná hřídel s popsáním stávajících uložení a vyznačením místa vhodného pro vytvoření dalšího uložení (střední uložení). Detail tohoto místa je zobrazen na Obr. 15 a), kde je patrné, že je zde dostatek prostoru pro vložení valivého ložiska.

Na Obr. 15 b) jsou patrné navržené úpravy. Konkrétně se jedná o vložení kuličkového ložiska, vytvoření osazení pro ložisko na hřídeli a přizpůsobení pastorku pro uložení ložiska.



Obr. 15 Návrh konstrukčních úprav pro uložení hřídele ve středu: a) původní stav, b) navržená úprava

4.5 ZPRACOVÁNÍ POMOCÍ MKP SYSTÉMU

Vytvoření vhodné MKP sítě je jedním z nejdůležitějších kroků, protože kvalita sítě velmi výrazně ovlivní výsledky analýzy. K vytvoření MKP sítě byl zvolen program ANSYS, verze ANSYS 13.

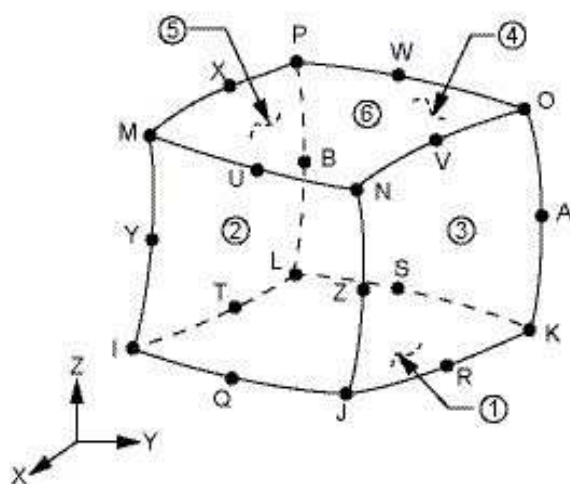
4.5.1 VOLBA PRVKŮ

Dalším krokem je volba použitých prvků. Na této volbě je značně závislý nejen počet DOF modelu, ale také pravidelnost sítě a v neposlední řadě výsledky analýzy.

POPIS PRVKU SOLID 186

Jedná se o 20-ti uzlový strukturální objemový prvek (3D 20-node structural solid element). Tento prvek je definován 20-ti uzly, kde každý z nich má 3 DOF (posuvy v uzlu v ose x, y, a z). Tento prvek má uzel v každém rohu a uprostřed každé hrany, viz Obr. 16. [14]

Další možné tvary prvku SOLID 186 jsou jehlan, tetrahedr a hranol, kde všechny mají uzly v každém vrcholu a ve středu každé hrany.

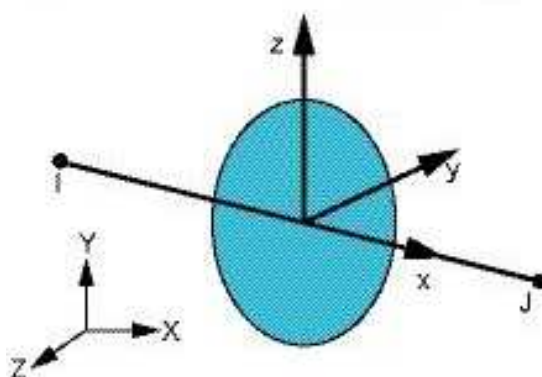


Obr. 16 Kvadratický prvek SOLID 186 [14]

POPIS PRVKU MPC 184

Je vícebodový vazební prvek (multipoint constraint element), který se používají jako základní kinematická vazba mezi uzly. Vazba, kterou tento prvek vytváří, může být jednoduchá podmínka stejného posuvu mezi spojenými uzly. Tento prvek může také sloužit ke komplikovanějšímu modelování tuhých těles nebo přenosu pohybu mezi pružnými tělesy v určitém směru. Při vytváření tohoto prvku je důležité věnovat zvýšenou pozornost nastavení vlastností prvku. [14]

Pro konkrétní úlohu je zvolen prvek MPC 184, Rigid Beam. Tento prvek je vhodný k vytváření vazeb pružných těles, má 2 uzly na každém konci. Každý uzel má 6 DOF (posuvy v ose x, y, a z a natočení v uzlu kolem osy x, y a z).



Obr. 17 Prvek MPC 184 [14]



4.5.2 MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI

Materiál hřídele je blíže nespecifikovaná ocel, proto jsou použity materiálové vlastnosti běžně používaných konstrukčních ocelí. Vzhledem k tomu, že je potřeba provést modální analýzu, je nutné zadat nejen modul pružnosti v tahu a Poissonovo číslo, ale také hustotu.

Použité hodnoty [12]:

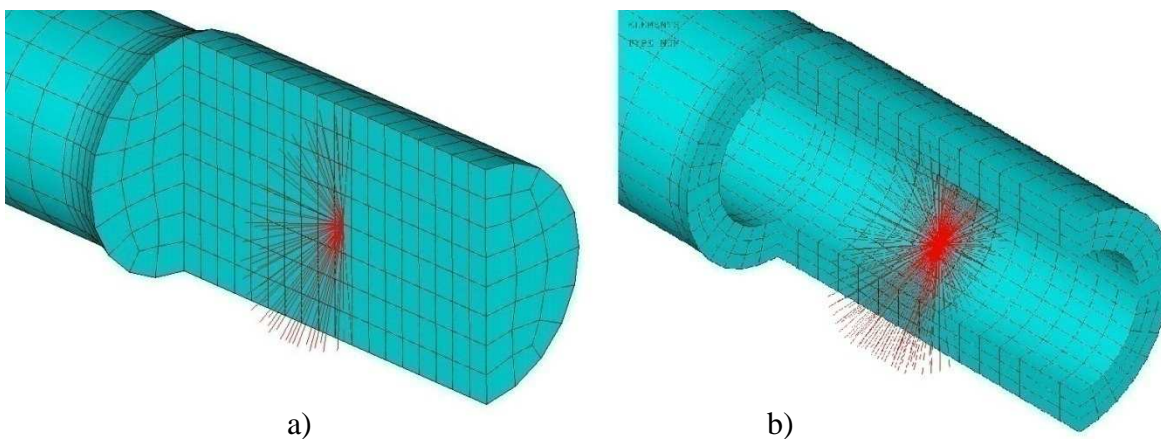
- modul pružnosti v tahu $E = 2,1 \cdot 10^5 MPa$,
- Poissonovo číslo $\mu = 0,3$ a
- hustota oceli $\rho = 7,85 \cdot 10^{-9} t \cdot mm^{-3}$.

4.5.3 VYTVÁŘENÍ MKP SÍŤ

Při vytváření MKP sítě je jako první vytvořena síť z objemových prvků SOLID 186. Až poté, co je objemová síť hotova, jsou přidány prvky MPC 184, které vytvoří vazbu, do které je možné aplikovat zatížení a vazby. Při tomto kroku je však třeba ověřit, zda přidání prvků MPC 184 výrazně nezmění vlastnosti modelu. Tato skutečnost je ověřena pomocí modální analýzy, která musí být provedena před a po přidání prvku MPC 184. Výsledky těchto dvou analýz by se neměly výrazně lišit.

Vzhledem k tomu, že síť je vytvářena pouze za účelem modální analýzy, je velikost prvku volena 10mm. Pro řešení napjatosti by samozřejmě stálo za zvážení zmenšení jednotlivých prvků sítě.

Protože v prostředí programu ADAMS lze formálně aplikovat okrajové podmínky pouze na uzly rozhraní, je třeba tyto uzly vytvořit a zajistit jejich spojení s modelem. K tomuto účelu jsou použity prvky MPC 184. Takto vzniklá struktura je patrná z Obr. 18.



Obr. 18 „Ježek“ z prvků MPC 184: a) původní hřídel, b) dutá hřídel



Tab. 2 Charakteristika MKP modelů hřídele

	Prvek	Počet prvků	Počet uzlů	Počet DOF v uzlu	Počet DOF celkem
Původní hřídel	SOLID 186	11396	54025	3	162075
	MPC 184	360	365	6	2190
	Celkem	11786	54390		164265
Dutá hřídel	SOLID 186	15480	77730	3	233190
	MPC 184	600	603	6	3618
	Celkem	16080	78333		236808
Plná hřídel uložená ve střední části	SOLID 186	13068	61929	3	185787
	MPC 184	400	403	6	2418
	Celkem	134680	62332		188205

4.5.4 MODÁLNÍ ANALÝZA

Nyní je potřeba provést dvě modální analýzy, jednu bez prvků MPC 184 jednu s prvky MPC 184. Výsledky těchto dvou analýz by se neměly výrazně lišit. Tento postup slouží k ověření ovlivnění modelu.

Výsledkem modální analýzy jsou vlastní frekvence a vlastní tvary tělesa. Pro účely porovnání je nejvýhodnější porovnávat vlastní frekvence.

Výsledky jednotlivých modálních analýz jsou patrné v Tab. 3 a je možné výsledky porovnat. Módy 1 až 6 nejsou zahrnuty, protože popisují pohyb tělesa jako celku a jejich frekvence jsou nulové.

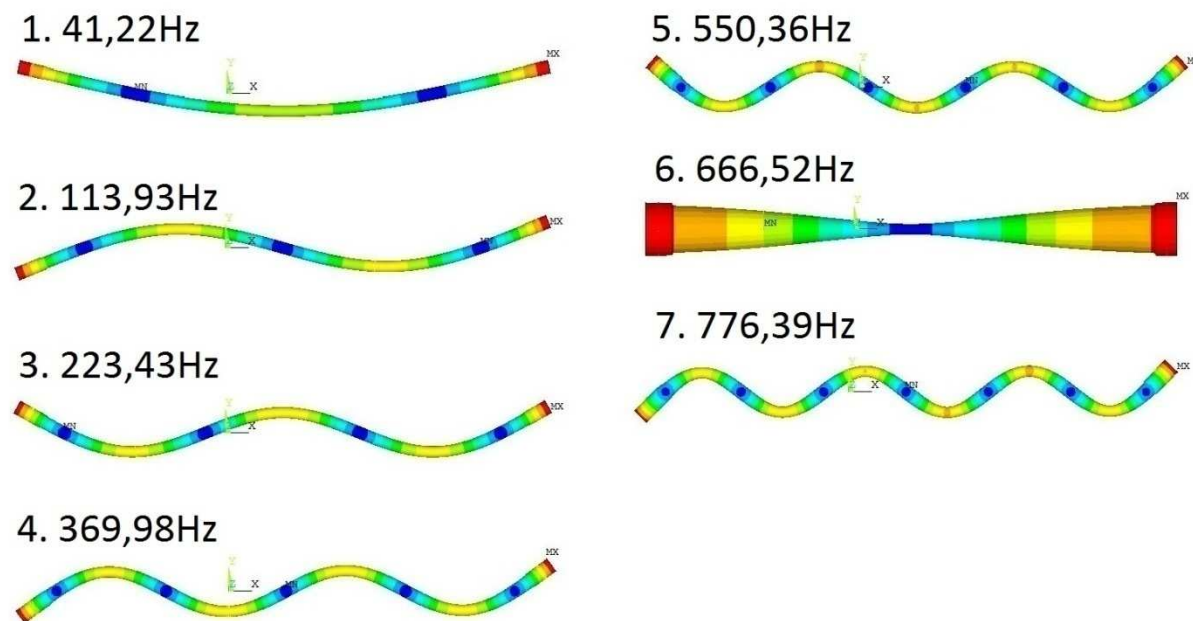
Ostatní módy jsou ovlivněny jen velmi nepatrně (odchylka menší než 0,5%) a proto lze dále s modelem pracovat, aniž by byly výsledky následných výpočtů zatíženy velkou chybou.



Tab. 3 Vliv přidání prvku MPC 184 na modální frekvence

mód #	Původní hřídel			Dutá hřídel			Plná hřídel uložená ve střední části		
	Bez prvků MPC 184 frekvence [Hz]	S prvky MPC 184 frekvence [Hz]	rozdíl [%]	Bez prvků MPC 184 frekvence [Hz]	S prvky MPC 184 frekvence [Hz]	rozdíl [%]	Bez prvků MPC 184 frekvence [Hz]	S prvky MPC 184 frekvence [Hz]	rozdíl [%]
7	41,14	41,22	0,19	54,27	54,17	0,19	41,29	41,19	0,23
8	41,14	41,22	0,19	54,27	54,17	0,19	41,29	41,19	0,24
9	113,79	113,93	0,12	149,20	148,74	0,31	113,95	113,72	0,20
10	113,79	113,93	0,12	149,20	148,74	0,31	113,95	113,72	0,20
11	223,38	223,34	0,02	290,95	289,80	0,40	223,40	222,99	0,18
12	223,38	223,34	0,02	290,95	289,80	0,40	223,40	222,99	0,18
13	369,14	369,98	0,23	477,24	477,50	0,05	369,74	369,33	0,11
14	369,15	370,03	0,24	477,24	477,50	0,05	369,74	369,33	0,11
15	550,40	550,36	0,01	688,20	689,42	0,18	550,58	550,01	0,10
16	550,41	550,37	0,01	705,79	704,20	0,23	550,58	550,01	0,10
17	665,83	666,52	0,10	705,79	704,20	0,23	668,37	666,93	0,22
18	766,23	767,39	0,15	973,89	974,71	0,08	766,82	766,32	0,07
19	766,23	767,39	0,15	973,89	974,71	0,08	766,82	766,32	0,07
20	1015,50	1017,60	0,21	1113,60	1113,80	0,02	1017,10	1016,80	0,03
21	1015,50	1017,70	0,22	1278,60	1280,50	0,15	1017,10	1016,80	0,03
22	1100,10	1103,00	0,26	1278,60	1280,50	0,15	1102,30	1101,30	0,09
23	1297,00	1297,90	0,07	1377,20	1375,30	0,14	1297,00	1296,50	0,04
24	1297,00	1298,00	0,08	1616,80	1617,20	0,02	1297,00	1296,50	0,04

Z modální analýzy je patrné, jaký vliv mají provedené konstrukční úpravy na vlastní frekvence hřídelí. Je například patrné, že dutá hřídel má obecně vyšší vlastní frekvence ohybových kmitů a to řádově o (26 až 32)%, ovšem vlastní frekvence torzních kmitů jsou v podstatě nezměněny (odchylka (1 až 2)%). Úpravy provedené na plné hřídeli podepřené ve středu ložiskem neměly ovšem zásadní vliv na vlastní frekvence kmitání, frekvence ohybových kmitů se v nižších frekvencích zvýšila řádově o desetiny procenta, ve vyšších frekvencích je změna frekvence zanedbatelná. Frekvence torzního kmitání se zvýšila také v desetínách procenta, ovšem zvýšení je patrné i ve vyšších frekvencích kmitání.



Obr. 19 Vlastní tvary původní hřídele

Na Obr. 19 jsou zobrazeny vlastní tvary původní hřídele, pro další analýzu jsou nejdůležitější ohybové tvary. Všechny vyobrazené vlastní tvary na Obr. 19 jsou tvary ohybové, kromě 6. vlastního tvaru kmitání, což je tvar torzní.

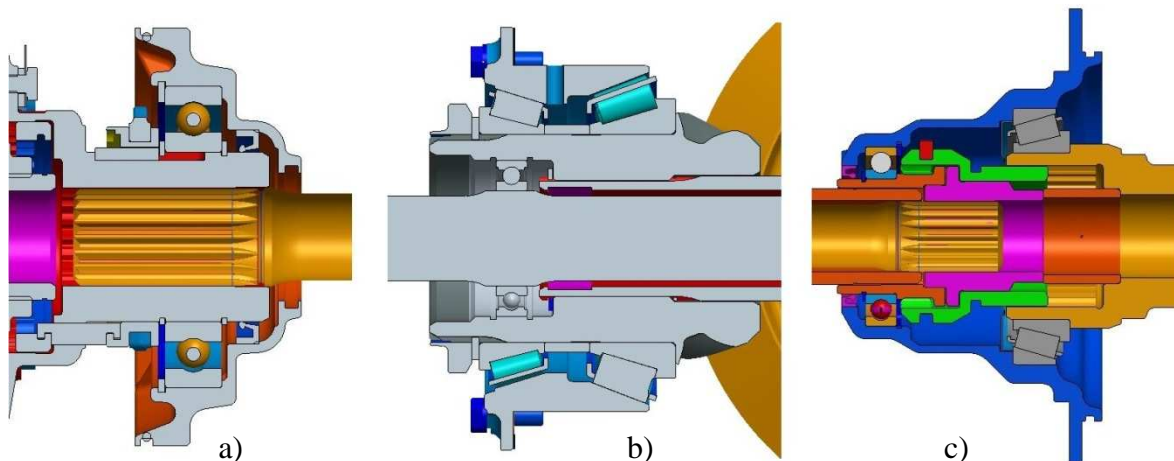
Vlastní tvary ostatních dvou hřídelí se výrazně neliší, liší se pouze frekvencemi. Proto budou uvedeny v příloze.



