

Rozsah grafických prací:

Rozsah průvodní zprávy: cca 45 stran

Seznam odborné literatury:

BENEŠ, Š.: Teorie stavby strojů.

BENEŠ, Š. - TOMEH, E.: Metody diagnostiky valivých ložisek.

Výzkumné zprávy KST


Vedoucí diplomové práce: Doc. Ing. Štěpán Beneš, CSc.


Konzultant: Ing. Radovan Kout, Ing. Přemysl Pokorný, CSc.

Zadání diplomové práce: 15.11.1991

Termín odevzdání diplomové práce: 29.5.1992



  
Doc. Ing. Josef Cerna, CSc.  
Vedoucí katedry

  
Prof. Ing. Jaroslav Exner, CSc.  
Děkan

V Liberci

dne 15.11. 1991

VYDANÁ ÚNIVĚRA STROJNÍ A TEXTILNÍ  
LIBEREC  
F. 123/92 S

KVS/OS

V 123/92 S

# VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra výrobních systémů

Školní rok: 1991/1992

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

pro Romana Č e r n é h o

obor 23-20-8 Stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu

Vedoucí katedry Vám ve smyslu zákona č. 172/1990 Sb. o vysokých školách určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu: Analýza dynamických poměrů vřeten na broušení skla

### Zásady pro vypracování:

U brusných vřeten pro broušení plochého skla proveďte:

1. Rozbor stávající konstrukce brusného vřeten s ohledem na dynamické poměry.
2. Posouzení vlivu provozní radiální vůle valivých ložisek na přesnost chodu a jejich trvanlivost.
3. Porovnání konstrukčního řešení dostupných typů vřeten.
4. Návrh metod a míst a analýzu měření kmitání v provozních podmínkách.
5. Návrh a realizaci provozního vyvažování vřeten.
6. Optimalizaci konstrukčního řešení brusného vřeten.

Do 31.1.1992 proveďte body 1. a 2. a částečně bod 3.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ  
Ostřední knihovna  
STUDENTSKÁ 6  
752 01 LIBEREC

KVS/os

V

/92 S

Rozsah grafických prací:

Rozsah průvodní zprávy: cca 45 stran

Seznam odborné literatury:

BENEŠ, Š.: Teorie stavby strojů.

BENEŠ, Š. - TOMEH, E.: Metody diagnostiky valivých ložisek.

Výzkumné zprávy KST


Vedoucí diplomové práce: Doc. Ing. Štěpán Beneš, CSc.

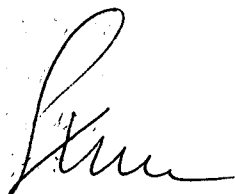
Konzultant: Ing. Radovan Kout, Ing. Přemysl Pokorný, CSc.

Zadání diplomové práce: 15.11.1991

Termín odevzdání diplomové práce: 29.5.1992



  
Doc. Ing. Josef Černá, CSc.  
Vedoucí katedry

  
Prof. Ing. Jaroslav Exner, CSc.  
Děkan

V Liberci

dne 15.11. 1991

VÝZKUMNÁ ÚSTAV STROJNÍ A TEXTILNÍ  
LIBEREC  
PL 3 401 17

KVS/OS

V 123/92 S

Mistopřísežné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury.

V Liberci, dne 29. května 1992

*Cerný Roman*  
.....

O B S A H :

strana

1.	Úvod a cíl práce . . . . .	5
2.	Rozbor dynamického chování stávající konstrukce vřetena . . . . .	7
2.1.	Přístup ke zjišťování dynamického chování stroje . . . . .	7
2.2.	Frekvenční analýza . . . . .	7
2.2.1.	Rozklad smíšeného kmitání . . . . .	7
2.2.2.	Zdroje vibrací vřetenové jednotky a jejich identifikace . . . . .	10
2.2.2.1	Brusný proces jako zdroj vibrací . . . . .	10
2.2.2.2	Nevývaha . . . . .	11
2.2.2.3	Ohnutý rotor . . . . .	11
2.2.2.4	Nesouosost u přímého náhonu . . . . .	11
2.2.2.5	Opotřebené, volné a přesazené řemeny . . . . .	12
2.2.2.6	Mechanické uvolnění . . . . .	12
2.2.2.7	Magnetické buzení od asynchronního motoru . . . . .	13
2.2.2.8	Poškozená valivá ložiska . . . . .	15
2.3.	Přenosová funkce . . . . .	17
2.3.1.	Význam přenosové funkce . . . . .	17
2.3.2.	Zjišťování přenosové funkce . . . . .	17
2.3.3.	Určování charakteristických parametrů vřetena z přenosové funkce . . . . .	20
2.4.	Dynamické chování vřetena stávající konstrukce . . . . .	21
2.4.1.	Dynamická poddajnost a vlastní tvary kmitů . . . . .	21
2.4.2.	Vliv předpětí ložisek na dynamické vlastnosti vřetena . . . . .	22
3.	Vliv provozní radiální vůle valivých ložisek na přesnost chodu a jejich trvanlivost . . . . .	24
3.1.	Provozní radiální vůle . . . . .	24
3.2.	Trvanlivost valivých ložisek . . . . .	24
3.3.	Vliv radiální vůle na přesnost chodu . . . . .	26
3.4.	Vliv radiální vůle na trvanlivost valivých ložisek . . . . .	27

3.5.	Závislost radiální a axiální vůle jednořadého kuličkového ložiska . . . . .	28
4.	Konstrukční řešení brusných vřeten . . . . .	29
4.1.	Požadavky na brusná vřetena . . . . .	29
4.2.	Příklady uložení vřeten na valivých ložiskách . . . . .	30
4.3.	Konstrukce vřetenové jednotky použité na stroji FP/10 . . . . .	32
5.	Měření kmitání vřeten v provozních podmínkách . . .	34
5.1.	Provozní podmínky . . . . .	34
5.2.	Popis provedeného měření . . . . .	36
5.2.1.	Použitý analyzátor chvění . . . . .	36
5.2.2.	Popis měření . . . . .	36
5.2.3.	Vyhodnocení měření . . . . .	37
5.3.	Návrh postupu a metod měření chvění v provozních podmínkách . . . . .	47
6.	Provozní vyvažování vřeten . . . . .	49
6.1.	Druhy nevyváženosti . . . . .	49
6.2.	Příčiny nevyváženosti u vřeten . . . . .	50
6.3.	Postup při vyvažování vřetena . . . . .	50
7.	Návrh nové konstrukce vřetena . . . . .	52
7.1.	Důvody změny konstrukce . . . . .	52
7.2.	Popis nové konstrukce vřetena . . . . .	53
7.2.1.	Podmínka správného chodu vřetena . . . . .	54
7.2.2.	Maximální radiální síla působící na konci vřetena . . . . .	54
8.	Závěr . . . . .	57
	Použitá literatura . . . . .	59

