

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.

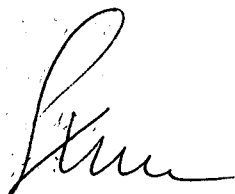
Konzultant: Ing. Radovan Kout, Ing. Přemysl Pokorný, CSc.

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

VÝKONNÝ ŘEŠENÍ STROJNÍ A TEXTILNÍ INŽENÝRSTVÍ 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	μm
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	min^{-1}
P	- počet pólů 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	μm
V_{RV}	- výrobní radiální vůle	μm
V	- celkové opotřebení ložiska	μm
$x(t)$	- výchylka	mm
z	- počet kuliček ložiska	
z_D	- počet drážek rotoru	
α	- úhel styku	
σ_R	- radiální pružná deformace	μm
E	- parametr zatížení	
γ	- fázový úhel	
Δs_p	- změna vůle v důsledku přesahu	μm
Δs_T	- změna vůle vyvolaná rozdílem teplot	μm

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

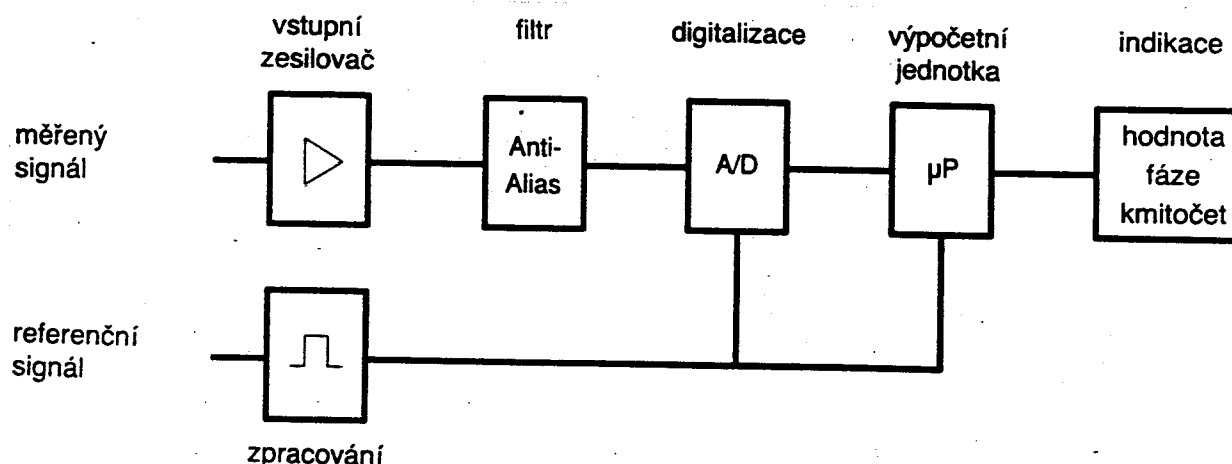
Použití Fourierovy transformace umožňuje časový průběh signálu

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.

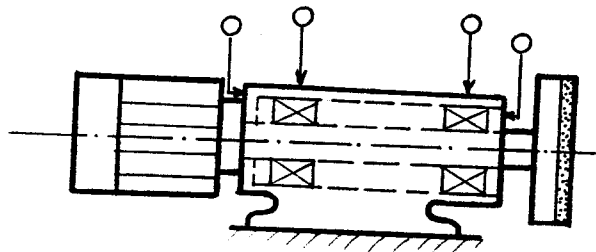
K analyzátoru je možno připojit počítač, tiskárnu nebo souřadnicový zapisovač.

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° .
- 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°).

2.2.2.3 Ohnutý rotor

Tato závada vyvolává velké axiální vibrace. Rozdíl fáze axiálního směru se blíží 180° . 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 vybudují 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), α - kontaktní úhel ložiska a součinitel γ 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

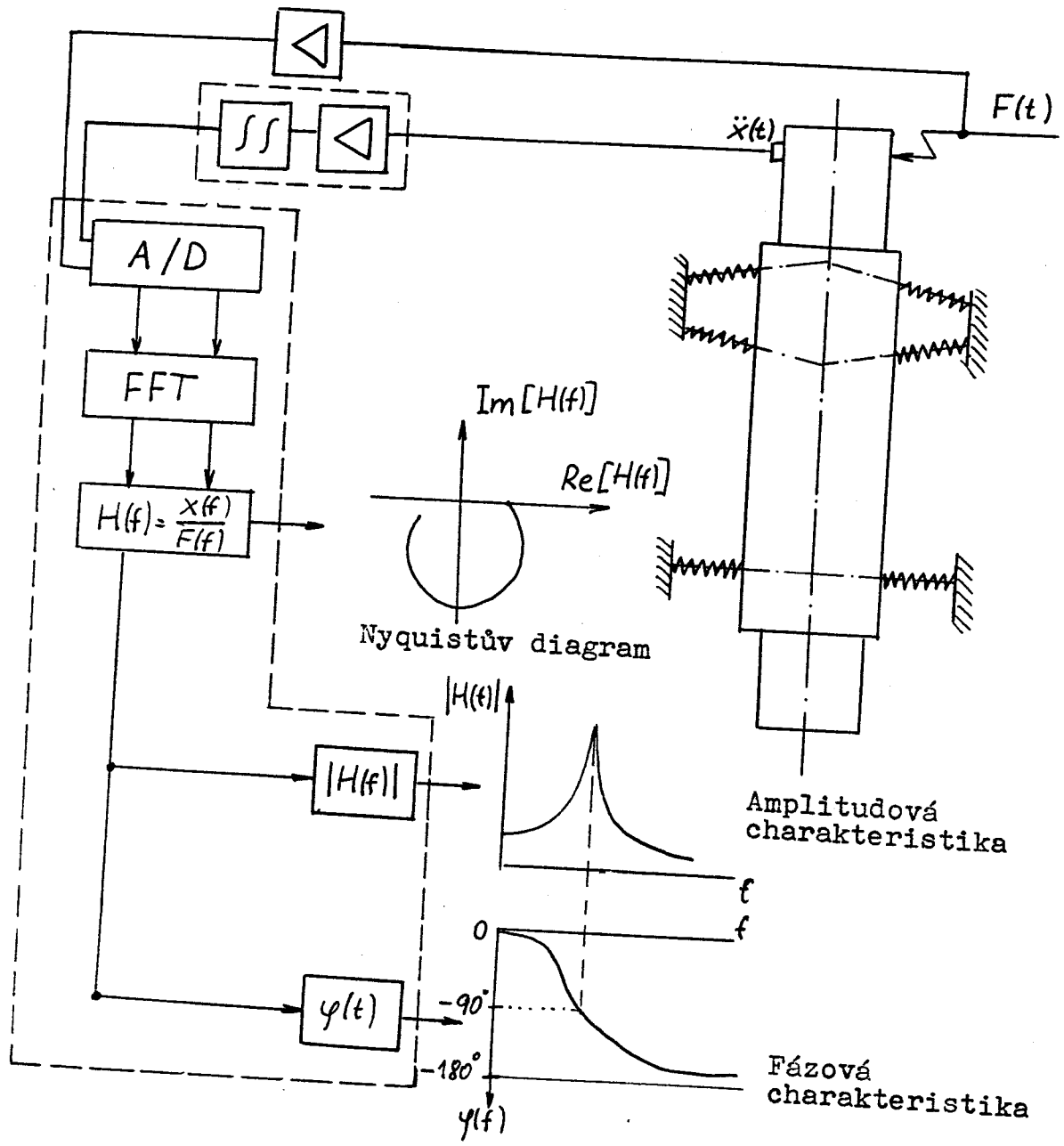
Kmitočtová a harmonická (řádová) analýza zobrazují chování stroje (vřetenové jednotky) zásadně pro jeden určitý stav, pro jediné určité otáčky. V našem případě můžeme označit provozní podmínky vřeten za stacionární. Otáčky kolísaly v malém rozsahu vlivem změněných řezných podmínek (posuv a tloušťka skla). 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 akcelrance) - 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.

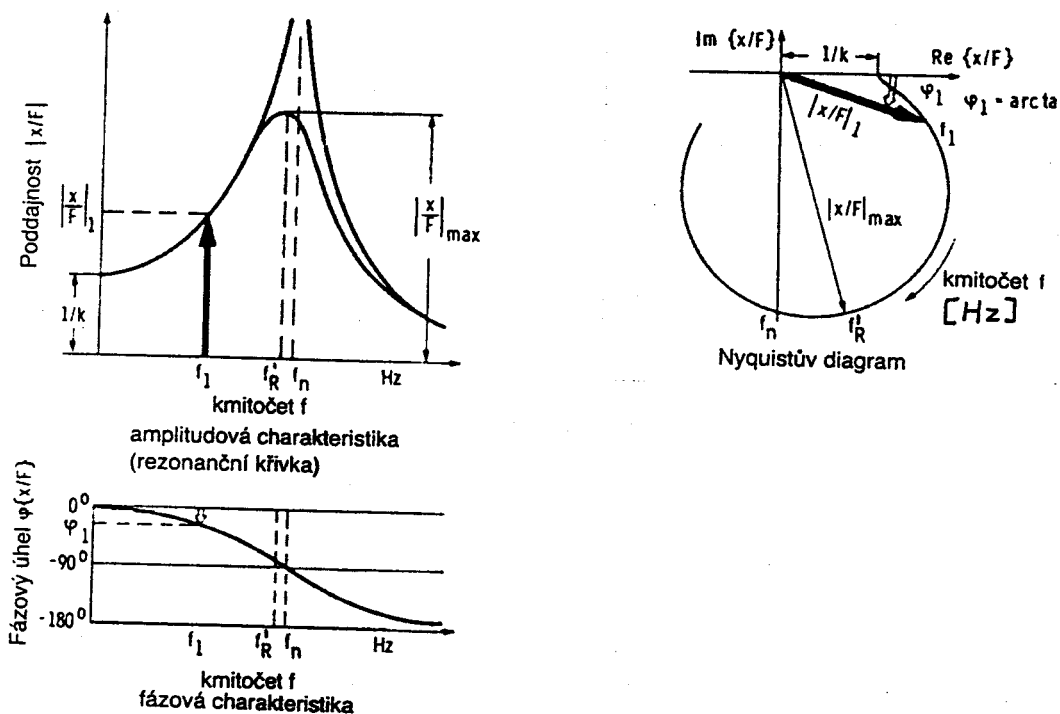
Výsledkem měření přenosové funkce jsou tyto charakteristiky :
(viz obr. 4)

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° 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 :

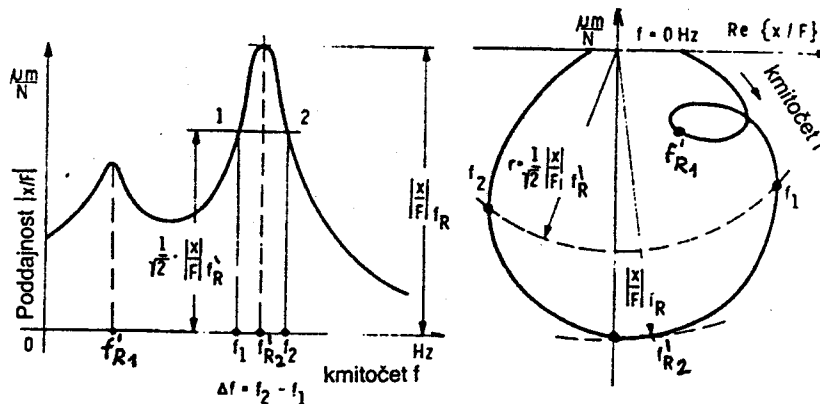
$$D_i = \frac{\Delta f_i}{2 \cdot f'_{Ri}}$$

- 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^o volnosti)