5 ANALÝZA TUHOSTI ULOŽENÍ HŘÍDELE

Pro relevantní výsledky analýzy chování hřídele v MBS programu je velmi důležitá přesnost vstupních dat. Proto je v následující části přikročeno k analýze tuhosti uložení hřídele.

Tuhost uložení je jedním z nejdůležitějších souborů vstupních dat pro analýzu dynamického chování hřídele.



Obr. 20 Uložení přední hřídele: a) vývodový konec, b) prostřední část, c) hnaný konec

Na Obr. 20 jsou zobrazeny všechny uložení přední hřídele. Z obrázku je patrné, že uložení jsou poměrně složitá a jejich tuhost bude do značné míry ovlivněna nejen tuhostí ložisek, ale i tuhostí součástí, které se v uložení nacházejí. Proto je potřeba zjistit tuhost uložení jako celku, což ovšem vede na poměrně komplikovanou úlohu.

Vzhledem k tomu, že přesná a podrobná analýza tuhosti všech uložení by byla časově i výpočtově značně náročná, je zavedeno několik zjednodušení, které mají za cíl snížit náročnost úlohy na přijatelnou mez.

Úloha analýzy tuhosti uložení je rozdělena do dvou dílčích úloh. V první dílčí úloze bude analyzována tuhost vlastních ložisek, která se vyskytují v uložení hřídele, tyto výsledky jsou poté vloženy do druhé dílčí úlohy. V druhé dílčí úloze je poté řešena tuhost kompletního uložení hřídele.

5.1 ANALÝZA TUHOSTI LOŽISEK

K analýze tuhosti valivých ložisek lze obecně využít několik metod (analytický výpočet, 2D úloha v MKP a 3D úloha v MKP). [13]

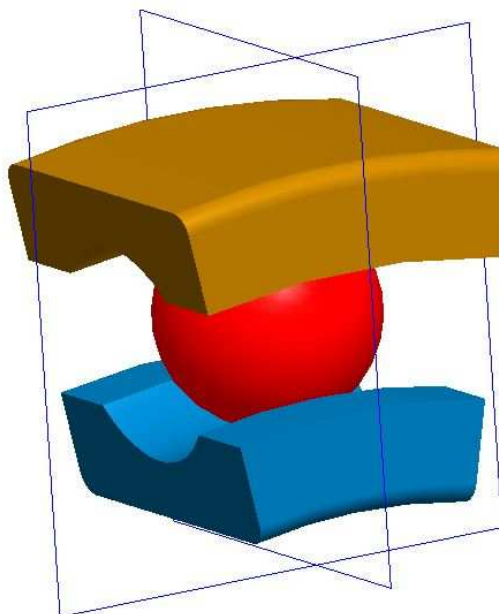
Pro potřeby této práce byla zvolena metoda využívající 3D MKP model. Vzhledem k dále zavedeným zjednodušením při analýze tuhosti uložení jsou nároky na přesnost určení tuhosti ložiska sníženy.



5.1.1 TUHOST KULIČKOVÝCH LOŽISEK

Analýza tuhosti ložiska pomocí 3D MKP modelu vede na kontaktní úlohu se dvěma kontaktními plochami.

Pro analýzu tuhosti kuličkového ložiska je použito pouze čtvrtiny jednoho valivého elementu, jak je zobrazeno na Obr. 21. Tímto krokem dojde ke značnému snížení počtů prvků, potažmo uzlů ve výpočtovém modelu, což značně sníží výpočtovou náročnost úlohy.

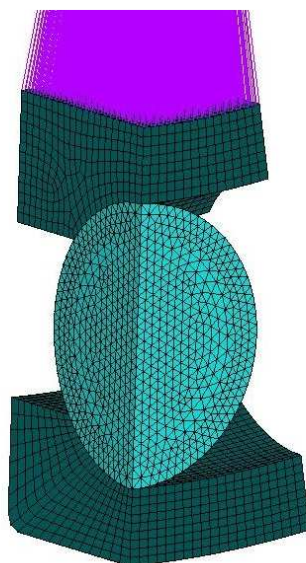


Obr. 21 Model jednoho valivého elementu kuličkového ložiska s naznačenými rovinami symetrie

Jsou dva základní způsoby, jak lze získat tuhost využitím MKP modelu:

- a) aplikovat na strukturu známou sílu a ze zjištěné deformace vypočítat tuhost
- b) aplikovat na strukturu známý posuv a ze zjištěné reakční síly vypočítat tuhost.

Vzhledem k povaze úlohy byl zvolen způsob b), protože lépe vede ke konvergenci úlohy.



Obr. 22 Příklad výpočtové sítě kuličkového ložiska ($d=90\text{mm}$)

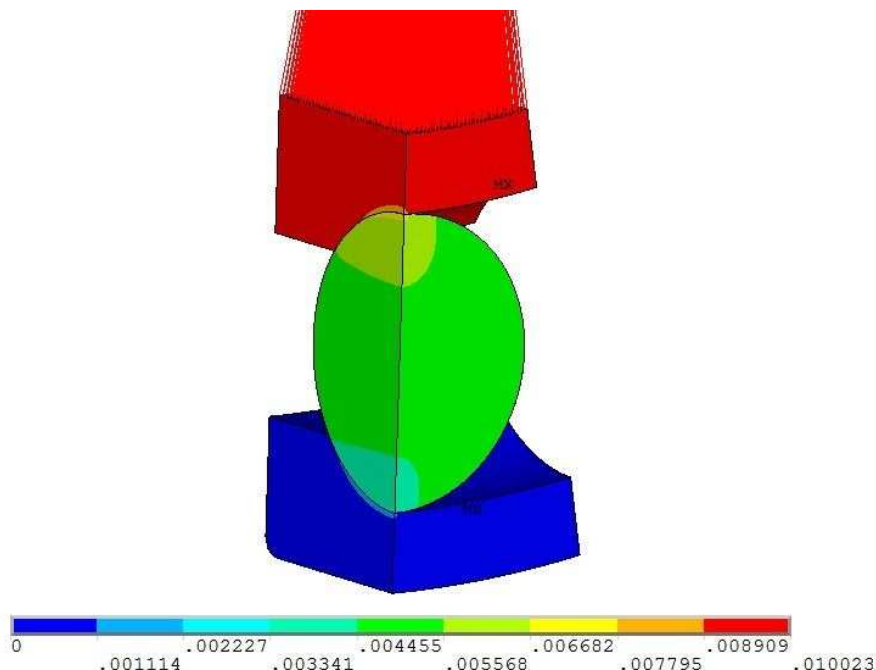
Vlastní MKP model kuličkového ložiska je zobrazen na Obr. 22. Model je tvořen z objemových prvků SOLID 186 a vazebních prvků MPC 184. Pro vytvoření sítě na obou krouzcích (vnitřní i vnější), je použit nástroj „sweep“, díky čemuž vznikne pravidelná a rovnoměrná síť. Síť valivého elementu je vytvořena metodou volného síťování, protože jeho geometrie neumožňuje vytvořit mapovanou síť. Důležité je především udržet dostatečně jemnou síť, především na kontaktních plochách. Na příslušné kontaktní plochy je poté aplikován kontakt.

Dalším krokem tvorby sítě je vytvoření vazebních prvků MPC 184. Tyto prvky jsou taženy z uzlů na vnitřní ploše vnitřního kroužku do uzlu vytvořeného ve středu ložiska.

Jako okrajové podmínky jsou poté na příslušné plochy aplikovány podmínky symetrie a na vnější ploše vnějšího kroužku jsou zamezeny všechny posuvy. Na uzel ve středu ložiska jsou poté postupně aplikovány posuvy a odečítány reakční síly (viz Tab. 4). Z těchto hodnot je poté vypočtena tuhost modelu.

Tab. 4 Tabulka tuhosti čtvrtiny jednoho elementu kuličkového ložiska $d=90\text{mm}$

Číslo měření	Posunutí středového uzlu	Síla ve středovém uzlu	Tuhost elementu
[1]	Δy [mm]	F_y [N]	$[\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}]$
1	0,0025	9,380	3752,00
2	0,0050	156,410	31282,00
3	0,0100	464,590	46459,00
4	0,0150	773,620	51574,67
5	0,0200	1082,900	54145,00

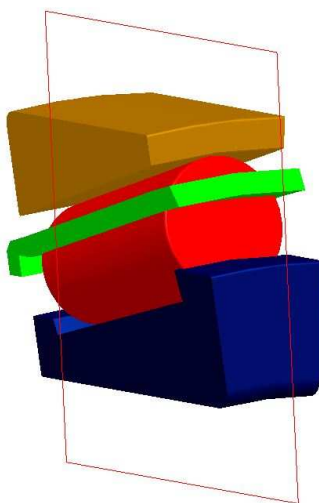


Obr. 23 Deformace elementu kuličkového ložiska $d=90\text{mm}$

Na Obr. 23 je patrná deformace vzniklá ve výpočtovém modelu kuličkového ložiska po aplikaci posuvu $0,01\text{mm}$ na uzel ve středu ložiska. K největší deformaci došlo v oblasti styku kuličky s oběžnými drahami kroužků, což je očekávaný výsledek. Vzhledem k tomu, že deformace ostatních kuličkových ložisek se liší jen hodnotami, postačí pro ilustraci tento obrázek.

5.1.2 TUHOST KUŽELÍKOVÉHO LOŽISKA

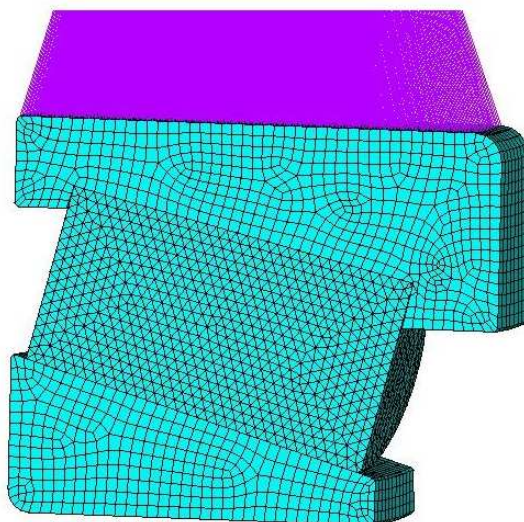
Analýza tuhosti kuželíkových ložisek je provedena v podstatě stejným způsobem, jako analýza tuhosti kuličkových ložisek. Hlavní rozdíl je ten, že u kuželíkových ložisek je možno využít jen jedné roviny symetrie při analýze jednoho valivého elementu.



Obr. 24 Model jednoho valivého elementu kuželíkového ložiska s naznačenou rovinou symetrie



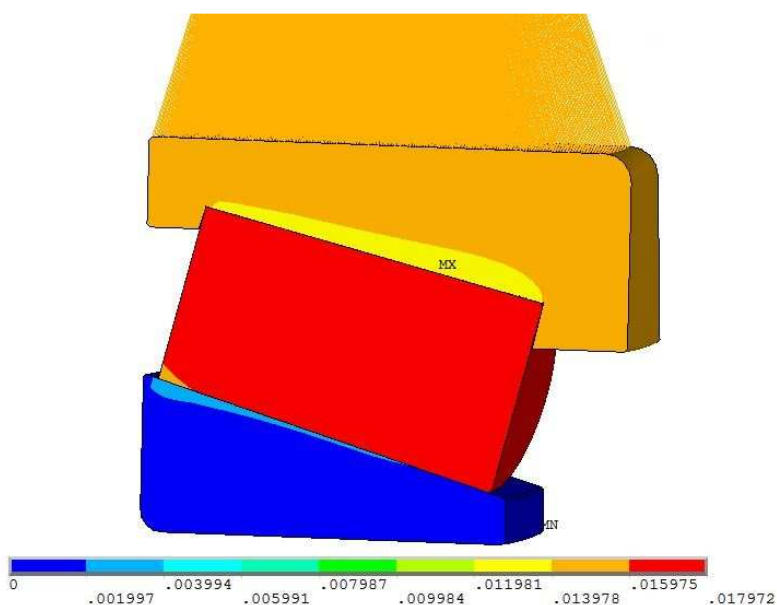
I při analýze tuhosti kuželíkového ložiska je použita metoda zadání posunutí středového uzlu a vypočtení tuhosti ze zjištěné reakční síly.



Obr. 25 MKP model kuželíkového ložiska

Pro vytvoření objemové sítě jsou použity prvky SOLID 186, oba kroužky jsou vytvořeny použitím nástroje „sweep“ a valivý element je vytvořen volným síťováním. Z uzlů na vnitřní ploše vnitřního kroužku jsou nataženy prvky MPC 184 do uzlu ve středu ložiska.

Jako okrajové podmínky jsou poté na příslušné plochy aplikovány podmínky symetrie a na vnější ploše vnějšího kroužku jsou zamezeny všechny posuvy. Na uzel ve středu ložiska jsou poté postupně aplikovány posuvy a odečítány reakční síly (podobně jako u kuličkového ložiska).



Obr. 26 Deformace elementu kuželíkového ložiska



Na Obr. 23 je patrná deformace vzniklá ve výpočtovém modelu kuželíkového ložiska po aplikaci posuvu 0,02mm na uzel ve středu ložiska. K největší deformaci došlo v oblasti styku valivého elementu s oběžnými drahami kroužků, což je očekávaný výsledek.

Deformace ostatních kuželíkových ložisek se liší v podstatě jen hodnotami, proto pro ilustraci postačí tento obrázek.

5.1.3 VÝSLEDNÉ TUHOSTI LOŽISEK

Ve výše popsaných analýzách byly vypočítány jen částečné tuhosti, čtvrtiny nebo poloviny jednoho valivého elementu. Pro potřeby dalších výpočtů, je však zapotřebí vypočítat tuhost celého ložiska. Proto je třeba si uvědomit, že k celkové tuhosti ložiska přispívají pouze elementy, které jsou stlačovány. Také není možné pouze vynásobit tuhost jednoho elementu počtem stlačovaných valivých elementů, protože příspěvek od jednotlivých elementů závisí na úhlu odklonu od nositelky síly působící na ložisko.

Výpočet celkové tuhosti valivých ložisek je navíc zjednodušen předpokladem nulové vůle mezi kroužky a valivými elementy. Proto je možné říci, že při působení svislé síly ve směru gravitace na ložisko, budou stlačovány elementy, které se nacházejí v dolní polovině ložiska. Dalším zjednodušením je předpoklad konstantní tuhosti ložiska v průběhu pootočení. Je známo, že tuhost ložiska se mění v závislosti na úhlu pootočení a výrazný vliv na velikost amplitudy této změny má počet valivých elementů ložiska. Vzhledem k tomu, že analyzované ložisko s nejmenším počtem valivých elementů jich má 17, je chyba tohoto zjednodušení poměrně malá.