Použitá označení :

a, b	- délkové rozměry	mm
C	- základní dynamická únosnost	N
D	- průměr	mm
$D_i$	- poměrný útlum	
$d_o$	- průměr kuličky	mm
$d_s$	- střední průměr	mm
e	- poměrný nevývažek	$\mu\text{m}$
f	- frekvence	Hz
$f_D, f_E, f_i,$		
$f_k, f_o, f_s,$		
$f_v$	- základní budící frekvence	Hz
$f_R$	- rotorová frekvence	Hz
$f'_R$	- rezonanční kmitočet	Hz
$F_A$	- axiální síla	N
$F(f)$	- budící síla	N
$F_o$	- odstředivá síla	N
$F_R$	- radiální síla	N
$F_{VR}$	- výsledná radiální síla	N
$F(t)$	- dynamická síla	N
$H(f)$	- dynamická poddajnost	$\mu\text{m}/\text{N}$
k	- statická tuhost	$\text{N}/\mu\text{m}$
L	- základní trvanlivost ložiska	$10^6$
$m_k$	- korekční hmota	kg
$m_n$	- hmotnost nevývažku	kg
$m_t$	- testovací hmotnost	kg
n	- otáčky	$\text{min}^{-1}$
P	- počet pól párů el. motoru	
P	- ekvivalentní dynamické zatížení	N
r	- poloměr	mm
R	- poloměr zakřivení	mm
$R_A, R_B$	- reakce uložení ložisek	N
s	- skluz	

$t$	- čas	sec
$U$	- nevyváženost	$g \cdot mm$
$V_R$	- provozní radiální vůle	$\mu m$
$V_{RV}$	- výrobní radiální vůle	$\mu m$
$V$	- celkové opotřebení ložiska	$\mu m$
$x(t)$	- výchylka	mm
$z$	- počet kuliček ložiska	
$z_D$	- počet drážek rotoru	
$\alpha$	- úhel styku	
$\sigma_R$	- radiální pružná deformace	$\mu m$
$E$	- parametr zatížení	
$\gamma$	- fázový úhel	
$\Delta s_p$	- změna vůle v důsledku přesahu	$\mu m$
$\Delta s_T$	- změna vůle vyvolaná rozdílem teplot	$\mu m$



## 1. Úvod a cíl práce

Při obráběcím procesu působí na systém stroj-nástroj-obrobek-přípravek rušivé veličiny, z nichž nejvýznamnější jsou staticky a dynamicky působící síly a momenty, jakož i tepelné dilatace. Mechanické chvění systému, vyvolané časově proměnnými silami a momenty, je hlavní příčinou relativních pohybů mezi nástrojem a obrobkem, v našem případě mezi brusným kotoučem a tabulovým sklem. Intenzita a charakter těchto pohybů, které určují kvalitu broušeného povrchu skla a životnost brusného kotouče, závisejí nejen na nastavených rezných podmínkách, vlastnostech brusného kotouče, brusné emulze a skla, ale především na dynamickém chování brusného vřetena.

Vibrace také ovlivňují životnost a účinnost celého strojního systému (motor, spojka, převody, hřídele, ložiska) a tím tedy i hospodárné využití stroje. Nesmíme však také zapomenout, že vibrace se přenášejí (konstrukcí, základy) na člověka a spolu s hlukem, průvodním jevem vibrací, mohou poškodit jeho tělesné i duševní zdraví.

Mechanické chvění má velký význam v bezdemontážní diagnostice. Na základě jeho analýzy je možné získat důležité informace o provozním stavu strojního zařízení a odhalit zdroje chvění konstrukce. Použití kmitočtového analyzátoru, založeného na rychlé Fourierově transformaci, spolu s osobním počítačem umožňuje zjišťování poškození většiny strojních součástí již v počátečním stadiu. Průběžné měření a vyhodnocování kmitání dovoluje přiblížit se ideálnímu systému údržby, údržby podle skutečného stavu stroje. Stroj se odstavuje pouze tehdy, jestliže to jeho stav vyžaduje. Dílce, například ložiska, se vyměňují jen při dosažení určitého stupně opotřebení, rotory se znovu vyvažují pouze při překročení přípustné úrovně nevyváženosti. Tato koncepce umožňuje posoudit nejen současný stav stroje, ale na základě trendu naměřených hodnot, lze

odvodit i prognózy. Tak můžeme předem určit termíny údržby stroje, které se pak dají zahrnout do operativního plánování výroby.

Z měření mechanického chvění a jeho analýzy se také vychází při návrhu opatření k odstranění nežádoucích dynamických vlastností konstrukce (vyvažování, výměna poškozených dílů, přeladění, změna konstrukce) a při určování dynamického chování stroje (určování kmitočtových charakteristik).

Cílem této práce je návrh konstrukce vřetena s přímým náhonem na broušení hran plochého skla. Při návrhu uložení a náhonu vřetena se vycházelo především z požadavků na dodržení dlouhodobé přesnosti jeho chodu a na snížení úrovně mechanického chvění za provozu. V předložené práci jsou také uvedeny teoretický rozbor dynamického chování vřetena stávající konstrukce, posouzení významu provozní radiální vůle valivých ložisek, analýza spekter mechanického chvění měřených vřeten a návrh metod měření chvění a vyvažování vřeten v provozních podmínkách.

Kmitočtová spektra, použitá v této práci, byla získána při měření vibrací u vřetenových jednotek použitých na stroji FP/10 italské firmy ZANETTI A & C, který je určen na broušení a leštění hran a švů plochého skla.