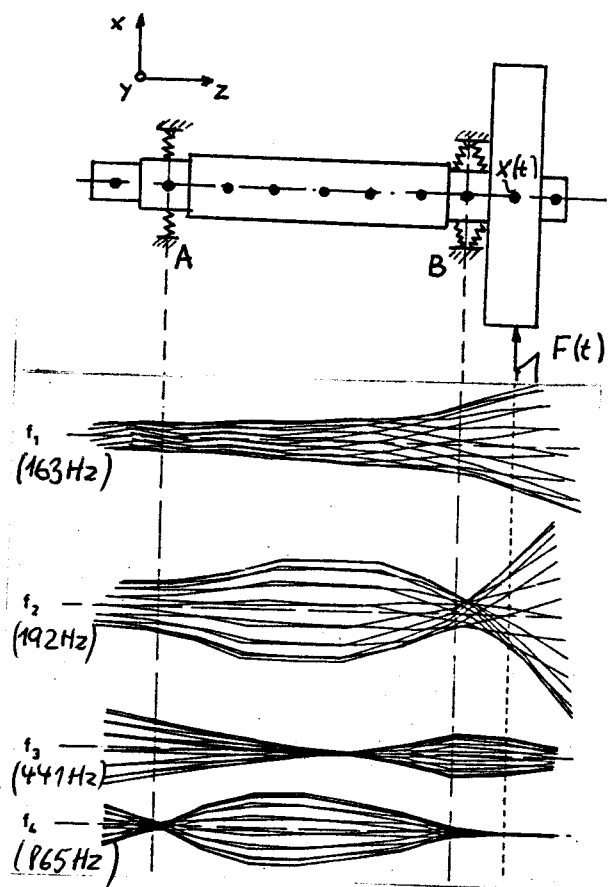
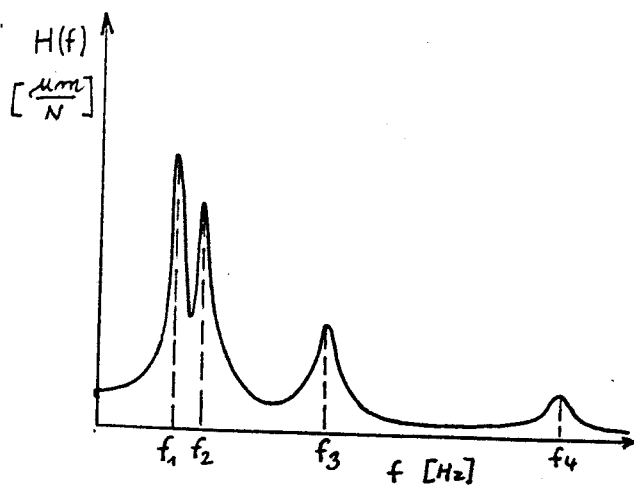


2.4. Dynamické chování vřetena stávající konstrukce

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°), 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° . Přesný popis měřeného vřetena je uveden v literatuře 9).

3. Vliv provozní radiální vůle valivých ložisek na přesnost chodu a jejich trvanlivost

3.1. Provozní radiální vůle

Provozní radiální vůle valivých ložisek je určena jako míra, o kterou se hřídel posune v radiálním směru proti vnějšímu kroužku u zamontovaného nezatíženého ložiska za ustálené provozní teploty.

Provozní radiální vůle :

$$V_R = V_{RV} - \Delta s_P - \Delta s_T \quad [\mu m] \quad (10)$$

Výrobní vůle (V_{RV}) - výchozí radiální vůle nezamontovaného ložiska. Pro běžná uložení se používá normální radiální vůle. Při požadavku vysoké tuhosti a přesnosti chodu (vřetena) se používá menší radiální vůle (C_2, C_1). Při vysokých mezních otáčkách, při větším teplotním spádu mezi vnitřním a vnějším kroužkem, u jednořadých kuličkových valivých ložisek pro zvýšení axiální únosnosti, při těžkých provozních poměrech - lisované oba ložiskové kroužky - se používá větší radiální vůle (C_3, C_4, C_5).

Δs_P - změna vůle vyvolaná lícováním

Δs_T - změna vůle vyvolaná rozdílem teplot ložiskových kroužků

Výpočet hodnoty Δs_P i Δs_T je uveden v literatuře 7).

3.2. Trvanlivost valivých ložisek

Trvanlivost ložiska je definována počtem otáček (nebo dobou chodu^V provozních hodinách při dané frekvenci otáčení), které ložisko vykoná, než se objeví první známky únavy materiálu (pitting).

Při výpočtech trvanlivosti ložiska se používá t.zv. základní trvanlivost, trvanlivost, které se dosáhne nebo ji překročí 90 % většího počtu stejných ložisek při stejných provozních podmínkách. Určuje se ze základního vztahu :

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad [10^6 \text{ ot.}] \quad (11)$$

kde C - základní dynamická únosnost (v katalogu ložisek)
 P - ekvivalentní dynamické zatížení ložiska (stanoveno výpočtem)

Přesnější výpočet základní trvanlivosti je uveden v literatuře 6), 7), 16).

V praxi má větší význam než trvanlivost ložiska jeho životnost. Pojem životnost ložiska zahrnuje dobu chodu ložiska až do jeho vyřazení i z jiných příčin, než je únava materiálu. Ložisko může být vyřazeno např. pro ztrátu požadovaných vlastností, opotřebení nebo předčasnou únavu vyvovalnou nepříznivými provozními vlivy, jako nedostatečné mazání, koroze, montážní chyby a pod.. Životnost ložiska je zpravidla menší, než základní trvanlivost stanovená výpočtem. Opotřebení ložiska a tím i zvětšení provozní vůle je způsobeno především nečistotami, které vniknou do ložiska, korozi a chybným nebo nedostatečným mazáním. Firma FAG vyvinula metodu ke stanovení pravděpodobné doby opotřebení. Diagram uvedený na obr. 8 znázorňuje jakou dobu opotřebení lze očekávat za různých provozních poměrů, jestliže se připustí určitá velikost opotřebení.

V diagramu :

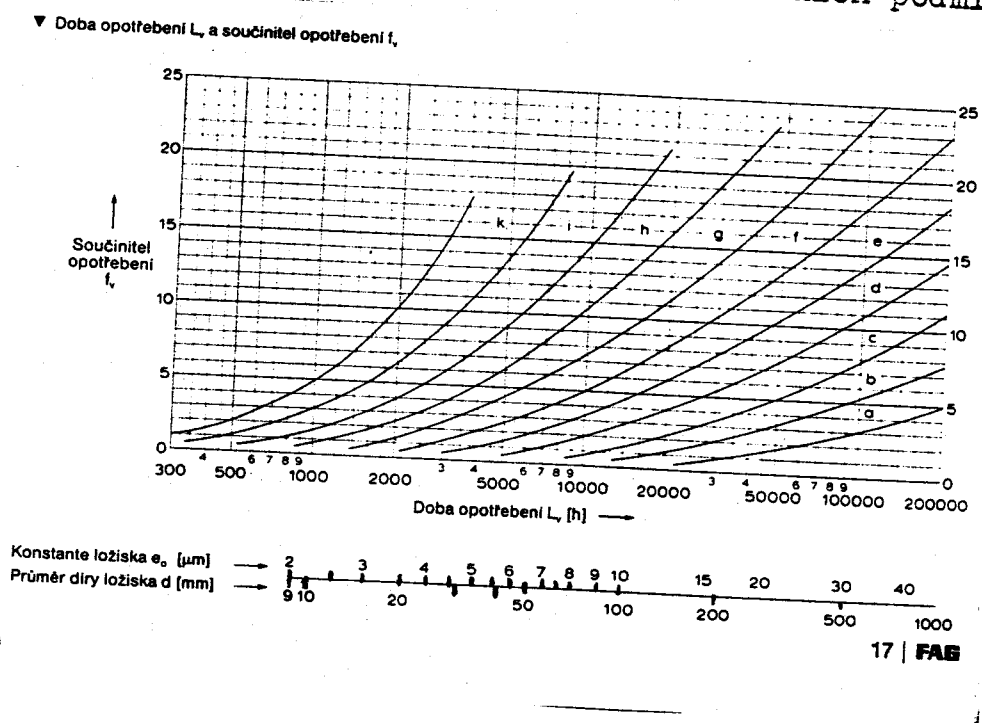
$$f_v \text{ - součinitel opotřebení, } f_v = \frac{V}{e_0}$$

kde V je celkové opotřebení ložiska, které se projeví zvětšením jeho vůle, e_0 - konstanta ložiska závislá na průměru hřídele (díry ložiska).

Doba opotřebení je přímo závislá na poměrech na oběžných

plochách ložiska a na požadavcích kladených na jeho přesnost. Poměry na stykových plochách (mazání, nečistoty) jsou vyznačeny poli mezi křivkami "a" až "k". Nejdále vpravo ležící křivka odpovídá nejpříznivějším provozním poměrům. Rozsahy součinitele opotřebení pro různé případy uložení jsou empiricky stanoveny v literatuře 6). Pro dané provozní poměry u brusných vřeten byl stanoven součinitel $f_v = 1$, a pole d .

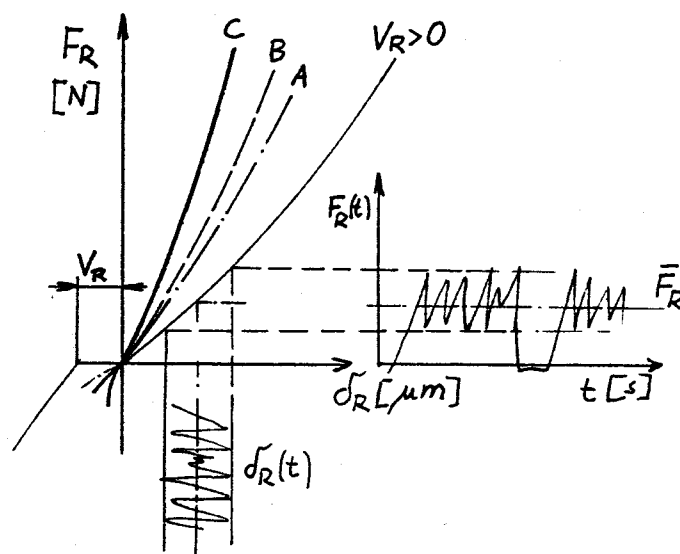
Obr. 8 : Závislost doby opotřebení na provozních podmínkách



3.3. Vliv radiální vůle na přesnost chodu

Jaký vliv na přesnost chodu ložiska má radiální vůle (předpětí) můžeme posoudit z charakteristiky ložiska a průběhu dynamických sil (viz obr. 9). Na obrázku označeny velikosti předpětí ložiska A, B, C (malé, střední a velké předpětí) a průběh zatěžující síly působící na ložiska brusného vřetena v radiálním směru.