Pro výpočet tuhosti celého ložiska je důležité nejdříve zjistit tuhost celého valivého elementu. Vzorec pro výpočet tuhosti celého elementu závisí na typu ložiska a dá se zapsat takto:

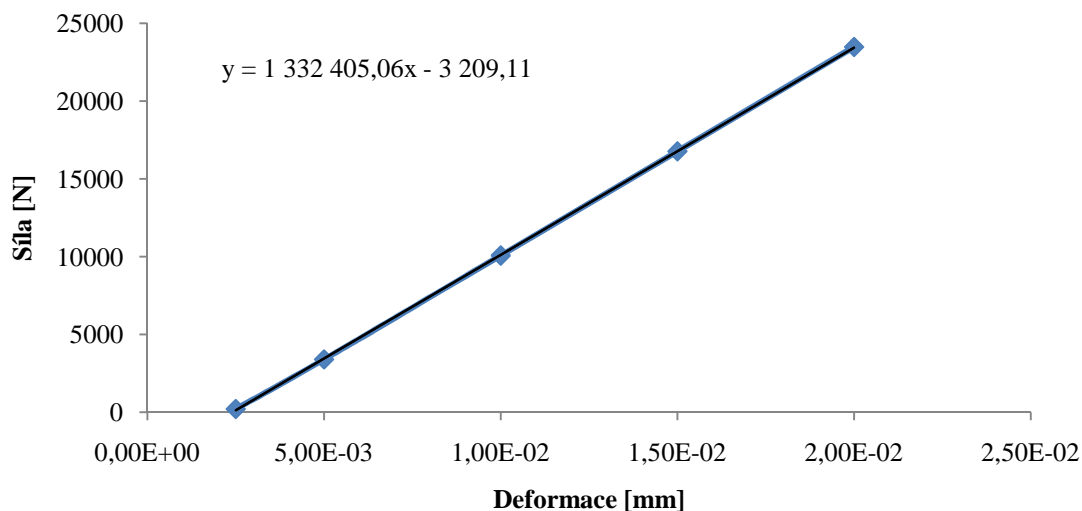
$$k_{MKP} = w \cdot \frac{R_y}{\Delta y} \quad (7)$$

kde k_{MKP} je tuhost jednoho elementu valivého ložiska,
 R_y je reakční síla ve středu ložiska,
 Δy je posuv ve středu ložiska a
 w je konstanta závislá na typu ložiska: - pro kuličkové ložisko 4,
 - pro kuželíkové ložisko 2.

Z tuhosti jednoho elementu je dále vypočítána tuhost celého ložiska podle vztahu:

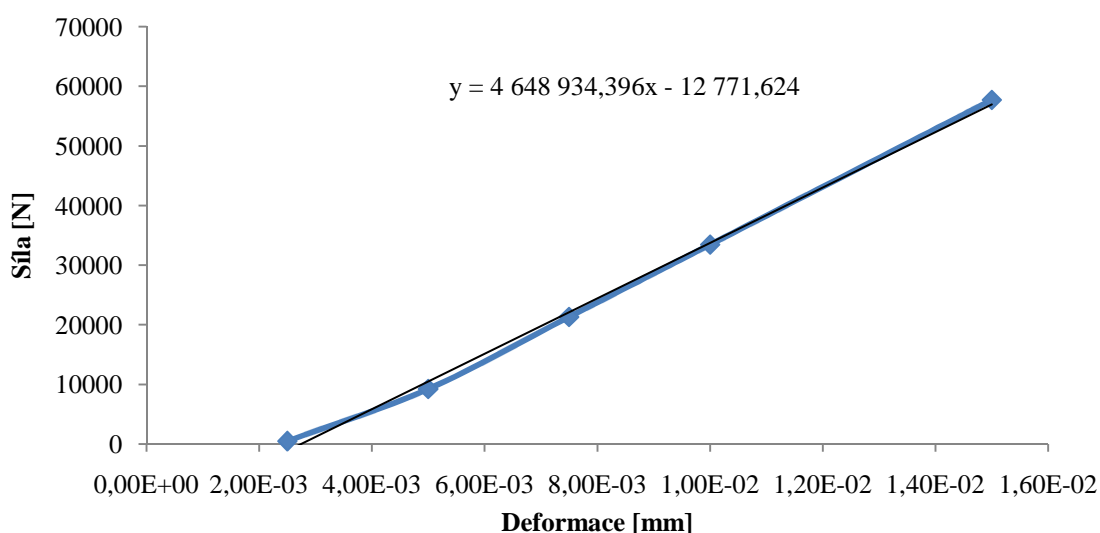
$$k_C = k_{MKP} \cdot \left(1 + 2 \cdot \sum_{i=1}^{\frac{n_l}{4}} \left(\cos \left(\frac{360}{n_l} \cdot i \right) \right) \right) \quad (8)$$

kde k_C je celková tuhost valivého ložiska a
 n_l je počet valivých elementů ložiska.



Obr. 27 Celková tuhost kuličkového ložiska $d=90\text{mm}$

Graf (viz Obr. 27) závislosti tuhosti na deformaci vypadá podle očekávání, je analyzována pouze lineární část, protože ta je pro další využití nejdůležitější. Pokud by byl posuv snižován pod minimální posuv v tomto grafu, začala by se křivka tuhosti blížit k nulovému bodu.



Obr. 28 Celková tuhost kuželíkového ložiska $d=130\text{mm}$

Na Obr. 28 je znázorněn graf závislosti reakční síly na posunutí středového uzlu ložiska. Je zde také patrná fáze, kde se křivka tuhosti odchýlí od své lineární části a blíží se k nule.

Tab. 5 Tabulka výsledných tuhostí kuličkových ložisek

Označení	Kuličkové ložisko $d=55\text{mm}$	Kuličkové ložisko $d=90\text{mm}$	Kuličkové ložisko $d=95\text{mm}$
Celková tuhost $[N \cdot m^{-1}]$	$0,787 \cdot 10^9$	$1,332 \cdot 10^9$	$1,418 \cdot 10^9$



Tab. 6 Tabulka výsledných tuhostí kuželíkových ložisek

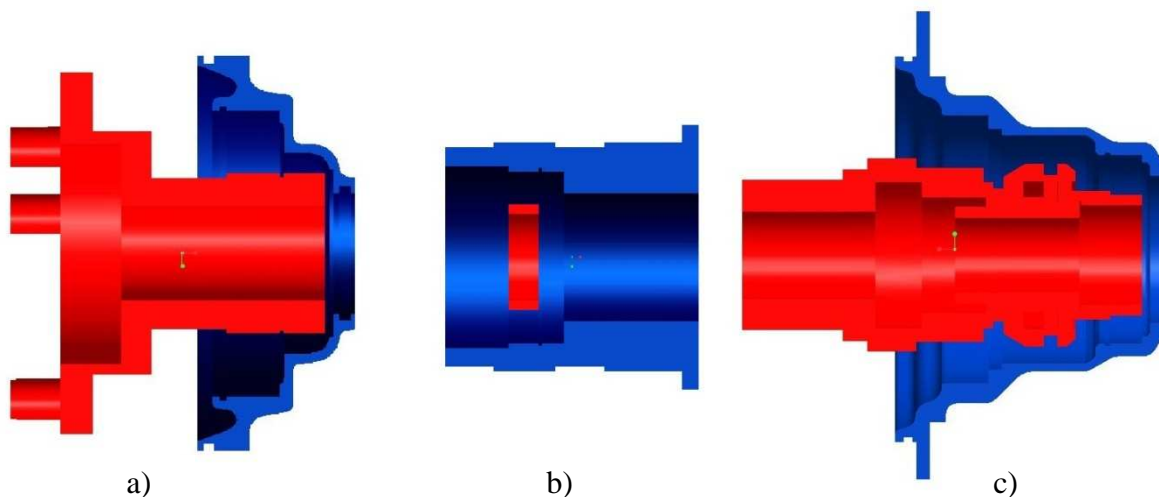
Označení	Kuželíkové ložisko d=120mm (menší)	Kuželíkové ložisko d=120mm (větší)	Kuželíkové ložisko d=130mm
Celková tuhost [N · m ⁻¹]	4,099 · 10 ⁹	4,356 · 10 ⁹	4,648 · 10 ⁹

Podle očekávání je tuhost kuželíkových ložisek výrazně vyšší, než tuhost ložisek kuličkových. U kuželíkových ložisek se jedná o přímkový kontakt, zatím u kuličkových ložisek dochází k bodovému kontaktu.

5.2 ANALÝZA TUHOSTI CELÉHO ULOŽENÍ

Další částí analýzy tuhosti uložení hřídele je zjištění tuhosti uložení jako celku.

V této části jsou zavedena některá zjednodušení, která sice snižují shodu se skutečností, ovšem vedou ke značnému snížení náročnosti a výpočtového času. Základním zjednodušením je, že kontakty jednotlivých součástí jsou brány jako tuhé. S přihlédnutím k tomuto zjednodušení je celé uložení vymodelováno pouze jako dvě součásti, mezi které jsou vloženy prvky nahrazující tuhost ložiska.



Obr. 29 Modely náhrady uložení: a) uložení vývodové části, b) uložení střední části, c) uložení hnané části

Na Obr. 29 jsou znázorněny použité modely uložení. Z obrázku je patrné, že poměrně komplikovaná uložení byla nahrazena pouze dvěma součástmi.

Analýzu tuhosti každého uložení lze rozdělit na dvě dílčí úlohy a to zjištění tuhosti v posuvu a zjištění tuhosti v natočení.



5.2.1 NÁHRADA LOŽISEK

Vzhledem k tomu, že úloha řešení tuhosti celého uložení má pouze jednu rovinu symetrie, byla tuhost ložisek vyřešena zvlášť a do této dílčí úlohy je pouze vložena. Tímto krokem došlo ke značnému zjednodušení úlohy, protože tuhost ložisek byla řešena pouze na části jednoho elementu, takže mohla být použita dostatečně jemná síť bez příliš vysoké náročnosti na výpočtový čas.

Důležitým krokem je správné nahrazení ložisek vhodnými prvky o odpovídající tuhosti. Pro narazení ložiska byly zvoleny dva prvky, jejichž vlastnosti nejlépe odpovídají požadavku a zároveň se nacházejí v databázi MKP programu. Jejich tuhost je vypočítána podle rovnice:

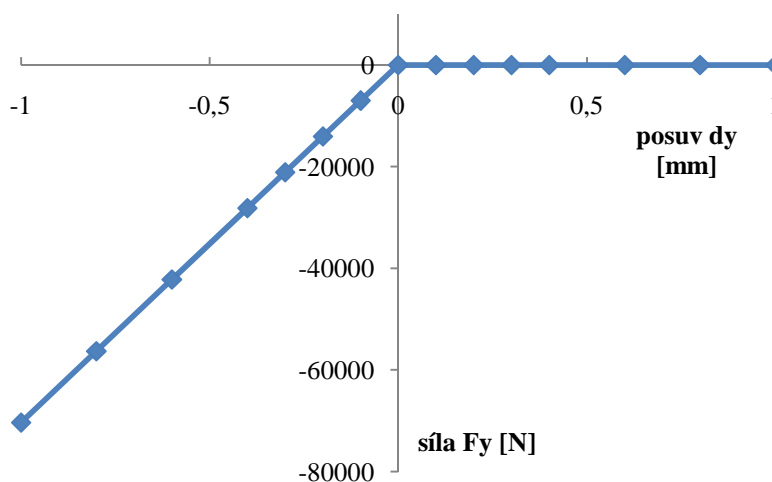
$$k_n = \frac{k_c}{2 \cdot m_l \cdot \sum_{i=0}^{p/2} \cos\left(\frac{180}{(p-1)} \cdot i\right)} \quad (9)$$

kde k_n je tuhost jednoho náhradního prvku,
 k_c je celková tuhost valivého ložiska,
 m_l je počet prvků náhrady v jedné řadě a
 p je počet řad prvků náhrady.

PRVEK COMBIN 39

Prvek COMBIN 39 je nelineární prvek typu pružina-tlumič. Prvek má možnost podélné nebo torzní deformace v 1D, 2D nebo 3D aplikacích. Při využití volby podélné deformace, se jedná o jednoosý prvek, typu tah – tlak, s až třemi stupni volnosti v každém uzlu (posuvy v ose x, y a z). Ohyb a krut nejsou při této volbě uvažovány. [14]

Tento prvek byl zvolen z toho důvodu, že umožňuje snadné zadání tuhosti pouze v tlaku, zatímco v případě natahování prvku se chová, jako by měl nulovou tuhost. Tato vlastnost je velmi výhodná při vytváření náhrady ložisek. Dále tento prvek umožňuje přímé zadání tuhosti.



Obr. 30 Příklad závislosti síly na posuvu elementu COMBIN 39

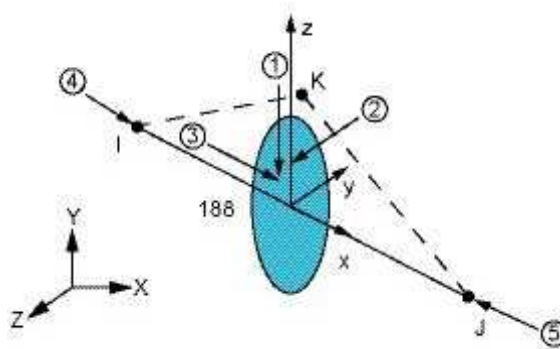


Na Obr. 30 je patrná závislost síly na posuvu zadaná prvku COMBIN 39. Je patrné, že prvek má v oblasti záporného posuvu (tlaku) lineární závislost síly na posuvu, která odpovídá tuhosti vypočtené v předchozí kapitole. Naopak v části kladného posuvu (tahu) je tuhost nulová.

PRVEK BEAM 188

Jedná se o lineární, kvadratický nebo kubický dvou-uzlový 3D prvek. BEAM 188 má šest nebo sedm stupňů volnosti v každém uzlu, mezi ně patří posuvy v ose x , y a z a natočení okolo osy x , y a z . [14]

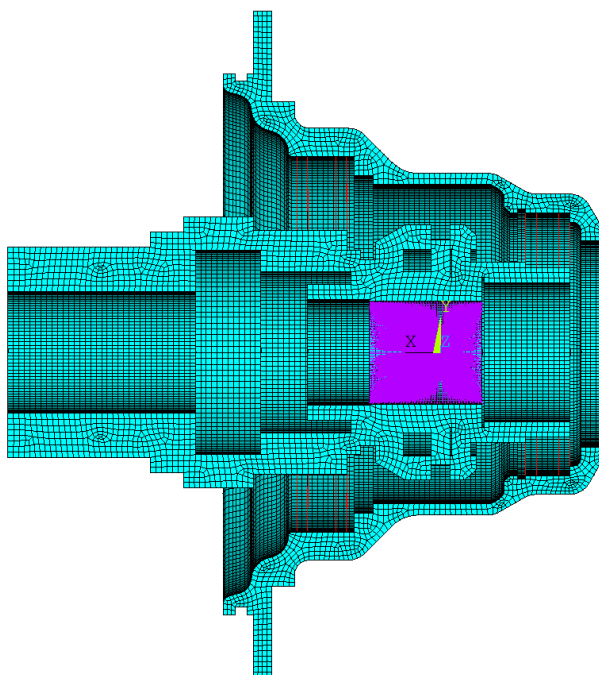
Prvek je zvolen jako alternativa k prvku COMBIN 39. Nevýhodou je potřeba zadání tuhosti elementu nepřímou – přes průřezové charakteristiky.



Obr. 31 Znárodnění prvku BEAM 188 [14]

5.2.2 ANALÝZA TUHOSTI ULOŽENÍ HANANÉHO KONCE

Nejprve je nutné vytvořit řádnou výpočtovou síť. Díky úpravám provedeným na modelu, lze vytvořit poměrně pravidelnou síť bez větších problémů nástrojem „sweep“. Vytvoření objemové sítě je ovšem jen prvním krokem, dále je třeba vytvořit prutovou náhradu, přes kterou bude provedeno zatížení soustavy. Pro tuto náhradu jsou použity prvky MPC 184. Dalším krokem je vytvoření náhrady ložisek, z prvků COMBIN 39. Tyto prvky nahrazují ložiska a proto je jim třeba přiřadit odpovídající tuhost vypočtenou podle rovnice (9). Takto vzniklá síť je zobrazena na Obr. 32.



Obr. 32 Výpočtová síť uložení hnaného konce

V další fázi je potřeba vnést do úlohy odpovídající okrajové podmínky. Velkou pozornost je potřeba věnovat správnému určení podmínek symetrie.