## 2. Rozbor dynamického chování stávající konstrukce vřetena

### 2.1. Přístup ke zjišťování dynamického chování stroje

Při rozboru dynamického chování mechanické soustavy a její diagnostice lze uplatnit dva možné přístupy :

- analýzu signálů, která slouží ke zjištění a popisu skutečné odezvy strojního systému na obecně neznámé buzení, např. na síly působící při provozu. Při této analýze vyšetřujeme kmitočtové spektrum odezvy, které je v podstatě výsledkem násobení kmitočtové (přenosové) charakteristiky, např. charakteristiky poddajnosti, spektrem budící síly.
- analýzu systémů, která umožňuje zjišťování vlastností a charakteristik mechanického systému jako celku. Na základě výsledků současného měření budící síly a odezvy je možno určit přenosovou (kmitočtovou) charakteristiku systému, což je poměr odezvy k budící síle. Tento poměr je nezávislou charakteristikou vlastností lineárního systému, která se nemění ani v jeho klidovém, ani v jeho vybuzeném stavu. Tato analýza tedy vyžaduje použití dvoukanálového analyzátoru.

Podrobně se vyšetřováním dynamického chování a modelováním mechanických soustav zabývá literatura 5). Zde budou přiblíženy pouze principy frekvenční analýzy a přenosové funkce (charakteristiky).

### 2.2. Frekvenční analýza

#### 2.2.1. Rozklad smíšeného kmitání

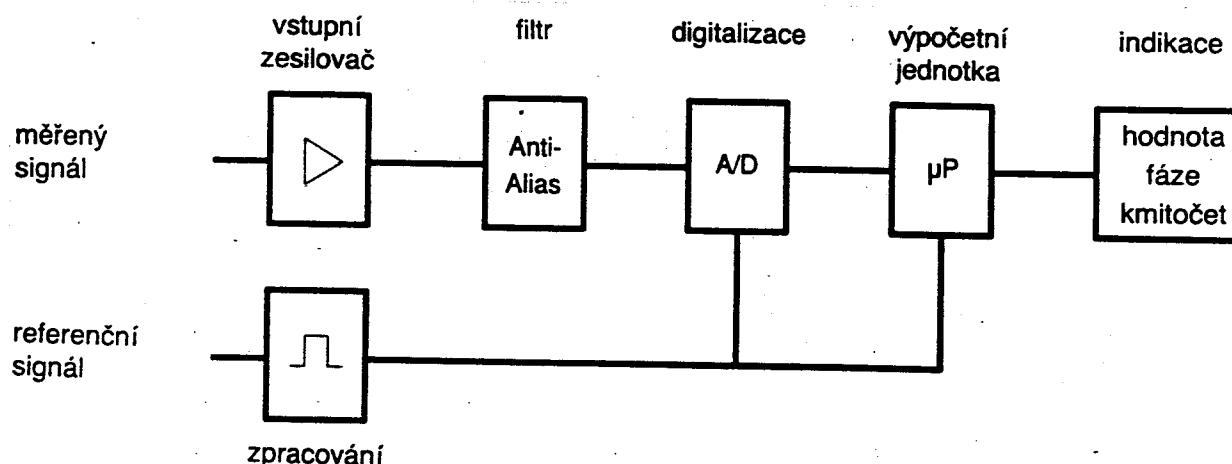
Použití Fourierovy transformace umožňuje časový průběh signálu

na výstupu snímače chvění transformovat do kmitočtové oblasti. Snímané smíšené kmitání se v analyzátoru rozloží na jednotlivé harmonické složky. Výsledkem je znázornění frekvenčního spektra, z něhož lze určit amplitudy a kmitočty jednotlivých harmonických kmitů.

Kmitání se tedy vyhodnocuje úzkopásmově, na rozdíl od celkového posuzování stroje (např. při zjišťování mohutnosti kmitání). Pro diagnostiku závad se používá dvou způsobů filtrace, laditelný filtr a analyzátor FFT (rychlé F. transformace). Laditelný filtr vzorkuje postupně jednotlivé frekvence kmitání stroje. K tomuto účelu je nutné přelaďování, které se provádí ručně, automaticky nebo externím referenčním signálem. Jedním z principů laditelných filtrů je multiplikační metoda. Využívá matematické zákonitosti, že při násobení dvou časových funkcí vytvářejí nenulovou hodnotu součinu pouze složky kmitání, které jsou fázově i kmitočtově shodné. V přístroji se měřený signál zesílí a pak se násobí v 1. násobičce sinusovou funkcí a v druhé kosinus funkcí. Výstupní signály obou násobičů odpovídají navzájem kolmým složkám vektoru kmitání. Filtrují se dolní propustí a pak se ve výpočetním obvodu zjistí velikost a fázová poloha vyfiltrovaného signálu. Referenční signál dodává generátor harmonických kmitů (vnější nebo zabudovaný), který prolaďuje samočinně určitý předem zvolený obsah, nebo je spouštěn referenčním signálem.

Moderní kmitočtové úzkopásmové analyzátory jsou založeny na rychlé Fourierově transformaci. V analyzátoru FFT (z angl. Fast Fourier Transformation) se, na rozdíl od laditelných filtrů, všechny frekvence kmitání zachycují současně a vypočítává kmitočtové spektrum.

Blokové schéma analyzátoru na obr. 1.



Obr. 1 : Blokové schéma analyzátoru FFT

Zesílený signál ze snímače kmitu se vede na odrušovací filtr ("anti - alias"), který potlačí nežádoucí zrcadlové kmitočty vznikající při FFT. Zpracovaný signál (amplituda i čas) se digitalizuje v analogově číslicovém převodníku. Výpočetní jednotka se pomocí F. integrálu převede digitalizovanou časovou funkcí na odpovídající kmitočtovou funkci. Matematické vlastnosti FFT jsou uvedeny v literatuře 14). Analyzátor zobrazuje kmitočtová a výkonová spektra i časové průběhy zkoumaných veličin na displeji. Aby se zvýšila přesnost analýzy, provádí se tzv. průměrování signálu. Může se průměrovat v časové nebo kmitočtové oblasti. Při průměrování v časové oblasti se používá s výhodou synchronizace, která umožňuje "zaostření" na určitou součást pro podrobné vyšetření.