Obr. 9 : Vliv radiální vůle (předpětí na přesnost chodu)



3.4. Vliv radiální vůle na trvanlivost valivých ložisek

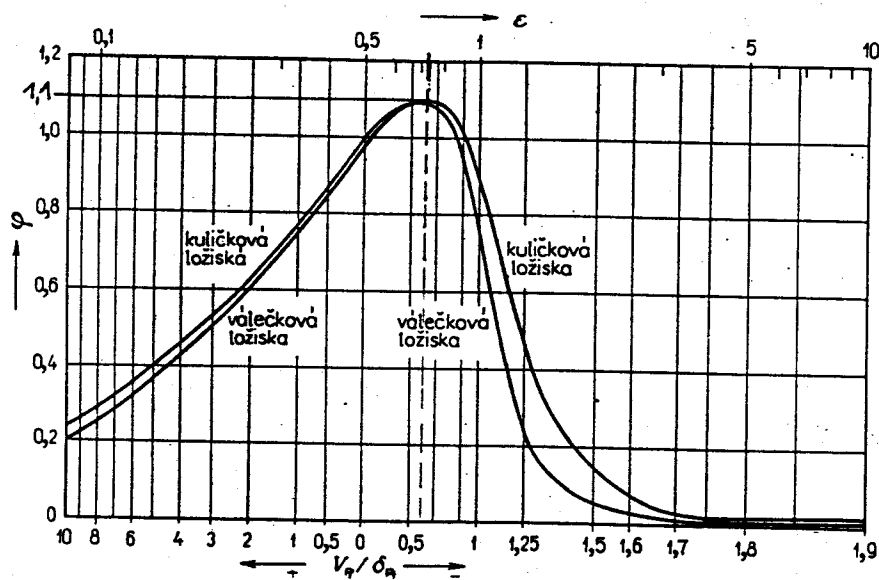
Vliv radiální vůle na trvanlivost ložiska znázorňuje diagram na obr. 10, kde :

- φ - součinitel trvanlivosti (poměrná trvanlivost)
- V_R - radiální vůle ložiska
- d_R - radiální pružná deformace ložiska
- ξ - parametr zatížení (závisí na radiální a axiální pružné deformaci ložiska a na úhlu styku)

Z grafu je vidět, že při optimálním zatížení (předpětí) ložiska se může zvýšit trvanlivost až o 10 % (poměr $V_R/d_R = 0,5$, $\xi = 0,7$). Pro hodnoty parametru zatížení platí :

- $\xi \geq 1$ - zatížen celý obvod ložiska
- $\xi < 1$ - obvod zatížen částečně
- $\xi = 0,5$ - zatížena polovina valivých těles

Obr. 10 : Vliv předpětí na trvanlivost ložiska



3.5. Závislost radiální a axiální vůle jednořadého kuličkového ložiska (obr. 11)

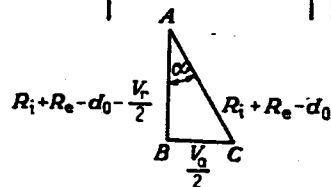
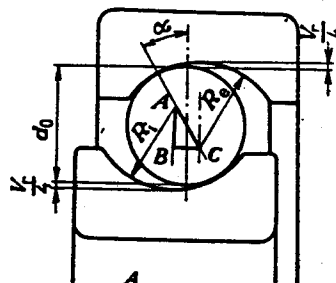
Závislost radiální a axiální vůle udávají tyto vztahy :

$$V_A = \sqrt{0,14 V_R \cdot d_0}, \quad \frac{V_R}{V_A} = \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \quad (12)$$

kde V_A - axiální vůle valivého ložiska [μm]

α - úhel styku

d_0 - průměr kuličky [mm]



Obr. 11

4. Konstrukční řešení brusných vřeten

4.1. Požadavky na brusná vřetena

Konstrukce vřetena na valivých ložiskách by měla splňovat uvedené požadavky :

1) Přesnost chodu vřetena

- je určena velikostí radiálního a axiálního házení, které se kontroluje na předním konci vřetena na ploše, která má přímý vliv na přesnost otáčení a ustředění brusného kotouče. Dovolené odchylky musí být mnohem menší než povolené odchylky při výrobě, neboť navíc působí deformace při zatížení vřetena. Vliv radiálního házení ložisek na výsledné házení se v praxi eliminuje vhodnou volbou přesnosti chodu ložisek a jejich správnou montáží. Hlavní ložisko (blíže k brusnému kotouči) má zvýšenou přesnost chodu (např. P5), zadní ložisko může mít běžnou přesnost (např. P0). Ložiska se montují tak, aby házela v jedné rovině ve stejném smyslu.

2) Dokonalé vedení vřetena.

V uložení vřetena je nutno zabezpečit jeho dlouhodobou přesnost a možnost regulace vůlí vzniklých opotřebením. Na velikosti vůle v uložení závisí nejen přesnost chodu a jeho teplota, ale i únosnost a trvanlivost ložisek (viz kap. 3).

3) Vysoká účinnost uložení.

Ztráty v uložení vřetena musí být co nejmenší, neboť způsobují vznik tepla, které se šíří jak do jednotlivých dílů ložiska, vřeteno, skříň, tak do mazacího prostředku. Tepelné dilatace způsobují změnu polohy vřetena a tím i změnu přesnosti jeho chodu. Oteplení mazacího prostředku mění jeho základní vlastnosti a může způsobit, v souvislosti se

změnami vůlí a polohy vřetena v uložení, poškození ložisek. U brusných vřeten patří uložení k hlavním zdrojům tepla. Při uložení vysokootáčkových vřeten na předepjatých kuličkových ložiskách může činit ztráta výkonu v ložiskách až 35 % instalovaného výkonu.

Tepelné dilatace jednotlivých dílů strojního systému jsou závislé na čase a místě. Vznikají tak relativní pohyby mezi brusným kotoučem a obrobkem. Změny předpětí ložisek ovlivňují tuhost uložení vřetena a tím i jeho statické a dynamické chování (viz str. 22).

4) Tuhost

Vřeteno musí být dostatečně tuhé, neboť jeho deformace má rozhodující vliv na přesnost práce stroje. Přesnost chodu vřetena, získaná vysokou přesností výroby a uložení, může být eliminována jeho malou tuhostí, t.j. velkou deformací při zatížení.

5) Dynamická stabilita

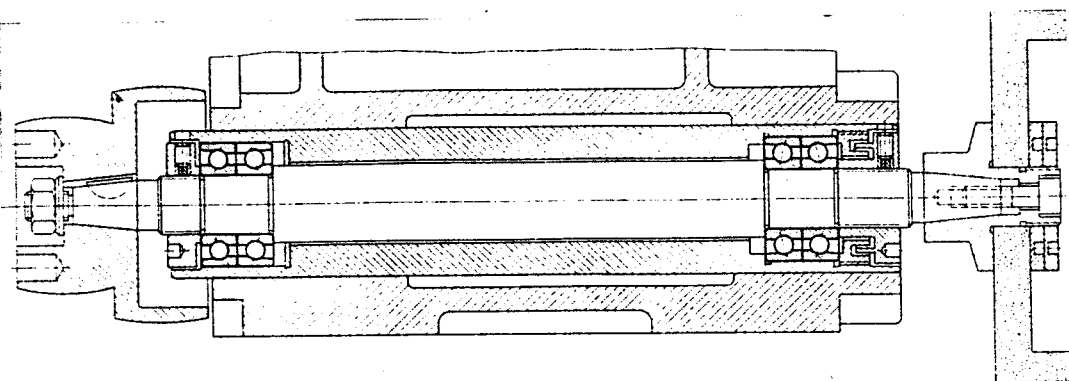
- odolnost vřetena proti chvění a schopnost chvění utlumit má rozhodující vliv na dosažitelnou kvalitu obráběného povrchu (význam chvění v úvodu diplomové práce).

4.2. Příklady uložení vřeten na valivých ložiskách

Vřeteno na obr. 12 :

- nepřímý náhon řemenem
- otáčky 3000 - 5000 ot/min, příkon 0,55 kW
- na obou stranách dvojice ložisek s kosouhlým stykem (15°) s uspořádáním zády k sobě ("O")
- typ ložisek : FAG B 7004C.TPA.P4.UM
- mazáno dlouhodobě tukem

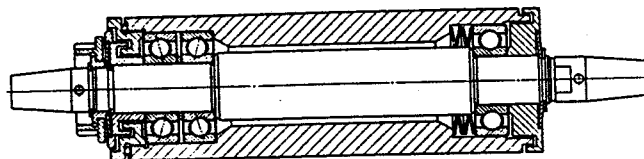
Obr. 12



Vřeteno na obr. 13 :

- nepřímý náhon
- vysoké otáčky (až 15 000 ot/min), příkon 0,6 kW
- na straně výstupu dvě předepjatá radiální kuličková ložiska 6204/P53
- na straně náhonu radiální kuličkové ložisko 6204/P53 předepjaté talířovými pružinami

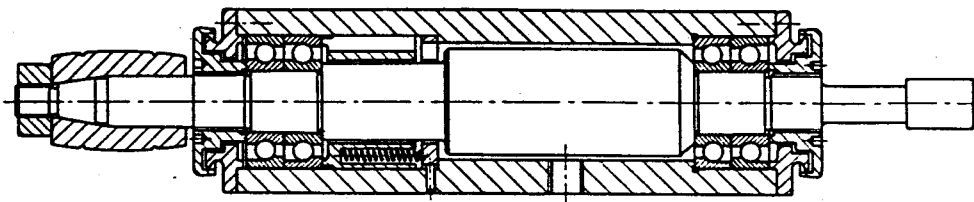
Obr. 13



Vřeteno na obr. 14 :

- nepřímý náhon
- dvě dvojice kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem v tandemovém uspořádání
- mazáno tukem

Obr. 14



4.3. Konstrukce vřetenové jednotky použité na stroji FP/10 (viz obr.15)

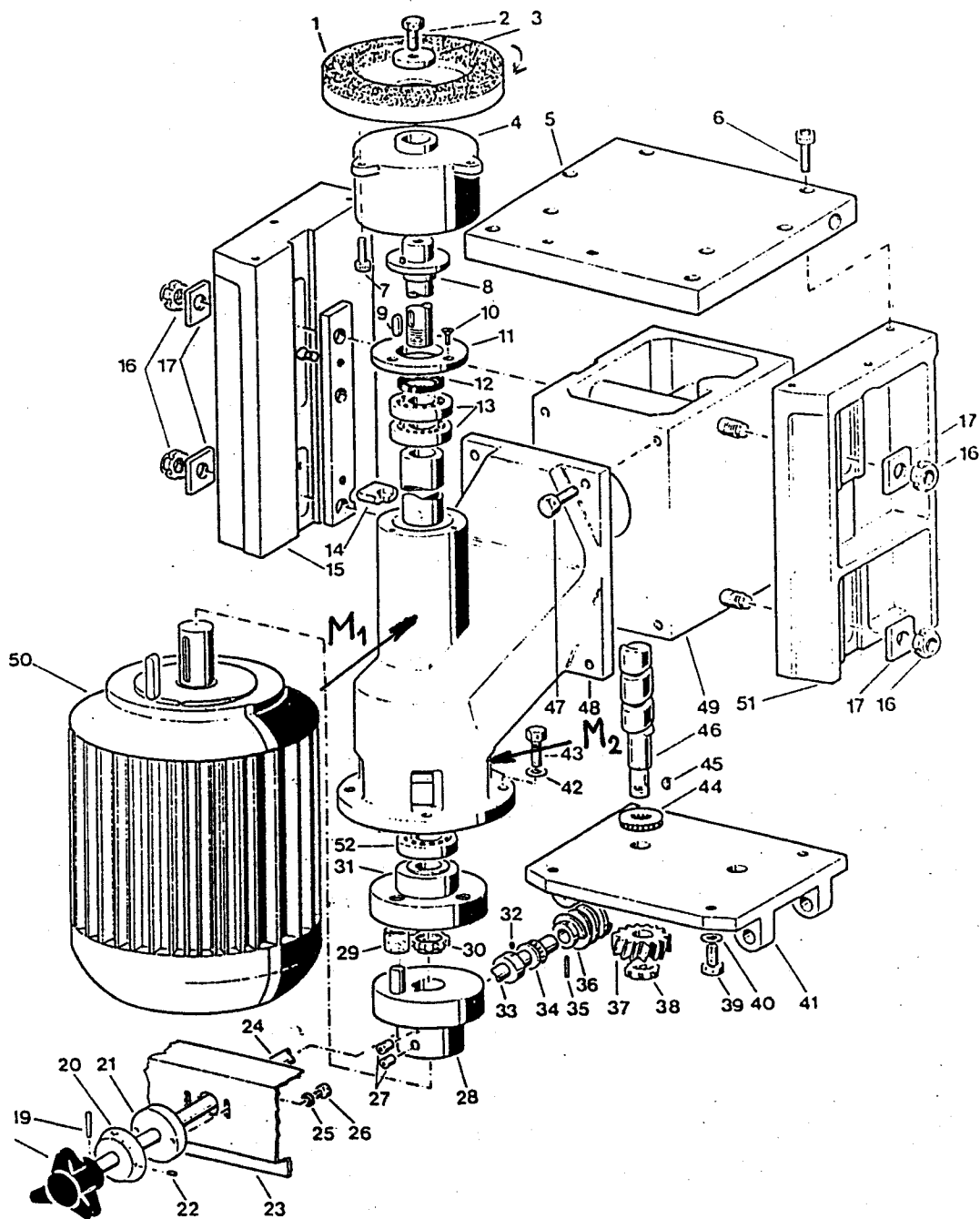
Vřeteno jednotky je přímo poháněno asynchronním dvoupólovým elektrickým motorem (jmenovitý výkon 1,5 kW, otáčky 2830 min⁻¹) přes pružnou spojku. Vřeteno je uloženo na dvojici ložisek s kosouhlým stykem (viz obr. 15, poz. 13) SKF 7204C.P4.DBA, uspořádaných zády k sobě. Předpětí ložisek je 45 N, úhel styku 15° a vnitřní průměr ložiska 20 mm. Ložisko použité na straně náhonu (poz. 52) je typu SKF 6204-2Z. Mazání ložisek je dlouhodobé mazacím tukem MOBIL GREASE - D265/LT.