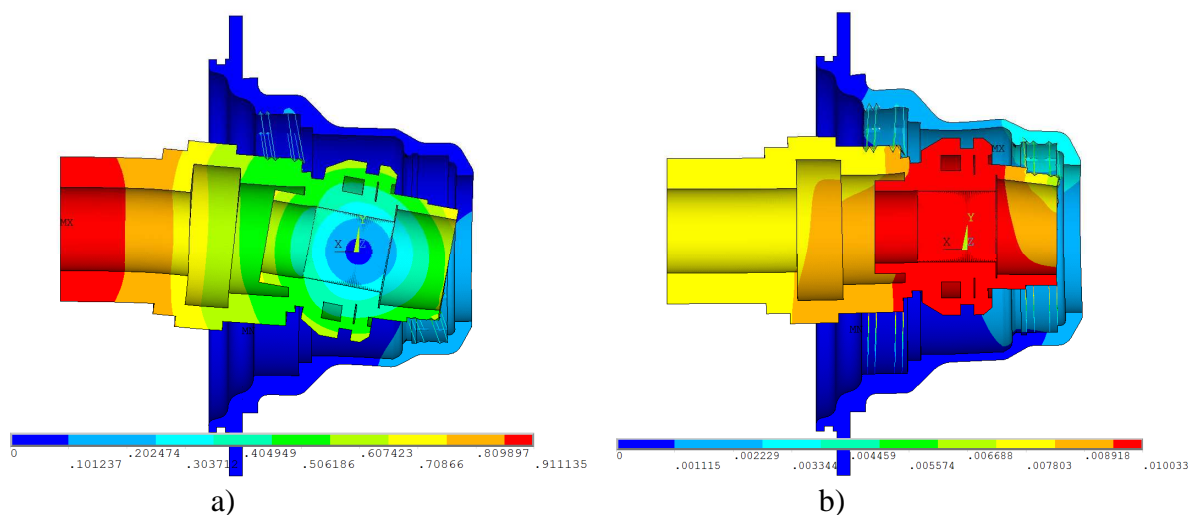
Tento model je sice fakticky správný, ovšem při provádění analýzy tuhosti natočení nebylo dosaženo konvergence úlohy. Pro potřeby analýzy tuhosti natočení byly proto prvky MPC 184 nahrazeny prvky BEAM 188. Prvky BEAM 188 přenášejí zatížení ve směru tah i tlak, proto je potřeba přistoupit k následujícímu postupu:

V první analýze jsou ponechány všechny prvky BEAM 188, po proběhnutí analýzy jsou prvky, které jsou namáhány tahem odstraněny, a analýza se nechá proběhnout znovu. Tento postup lze několikrát opakovat, dokud v modelu nezůstanou pouze prvky namáhané tlakem.

Tab. 7 Charakteristika MKP modelu uložení hnaného konce

	Prvek	Počet prvků	Počet uzlů	Počet DOF v uzlu	Počet DOF celkem
Model pro analýzu posunutí	SOLID 186	95892	451317	3	1353951
	MPC 184	3389	3390	6	20340
	COMBIN 39	56	112	3	336
	Celkem	99337	454819		1374627
Model pro analýzu natočení	SOLID 186	95892	451317	3	1353951
	MPC 184	3389	3390	6	20340
	BEAM 188	32* (56)	64* (112)	6	384
	Celkem	99313	454771		1374675

* - počet prvků po odstranění prvků namáhaných na tah



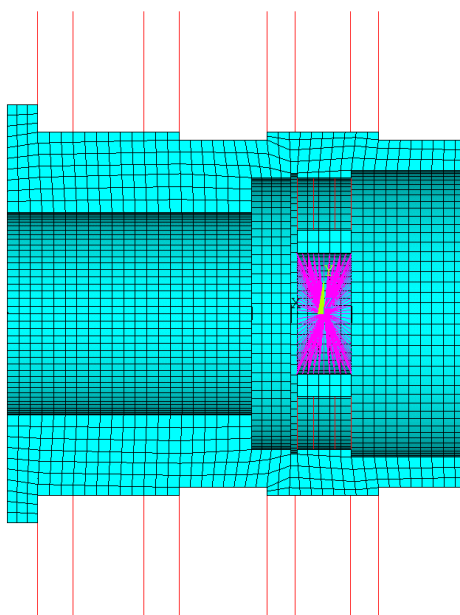
Obr. 33 Deformace uložení hnaného konce: a) natočení, b) posunutí

Na Obr. 33 je patrná deformace vzniklá zatížením modelu. Model byl zatěžován posunutím (resp. natočením) středového uzlu a byla odečítána reakční síla (resp. moment). Z těchto hodnot byla poté vypočtena tuhost uložení. Při výpočtu tuhosti celého uložení je potřeba si uvědomit, že byl analyzován pouze poloviční model.

5.2.3 ANALÝZA TUHOSTI ULOŽENÍ STŘEDNÍ ČÁSTI HŘÍDELE

Při analýze tuhosti uložení ve střední části hřídele bylo postupováno v podstatě stejně jako v předchozím případě, proto nemá smysl zde celý postup opisovat.

Při analýze tuhosti uložení ve střední části hřídele bylo ovšem dosaženo konvergence v obou analýzách (tuhost v posuvu i natočení) s modelem s prvky COMBIN 39. Proto v této úloze nebylo třeba vytvářet dva výpočtové modely.



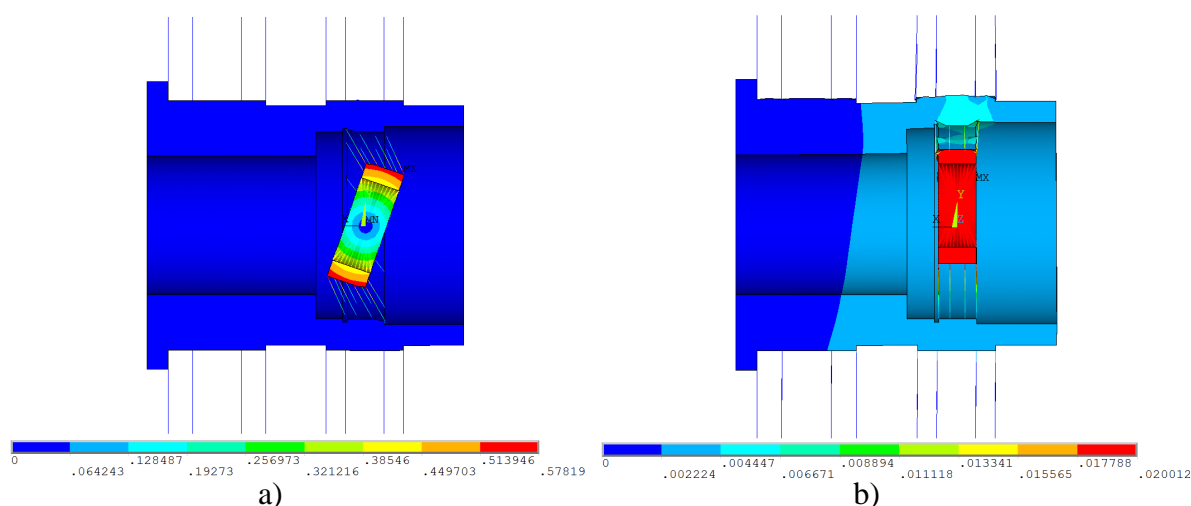
Obr. 34 Výpočtová síť uložení střední části hřídele



Na Obr. 34 je patrná výpočtová síť tohoto uložení. Vzhledem k tomu, že vnější kroužek kuželkových ložisek v tomto případě tvoří dosedací plochu, která je považována za tuhou, jsou koncové uzly prvků nahrazující tato ložiska pevně uchyceny.

Tab. 8 Charakteristika MKP modelu uložení střední části hřídele

Prvek	Počet prvků	Počet uzlů	Počet DOF v uzlu	Počet DOF celkem
SOLID 186	9734	47119	3	141357
MPC 184	351	352	6	2112
COMBIN 39	84	168	3	504
Celkem	10169	47639		143973

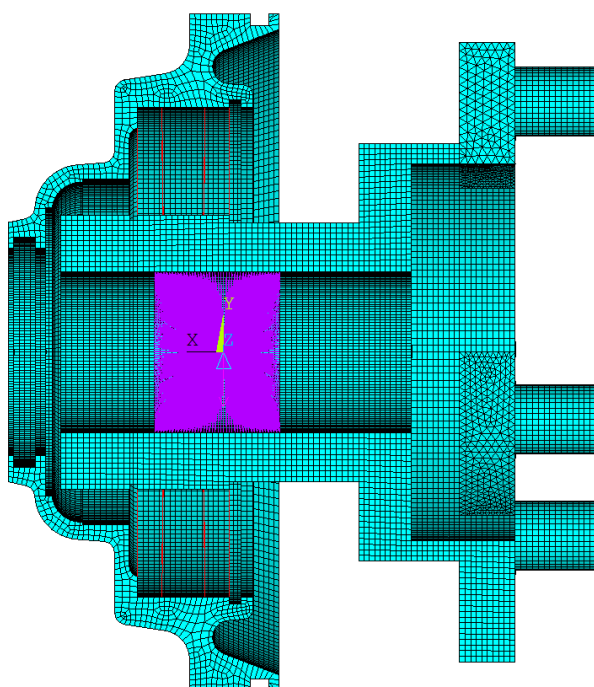


Obr. 35 Deformace uložení střední části hřídele: a) natočení, b) posunutí

Na Obr. 35 jsou patrné deformace vzniklé po zatížení modelu. Na první pohled by se analýza mohla zdát jako chybná, vzhledem k tomu, že deformace probíhá v podstatě pouze na vnitřním kroužku. Ovšem tento vnitřní kroužek je uložen na kuličkovém ložisku $d=55\text{mm}$, které má řádově nižší tuhost než obě kuželková ložiska.

5.2.4 ANALÝZA TUHOSTI ULOŽENÍ VÝVODOVÉHO KONCE

Jako poslední je provedena analýza tuhosti uložení vývodového konce. Model je vytvořen podobně jako dva předcházející modely. Při provedení analýzy tuhosti uložení vývodového konce hřídele bylo také dosaženo konvergence v obou dílčích úlohách, proto jsou opět použity pouze objemové prvky SOLID 186, vazební prvky MPC 184 a pružinové prvky COMBIN 39.

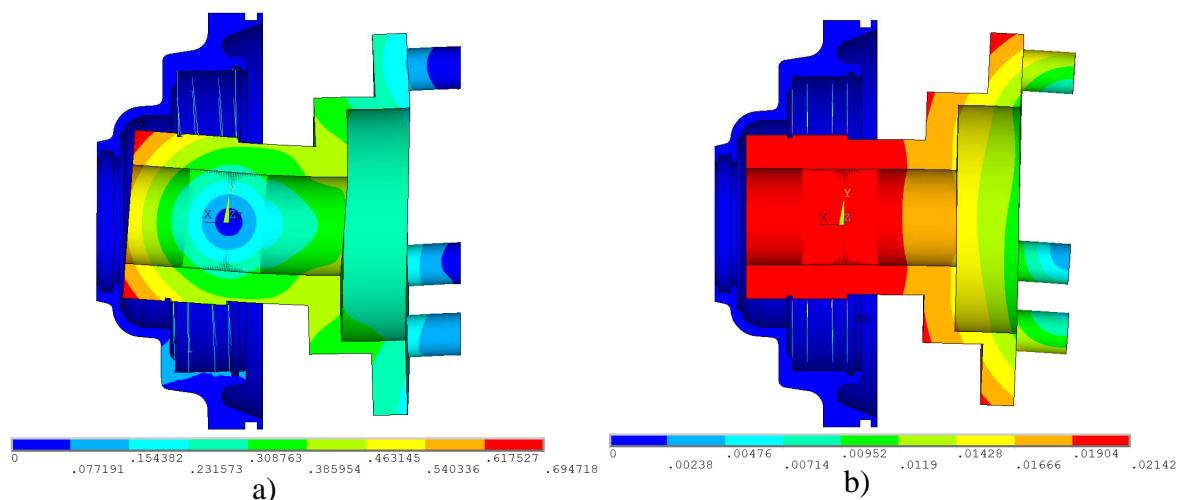


Obr. 36 Výpočtová síť uložení vývodového konce

Na Obr. 36 je zobrazena výpočtová síť modelu uložení vývodového konce hřídele. Za zmínku stojí nepravidelnost sítě, která je zapříčiněna napojením čepů diferenciálu. V oblasti napojení čepů proto bylo použito volné síťování. Zbytek sítě je opět vytvořen pomocí nástroje „sweep“.

Tab. 9 Charakteristika MKP modelu uložení vývodového konce

Prvek	Počet prvků	Počet uzlů	Počet DOF v uzlu	Počet DOF celkem
SOLID 186	184634	658724	3	1976172
MPC 184	5689	5690	6	34140
COMBIN 39	28	56	3	168
Celkem	190351	664470		2010480



Obr. 37 Deformace uložení vývodového konce: a) natočení, b) posunutí

Obr. 37 zobrazuje deformace uložení vývodového konce hřídele. Na této analýze je asi největší chyba zanesena do modelu nahrazením diferenciálu (čepy). Na podrobnější zpracování ovšem v této práci není dostatek prostoru.

5.2.5 CELKOVÁ TUHOST VŠECH ULOŽENÍ

Celková tuhost uložení je jednoduše vypočítána z následující rovnice:

$$k_{CU} = 2 \cdot k_{MKP,U} \quad (10)$$

kde k_{CU} je celková tuhost uložení a $k_{MKP,U}$ je tuhost uložení zjištěná analýzou modelu uložení.

Tab. 10 Celková tuhost všech uložení

	Uložení hnaného konce	Uložení ve střední části hřídele	Uložení vývodového konce
Celková tuhost v posuvu [$N \cdot m^{-1}$]	$7,88 \cdot 10^8$	$4,07 \cdot 10^8$	$9,37 \cdot 10^8$
Celková tuhost v natočení [$N \cdot m \cdot deg^{-1}$]	$6,88 \cdot 10^6$	$1,68 \cdot 10^4$	$5,46 \cdot 10^6$

Při porovnání hodnot vystoupí některé skutečnosti, které se dají předpokládat při prostudování konstrukce jednotlivých uložení.

Velká tuhost uložení vývodového konce v posuvu je způsobena uložení hřídele přímo pod ložiskem. Nižší tuhost v natočení je poté způsobena faktem, že hřídel je uložena jen v jednom ložisku a to kuličkovém, které má obecně nízkou hodnotu tuhosti v natočení.



Uložení hnaného konce je poměrně tuhé jak v posuvu, tak i natočení díky dvěma velkým ložiskům. Tuhost by však mohla být vyšší, kdyby se mezi hřídelí a ložisky nenacházelo tolik součástí. Tyto součástí svou deformací snižují celkovou tuhost.

Uložení ve střední části hřídele má nejnižší tuhost jak v posuvu, tak i v natočení. Tento fakt je zapříčiněn tím, že hřídel je přímo uložena v poměrně malém kuličkovém ložisku. Tento fakt vysvětluje i nízkou tuhost v natočení.

Celkově je v analýze tuhosti uložení největší prostor pro zpřesnění celkových výsledků. Stálo by například za zvážení zahrnutí vlivu vůlí v ložiscích, nebo detailnější analýza tuhosti celého uložení. Tyto úpravy však v této práci nebudou prováděny, protože značně převyšují rámec práce, a slouží pouze jako návrhy pro další zpracování.



6 ANALÝZA DYNAMICKÉHO CHOVÁNÍ HŘÍDELE

V následující části je provedena analýza chování hřídelí v časové doméně. Tato analýza má velký význam u strojů, které pracují v širokém rozsahu otáček, jako například hnací ústrojí nákladního vozidla. Celé ústrojí pracuje v širokém rozsahu otáček od nulových až po maximální otáčky. V tomto rozsahu otáček může docházet k různým jevům, které mohou vyvolávat silné vibrace ve stroji. Proto je důležité provést tzv. rozběhovou analýzu. Tato analýza spočívá v postupném zvyšování otáček a sledování důležitých parametrů (např. výchylka, síla v uložení).

6.1 VYTVÁŘENÍ MODELU

K dynamické analýze byl zvolen program MSC ADAMS. Aby analýza měla nějaký smysl, musí být alespoň základní těleso vytvořeno jako pružné těleso. Proto je potřeba toto pružné těleso vytvořit a převést do programu MSC ADAMS.

6.1.1 URČENÍ PROVOZNÍCH OTÁČEK

Určení rozsahu otáček, ve kterém se pohybuje analyzovaná hřídele, je jedním z nejdůležitějších vstupních dat pro další analýzu.

Minimální otáčky jsou nulové, maximální otáčky jsou vypočteny podle následující rovnice:

$$n_{max} = \frac{n_{m,max}}{p_{sp} \cdot p_{ps} \cdot p_{pp}} = \frac{1800}{1,4815 \cdot 0,5116 \cdot 0,7899} = 3006,55 \text{ min}^{-1} \quad (11)$$

kde n_{max} jsou maximální otáčky hřídele,
 $n_{m,max}$ jsou maximální otáčky motoru,
 p_{sp} je převodový poměr stálého převodu,
 p_{ps} je převodový poměr zařazeného převodového stupně a
 p_{pp} je převodový poměr přídavného převodu.