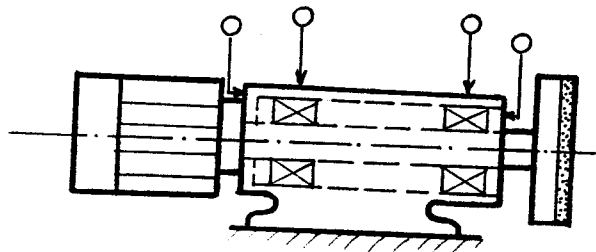
K analyzátoru je možno připojit počítač, tiskárnu nebo souřadnicový zapisovač.

Vlastnosti filtrů a analyzátorů FFT jsou charakterizovány šířkou, tvarovým činitelem filtru (útlumovými charakteristikami) a rozlišovací schopností (u anal. FFT). Podrobně jsou vlastnosti filtrů rozebrány v literatuře 12).

Při analýze poškození stroje často postačí omezit kmitočtovou analýzu na ta kmitání, která se objevují s frekvencemi otáčení rotorů nebo s jejich násobky (vyšší harmonické, subharmonické složky). To vede k použití tzv. harmonické (řádové) analýzy, při které zjistíme amplitudy, kmitočty a také fázové úhly harmonických složek. K jejímu provedení slouží analyzátor FFT, vybavený vstupem pro referenční signál.

### 2.2.2. Zdroje vibrací vřetenové jednotky a jejich identifikace

Při zjišťování vibrací vřetenové jednotky měříme většinou absolutní kmitání ložisek v radiálním směru. Měřící místa jsou umístěna (v ideálním případě) na ložiskovém tělese v místě uložení ložisek. Pro přesnější interpretaci naměřených spekter je výhodné měřit vibrace i v axiálním směru (viz obr. 2) a fázové posunutí vibrací.



Obr. 2 : Měřící místa na vřetenové jednotce

#### 2.2.2.1 Brusný proces jako zdroj vibrací

Za určitých podmínek je možné považovat buzení od brusných sil za nahodilé. Při broušení hran skla diamantovým nástrojem nevznikají takové dynamické poměry jako při broušení kovů. Nejsou zde tak výrazné podmínky pro vznik samobuzeného kmitání (regenerativní efekt), které je vyvoláno periodickou

změnou řezného odporu. Tyto periodické podněty vznikají v důsledku periodické změny vlnitosti povrchu brusného kotouče nebo broušeného povrchu. V případě obrábění skla nedochází k tak výrazným změnám topografie broušeného kotouče a také princip vytváření nového povrchu je u skla odlišný než u kovů, viz literatura 10). Frekvenční spektrum náhodného signálu je spojité.

#### 2.2.2.2 Nevývaha

- 1) Statická nevývaha - se projeví u vřetena výraznou 1. harmonickou složkou s frekvencí otáček vřetena. Vibrace, měřené v radiálním směru na obou měřících místech skříně, jsou ve fázi.
- 2) Momentová nevývaha vřetena - způsobuje velké amplitudy 1. harmonické složky otáček v radiálním i axiálním směru. U radiálních složek vibrací dochází k posunu fáze o  $180^\circ$ .
- 3) Nevývaha brusného kotouče - se může vzhledem k šířce brusného kotouče považovat za statickou. Vzniká opět velká 1. harmonická složka otáček. Radiální vibrace mohou být v protifázi (fáze  $180^\circ$ ).

#### 2.2.2.3 Ohnutý rotor

Tato závada vyvolává velké axiální vibrace. Rozdíl fáze axiálního směru se blíží  $180^\circ$ . Dominují amplitudy u 1. harmonické složky otáček, ale může se vyskytnout i vysoká 2. harmonická.

#### 2.2.2.4 Nesouosost u přímého náhonu

- 1) Úhlová nesouosost rotoru motoru a vřetena se projeví

velkými axiálními vibracemi. Ve spektru axiálních vibrací převládají 1., 2. nebo 3. harmonická složka otáček.

- 2) Rovnoběžná nesusosost - vyznačuje se velkými vibracemi v radiálním směru. 2. harmonická otáček je většinou větší než první a její velikost vzhledem k 1. harmonické je určena konstrukcí spojky.

Při velké radiální a axiální nesusososti se můžou vlivem silné nelinearity generovat i velké amplitudy u vyšších harmonických otáček.

#### 2.2.2.5 Opotřebené, volné a přesazené řemeny

Kmitání měříme radiálně ve směru řemenů. Řemenové frekvence leží ve spektru pod 1. harmonickou otáček motoru i vřetena. Vady se projeví výskytem amplitud na 1. až 4. násobku řemenové frekvence. Často bývá dominantní špičkou 2. násobek řemenové frekvence, která se vypočte ze vztahu :

$$f_k = \frac{\pi \cdot n \cdot D}{L} \quad [\text{Hz}] \quad (1)$$

kde  $n$  - otáčky řemenice,  $D$  - roztečný průměr řemenice,  $L$  - délka řemene.

#### 2.2.2.6 Mechanické uvolnění

Může se projevit dvěma typy spekter. Spektrum s výskytem velkých amplitud na 0,5, 1 a 2 násobku otáčkové frekvence rotoru s dominující 2. harmonickou je obvykle generováno volnými montážními šrouby, trhlinami v nosné konstrukci nebo ložiskové skříni. Vůle vzniklé nesprávným přesahem mezi komponenty, např. vůle v ložiskách, způsobí výskyt velkého počtu harmonických složek a existencí subharmonických složek (0,5; 1,5; 2,5 násobky frekvence otáček).



### 2.2.2.7 Magnetické buzení od asynchronního motoru

U elektrických motorů se kombinuje mechanické buzení s magnetickým. Příčiny a projevy magnetického buzení lze určit spolehlivěji ve spektrech statorového proudu. K indikaci buzení ve spektrech je nejprve třeba určit výpočtem charakteristické budící frekvence.

Skluzová frekvence  $f_s$  :

$$f_s = f_E - f_R \quad [\text{Hz}] \quad (2)$$

kde  $f_E$  je síťová frekvence (50 Hz) a  $f_R$  skutečné otáčky motoru při zatížení.