Na vřetenu je upevněn brousící diamantový kotouč typ DIAMUT AH 647 (vnější průměr 150 mm - poz. 1).

Proti vnikání nečistot a chladicí emulze je vřeteno chráněno krytem (poz. 4) a utěsněno hřídelovým těsněním (GUFERO, poz. 12).

Celé těleso vřetena je uchyceno k posuvovému mechanismu, ten je uchycen na rámu stroje (slouží k nastavování hloubky záběru brusného kotouče).

Obr. 15 : Konstrukce vřetenové jednotky pro broušení
hrany tabulového skla použité na stroji FP/10



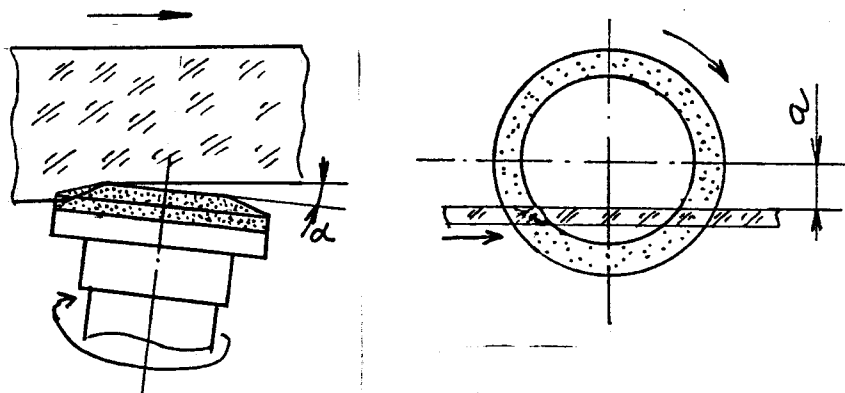
5. Měření kmitání vřeten v provozních podmínkách

5.1. Provozní podmínky

Měřené vřetenové jednotky jsou součástí stroje FP/10 firmy ZANUSSI, který je používán k broušení a leštění hran a švů tabulového skla ve výrobním družstvu MAJÁK (nyní DIAMANT) v Jablonci nad Nisou. Na stroji je umístěno celkem 10 vřetenových jednotek (ve směru pohybu skla) :

- 3 vřetenové jednotky pro broušení hran (konstrukce viz obr. 15)
- 2 jednotky pro broušení švů (nepřímý náhon ozubeným řemenem)
- 2 jednotky pro leštění švů (nepřímý náhon ozubeným řemenem)
- 3 jednotky pro leštění hran (stejná konstrukce jako na obr. 15)

Tabule skla se pohybuje ve svislé poloze upevněna mezi dvěma pružnými pásy. Hrany a švy se brousí diamantovými kotouči DIAMUT AH 647 (vnější průměr 150 mm), leští se pomocí filcových kotoučů a leštící suspenze, která slouží zároveň jako chladicí kapalina pro všechny vřetena a brusné kotouče. Rozhodující vliv na kvalitu povrchu hrany tabulového skla má především chování prvních tří brusných vřeten a stav brusných kotoučů. Pracovní polohu brusných kotoučů těchto vřeten znázorňuje obr. 16:



Doporučené brusné podmínky jsou uvedeny v tabulce 1. Tloušťka odebírané vrstvy skla brusným kotoučem je maximálně 0,4 mm (pro 1. kotouč je doporučeno 0,4 mm, pro 2. kotouč 0,4 mm a pro 3. kotouč 0,2 mm).

Tabulka č. 1 :

Tloušťka skla [mm]	3	4	5	6	8	10	12
Rychlost posuvu [m/min.]	3,5	2,8	2,4	2,0	1,4	0,7	0,5

Po 3 měsících dvousměnného provozu (asi po 3500 hodinách) se vyskytly první příznaky opotřebení ložisek u prvních tří brusných vřeten. U prvního vřetena bylo možné zjistit vůli. V důsledku toho docházelo často k vyštípnutí hrany skla, což je zvláště z hlediska estetického nepřijatelné (tabulky skla se používají na lustry). Ložiska nedosáhla tedy ani nejkratší očekávané doby opotřebení - 4500 hodin (viz diagram na obr. 8, str. 26).

Příčin předčasného opotřebení ložisek může být několik :

- přetěžování vřeten - doporučené brusné podmínky (rychlost posuvu skla) byly překračovány až o 50 %
- nebyla prováděna doporučená denní údržba spočívající v čištění vnitřní strany brusných kotoučů (naftou a štětcem), kde se tvoří nánosy křemíkového prachu a dochází k jejich vytvrzování (vznik nevyváženosti)
- nesprávná montáž ložisek, nevyvážený hřídel vřetena, motoru nebo nevyvážená spojka, nesouosost hřídelů vřetena a motoru
- nedostatečné mazání ložisek, tepelné přetížení ložisek, vniknutí nečistot nebo chladicí kapaliny do prostoru ložiska
- pracovní režim v kritických otáčkách (otáčky vřetena v rezonančních oblastech)
- nesprávné dimenzování ložisek

5.2. Popis provedeného měření a jeho vyhodnocení

Úkolem měření bylo přesněji stanovit rozsah poškození ložisek a odhalit další případné příčiny nesprávného chodu vřeten (nadměrného chvění). Umožňuje to použití frekvenční analýzy, jejímž výsledkem je spektrum chvění (viz kapitola 2.2).

5.2.1 Použitý analyzátor chvění

Při měření bylo použito přístroje pro analýzu vibrací MICROLOG CMVA firmy SKF v základním provedení se snímačem rychlosti vibrací (magnetické připevňování). Kompletní souprava CMVA umožňuje monitorování stavu valivých ložisek s využitím technologie SEE, diagnostiku časové i frekvenční oblasti, srovnávání s mezními hodnotami, zobrazování spekter, vyvažování a sběr dat. Tento přenosný přístroj je kompatibilní s programovým vybavením SKF CMMC10 PRISM2, pracujícím pod operačním systémem MS - DOS.

5.2.2 Popis měření

Chvění bylo měřeno u tří brusných vřetenových jednotek a leštících vřetenových jednotek stejné konstrukce. Nejprve byla stanovena místa měření (na obr. 15 označena M1, M2). Měřicí místa vřetenové jednotky jsou těžko přístupná z důvodu umístění jednotky na stroji a jejímu krytování. V měřicím místě M1 nebylo možné provádět měření při zatížení, protože chladicí emulze po odstranění krytu odstříkovala do okolí. Při vypnutém přívodu chladicí emulze nelze sklo brousit. Při měření byla zjišťována efektivní hodnota rychlosti kmitání, zvoleno bylo průběžné průměrování ze tří spekter, frekvenční rozsah 0 - 2500 Hz a 0 - 1000 Hz, Hanningovo okénko a rozlišitelnost spektra 400 čar.

Postup měření :

- 1) Nejprve byla vřetena měřena při volnoběhu v měřicím místě M1, při rozsahu frekvencí 0-2500 Hz. Při vypnutých pohonech ostatních vřetenových jednotek a posuvu pásu byla měřena vřetena v pořadí ve směru pohybu skla. Naměřená spektra jsou zobrazena na obr. 17, 20, 23.
- 2) Následovalo měření při volnoběhu vřeten v měřicím místě M2 (rozsah frekvencí 0-1000 Hz, spektra na obr. 18, 21, 24).
- 3) V dalším kroku byly měřeny vřetenové jednotky při zatížení v bodě M2 (rozsah frekvencí 0-1000 Hz). Zatížení vřeten odpovídalo tloušťce skla 8mm, rychlosti posuvu 1,5 m/min a jednotlivá vřetena byly nastaveny na hloubku záběru přibližně stejně (každé vřeteno asi 0,3 - 0,35 mm). Naměřená spektra jsou na obr. 19, 22, 25.
- 4) Na závěr bylo změřeno chvění u dvou leštících vřetenových jednotek při zatížení v místě M2 (rozsah 0-1000 Hz).

5.2.3 Vyhodnocení měření

Při vyhodnocování naměřených spekter bylo použito počítače IBM AT a programu PRISM2, jehož pomocí lze přesně určit jednotlivé harmonické složky a jejich amplitudy ve spektru. Na tiskárně vytištěné hodnoty harmonických frekvencí a jejich amplitudy se pak porovnávaly s hodnotami uvedenými v tabulce č. 2 a vyhodnocovaly na základě poznatků uvedených v kapitole 2.2.2.

Rozbor spekter chvění :

- 1) Vřetenová jednotka č. 1 (spektra na obr. 17, 18, 19).
Kolem frekvence 467,5 je vidět výraznou amplitudovou modulaci (obr. 18, 19) s odstupem 20 Hz a 50 Hz.

Při porovnání s hodnotou frekvence v tabulce č. 2 ($2 \cdot f_i = 467,1$ Hz) je potvrzen předpoklad, že jde o charakteristický projev poškození vnitřního kroužku ložiska 6204. Ve spektrech na obr. 17, 18 vidíme také projevy 1. harmonické f_i (235 Hz). Mohlo by se však také jednat o projevení mechanického uvolnění (5. harmonická od rotorové frekvence, viz obr. 17). Při zatížení dojde k vymezení vůle a amplituda f_i se sníží.

- 2) Vřetenová jednotka č. 2 (spektra na obr. 20, 21, 22). Také zde se projevuje závada vnitřního kroužku ložiska (pitting) avšak v porovnání s amplitudou u vřetena č. 1 je asi 4 x menší. Větší 2. harmonická otáček $2 \cdot f_R$ než 1. harmonická může být příčinou nesusososti hřídele vřetena a rotoru motoru. Při volnoběhu je celková úroveň kmitání nižší než u vřetena 1. Vyšší amplituda 1. harmonické f_R může být také projevem nevyváženosti.
- 3) Vřetenová jednotka č. 3 (spektra na obr. 23, 24, 25). U tohoto vřetena je úroveň poškození ložiska relativně nejmenší. Vyšší 1. harmonická otáček f_R je způsobena pravděpodobně nevyvážeností brusného kotouče. Úroveň kmitání (celková) je ze všech tří jednotek nejmenší.
- 4) Na obr. 26, 27 jsou uvedena spektra chvění vřetenových jednotek pro leštění hran. Vzhledem k nižšímu zatížení se zde neprojevila závada ložiska, pouze ve spektru na obr. 27 se projevují první příznaky únavového opotřebení ložiska 6204. U obou vřeten se však projevuje určitá míra nevyváženosti.

Z uvedených poznatků vyplývá, že nejvíce poškozené je ložisko 6204 u vřetenové jednotky č. 1. U ložisek 7204 došlo ke vzniku vůle z důvodu opotřebení (ztráty předpětí) a ne k únavovému poškození (pittingu).

U většiny vřeten se projevuje také zvýšená nevývaha způsobená pravděpodobně statickou nevyvážeností brusného kotouče (nejvíce u leštícího vřetena - obr. 27). Vzhledem k úrovni poškození ložisek je bezpodmínečně nutná jejich okamžitá výměna. Mohlo by totiž dojít nejen ke zničení ložisek, ale i k poškození jejich úložných ploch na hřídeli a ve skříní. Ekonomické ztráty způsobené odstávkou stroje při výměně ložisek budou zcela určitě menší než při zadření ložisek a poškození ostatních dílů.

Poznámka :

Vyšší hodnoty efektivní rychlosti kmitání ve spektrech při určitých frekvencích mohou být také projevem rezonancí (budící frekvence shodné s vlastními frekvencemi tlumené soustavy). Z poznatků uvedených v kapitole 2.4. vyplývá, že vřeteno může mít v rozsahu 0 - 1000 Hz až čtyři vlastní frekvence.