Maximální otáčky hřídele jsou vypočteny pro maximální otáčky motoru (1800 min^{-1}), zařazený 5. rychlostní stupeň ($p_{ps}=0,5116$), na stálém převodu zařazen N-chod – rychlý ($p_{sp}=1,4815$) a na přídavném převodu zařazen rychloběh ($p_{pp}=0,7899$).

Z těchto vstupních hodnot jsou poté vypočteny maximální otáčky analyzované hřídele. Rozsah otáček hřídele je potom (0 až 3007 min^{-1}).

6.1.2 PŘEVOD PRUŽNÉHO TĚLESA

Vytváření pružného tělesa probíhá v programu ANSYS a přímo navazuje na modální analýzu. Při vytváření pružného tělesa je důležité vytvořit uzly rozhraní, protože pouze do uzlů rozhraní je formálně možné zadávat zatížení. Uzly rozhraní jsou s objemovou sítí spojeny prvky MPC 184.



Při exportu pružného tělesa z programu ANSYS je důležité zvolit vhodný počet exportovaných vlastních tvarů a frekvencí. Správnost této volby je možné ověřit po načtení souboru do programu MSC ADAMS, zavazbení a vypsání vlastních frekvencí. Tyto frekvence jsou poté porovnány s frekvencí získanými v programu ANSYS provedením modální analýzy stejně zavazbené součásti.

Toto porovnání je provedeno v Tab. 11, kde je také vypočten procentuální rozdíl mezi frekvencemi. Rozdíl větší než 1% je zvýrazněn červeně. Z porovnání je patrné, že pro ohybové tvary je rozdíl frekvencí zanedbatelný a nebude výrazněji ovlivňovat analýzu. Vzhledem k tomu, že frekvence budící síly v analýze hřídele by neměla přesáhnout 50Hz (budící silou je síla od nevyváhy), je nejdůležitější shoda frekvencí pod 500Hz (10x50Hz). Z tabulky je patrné, že tyto frekvence jsou si téměř totožné.

Větší rozdíl frekvencí je patrný u hlavně u torzních tvarů kmitání. Vzhledem k tomu, že torzní kmitání není v této analýze sledováno, je tato skutečnost zanedbatelná.

Tab. 11 Porovnání rezonančních frekvencí po převodu ANSYS - ADAMS

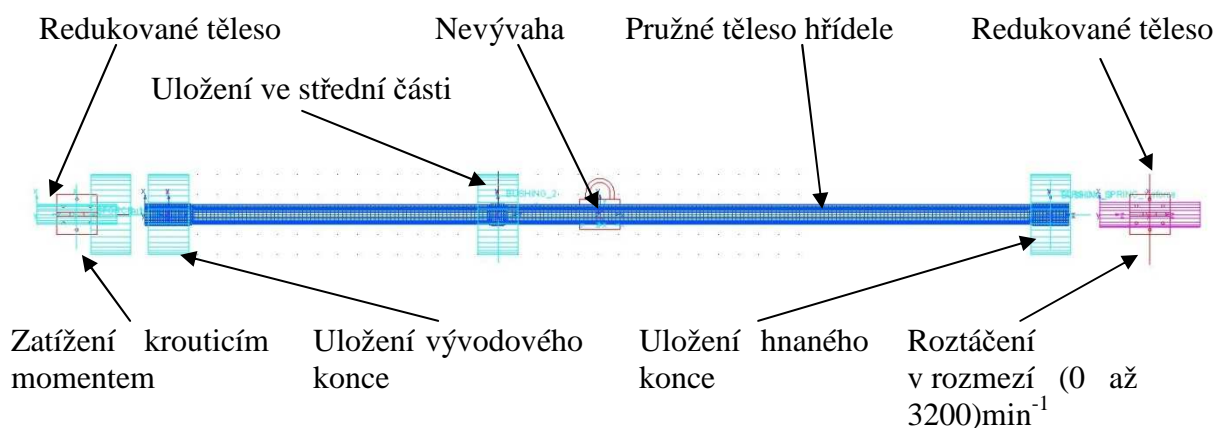
Mód číslo	Přední hřídel - původní			Přední hřídel - dutá			Přední hřídel - ložisko uprostřed		
	Frekvence - ANSYS	Frekvence - ADAMS	rozdíl	Frekvence - ANSYS	Frekvence - ADAMS	rozdíl	Frekvence - ANSYS	Frekvence - ADAMS	rozdíl
[-]	[Hz]	[Hz]	[%]	[Hz]	[Hz]	[%]	[Hz]	[Hz]	[%]
1	47,71	47,71	0,00	61,07	61,08	0,00	120,88	120,88	0,00
2	47,71	47,71	0,00	61,07	61,08	0,00	120,90	120,90	0,00
3	131,00	131,00	0,00	167,19	167,19	0,00	329,29	329,29	0,00
4	131,00	131,01	0,01	167,19	167,19	0,00	329,39	329,39	0,00
5	254,90	254,92	0,01	323,73	323,74	0,00	342,48	342,46	0,01
6	254,90	254,92	0,01	323,73	323,74	0,00	342,55	342,53	0,01
7	419,60	419,74	0,03	530,56	530,77	0,04	639,21	639,16	0,01
8	419,64	419,78	0,03	530,56	530,77	0,04	639,33	639,27	0,01
9	620,40	620,64	0,04	735,21	735,93	0,10	915,16	915,06	0,01
10	620,40	620,77	0,06	778,39	778,51	0,02	915,45	915,34	0,01
11	739,39	733,13	0,85	778,39	778,51	0,02	1042,00	1041,87	0,01
12	859,17	859,50	0,04	1070,60	1071,94	0,12	1042,20	1042,01	0,02
13	859,21	859,81	0,07	1070,60	1071,94	0,12	1182,00	1166,92	1,29
14	1134,20	1135,23	0,09	1182,10	1201,80	1,64	1529,50	1529,11	0,03
15	1134,30	1135,34	0,09	1401,60	1404,92	0,24	1529,80	1529,36	0,03
16	1176,00	1200,55	2,04	1401,60	1404,92	0,24	1736,10	1735,71	0,02
17	1438,70	1443,27	0,32	1474,60	1479,39	0,32	1736,60	1736,13	0,03
18	1438,70	1444,82	0,42	1760,60	1763,22	0,15	1864,10	1864,08	0,00
19	1480,60	1510,99	2,01	1760,60	1763,22	0,15	2009,30	1983,66	1,29
20	1780,30	1792,78	0,70	2160,00	2180,03	0,92	2098,10	2097,36	0,04
21	1780,50	1796,45	0,89	2160,00	2180,03	0,92	2098,40	2097,60	0,04



Z Tab. 11 je také patrné, že nejnižší vlastní frekvence má původní hřídel, dutá hřídel má o přibližně 30% vyšší vlastní frekvence než původní hřídel a hřídel s ložiskem uprostřed má vlastní frekvence dokonce o přibližně 150% vyšší než původní hřídel. Tyto rozdíly jsou vypočteny pro nejnižší frekvence, které se vzhledem k frekvenci buzení nejvíce projeví, pro vyšší frekvence jsou rozdíly odlišné.

6.1.3 VLASTNÍ TVORBA MODELU

Následujícím krokem je samotné vytvoření modelu v prostředí ADAMS View. Hřídel je zde reprezentována pružným tělesem, které je pomocí souboru redukovaného tělesa („.mnf“) převedeno z programu ANSYS. Dále jsou vytvořeny vazby, redukovaná tělesa a nevývaha, jak je patrné z Obr. 38.



Obr. 38 Model hřídele uložené ve střední části v prostředí ADAMS View

Dále je aplikován krouticí moment na redukované těleso připojené k vývodovému konci hřídele a na redukované těleso na hnaném konci hřídele je aplikována podmínka rovnoměrného zvyšování otáček v rozmezí (0 až 3200) min^{-1} . Redukovaná tělesa jsou k hřídeli připojena tak, aby neovlivňovaly ohybové kmitání hřídele.

V Tab. 12 jsou uvedeny jednotlivé vstupní parametry, který byly zadány do modelů. Hodnota krouticího momentu je určena jako maximální moment, který je schopna náprava přenést. Tato hodnota je vypočtena z maximálního zatížení na přední nápravě, podle následující rovnice:

$$M_{k,max} = \frac{m_{p,max} \cdot g \cdot \mu_v \cdot r_d}{p_{kr} \cdot p_r} = \frac{4000 \cdot 9,81 \cdot 0,8 \cdot 0,52}{2,333 \cdot 2,714} = 2578,09Nm \quad (12)$$

kde $M_{k,max}$ je maximální krouticí moment přenášený hřídelí,
 $m_{p,max}$ je maximální zatížení přední nápravy,
 p_{kr} je převodový poměr kolové redukce,
 p_r je převodový poměr rozvodovky,
 r_d je dynamický poloměr kola,
 g je tíhové zrychlení a
 μ_v je součinitel tření.



Moment setrvačnosti redukovaného tělesa připojeného k vývodovému konci hřídele je vypočítán podle následující rovnice [18]:

$$I_{red} = I_S \cdot p_r^2 \quad (13)$$

kde I_{red} je redukovaný moment setrvačnosti,
 I_S je moment setrvačnosti redukované součásti a
 p_r je převodový poměr.

Tab. 12 Parametry modelu hřídele v prostředí ADAMS View

		Původní hřídel	Dutá hřídel	Hřídel uložená ve střední části
Tuhost (tlumení) uložení hnaného konce	v posuvu [N · m ⁻¹] ([N · s · m ⁻¹])		7,88 · 10 ⁸ (7,88 · 10 ⁵)*	
	v natočení [N · m · deg ⁻¹] ([N · m · s · deg ⁻¹])		6,88 · 10 ⁶ (6,88 · 10 ³)*	
Tuhost (tlumení) uložení vývodového konce	v posuvu [N · m ⁻¹] ([N · m · s · deg ⁻¹])		9,37 · 10 ⁸ (9,37 · 10 ⁵)*	
	v natočení [N · m · deg ⁻¹] ([N · m · s · deg ⁻¹])		5,46 · 10 ⁶ (5,46 · 10 ³)*	
Tuhost (tlumení) uložení ve střední části	v posuvu [N · m ⁻¹] ([N · s · m ⁻¹])	-	-	4,07 · 10 ⁸ (4,07 · 10 ⁵)*
	v natočení [N · m · deg ⁻¹] ([N · m · s · deg ⁻¹])	-	-	1,68 · 10 ⁴ (16,8)*
Krouticí moment [N · m]		2578,09		
Moment setrvačnosti redukovaného tělesa na vývodovém konci [kg · m ²]		0,7		
Otáčky [min ⁻¹]		0 až 3200		
Nevývaha** [kg]		0,05; 0,1		
Tuhost torzní pružiny na hnaném a vývodovém konci [N · m · deg ⁻¹]		1 · 10 ¹⁰		
Modální tlumení hřídele***		STEP(TIME,0,10,0.02, STEP(FXMODE,16, 0.02,33, 1))		

* - tlumení bylo dodáno po konzultaci s vedoucím práce řádově (10³) menší, než příslušná tuhost.

** - nevývaha slouží jako proměnný parametr ke změně intenzity buzení vibrací, proto jeho hodnota není konstantní.

*** - funkce tlumení je dodána po konzultaci s vedoucím práce. Funkce tlumení má utlumit přechodové jevy při rozběhu, dále se potom sníží na reálnou hodnotu tlumení.



6.2 PRŮBĚH ANALÝZY V MBS

Po vytvoření kompletních modelů všech tří hřídelí, může být přistoupeno k samotné analýze pomocí MBS.

6.2.1 VOLBA VÝSTUPNÍCH PARAMETRŮ

Prvním krokem je vhodná volba výstupních parametrů. Nejprve je nutné si uvědomit, jaký problém je řešen a z toho je možné vyvozovat, které parametry je nutné sledovat.

Jako první možnost se jeví výchylka (rychlost, zrychlení) v místě největšího průhybu hřídele. Tento parametr je sice do jisté míry vypovídající, o šíření vibrací do konstrukce vozidla má ovšem minimální vypovídající hodnotu. Výchylka by měla být porovnána s vůlí mezi hřídelí a ostatními součástmi transmise pro kontrolu kolize při vyšších výchylkách.

Dalším možným sledovaným parametrem může být síla v uložení. Tento parametr má mnohem větší vypovídající hodnotu a dalším šíření vibrací do vozidla.

Proto je jako výstup z analýzy zvolena síla v uložení. Tato volba navíc umožňuje porovnávat i rozdílně uložené hřídele (původní hřídel, dutá hřídel – hřídel s uložením ve středu). Výstupem z analýzy hřídele budou tedy 3, resp. 4 řady hodnot (otáčky, síla v uložení hnaného konce, síla v uložení vývodového konce, síla v uložení ve střední části hřídele).

Nyní je potřeba zvolit parametr, vůči kterému budou výstupní data vztahována. Nejvhodnějším parametrem jsou otáčky. Vzhledem k tomu, že v otáčkách hřídele dochází ke kmitání, byly zvoleny otáčky redukovaného tělesa připojeného k hnanému konci. Toto těleso rotuje přesně otáčkami, kterými je celá soustava roztáčena.

Pro zjednodušení přístupu ke zvoleným výstupním parametrům, byly vytvořeny tzv. „requests“. Díky tomuto kroku je potom možné v ADAMS Postprocesoru pouze vybrat požadovaná data z nabídky.

6.2.2 FAKTORY OVLIVŇUJÍCÍ PŘESNOST ANALÝZY

Nejdůležitějším faktorem ovlivňujícím přesnost výsledků je zadaná velikost kroku a velikost maximální přípustné chyby. Proto by volbě těchto dvou parametrů měla být věnována zvýšená pozornost. Vzhledem k tomu, že v analýze platí předpoklad periodického signálu na výstupu, je množné sledovat požadovanou závislost v ADAMS Postprocesor. Na jednom kmitu signálu by mělo být dostatek bodů, aby tento kmit byl plynulý. Je ovšem nutné nastavit i dostatečně malý krok vykreslování dat, protože by tento postup mohl být značně zkreslen velkým krokem při vykreslování. Zvolené hodnoty velikosti kroku a maximální chyby jsou velmi malé z důvodu zajištění proběhnutí výpočtu.

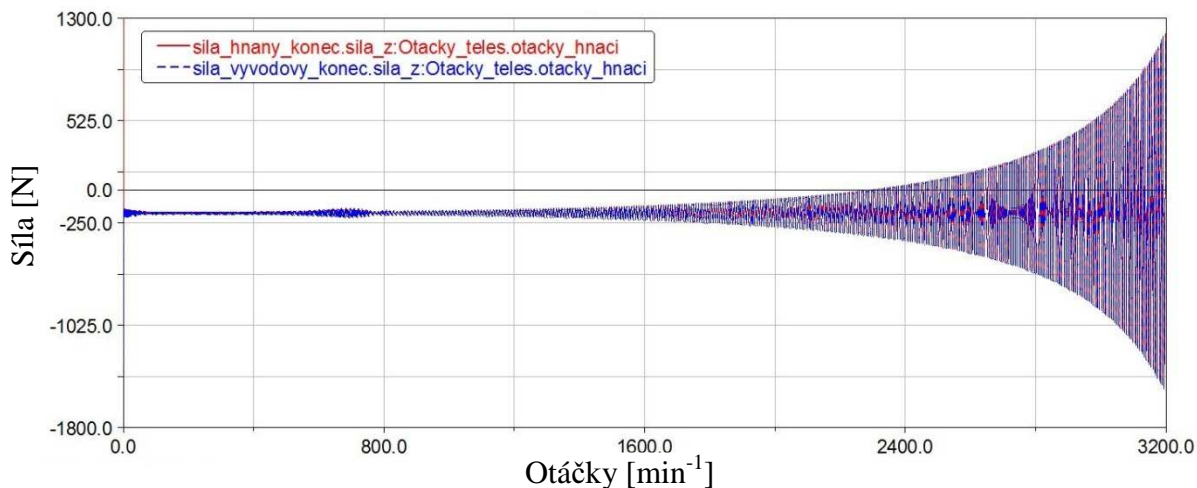
Proto byly zvoleny následující hodnoty:

- | | |
|-----------------------------------|--------------------|
| - velikost kroku | $5 \cdot 10^{-8}$ |
| - maximální přípustná chyba | $1 \cdot 10^{-10}$ |
| - velikost kroku vykreslování dat | $1 \cdot 10^{-4}$ |



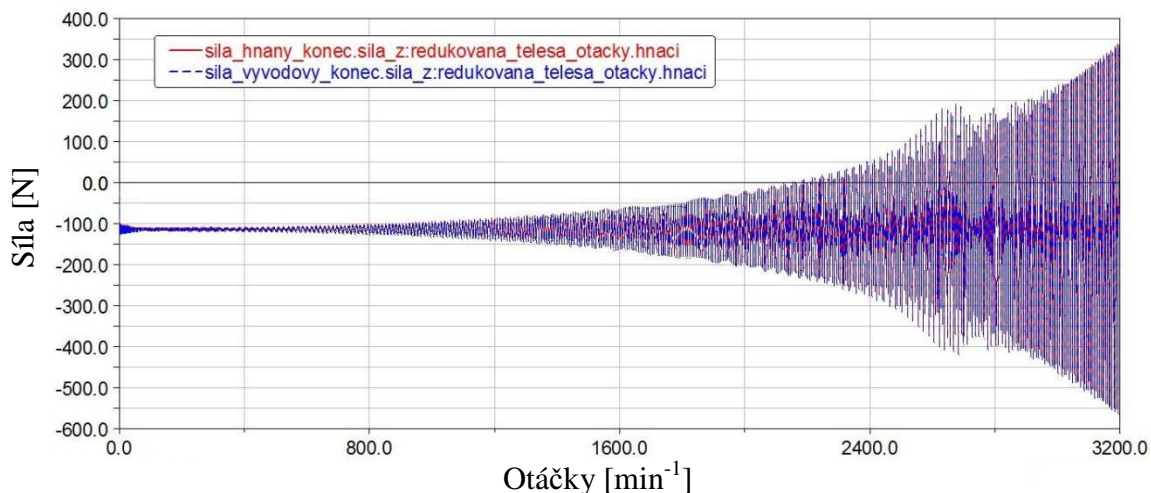
6.3 VÝSTUPNÍ DATA Z MBS

Po provedení samotné analýzy je možné přímo v prostředí ADAMS Postprocesoru vykreslit požadovanou závislost, v tomto případě závislost síly v uložení na otáčkách redukovaného tělesa.