Drážková frekvence  $f_D$  :

$$f_D = f_E \cdot z_D \cdot \frac{1-s}{p} \quad [\text{Hz}] \quad (3)$$

kde  $z_D$  je počet rotorových drážek,  $p$  je počet pólpárů a  $s$  je skluz definovaný vztahem :

$$s = \frac{f_E - p \cdot f_R}{f_E} \quad (4)$$

- 1) Statická excentricita - je způsobena nekruhovitostí statoru, opotřebením ložisek, nerovnoměrným ohřevem statoru (zkratovanými plechy) nebo špatným ustavením rotoru ve statoru a má za následek vznik nepravidelné vzduchové mezery mezi rotorem a státorem. Ve spektru kmitání se projevuje výrazná amplituda s dvojnásobkem síťové frekvence ( $2 \cdot f_E$ ). Může se vyskytnout také amplituda s kmitočtem drážkového buzení  $f_D$  a jeho násobky (určení  $f_D$  ze vztahu 3).

- 2) Uvolnění statorových plechů, nevyvážený odpor fází a zkratovaný stator - způsobují ve spektru výraznou amplitudu s frekvencí  $2 \cdot f_E$  (100 Hz).
- 3) Dynamická excentricita - její příčinou je ohnutý hřídel rotoru, radiální házení rotoru nebo jeho místní ohřev. Vzniká přídavné magnetické buzení v důsledku rotující proměnné vzduchové mezery mezi státorem a rotorem. Ve spektru se excentricita projevuje velkou amplitudou s frekvencí rotorovou  $f_R$  a s postranním pásmem o kmitočtech  $f_R \pm 2 \cdot f_s$  (skluzová frekvence  $f_s$  ze vztahu 2) a také výraznou amplitudou s frekvencí  $2 \cdot f_E$  s postranním pásmem s odstupem  $\pm 2 \cdot f_s$ . V nízkých kmitočtech se může vyskytnout amplituda s frekvencí  $2 \cdot f_s$ . Často se také objevují složky kmitání s drážkovou frekvencí  $f_D$  a jejími násobky.
- 4) Zlomená, prasklá a uvolněná rotorová tyč, zkratované rotorové plechy, špatný spoj v prstenci, způsobují velké vibrace na otáčkové frekvenci  $f_R$  s postranními pásmy s odstupem  $2 \cdot f_s$ . Prasklé rotorové tyče často generují navíc postranní pásma s odstupem  $2 \cdot f_s$  kolem 3., 4. a 5. harmonické otáček. Volné rotorové tyče se projevují ve spektru postranními pásmy s odstupem  $2 \cdot f_E$  (100 Hz) kolem frekvence drážkového buzení a jejích vyšších harmonických (celočíselných násobků  $f_D$ ).
- 5) Volný nebo prasklý konektor - způsobuje výskyt nadměrných vibrací na dvojnásobku síťové frekvence (100 Hz) s postranními pásmy s odstupem  $1/3 f_E$ .

### 2.2.2.8 Poškozená valivá ložiska

- 1) Počáteční poškození ložisek se projevuje výrazně v oblasti vysokých kmitočtů (např. v pásmu 9 - 12kHz). Malé ložiskové vady vybuzují vlastní frekvence komponent ložiska. K spolehlivé indikaci kmitočtů, v jejichž blízkosti je ve spektru třeba hledat počáteční příznaky poškození valivých ložisek, slouží rázová zkouška. Těleso ložiska se budí lehkými údery rázového kladívka (spojité spektrum buzení) a určují se spektra odezev.
- 2) V další fázi opotřebení ložiska dochází k únavovému poškození oběžných drah a valivých těles. Ložisko se stává výrazným budičem kmitání. V oblasti nižších kmitočtů se objevují ložiskové frekvence závad a jejich harmonické složky (vzorce pro výpočet ložiskových frekvencí viz dále). S růstem opotřebení se objevuje více harmonických složek ložiskových frekvencí a počet postranních pásem roste, jak kolem ložiskových frekvencí, tak kolem vlastních frekvencí ložiska.
- 3) Ke konci životnosti ložiska se zvyšuje i velikost 1. harmonické složky otáček. Rostou i složky vyšších harmonických složek otáčkové frekvence. Diskrétní ložiskové frekvence závad začínají být nevýrazné stejně jako vlastní frekvence ložiska a jsou nahrazeny náhodným širokopásmovým vysokofrekvenčním šumovým pozadím. Je to způsobeno vysokou nelinearitou (změna tuhosti ložiska a skluz valivých těles).

#### Ložiskové frekvence závad

Frekvence vad vnitřního oběžného kroužku  $f_i$  :

$$f_i = 0,5 \cdot z \cdot (1 + \gamma) \cdot f_R \text{ [Hz]} \quad (5)$$

Frekvence vad vnějšího kroužku  $f_o$  :

$$f_o = 0,5 \cdot z \cdot (1 - \gamma) \cdot f_R \quad [\text{Hz}] \quad (6)$$

Frekvence vad klece  $f_k$  :

$$f_k = 0,5 \cdot (1 - \gamma) \cdot f_R \quad [\text{Hz}] \quad (7)$$

Frekvence vad valivého tělesa  $f_v$  :

$$f_v = \frac{d_s}{d_o} \cdot (1 - \gamma^2) \cdot f_R \quad [\text{Hz}] \quad (8)$$

Kde  $z$  je počet valivých těles,  $d_o$  je průměr valivého tělesa,  $d_s$  - střední průměr ložiska,  $f_R$  - frekvence otáčení rotoru (v případě, že jeden kroužek ložiska se nepohybuje),  $\alpha$  - kontaktní úhel ložiska a součinitel  $\gamma$  je dán vztahem :

$$\gamma = \frac{d_o}{d_s} \cdot \cos \alpha \quad (9)$$

V současnosti je vyvinuto množství speciálních metod a přístrojů pro dezdemontážní diagnostiku valivých ložisek. Nejznámějšími jsou tyto metody : (viz literatura 3) )

- měření rázových pulsů SPM (přístroje firmy SPM Instrument a SKF, např. SPM 43, TMED 1, BEA 52)
- BCU (přístroje firmy SCHENCK)
- Kurtosis, součinitel K (přístroj K - 4100)
- měření špičkové energie SE (přístroje firmy Reutlinger)
- měření  $K(t)$  parametru (přístroje firmy Robotron)
- určování činitele výkmitu  $K_v$  (Brüel & Kjaer - 2513)
- měření ultrazvukové emise (ČVUT Praha)
- měření obálkového spektra a kepstra (Brüel & Kjaer - 2515)
- SEE (SKF)