Ve spektrech na obr. 19, 22 a 25 jsou naznačeny hranice mezního spektra. Hranice byly zvoleny pouze odhadem, protože nebyly k dispozici spektra chvění, naměřená před poškozením ložisek. Princip stanovení mezního spektra spočívá v tom, že se amplitudy ve spektru, naměřeného na stroji krátce po uvedení do provozu, vynásobí zvoleným faktorem a zadá se šířka kmitočtových pásem. Po přiložení takto vzniklé masky na naměřené spektrum se může rychle a včas indikovat, při překročení mezní hranice, konkrétní poškození stroje (nevývaha, poškození ložisek atd).

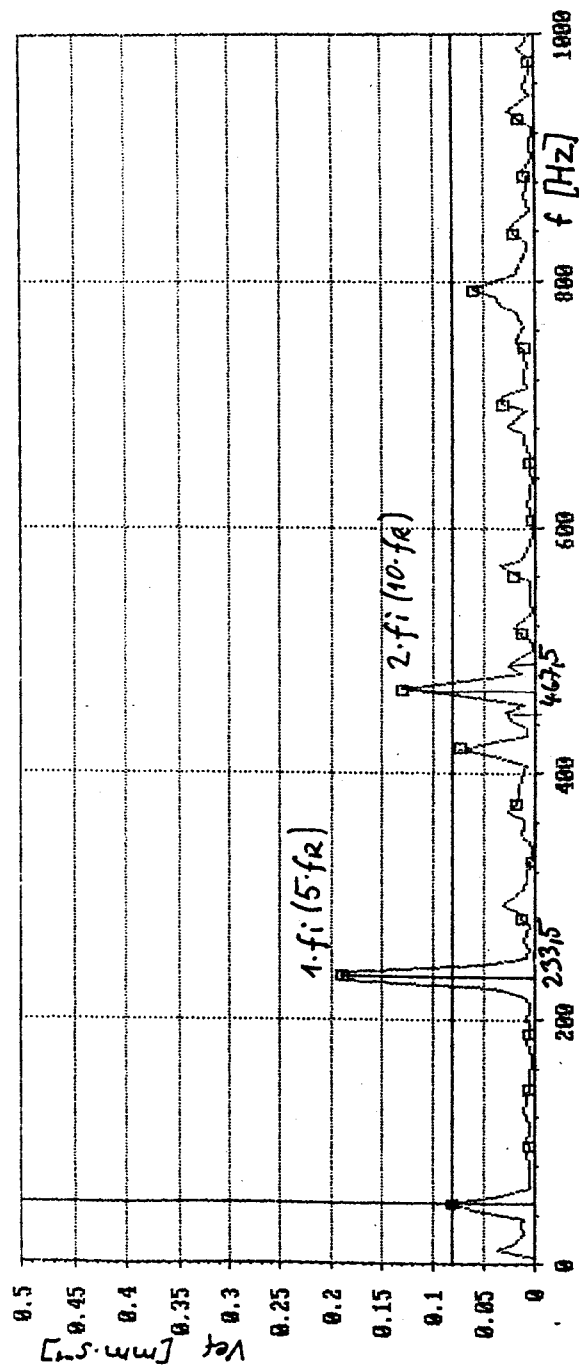
Tabulka č. 2 : Základní budící frekvence

Budící frekvence Hz		1.	2.	3.	4.	5.	
Rotorová f_R		47,2	94,3	141,5	188,7	235,8	
Elektrická (magnet.) f_E		50	100				
Skluzová f_S		2,8	5,6				
Ložiskové vady	6204	vnitř. kroužek f_i	233,5	467,1	700,6	934,1	
		vnějš. kroužek f_o	144,1	288,1	432,2	576,3	720,3
		kuličky f_v	188,0	376,0	564,0		
		klec f_k	18,0	36,0			
	7204	vnitř. kroužek f_i	290,0	580,0	870,0		
		vnějš. kroužek f_o	180,0	364,0	546,0	728,0	910,0
		kuličky f_v	188,8	377,5	566,0	755,0	943,0
		klec f_k	18,2	36,4			

Pozn. : Ve spektru se mohou také objevit špičky způsobené rezonancemi nebo buzením od jiných zdrojů (vedlejší vřetenové jednotky, pohon dopravních pásů atd.).
 Frekvence vad ložisek byly stanoveny ze vztahů 5-9.
 Pro ložisko 6204 : $d_s = 33,5$, $d_o = 7,94$, $\alpha = 0^\circ$
 $z = 8$.
 Pro ložisko 7204 : $d_s = 33,5$, $d_o = 7,94$, $\alpha = 15^\circ$
 $z = 10$.

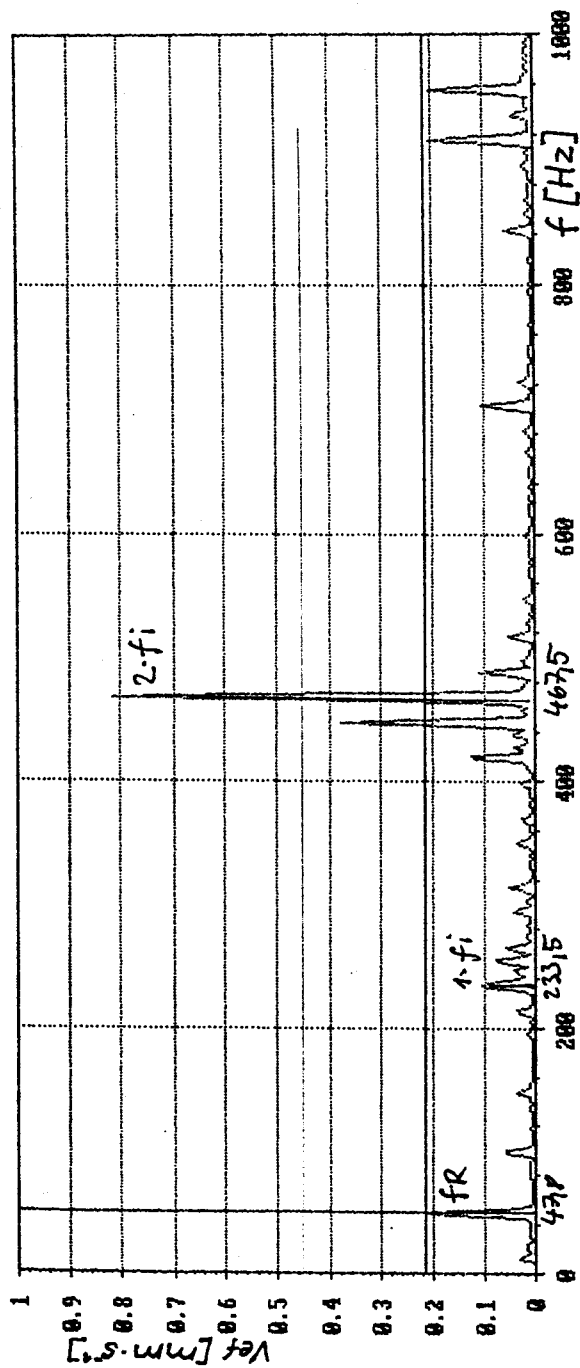
Obr. 17

Spektrum chvění
vřetenové jednotky č.1
Měřicí místo - M1
Bez zatížení

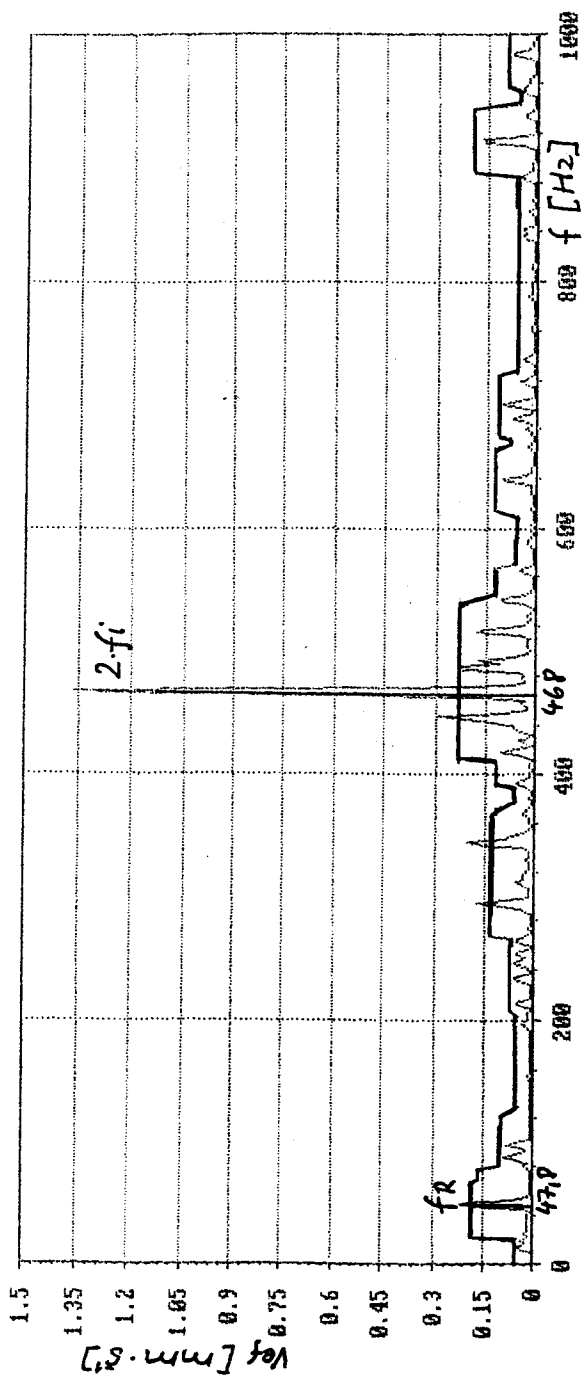


Obr. 18

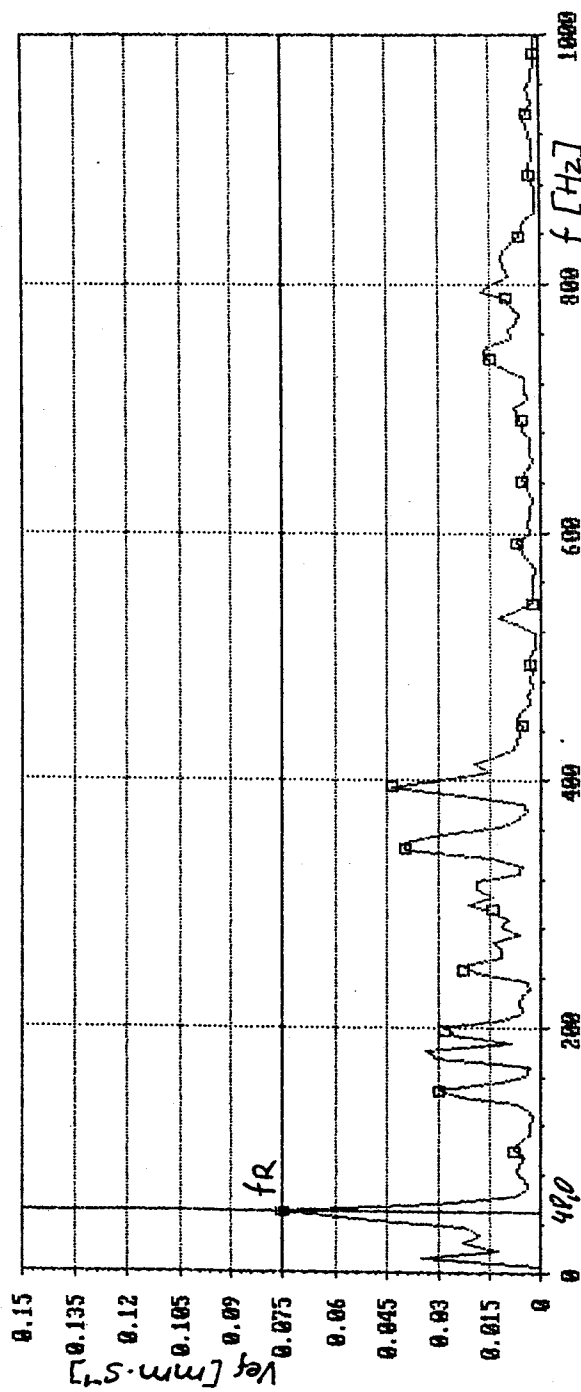
Spektrum chvění
vřetenové jednotky č.1
Měřicí místo - M2
Bez zatížení