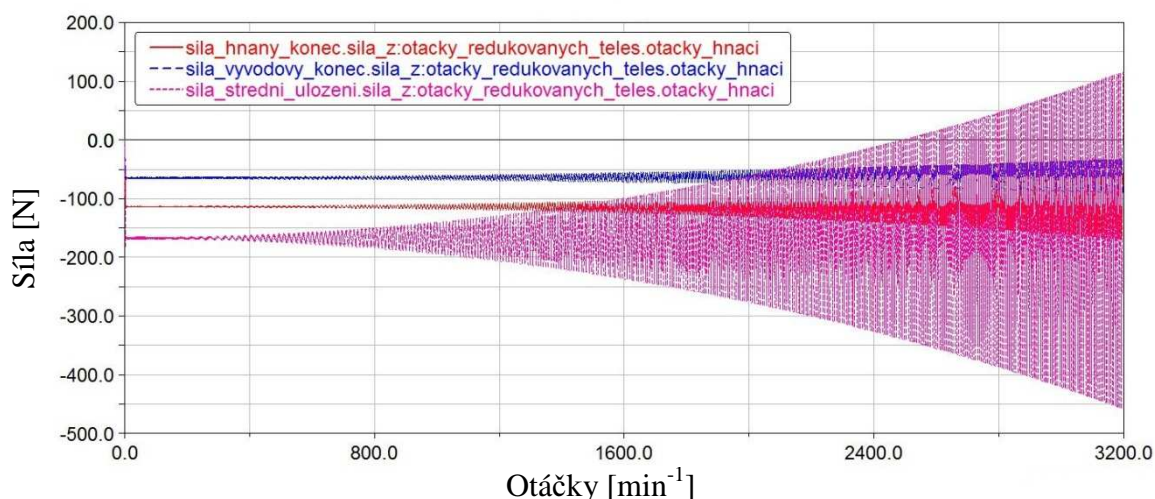
Obr. 39 Závislost síly na hnaném konci na otáčkách pro nevyváhu 0,1kg (původní hřídele): červeně – síla v uložení hnaného konce, modře – síla v uložení vývodového konce

Na Obr. 39 je patrná závislost sil v uloženích na otáčkách pro původní hřídel. Je zřejmé, že síly se zvyšují s otáčkami, což lze předpokládat. V charakteristice není žádné výrazné lokální maximum.



Obr. 40 Závislost síly na hnaném konci na otáčkách pro nevyváhu 0,1kg (dutá hřídele): červeně – síla v uložení hnaného konce, modře – síla v uložení vývodového konce

Na Obr. 40 je patrná závislost sil v uloženích na otáčkách pro dutou hřídel. Na rozdíl od předchozí závislosti, je zde patrné lokální maximum v rozmezí otáček (2600 až 2750) min^{-1} .



Obr. 41 Závislost síly na otáčkách pro nevývahu 0,1kg (hřídel uložena ve střední části): červeně – síla v uložení hnaného konce, modře – síla v uložení vývodového konce, fialově – síla v uložení ve střední části

Na Obr. 41 je patrná závislost sil v uloženích na otáčkách pro hřídel uloženou ve střední části. Z vykreslených závislostí je patrné, že se zvyšujícími se otáčkami vzrůstá amplituda síly v uložení ve střední části, amplituda síly v uložení hnaného a vývodového konce je výrazně méně závislá na otáčkách.

Z výstupních dat simulací je patrné, že se zvyšujícími se otáčkami dochází i k nárůstu síly v uložení, lze přibližně zjistit amplitudu i střední hodnotu kmitání. Ostatní charakteristiky sloužící k popisu vibrací, jako je frekvence kmitání jsou však neznámé a v prostředí ADAMS Postprocessoru jen obtížně zjistitelné. Proto bude dále přikročeno k exportu výsledných dat analýzy z programu ADAMS v univerzálním formátu „.txt“. Exportovány jsou data otáček, síly v uložení hnaného konce, síly v uložení vývodového konce a u hřídele s uložení ve střední části navíc síla v uložení ve střední části.



7 ANALÝZA VIBRACÍ

Vzhledem k rozsahu dat a potřebným krokům při zpracování dat, byl zvolen program Matlab. Tento program je velmi univerzální a umožňuje pracovat s velkým množstvím dat. Velkou výhodou programu je poměrně snadné programování vlastních skriptů pro různé účely a poměrně velká knihovna předdefinovaných funkcí.

Pro další vyhodnocení dat je nutné provést několik analýz, které poskytnou data k vyhodnocení přínosu konstrukčních změn a popřípadě i vlivu vibrací na řidiče. Pro tento účel bylo naprogramováno několik skriptů, které umožňují zjednodušené provádění vyhodnocování dat.

7.1 POPIS NAPSANÝCH SKRIPTŮ

Jedná se především o dva hlavní skripty, které slouží ke zpracování dat a jejich grafickému vykreslení. Konkrétně se jedná o skript, který vytváří Campbellův diagram, a skript, který vykresluje amplitudu a střední hodnotu dat a umožňuje grafické srovnání amplitud a středních hodnot několika datových řad.

7.1.1 SKRIPT PRO VYTVÁŘENÍ CAMPBELLOVA DIAGRAMU

Jako základ pro tento skript slouží FFT analýza, v průběhu psaní skriptu bylo vyzkoušeno založit tento skript i na harmonické analýze, tyto pokusy ovšem selhaly. Vzhledem k tomu, že se nejedná o analýzu ustáleného stavu, ale otáčky se neustále zvyšují, nebyly výsledky harmonické analýzy relevantní.

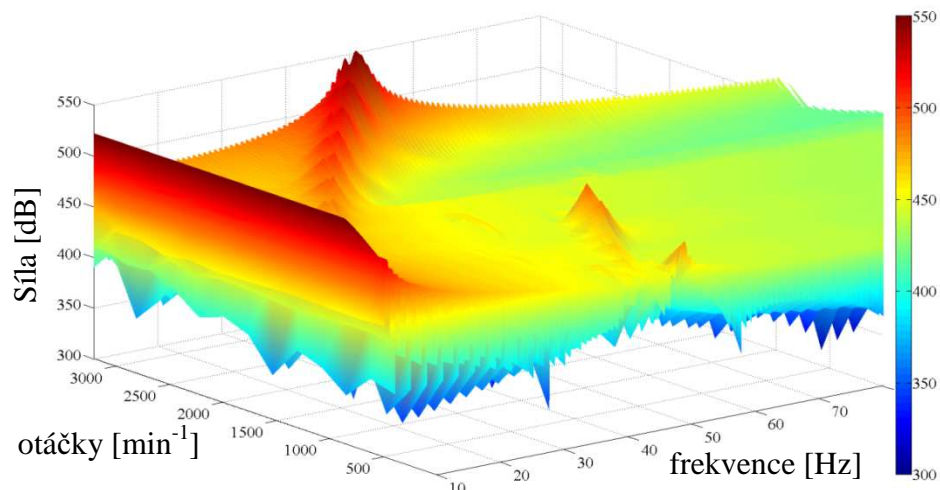
Fourierova transformace obecného signálu poté probíhá podle následující rovnice [19]:

$$X(\omega) = F\{x(t)\} = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-j\omega t} dt \quad (14)$$

kde $X(\omega)$ je signál transformovaný do frekvenční oblasti,
 $F\{x(t)\}$ je Fourierova transformace signálu $x(t)$ a
 $x(t)$ je analyzovaný signál.

Pro numerické zpracování v počítačové technice se potom využívá DFT (diskrétní fourierova transformace), nebo FFT (rychlá fourierova transformace). Většinou se dává přednost FFT, protože se jedná o optimalizaci DFT.

Samotný skript tedy zpracuje signál tak, že jej rozdělí na daný počet úseků (nebo danou délku úseku) a po těchto úsecích provádí FFT analýzu. Je vhodné pokud se tyto úseky vzájemně překrývají. Výsledky jsou zapisovány do matice. K této matici jsou potom vhodně sestaveny matice frekvencí a otáček. Poté jsou data pouze graficky vykresleny do 3D grafu, viz Obr. 42, pro převedení do běžně používaného zobrazení, je přistoupeno k natočení pohledu.

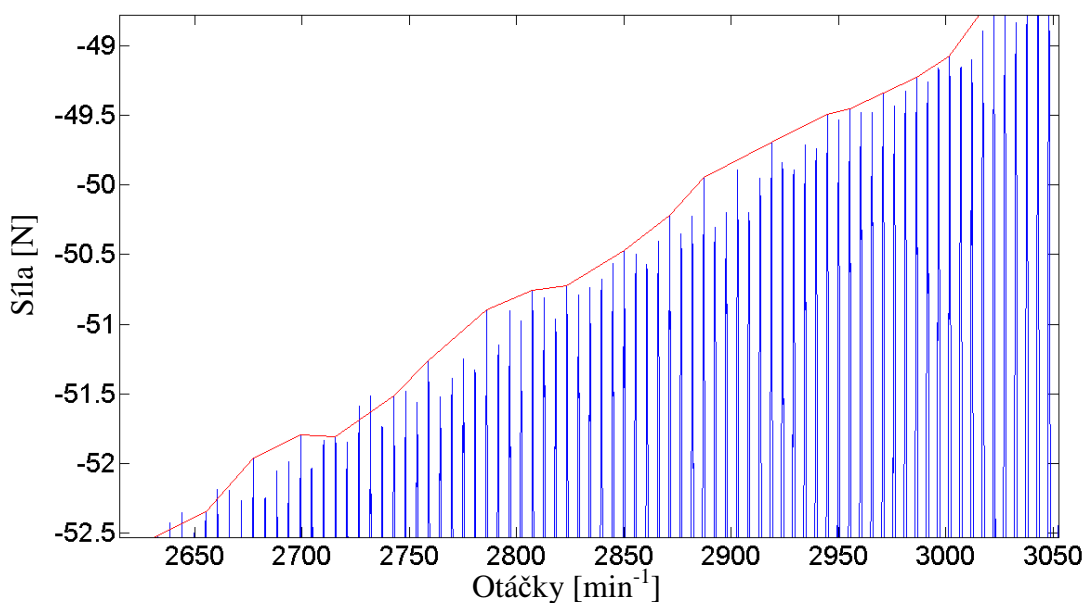


Obr. 42 Cambellův diagram v 3D prostoru

7.1.2 SKRIPT PRO ZJIŠTĚNÍ AMPLITUDY A STŘEDNÍ HODNOTY DAT

Dalším napsaným skriptem je skript, s jehož pomocí je možné zjistit amplitudu a střední hodnotu dat. Základem tohoto skriptu jsou jednoduché funkce „max“ a „min“. V průběhu psaní skriptu byla vyzkoušena i funkce „findpeaks“, nastaly však problémy s nepředvídatelnou délkou výsledného vektoru, proto bylo od této funkce upuštěno.

Tento postup je patrný z Obr. 43, kde je modře znázorněn signál a červeně vytvořená obálka dat. Je patrné, že obálka dokonale nekopíruje všechny vrcholy signálu. Na obrázku se však jedná o značné přiblížení, takže chyba je velmi malá. Velikost této chyby lze ovlivnit délkou intervalů, ve kterých jsou maxima hledána.



Obr. 43 Detail horní obálky dat



Skript zpracovává signál tak, že jej rozdělí na daný počet úseků (nebo danou délku úseku) a v těchto úsecích najde maxima (resp. minima), tyto hodnoty zapíše do vektoru. K tomuto vektoru je potom pomocí funkce „find“ sestaven odpovídající vektor otáček. Tím je vytvořena horní a dolní obálka dat. Z těchto je poté vypočtena střední hodnota a amplituda. Následuje už jen grafické vykreslení hodnot.

7.2 POROVNÁNÍ JEDNOTLIVÝCH KONSTRUKČNÍCH ŘEŠENÍ

Vzhledem k tomu, že podle dodaných podkladů jsou zaznamenány problémy při rychlostech $40\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ a $80\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$, bude věnována zvýšená pozornost otáčkám odpovídajícím těmto rychlostem. Tyto otáčky jsou vypočteny podle následující rovnice:

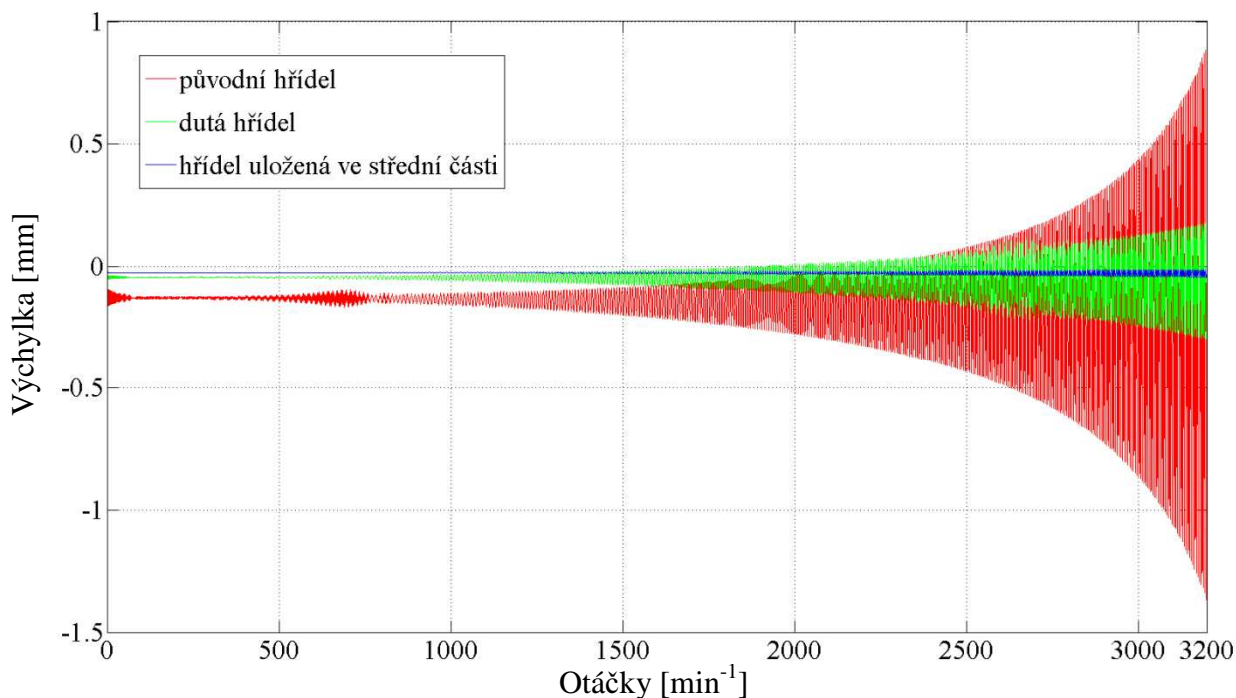
$$n_{v80} = \frac{v \cdot 1000}{2 \cdot \pi \cdot r_d} \cdot p_{kr} \cdot p_r = \frac{80 \cdot 1000}{2 \cdot \pi \cdot 0,52} \cdot 2,333 \cdot 2,714 = 2585,88\text{min}^{-1} \quad (15)$$

$$n_{v40} = \frac{v \cdot 1000}{2 \cdot \pi \cdot r_d} \cdot p_{kr} \cdot p_r = \frac{40 \cdot 1000}{2 \cdot \pi \cdot 0,52} \cdot 2,333 \cdot 2,714 = 1292,94\text{min}^{-1} \quad (16)$$

kde n_{v80} jsou otáčky hřídele při rychlosti $80\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$,
 n_{v40} jsou otáčky hřídele při rychlosti $40\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$,
 v je rychlost vozidla,
 r_d je dynamický poloměr kola,
 p_{kr} je převodový poměr kolové redukce a
 p_r je převodový poměr rozvodovky.