## 2.3. Přenosová funkce

### 2.3.1 Význam přenosové funkce

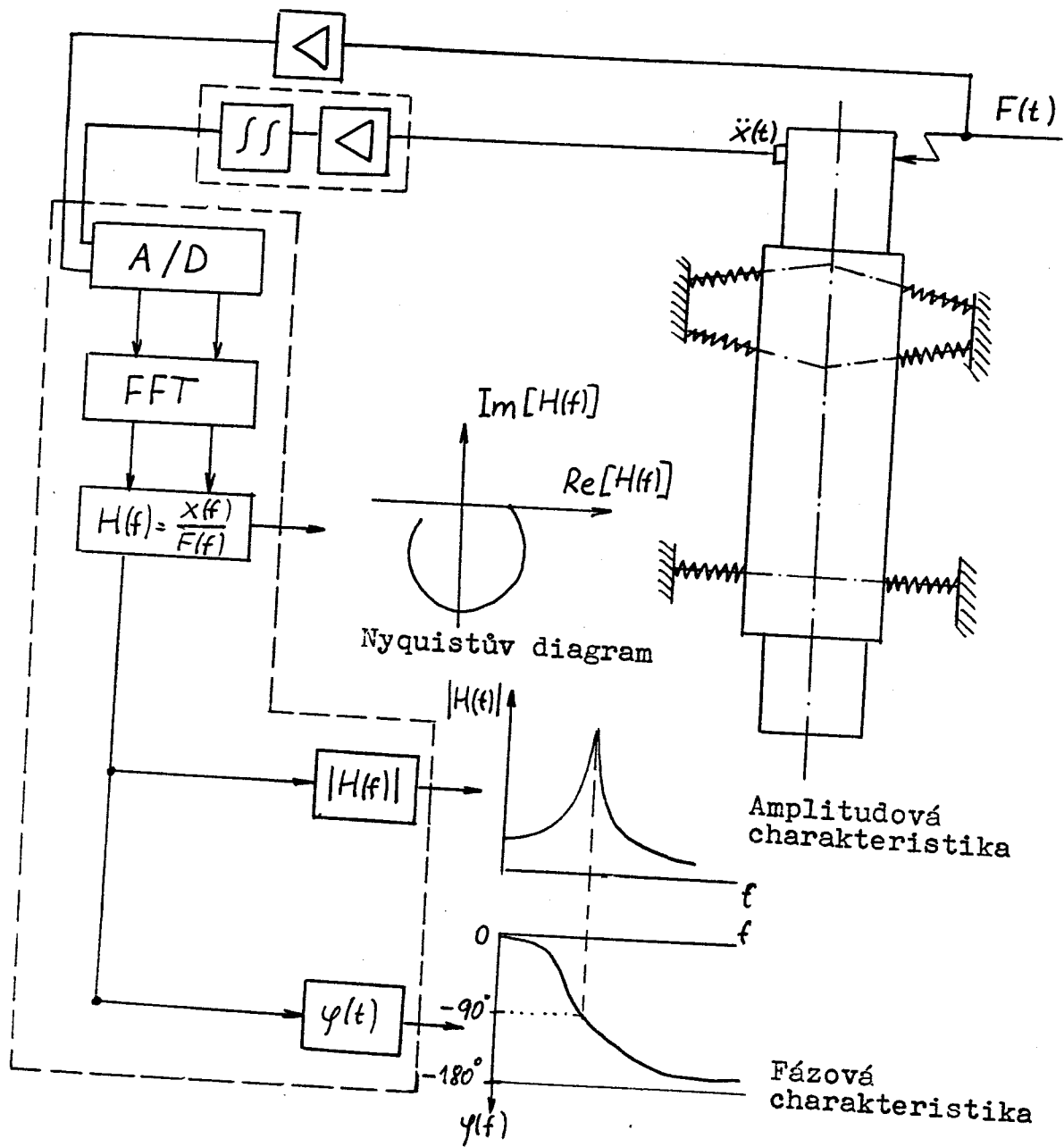
Kmitočtová a harmonická (řádo­vá) analýza zobrazují chování stroje (vřetenové jednotky) zásadně pro jeden určitý stav, pro jediné určité otáčky. V našem případě můžeme označit provozní podmínky vřeten za stacionární. Otáčky kolísaly v malém rozsahu vlivem změněných řezných podmínek (posuv a tloušťka skla). Kmitočtová analýza tedy postačí k posouzení a diagnostice vřeten s takovými vlastnostmi. V současnosti je však trend používat vřetenové jednotky poháněné elektrickými motory s plynule regulovatelnými otáčkami, tedy s velkým rozsahem otáček a provozního zatížení. V tomto případě je nutno posuzovat stroj z hlediska dynamického chování v celém pracovním rozsahu. K tomu slouží vyšetřování přenosových charakteristik (charakteristiky poddajnosti, pohyblivosti a akce­rance) - viz literatura 5).

### 2.3.2 Zjišťování přenosové funkce (schéma)

Na vyšetřovaný stroj nebo na jeho jednotlivou část (rotor, ložisko) se zavede budící funkce  $F(t)$  - dynamická síla, která může mít sinusový, rázový nebo nahodilý průběh, a jako reakce se změří výstupní funkce (např. dráha kmitů). Podíl výstupní a vstupní funkce pak představuje přenosovou funkci. Jedná se o komplexní podíl, který popisuje všechny charakteristické parametry vyšetřovaného systému jako tuhost, vlastní kmitočet a poměrný útlum. Přenosovou funkci můžeme snímat za rozběhu a doběhu stroje nebo za klidu, jako v případě na obr.3.