Obr. 19
 Spektrum chvění
 vřetenové jednotky č.1
 Měřicí místo - M2
 Při zatížení

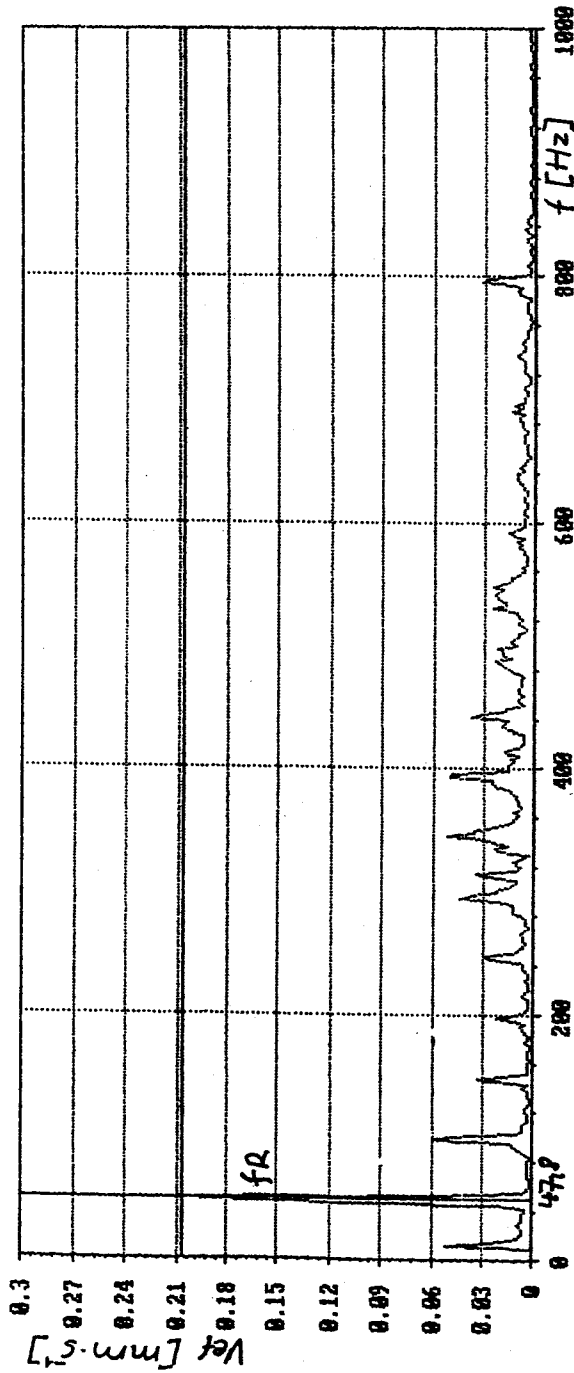


Obr. 20
 Spektrum chvění
 vřetenové jednotky č.2
 Měřicí místo - M1
 Bez zatížení