7.2.1 POROVNÁNÍ VÝCHYLEK

Porovnání maximálních výchylek je provedeno za účelem vyloučení možnosti kolize hřídele s jinou částí transmise. Toto porovnání je provedeno na Obr. 44, kde je patrná výchylka při nevyváze $0,1\text{kg}$ (přibližně $0,3\%$ z celkové hmotnosti hřídele). Výchylka je měřena v místě největšího průhybu hřídele. Je patrné, že amplituda výchylky původní hřídele (červeně) je mnohem větší než u druhých dvou řešení. I když tato výchylka dosahuje značných hodnot, nedojde ke kolizi s jinou částí transmise. Nejmenší mezera, mezi hřídelí a jinou součástí je $3,5\text{mm}$, k této hodnotě se výchylka hřídele nepřiblíží.



Obr. 44 Největší výchylka při neváaze 0,1kg

7.2.2 POROVNÁNÍ SIL PŮSOBÍCÍCH V ULOŽENÍ

Vzhledem k tomu, že např. u hřídele uložené ve středu je hřídel uložena ve třech uloženích, oproti původní, nebo duté hřídeli, které jsou uloženy ve dvou uloženích, je potřeba nalézt metodu porovnání těchto řešení.

Proto bude porovnávání sil rozděleno do dvou dílčích úloh a to: porovnání frekvencí a porovnání amplitud.

FREKVENCE SIL PŮSOBÍCÍCH V ULOŽENÍ

Veličiny v oboru hluku a vibrací mají dynamický rozsah o velikosti několika řádů, a proto je vhodné použití logaritmu jejich relativních hodnot, a to nejen pro zápis jejich efektivních hodnot, ale zvláště ve stupnicích spekter. Dalším důvodem je to, že fyziologický účinek zmíněných veličin je úměrný logaritmu, což je známo zvláště u hluku, u kterého je nesprávně za jednotku jeho „síly“ považován decibel. [19]

Proto je síla vynesena v poměrné jednotce decibel. Pro vhodné popsání je použito efektivní hodnoty síly (RMS – root mean square). Pro přepočítání na decibel je použita referenční hodnota dle doporučení ISO 1638, viz Tab. 13.



Tab. 13 Referenční hodnoty pro výpočet dB [19]

Fyzikální veličina	akustický tlak	vibrace/zrychlení	vibrace/rychlost	síla
Referenční hodnota	$2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$	$1 \cdot 10^{-6} \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$	$1 \cdot 10^{-9} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	$1 \cdot 10^{-6} \text{ N}$

Pro výpočet hodnoty decibelů je potom použito následující rovnice [19]:

$$dB = 20 \cdot \log_{10} \frac{E_F}{E_{F0}} \quad (17)$$

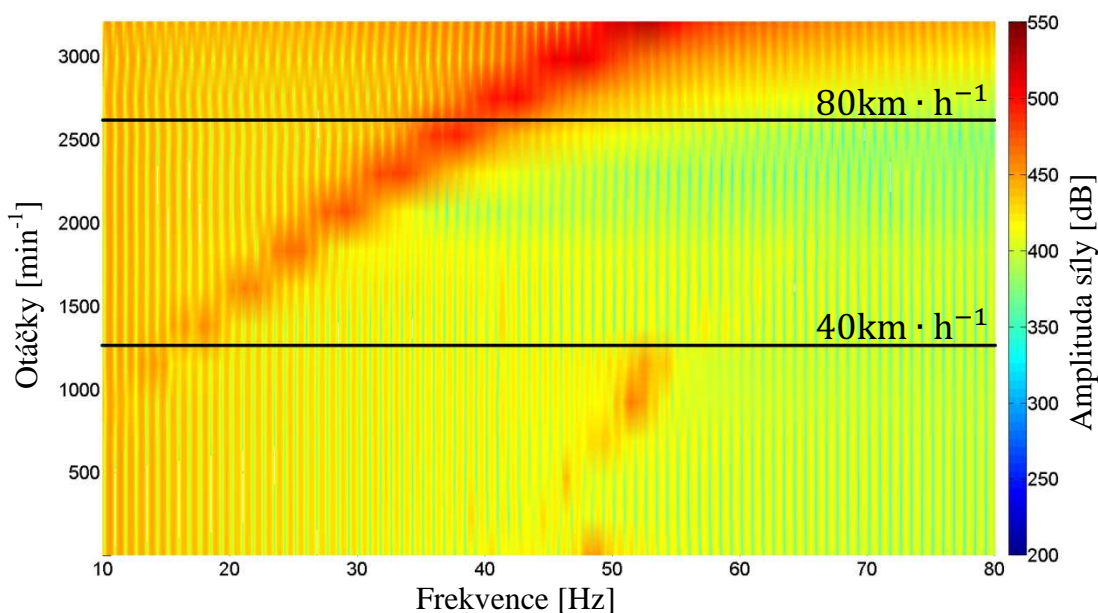
kde E_F je efektivní hodnota amplitudy síly a
 E_{F0} je referenční hodnota pro přepočítání na decibel.

Pro porovnání frekvencí působících sil byl zvolen Campbellův diagram. V diagramu je závislost síly na frekvenci kmitání a otáčkách hřídele. Černými čarami jsou zvýrazněny otáčky hřídele odpovídající rychlosti vozidla $40 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ a $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, při kterých podle měření vznikají problémy.

Na Obr. 45 je závislost amplitudy síly v decibelech na frekvenci kmitání a otáčkách hřídele. Velmi výrazně vystupuje první harmonická složka kmitání, která nad otáčkami odpovídajícími rychlosti $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ dosahuje svého maxima. Frekvence kmitání první harmonické složky dosahuje hodnot (20 až 55) Hz.

V oblasti pod otáčkami odpovídajícími $40 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ je patrné druhé maximum, které má frekvence kmitání v rozmezí (45 až 55) Hz.

Tyto dvě oblasti v Campbellově diagramu korespondují s problémy zaznamenanými při rychlostech (40 a 80) $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$. Bohužel nejsou k dispozici naměřené frekvence kmitání, které by tento předpoklad potvrdily.

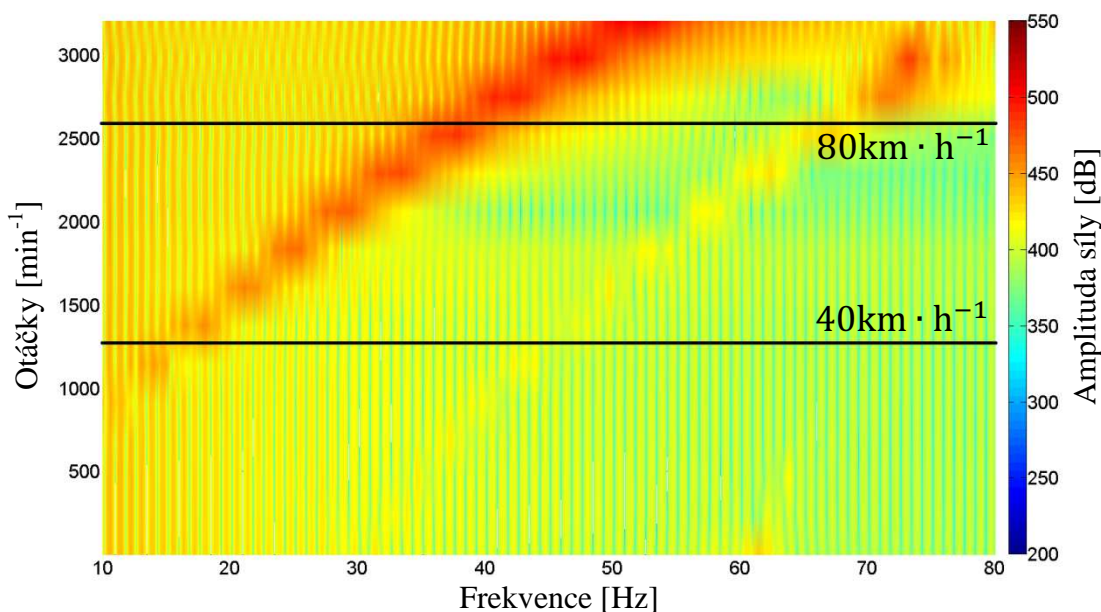


Obr. 45 Campbellův diagram síly na hnaném konci (původní hřídel)



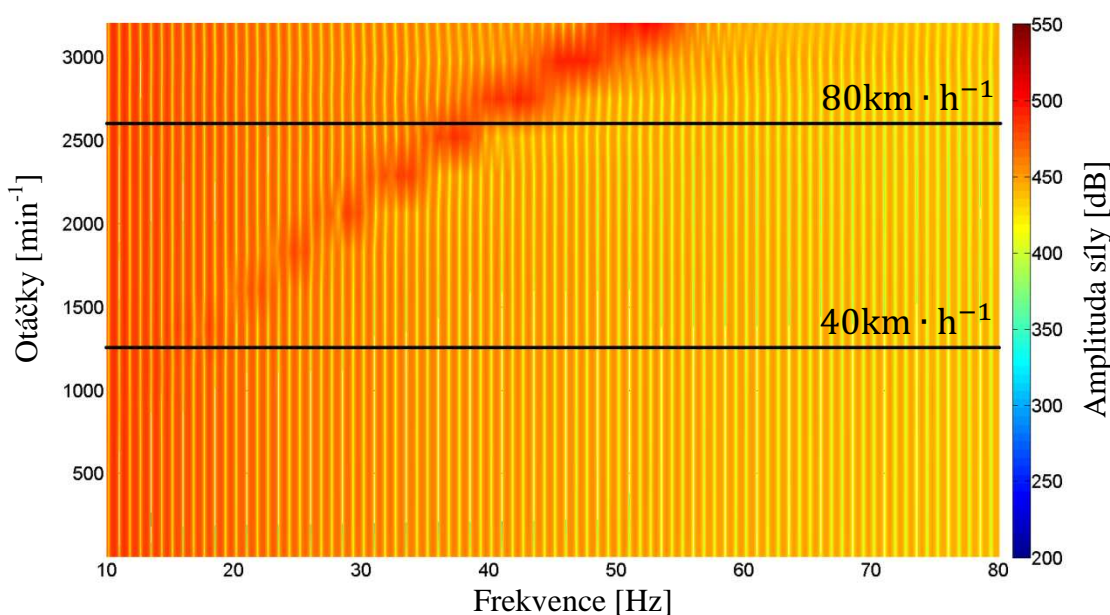
Na Obr. 46 je Campbellův diagram pro dutou hřídel. Je patrné, že se první harmonická složka kmitání chová velmi podobně jako u původní hřídele. O málo světlejší barva ovšem nasvědčuje, že amplituda kmitání první harmonické složky je menší než u původní hřídele.

V Campbellově diagramu duté hřídele ovšem vystupuje poměrně výrazně i druhá harmonická složka kmitání, která dosahuje velmi výrazného maxima nad otáčkami odpovídajícími $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Její rozsah frekvence kmitání lze jen těžce ohraničit, ale pohybuje se přibližně v rozmezí (50 až 75)Hz, nejvýznamnější je oblast (65 až 75)Hz.



Obr. 46 Campbellův diagram síly na hnaném konci (dutá hřídel)

Celkově tmavší odstín Obr. 47 naznačuje, že amplituda kmitání je rozložena do celého spektra frekvencí. Poměrně výrazně ovšem vystupuje první harmonická složka kmitání, s rozsahem frekvencí kmitání (20 až 55)Hz.



Obr. 47 Campbellův diagram síly na hnaném konci (hřídel uložená ve střední části)



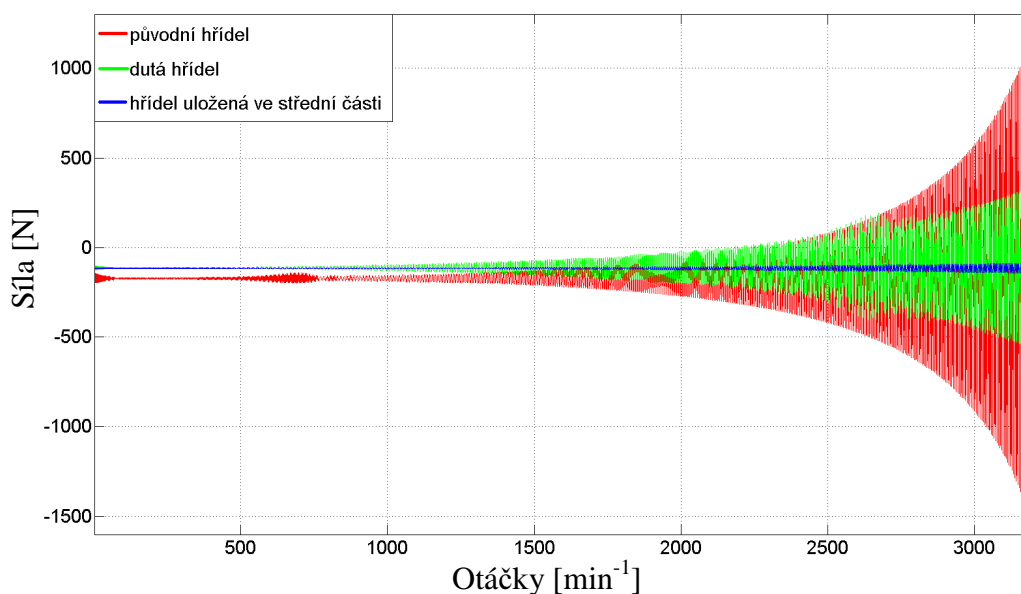
Ze srovnání Campbellových diagramů je zřejmé, nejlépe z tohoto srovnání vyjde hřídel uložená ve střední části. Rozmezí frekvencí kmitání buzené touto hřídelí je nejužší, a odpovídá pouze první harmonické složce kmitání. Buzené frekvence jsou pouze v rozmezí (20 až 55)Hz.

Porovnání duté a původní hřídele je větší problém, první harmonická složka se u obou řešení chová podobně. Ovšem další výrazná maxima se objevují v naprosto odlišných otáčkách i frekvencích kmitání.