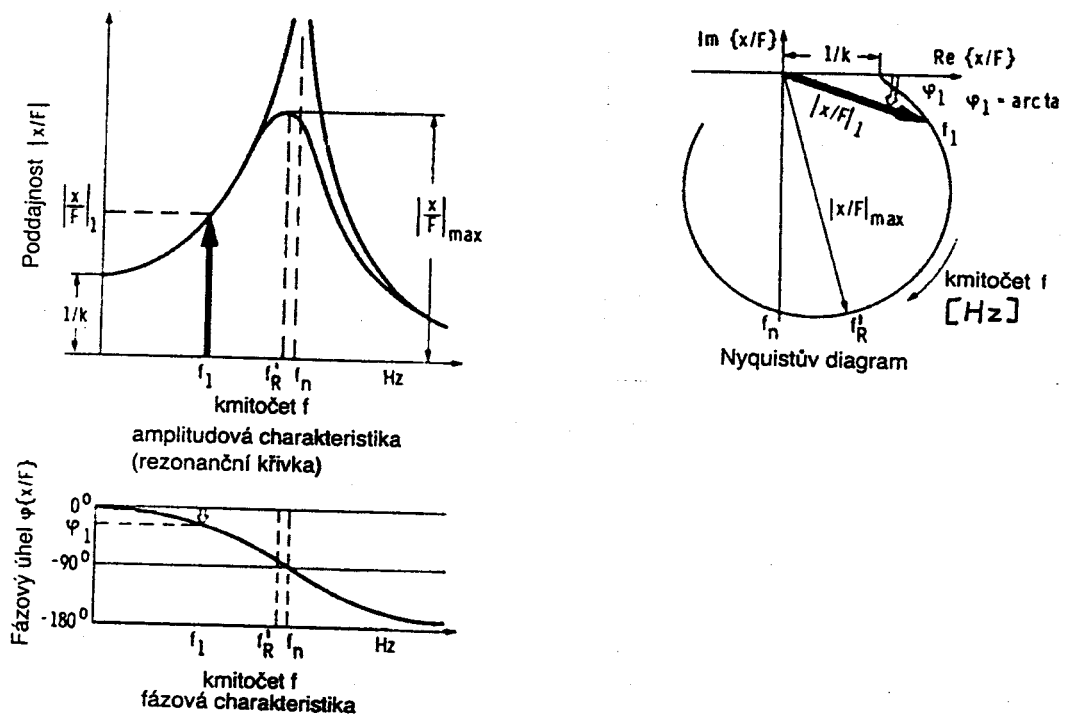
Výsledkem měření přenosové funkce jsou tyto charakteristiky :  
(viz obr. 4)

Obr. 3 : Měření přenosové funkce



- 1) Amplitudová charakteristika poddajnosti
  - znázorňuje podíl výstupní výchylky (dynamického posunu) a dynamické síly (budící) jako funkce kmitočtu.
- 2) Fázová charakteristika
  - fázový úhel mezi výchylkou a silou v závislosti na frekvenci.
- 3) Amplitudofázová charakteristika poddajnosti (Nyquistův diagram)
  - zobrazení komplexní přenosové funkce v Gaussově rovině

Obr. 4 : Znázornění výsledků měření  
přenosové funkce ( $1^{\circ}$  volnosti)



### 2.3.3 Určování charakteristických parametrů stroje z přenosové funkce

Z přenosové funkce lze zjistit tyto parametry (viz obr. 4 a 5):

- statickou tuhost  $k$   $\left[ \frac{N}{\mu m} \right]$
- statickou poddajnost  $1/k$   $\left[ \frac{\mu m}{N} \right]$
- dynamickou poddajnost (frekvenční charakteristiku)  $H(f)$  :

$$H(f) = \frac{x(f)}{F(f)} \left[ \frac{\mu m}{N} \right]$$

- vlastní kmitočty  $f'_{Ri}$  ( $i$  - stupeň volnosti tlumené soustavy) rezonanční
- poměrný útlum  $D_i$  :

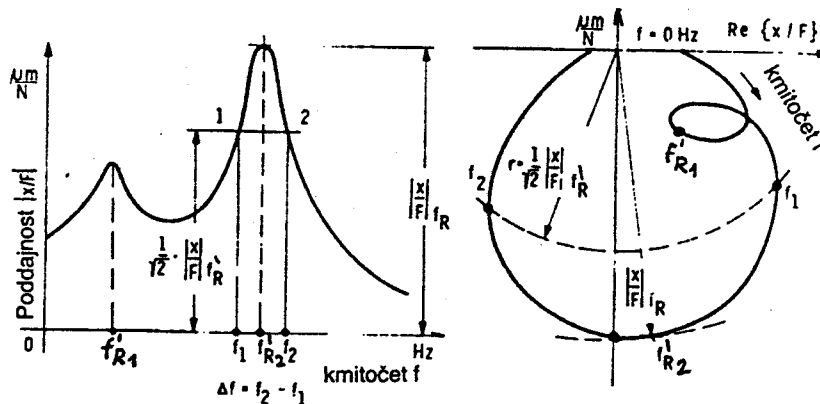
$$D_i = \frac{\Delta f_i}{2 \cdot f'_{Ri}}$$

- vlastní tvary kmitů - při jejich zjišťování se stroj (vřeteno) budí rezonančním kmitočtem (kmitočty) zjištěným z frekvenční charakteristiky a v jednotlivých bodech se měří amplitudy a fázové úhly kmitů.

Kromě dynamické poddajnosti se může použít frekvenčních charakteristik pohyblivosti  $M$  a akcelerace  $A$  :

$$M(f) = \frac{\dot{x}(f)}{F(f)} \left[ \frac{m \cdot s^{-1}}{N} \right] \quad A(f) = \frac{\ddot{x}(f)}{F(f)} \left[ \frac{m \cdot s^{-2}}{N} \right]$$

Obr. 5 : Výpočet útlumu u jedné vlastní frekvence podle metody  $\sqrt{2}$  (charakteristika poddajnosti se 2<sup>o</sup> volnosti)