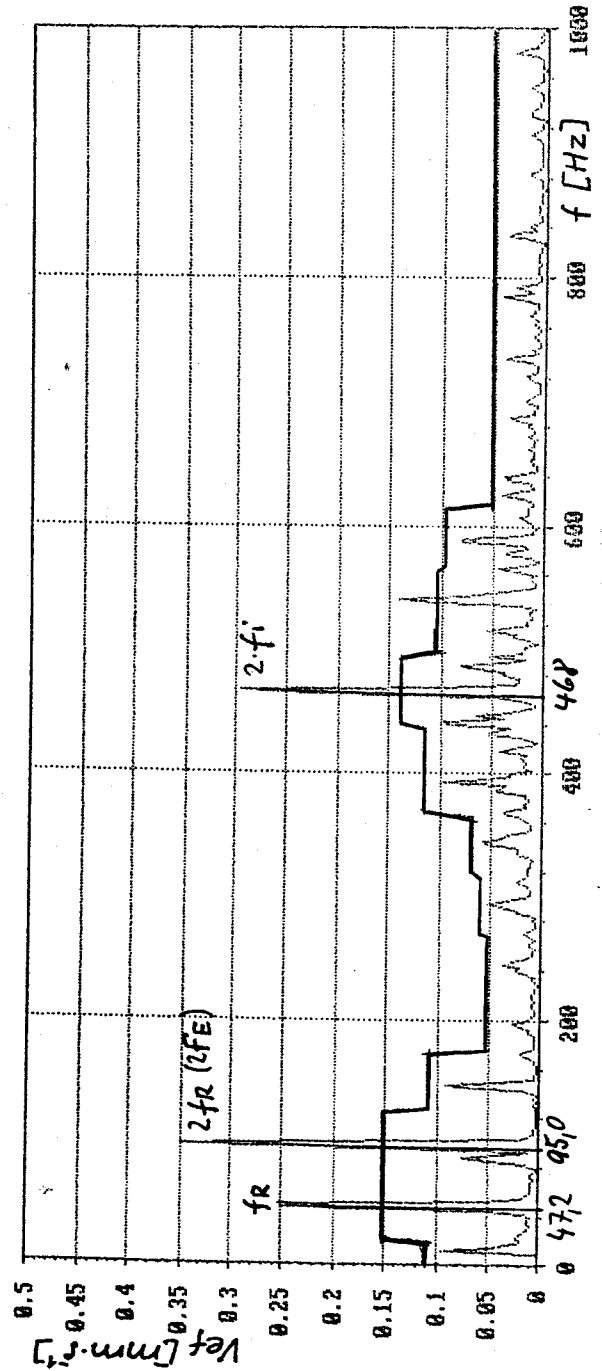
Obr. 21

Spektrum chvění
vřetenové jednotky č.2
Měřicí místo - M2
Bez zatížení



Obr. 22

Spektrum chvění
vřetenové jednotky č.2
Měřicí místo - M2
Při zatížení

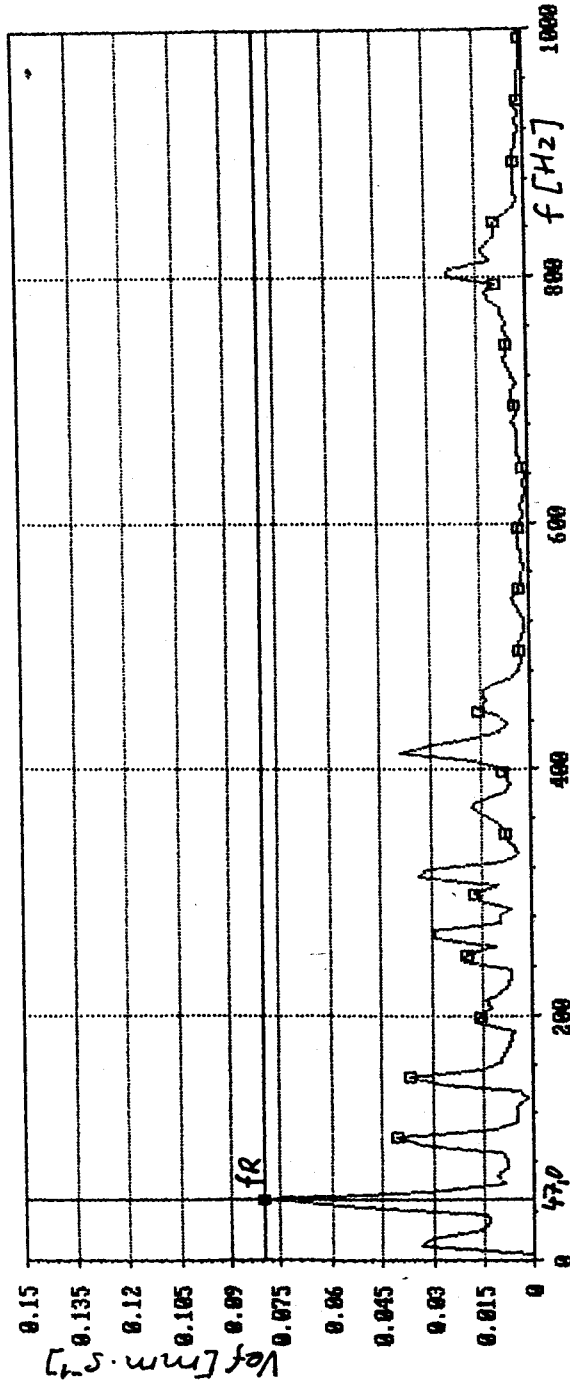


Obr. 23

Spektrum chvění
vřetenové jednotky č.3

Měřicí místo - M1

Bez zatížení

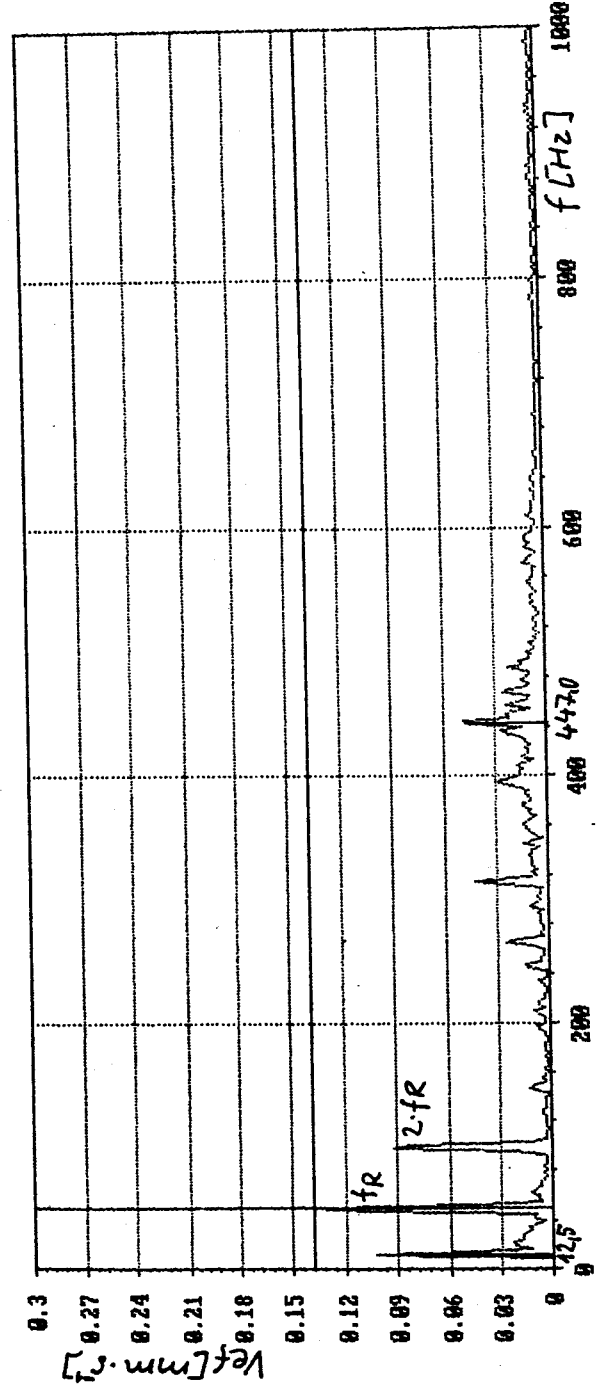


Obr. 24

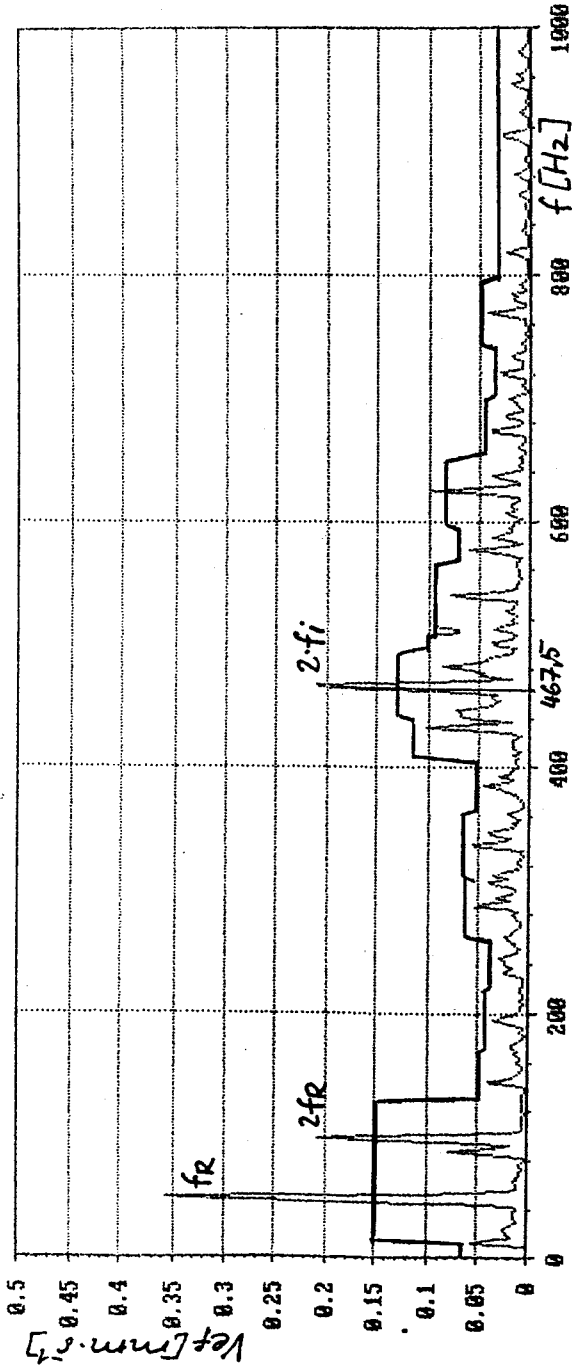
Spektrum chvění
vřetenové jednotky č.3

Měřicí místo - M2

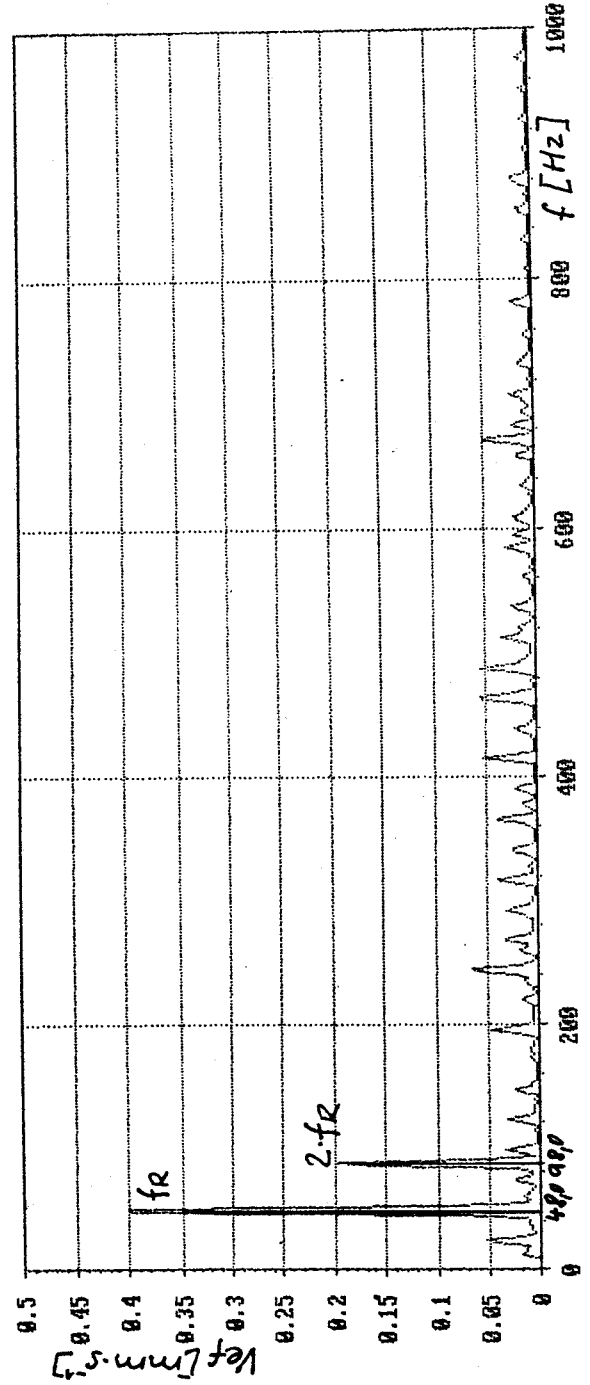
Bez zatížení



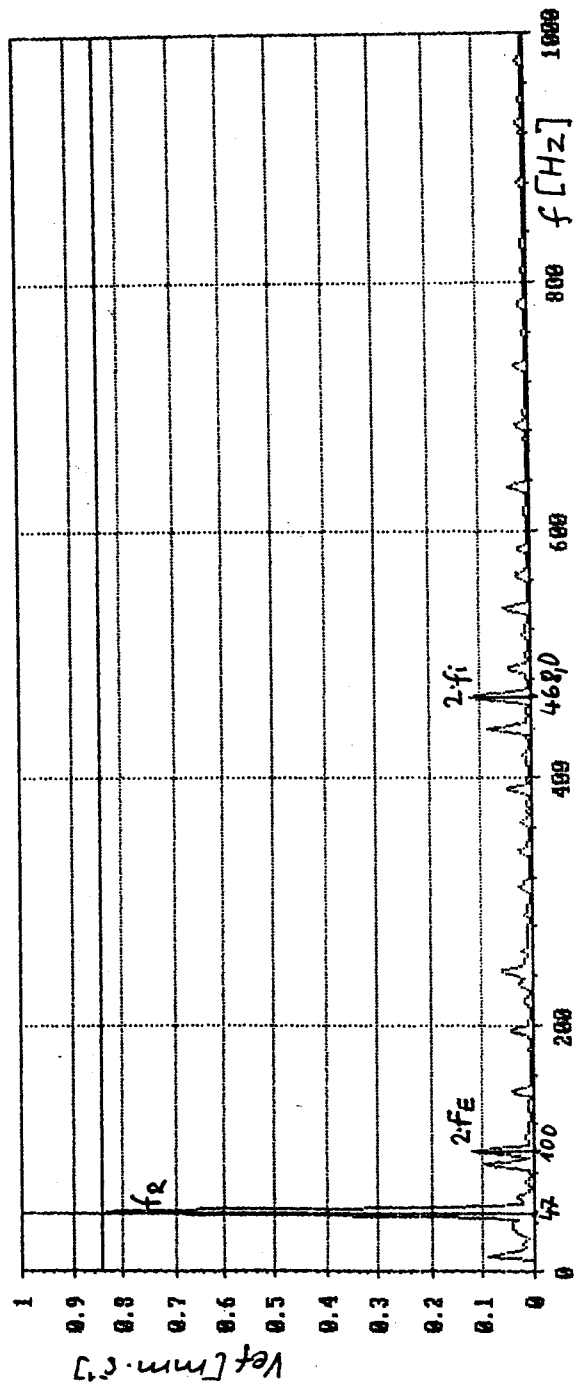
Obr. 25
 Spektrum chvění
 vřetenové jednotky č.3
 Měřicí místo - M2
 Při zatížení



Obr. 26
 Spektrum chvění
 vřetenové jednotky č.4
 Měřicí místo - M2
 Při zatížení



Obr. 27
 Spektrum chvění vřetenové jednotky č. 5
 Měřicí místo - M2
 Při zatížení



5.3. Návrh postupu a metod měření chvění v provozních podmínkách

Při měření a analýze vibrací je možné použít přenosný přístroj MICROLOG CMVA 20 (vybavený snímačem rychlosti chvění, snímačem SEE a bezdotykovým optickým snímačem otáček) a při zpracování a vyhodnocování naměřených hodnot (spekter) počítač AT IBM s programovým vybavením SKF CMMS 10 Prism 2. Výchozí měření vřetenových jednotek provádíme po generální opravě stroje nebo po výměně ložisek vřeten.

Navržený postup :

- 1) Na vřetenové jednotce zvolíme vhodná místa pro měření. Na jednotce jsou přístupná prakticky pouze měřící místa označená na obr. 15 jako M1 a M2. Pro měření v místě M1 je nutné vhodně uzpůsobit krytování vřetenové jednotky. V možném rozsahu se určí při zatížení vřetena radiální směr, ve kterém je největší amplituda rychlosti kmitání (měřící místa M1 a M2).
- 2) Provede se rázová zkouška u neotáčejícího se vřetena. Buzením rázovým kladívkem (vyhovuje i klasické) na skříň ložisek vřetena zjišťujeme v měřícím místě M1 spektrum odezvy na spojitě budící spektrum. Rázem můžeme také budit konec vřetena (při odmontovaném brusném kotouči). Ze zjištěného spektra odezvy je možné stanovit rezonanční oblasti jednotlivých částí vřetena (např. ložisek), což slouží při pozdější analýze spekter chvění.
- 3) Následuje vyvážení brusných kotoučů při volnoběhu (viz kapitola 6). V případě, že nelze vřeteno vyvážit staticky, může to poukazovat na špatnou montáž ložisek po generální opravě nebo na poškození jejich úložných ploch, případně na trvalou deformaci vřetena.

- 4) Při předem definovaných brusných podmínkách (např. při hloubce záběru brusného kotouče 0,4mm, tloušťce skla 8 mm a rychlosti posuvu 1,5 m/min) se změří snímačem rychlosti kmitání vřetenových jednotek v místě M1 a M2. Měří se v kmitočtových rozsazích 0 - 2500 Hz, 0 - 1000 Hz a měří se úroveň kmitání v úzkých kmitočtových pásmech, jejichž rozsahy se volí na základě výsledků rázové zkoušky.
- 5) Naměřená spektra a data se zpracují na počítači. Z výchozích spekter se určí referenční spektra a z nich se vytvoří referenční maska (mezní kmitočtové spektrum). Šířka pásem referenční masky odpovídá trojnásobku šířky pásem referenčního spektra a požadovaná šířka pásem nemá být větší než 1/3 oktávy (23 %). Výchozí referenční spektrum má mít maximální šířku pásem 7 %. Výška pásem se volí podle zkušeností (např. 1,5 x větší výška než u referenčního spektra). Do počítače se zároveň uloží hodnota úrovně kmitání v jednotlivých úzkých kmitočtových pásmech.
- 6) Při dalších měřeních (po 500 hodinách provozu) se získaná spektra porovnávají s mezními spektry a zjišťuje se příčina poškození vřetena (překročení hranice mezní amplitudy mezního spektra). Pomocí úzkopásmové spektrální analýzy (šířka pásma a jeho poloha se určí z průběhu rázové zkoušky) je možné odhalení prvních příznaků poškození valivých ložisek. Při vyhodnocování stavu ložisek můžeme také použít technologie SEE (snímač SEE) nebo jiných metod a přístrojů pro diagnostiku ložisek (viz str. 16). Při pravidelném měření a vyhodnocování kmitání (po 500 hodinách) je možné stanovit tendence poškození a předem naplánovat opravu.

6. Provozní vyvažování vřeten

6.1. Druhy nevyváženosti

Rozlišují se tři základní druhy nevyváženosti rotorů :

- 1) Statická nevyváženost (chyba v těžišti) - hlavní osa setrvačnosti posunuta vůči ose otáčení paralelně, vzdálenost obou os odpovídá posunutí těžiště rotoru.
- 2) Momentová nevyváženost (kývání) - hlavní osa setrvačnosti protíná osu otáčení pod určitým úhlem a prochází těžištěm rotoru. Rotor je staticky vyvážen.
- 3) Dynamická (obecná) nevyváženost - hlavní osa setrvačnosti mimoběžná s osou otáčení.