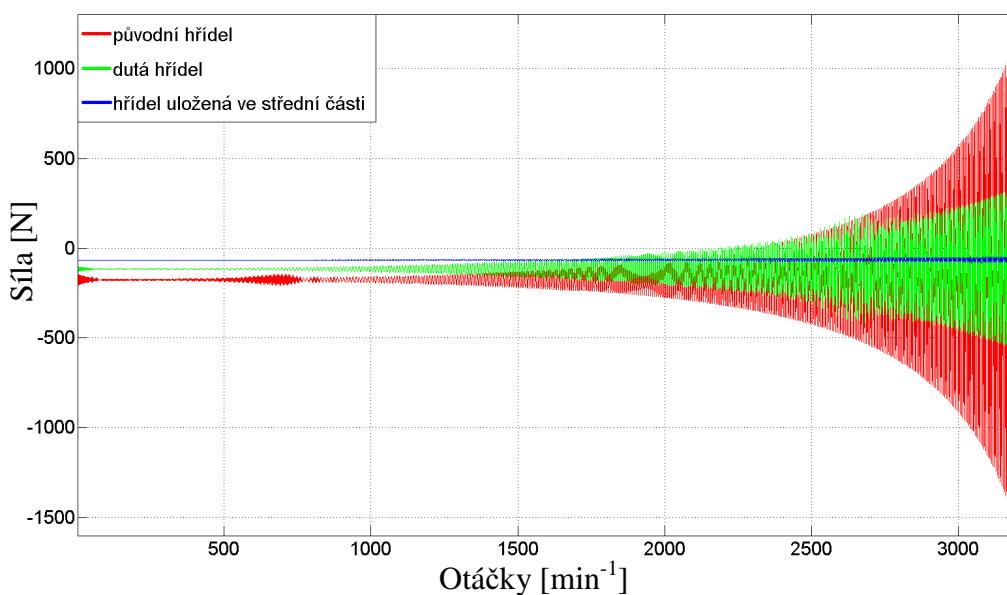
Dutá hřídel má nižší amplitudu kmitání první harmonické složky a další maxima se objevují ve vyšších frekvencích, než u původní hřídele. Na tyto vyšší frekvence kmitání je lidské tělo méně citlivé a proto jejich přítomnost působí méně negativně na řidiče. Za zvážení ovšem stojí, že se druhé maximum objevuje při rychlostech mírně nad $80\text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Toto může být problém, pokud by se vozidlo mělo dlouhodobě pohybovat v těchto rychlostech, musela by být provedena důkladná analýza zrychlení působícího na posádku vozidla. Pro expozici nad 24 hodin by potom efektivní hodnota zrychlení ve svislém směru dle ISO 2631 pro frekvence (65 až 75)Hz neměla překročit $(2,5 \text{ až } 3,5)\text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.

Původní hřídel má kromě první harmonické složky další výrazné maximum v rozmezí (45 až 55)Hz. Na kmitání o této frekvenci je lidské tělo mnohem více citlivé. Pro expozici nad 24 hodin by potom efektivní hodnota zrychlení ve svislém směru dle ISO 2631 pro frekvence (45 až 55)Hz neměla překročit $(0,9 \text{ až } 1,2)\text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.

AMPLITUDA SIL PŮSOBÍCÍCH V ULOŽENÍ



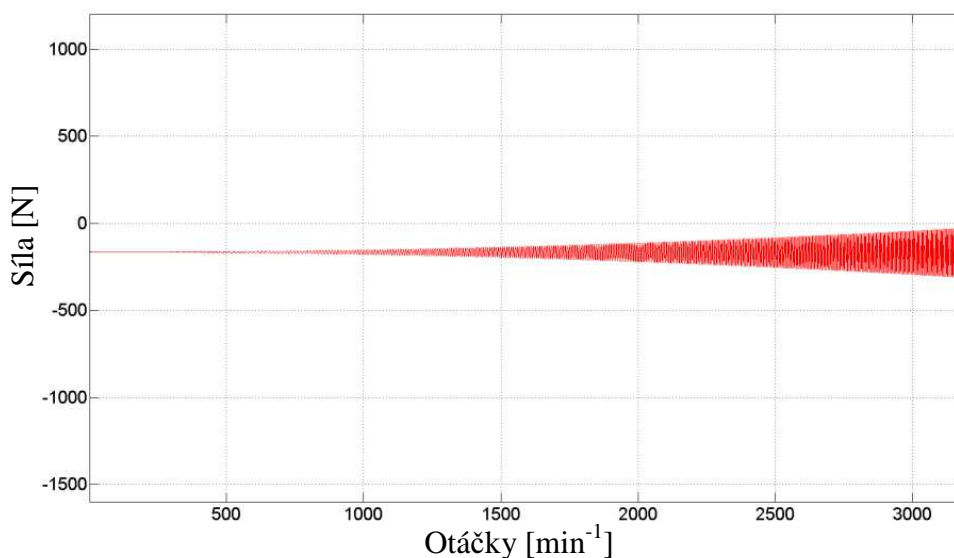
Obr. 48 Porovnání sil působících v uložení hnaného konce pro jednotlivá řešení



Obr. 49 Porovnání sil působících v uložení vývodového konce pro jednotlivá řešení

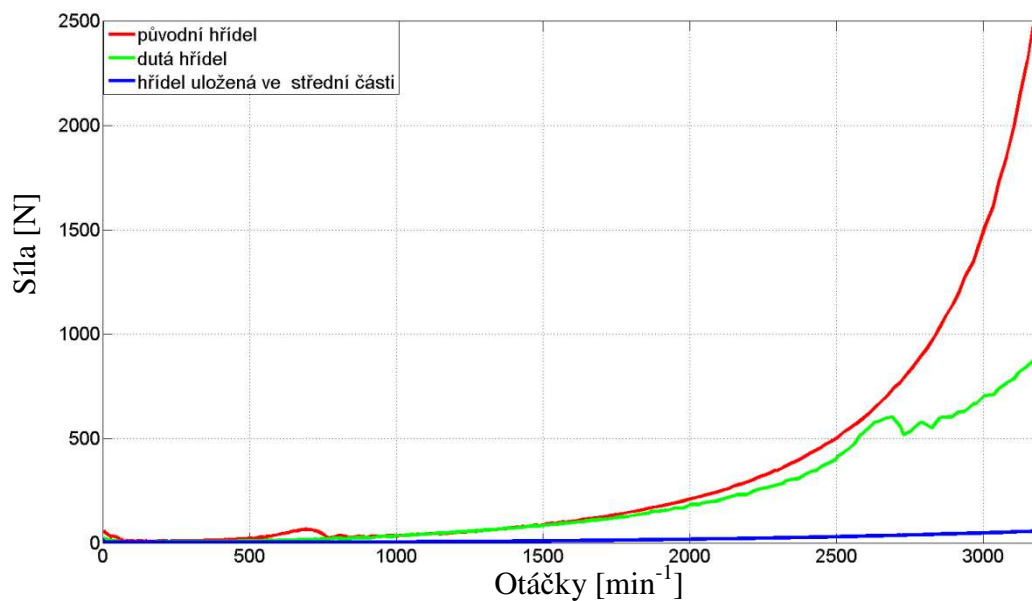
Na Obr. 48, Obr. 49 je patrné srovná sil působících v jednotlivých uloženích. Je patrné, že největší síly působí v uložení původní hřídele. V uložení duté hřídele působí zřejmě menší síly, přesto jsou výrazně větší než síly působící v uložení hřídele uložené ve střední části.

Síly v uložení hřídele jsou zřejmě menší hlavně proto, že hřídel je uložená ve třech bodech, takže síly jsou rozloženy do tří uložení. Také délka volné části je zřejmě menší a dochází k mnohem nižším amplitudám kmitání hřídele.



Obr. 50 Síla působící ve středním uložení hřídele uložené ve střední části

Na Obr. 51 jsou pro porovnání zobrazeny amplitudy síly v hnaném uložení pro jednotlivá řešení. Na tomto obrázku je zřejmý velmi výrazný rozdíl v amplitudách síly působící v uložení.



Obr. 51 Porovnání amplitudy síly v uložení hnaného konce pro jednotlivá řešení

Ze srovnání amplitud sil působících v jednotlivých uloženích je zřejmé, že nejlepším řešením po této stránce je hřídel uložená ve střední části. I varianta duté hřídele dosahuje velmi výrazného snížení amplitudy sil působících v uloženích oproti původnímu řešení.



ZÁVĚR

Z provedených porovnání je zřejmé, že nejlepším možným řešením z hlediska snížení vlivu ohybových vibrací je řešení, ve kterém je hřídel uložena ve třech uloženích (v práci označena jako hřídel uložena ve střední části). Analýza tohoto řešení ukázala značné snížení amplitudy sil působících v uloženích a také příznivou změnu dominantních frekvencí vibrací.

Druhým nejlepším řešením z hlediska snížení amplitudy sil působících v uloženích je dutá hřídel. Stojí ovšem za zvážení při jakých rychlostech se bude vozidlo převážně pohybovat. U tohoto řešení při rychlostech nad $80\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ vystupuje výrazné maximum, které by mohlo narušit komfort posádky. Pro zjištění intenzity vibrací v kabině by musela být provedena poměrně detailní analýza.

Do tohoto srovnání nejsou zaneseny náklady související s úpravami, které mohou značně ovlivnit konečné rozhodnutí. Avšak závěrem této práce je, že autor doporučuje použití řešení hřídele uložené ve třech uloženích (v práci označena jako hřídel uložena ve střední části). Tyto úpravy je vhodné aplikovat i na ostatní hřídele transmise.

S přihlédnutím k poznatkům získaným při vypracování této práce doporučuje autor pro další práci na analýze ohybových vibrací několik úprav. Jako první je to zvážení detailní analýzy jednotlivých uložení hřídele se zaměřením na zjištění tlumení. Dále by stálo za zvážení zjištění tuhosti uložení s přihlédnutím k vlivům mezi jednotlivými součástmi. Tyto kroky nejsou v práci provedeny, protože svou náročností a obsahem značně převyšují rámec této práce.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MAURICE, L., ADAMS JR., *Rotating machinery vibration: from analysis to troubleshooting*. New York: Marcel Dekker, 2001. ISBN 0-8247-0258-1.
- [2] SCHEFFER, Cornelius a Paresh GIRDHAR. *Practical Machinery Vibration Analysis & Predictive Maintenance*. Amsterdam: Elsevier, 2004. ISBN 0-7506-6275-1.
- [3] GARRETT, T.K., K. NEWTON a W. STEEDS. *The Motor Vehicle*. třinácté vydání. Oxford: Butterworth Heinemann, 2001. ISBN 07506-4449-4.
- [4] GENTO, Giancarlo a Lorenzo MORELLO. *The Automotive Chassis Volume 2: System design*. Springer, 2009. ISBN 978-4020-8673-1.
- [5] GENTO, Giancarlo a Lorenzo MORELLO. *The Automotive Chassis Volume 1: System design*. Springer, 2009. ISBN 978-4020-8673-1.
- [6] BATRAK, Yuriy. *Lateral vibration prediction issues*. London, 2010. Dostupné z: <http://www.scribd.com/doc/77016324/6/Lateral-vibration-equation>.
- [7] MALENOVSKÝ, Eduard. *Dynamika rotorových soustav: Studijní opora z předmětu Dynamika rotorových soustav* [online]. 2007 [cit. 2012-10-08]. Dostupné z: http://www.umt-old.fme.vutbr.cz/~pkrejci/opory/dyn_rot/index.html.
- [8] Tatrovácká koncepce. *Oficiální web Tatra a.s.* [online]. 2011 [cit. 2012-10-11]. Dostupné z: <http://www.tatra.cz/proc-tatru/technicka-koncepce-tatra/tatrovacka-koncepce/>.
- [9] RAO, J. S. *Rotor dynamics*. New Delhi: New Age International, 1996. ISBN 81-224-0977-6.
- [10] NOVOTNÝ, Pavel. *Pružná tělesa v Multi-body systémech: Přednáška z předmětu QMO*. Brno, 2010.
- [11] VLK, František. *Převody motorových vozidel*. 1. vyd. Brno, 2006, 371 s. ISBN 80-239-6463-1.
- [12] LEINVEBER, J., VÁVRA P. *Strojnické tabulky*. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 80-86490-74-2.
- [13] NOVOTNÝ, Pavel. *Simulace dynamiky hnacího ústrojí - centrální modul virtuálního motoru*. Brno, 2004. Disertační práce. VUT Brno. Vedoucí práce Prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
- [14] ANSYS® Academic Research, Release 14.0, Help System, ANSYS, Inc.
- [15] Mechanical Resonances in the Human Body. [online]. [cit. 2013-04-09]. Dostupné z: <http://www.powerstandards.com/HumanResonance.php>
- [16] KATU, U.S., R.G. DESAVALE a R.A. KANAI. *Effect Of Vehicle Vibration On Human Body*. Rajaram b apu Institute of Technology.



- [17] Griffin, Michael J. *Whole-body Vibration*. Encyclopedia of Occupational Health and Safety. International Labor Organization, Geneva. 2011.
- [18] PÍŠTĚK, Václav. *Počítačové simulace*. Brno, 2012. Přednášky z předmětu QPA. VUT Brno.
- [19] TŮMA, Jiří. *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Štramberk: Sdělovací technika, 1997, 174 s. ISBN 80-901-9361-7.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

0	[-]	nulová matice
C	[-]	matice tlumení
CAD		komputer aided engineering (navrhování s podporou počítačů)
c_x, c_y	[-]	matice tlumení
D_h	[mm]	vnější průměr hřídele
d_h	[mm]	vnitřní průměr hřídele
DOF		degree of freedom (stupeň volnosti)
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
E_F	[N]	je efektivní hodnota amplitudy síly
E_{F0}	[N]	je referenční hodnota pro přepočet na decibel
F	[-]	vektor budících sil
F, F_o	[-]	vektory budících sil
g	[$m \cdot s^{-2}$]	tíhové zrychlení
I	[-]	jednotková matice
I_h	[m^4]	kvadratický moment průřezu hřídele
I_{red}	[$kg \cdot m^2$]	redukovaný moment setrvačnosti
I_s	[$kg \cdot m^2$]	moment setrvačnosti redukované součásti
K	[-]	matice tuhostí
k	[-]	řád harmonické složky
k_c	[$N \cdot m^{-1}$]	celková tuhost valivého ložiska
k_{CU}	[$N \cdot m^{-1}$]	celková tuhost uložení
k_{MKP}	[$N \cdot m^{-1}$]	tuhost jednoho elementu valivého ložiska
$k_{MKP,U}$	[$N \cdot m^{-1}$]	tuhost uložení zjištěná analýzou modelu
k_n	[$N \cdot m^{-1}$]	tuhost jednoho náhradního prvku
k_{ub}	[-]	koeficient bezpečnosti k únavovému poškození
k_x, k_y	[-]	matice tuhostí
l	[m]	délka hřídele
M	[-]	matice hmotností
m	[-]	matice hmotností
MBS		multi-body systém (programy pro řešení dynamiky těles)
MKP		metoda konečných prvků
m_l	[-]	počet prvků náhrady v jedné řadě



$m_{p,max}$	[kg]	maximální zatížení přední nápravy
n_l	[-]	počet valivých elementů ložiska
$n_{m,max}$	$[\text{min}^{-1}]$	maximální otáčky motoru
n_{max}	$[\text{min}^{-1}]$	maximální otáčky analyzované hřídele
n_{v40}	$[\text{min}^{-1}]$	otáčky hřídele při rychlosti $40\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$
n_{v80}	$[\text{min}^{-1}]$	otáčky hřídele při rychlosti $80\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$
p	[-]	počet řad prvků náhrady
p_{kr}	[-]	převodový poměr kolové redukce
p_{pp}	[-]	převodový poměr přídatného převodu
p_{ps}	[-]	převodový poměr zařazeného převodového stupně
p_r	[-]	převodový poměr rozvodovky
p_{sp}	[-]	převodový poměr stálého převodu
q	[-]	zobecněné souřadnice
r_d	[m]	dynamický poloměr kola
R_y	[N]	reakční síla ve středu ložiska
S	$[\text{m}^2]$	plocha průřezu
t	[-]	vektor času
u^E	[-]	stupně volnosti uzlů rozhraní
u^I	[-]	stupně volnosti vnitřních uzlů
v	$[\text{km} \cdot \text{h}^{-1}]$	rychlost vozidla
w	[-]	konstanta závislá na typu ložiska
X	[-]	matice posunutí a natočení v uzlech
x,y	[-]	matice posunutí
Δy	[mm]	posuv ve středu ložiska
μ	[1]	Poissonovo číslo
μ_v	[-]	součinitel tření mezi vozovkou a pneumatikou
ρ	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	hustota
Φ^C	[-]	matice vazebních módů
Φ^N	[-]	matice normálových módů
Ω_k	$[\text{s}^{-1}]$	kritická úhlová rychlost hřídele
$X(\omega)$		signál transformovaný do frekvenční oblasti
$F\{x(t)\}$		Fourierova transformace signálu $x(t)$



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Návrh duté hřídele

Příloha 2 – Modální analýza jednotlivých hřídelí

Příloha 3 – Analýza tuhosti ložisek

Příloha 4 – Campbellovy diagramy

Příloha 5 – Porovnání amplitud sil