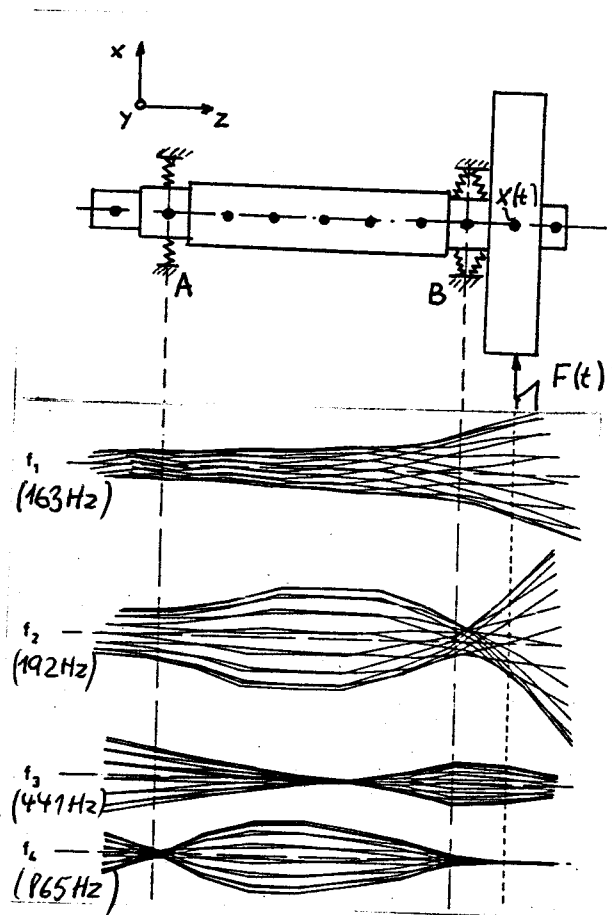
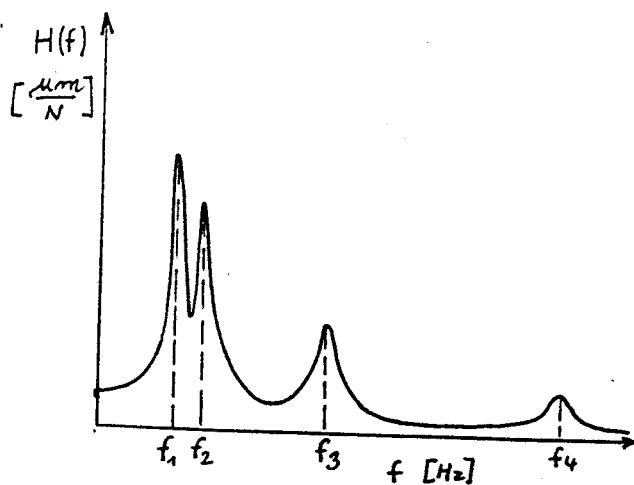


## 2.4. Dynamické chování vřetena stávající konstrukce

### 2.4.1 Dynamická poddajnost a vlastní tvary kmitů

Na obr. 6 jsou uvedeny charakteristické průběhy dynamické poddajnosti a vlastních tvarů kmitů brusného vřetena uloženého na jednořadém radiálním kuličkovém ložisku (A) a na dvojici ložisek s kosoúhlým stykem ( $15^\circ$ ), uspořádaným zády k sobě (uspořádání "0", DB) z amplitudové charakteristiky poddajnosti (frekvenční charakteristiky) byly zjištěny čtyři vlastní frekvence vřetena v rozsahu 0 - 1000 Hz. Těmito frekvencemi pak bylo buzeno vřeteno v místě uchycení brusného kotouče a v jednotlivých bodech výchylky vřetena ve všech třech souřadnicových osách. Na obr. 6 jsou znázorněny vlastní tvary kmitů v rovině x - z.

Obr. 6 : Průběh dynamické poddajnosti a vlastní tvary kmitů vřetena



#### 2.4.2 Vliv předpětí ložisek na dynamické vlastnosti vřetena

Při změně předpětí ložisek v páru se posunou vlastní frekvence a změní se hodnota poddajnosti a útlumu při těchto frekvencích, což se projeví především u prvních dvou vlastních frekvencí ( $f_1$  a  $f_2$ ). K odůvodnění změny těchto veličin při různém předpětí je nutná znalost průběhu vlastních tvarů kmitů a charakteristiky dvojice ložisek (závislost deformace ložisek na zatížení - předpětí). Experimentálně bylo zjištěno, že pro uspořádání "O" platí :

- přírůstek radiální tuhosti dvojice ložisek je větší při změně ze středního předpětí (B) na velké (C), než při změně předpětí z malého (A) na střední (B).
- přírůstek axiální a momentové tuhosti je naopak při změně předpětí ze středního (B) na velké (C) menší než při změně z malého (A) na střední.

Z průběhu vlastních tvarů kmitů lze usoudit, že při 1. vlastní frekvenci  $f_1$  koná konec vřetena s brusným kotoučem oscilační pohyb ve směru osy  $x$  a při 2. vlastní frekvenci  $f_2$  klopný pohyb okolo středu uložení B. Z toho je možné usuzovat, že při zvětšení předpětí ložisek dojde ke zvýšení tuhosti ložisek a ke zvětšení vlastních frekvencí takto :

- frekvence  $f_1$  se při změně předpětí z malého (A) na střední (B) posune méně vpravo, než při změně předpětí z B na C.
- u vlastní frekvence  $f_2$  je tomu naopak. Při změně předpětí z A na B je přírůstek frekvence větší než při změně předpětí z B na C.

Se vzrůstajícím předpětím ložisek se obecně zvyšuje jejich tlumení a v důsledku toho klesají i amplitudy vlastních tvarů kmitů (snižuje se dynamická poddajnost). To však platí jen

do určité míry předpětí. Při vysokém předpětí (C) může dojít k nadměrnému ohřevu ložisek. Při tomto předpětí se sice zvyšuje tlumení ložisek třením, ale na druhé straně však silně nelineárně klesá viskozita mazacího prostředku a tím i viskozní tlumení ložisek se zvětšující se teplotou. Při uspořádání dvojice ložisek do "O" je největší hodnota tlumení při středním předpětí (za normálních teplot).

Z průběhu vlastních tvarů kmitů je možné usuzovat, že podstatný vliv na průběh skutečných provozních deformací a jejich amplitudu mají vlastní tvary kmitů při vlastní frekvenci  $f_1$  a  $f_2$ , tedy především radiální a momentová tuhost ložisek v uložení B (viz obr. 6).

Poznámka :

Pro ilustraci je možno uvést konkrétní hodnoty vlastních frekvencí a jim příslušející hodnoty dynamické poddajnosti :

$f_1$	=	163 Hz	-	$H_1$	=	0,023	$\mu\text{m/N}$
$f_2$	=	192 Hz	-	$H_2$	=	0,018	$\mu\text{m/N}$
$f_3$	=	441 Hz	-	$H_3$	=	0,01	$\mu\text{m/N}$
$f_4$	=	865 Hz	-	$H_4$	=	0,002	$\mu\text{m/N}$

Tyto hodnoty odpovídají vřetenu uloženému na dvou párech kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem FAG B7015 C zády k sobě, při středním předpětí, při střední teplotě vnějších ložiskových kroužků  $40^\circ$ . Přesný popis měřeného vřetena je uveden v literatuře 9).