Nevyváženost U je definována vztahem (pro tenký kotouč) :

$$U = m_n \cdot r_n \quad [g \cdot mm] \quad (13)$$

kde m_n - hmotnost nevyvážku, r_n - vzdálenost nevyvážku od osy rotace

V praxi se také používá tzv. poměrný nevyvážek e :

$$e = \frac{U}{m} \quad [g \cdot mm / kg; \mu m] \quad (14)$$

kde m - hmotnost rotoru

Odstředivá síla vlivem rotace a nevyvážku :

$$F_o = m_n \cdot r_n \cdot (2 \cdot \pi f_R)^2 \quad [N] \quad (15)$$

kde f_R - frekvence otáček rotoru

Nevyváženost se projevuje kmitáním, která má shodnou frekvenci s otáčkami rotoru.

6.2. Příčiny nevyváženosti u vřeten

Nevývaha může být u vřeten způsobena :

- nesprávným ustředěním brusného kotouče na vřetenu
- nánosy vytvrzeného křemíkového prachu na vnitřní straně brusného kotouče
- nerovnoměrným opotřebením brusného kotouče
- deformacemi vřetena (zatížením, působením teplot)
- výrobními a montážními chybami (nesouosost rotoru, motoru a vřetena, výstřednost ložiskových čepů, kumulace tolerančních úchylek atd.)

6.3. Postup při vyvažování vřetena

Za předpokladu, že ostatní rotující části vřetenové jednotky (spojka, rotor motoru a vřeteno) jsou staticky a dynamicky vyvážené a vzhledem k šířce kotouče je možné vyvažovat pouze brusný kotouč a to v jedné vyvažovací rovině (staticky).

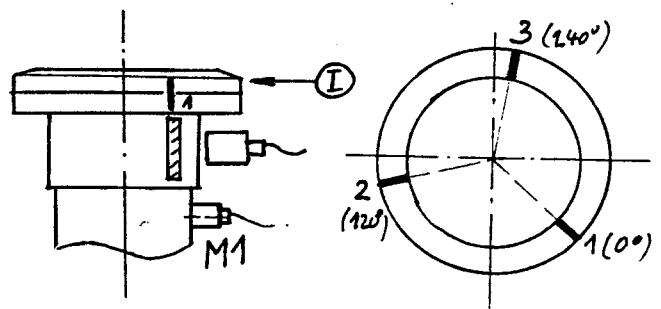
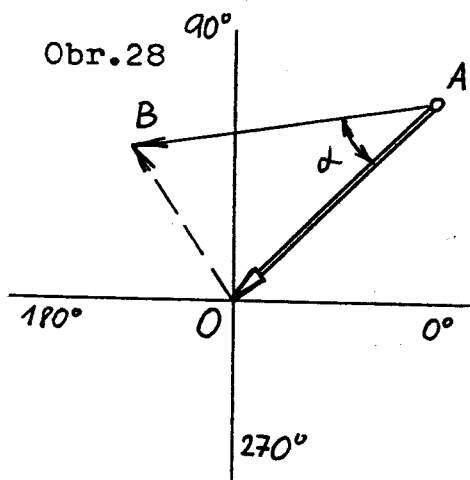
Měřicí zařízení - analyzátor indikuje velikost (rychlost vibrací) a úhlovou polohu kmitů způsobených nevyvážeností a zároveň otáčky rotoru. Při vyvažování brusného kotouče může být použit přístroj MICROLOG CMVA 20 vybavený bezdotykovým optickým snímačem otáček (u zapůjčeného přístroje nebyl k dispozici) a snímačem rychlosti vibrací (upevňování magnetem). Tento přístroj, na základě měření původního nevyvážku a testovacího běhu, automaticky stanoví velikost vyrovnávacích hmot a místa jejich upevnění. Poloměry nebo úhly rozmístění vyrovnávacích hmot je možno předem zvolit. U přístrojů, které nejsou vybaveny vestavěnými vyvažovacími procesory s automatickým protokolováním výsledků, je nutno stanovit velikost a polohu korekční hmoty graficko-početní metodou.

Postup vyvažování :

- 1) Do měřicího místa M1 (viz obr. 15) připevníme snímač rychlosti, na rotující kryt a hranu brusného kotouče zakreslíme referenční značky (po 120°).
- 2) Vřeteno uvedeme do provozních otáček. Optickým snímačem změříme skutečné otáčky rotoru (filtr v přístroji se na rotorové otáčky vyladí) a zároveň přístroj ukáže absolutní hodnotu a úhlovou polohu kmitů (vektor nevyvážku \overline{OA}).
- 3) Po zastavení rotoru se ve vyvažovací rovině I upevní testovací hmota na vnitřní stranu kotouče (na poloměr r) do polohy 0° na rotoru.
- 4) Opět se změří při ustálených otáčkách kmity způsobené nevyvážeností a určí se vektor nevyváženosti \overline{OB} , který je vektorovým součtem vektorů nevyváženosti a od testovací hmotnosti ($\overline{OB} = \overline{OA} + \overline{AB}$).
- 5) Vektory zaneseme do diagramu (viz obr. 28). Korekční hmotu m_k určíme výpočtem :

$$m_k = \frac{|\overline{OA}|}{|\overline{AB}|} \cdot m_t \quad [g] \quad (16)$$

- 6) Vyvážení provedeme tím, že korekční hmotu m_k upevníme na vnitřní straně kotouče o úhel α v daném smyslu vzhledem k 0° na rotoru .



7. Návrh nové konstrukce vřetena

7.1. Důvody změny konstrukce

Z poznatků, které jsou uvedeny v této práci a v literatuře, můžeme dojít k těmto závěrům :

- nejčastější příčinou vyřazení ložisek z provozu není jejich únavové poškození (pitting), ale především opotřebení (viz diagram na straně 26). Pravděpodobná doba opotřebení je většinou kratší než vypočtená trvanlivost ložiska.
- vhodnou volbou předpětí ložisek lze zvýšit jejich trvanlivost až o 10 % (viz diagram na obr. 10, strana 28), což platí především pro uložení s vysokými otáčkami a nižším zatížením (brusná vřetena).
- správné předpětí zvyšuje tuhost uložení, přesnost chodu vřetena, umožňuje kompenzovat opotřebení, což vede k delší možné době jeho provozu, snižuje hlučnost ložiska.
- při určitém předpětí (středním) dochází také k většímu tlumení, snižuje se úroveň vibrací a amplitud dynamických deformací vřetena.
- při nadměrném předpětí se zvyšuje tuhost uložení jen nepodstatně, zvyšuje se tření a dochází k ohřevu ložiska a tím i k dalšímu zvyšování předpětí, což může vést k jeho tepelné nestabilitě, trvanlivost prudce klesá (viz závislost na straně 28).
- při volbě předpětí je důležitá znalost provozních poměrů, dynamického chování stroje, rozdělení teploty v ložisku, je nutné sladit tuhost, životnost a provozní bezpečnost.

Při návrhu nové konstrukce se braly do úvahy především poznatky z provozu brusných vřeten, z analýzy chvění současné

konstrukce a ze shora uvedených poznatků oproti původnímu konstrukčnímu řešení (obr. 15 na str. 33) by měla být za stávajících provozních podmínek zajištěna delší životnost ložisek a dlouhodobá přesnost chodu vřetena a to z důvodů :

- automatické kompenzace vůlí vzniklých opotřebením tepelnými dilatacemi;
- snížení rizika vzniku nadměrného předpětí v důsledku rozdílných teplot mezi vnějším a vnitřním kroužkem;
- lepšího rozdělení zatížení po obvodě ložisek;
- zvýšené tuhosti uložení následkem většího předpětí ložisek a většího průměru hřídele v uložení.

7.2. Popis nové konstrukce vřetena (obr. 31)

Vřeteno je přímo poháněno přes pružnou násuvnou spojku. K uložení vřetena byly použity tři ložiska FAG B 7205C.TPA.P4.UO ($d = 25 \text{ mm}$, $\alpha = 15^\circ$, $C = 11\,200 \text{ N}$). Dvě ložiska v tandemovém uspořádání a ložisko na straně náhonu jsou předepjaty čtyřmi talířovými pružinami HBN, které vyvozují axiální předpětí 96 N (při celkovém stlačení $s = 2,5 \text{ mm}$). Proti nečistotám je vřeteno chráněno hřídelovým těsněním GUFERO $32 \times 47 \times 10$ a před únikem mazacího tuku je na straně náhonu použito plechového krytu. Ložiska jsou mazána trvalou náplní mazacího tuku, např. MOBIL D 265/LT.

Maximální přenášený výkon - nutno stanovit z řezných sil při broušení. Řezné síly je nejlépe stanovit měřením dynamometrem. Hodnota přenášeného výkonu (výkon el. motoru) a velikost sil, působících na konci vřetena jsou omezeny podmínkou správného chodu vřetena (viz dále).

Rozsah otáček : 2000 - 5000 ot/min

7.2.1. Podmínka správného chodu vřetena

Pro správný chod vřetena musí být zajištěno zatížení alespoň poloviny kuliček ($\varepsilon = 0,5$, viz strana 27), to plyne z podmínky (viz obr. 29) :

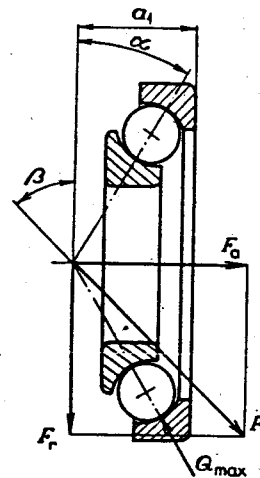
$$\frac{F_A}{F_R} = \operatorname{tg}\beta = 1,25 \cdot \operatorname{tg}\alpha \quad (17)$$

Pro ložisko na straně náhonu ze vztahu (17) platí (pro $F_A = 96 \text{ N}$, $\alpha = 15^\circ$):

$$F_R = \frac{F_A}{1,25 \operatorname{tg}\alpha} = \frac{96}{1,25 \cdot \operatorname{tg}15^\circ} \approx 287 \text{ N}$$

Z uvedeného výpočtu vyplývá, že za podmínky správného chodu vřetena nemá být radiální síla působící na ložisko na straně náhonu a na dvojici ložisek větší než 287 N.

Obr. 29 : Rozdělení sil v ložisku



7.2.2. Maximální radiální síla působící na konci vřetena

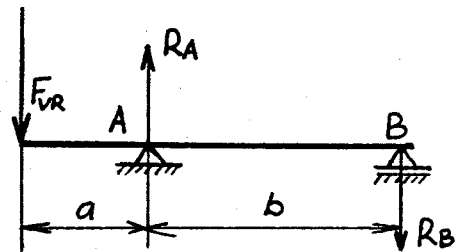
Za podmínky správného chodu vřetena je možné stanovit z obr. 30 maximální radiální sílu působící na konci vřetena.

Platí vztahy :

$$R_B = \frac{F_{VR} \cdot a}{b} ; R_A = R_B + F_{VR}$$

$$F_{VR} = \frac{R_A \cdot b}{a+b} ; F_{VR} = \frac{R_B \cdot b}{a}$$

Obr. 30



Ze vztahů, pro: $R_A = 287 \text{ N}$, $a = 5 \text{ mm}$ a $b = 10 \text{ mm}$:
 $F_{VR} = 191,3 \text{ N}$ a $R_B = 95,7 \text{ N}$.

Při dodržení podmínky správného chodu vřetena by neměla na konci vřetena působit větší radiální síla než $F_{VR} \hat{=} 191,3 \text{ N}$ (axiální síly zanedbány), při této síle je reakce v uložení ložisek $R_A = 287 \text{ N}$ a $R_B = 95,7 \text{ N}$.

Za této podmínky není třeba provádět výpočet trvanlivosti ložisek (příliš velké hodnoty vypočtené trvanlivosti).

Odhad skutečné radiální síly působící na konci vřetena.

Radiální sílu je možno odhadnout (z výkonu a otáček motoru) ze vztahu :

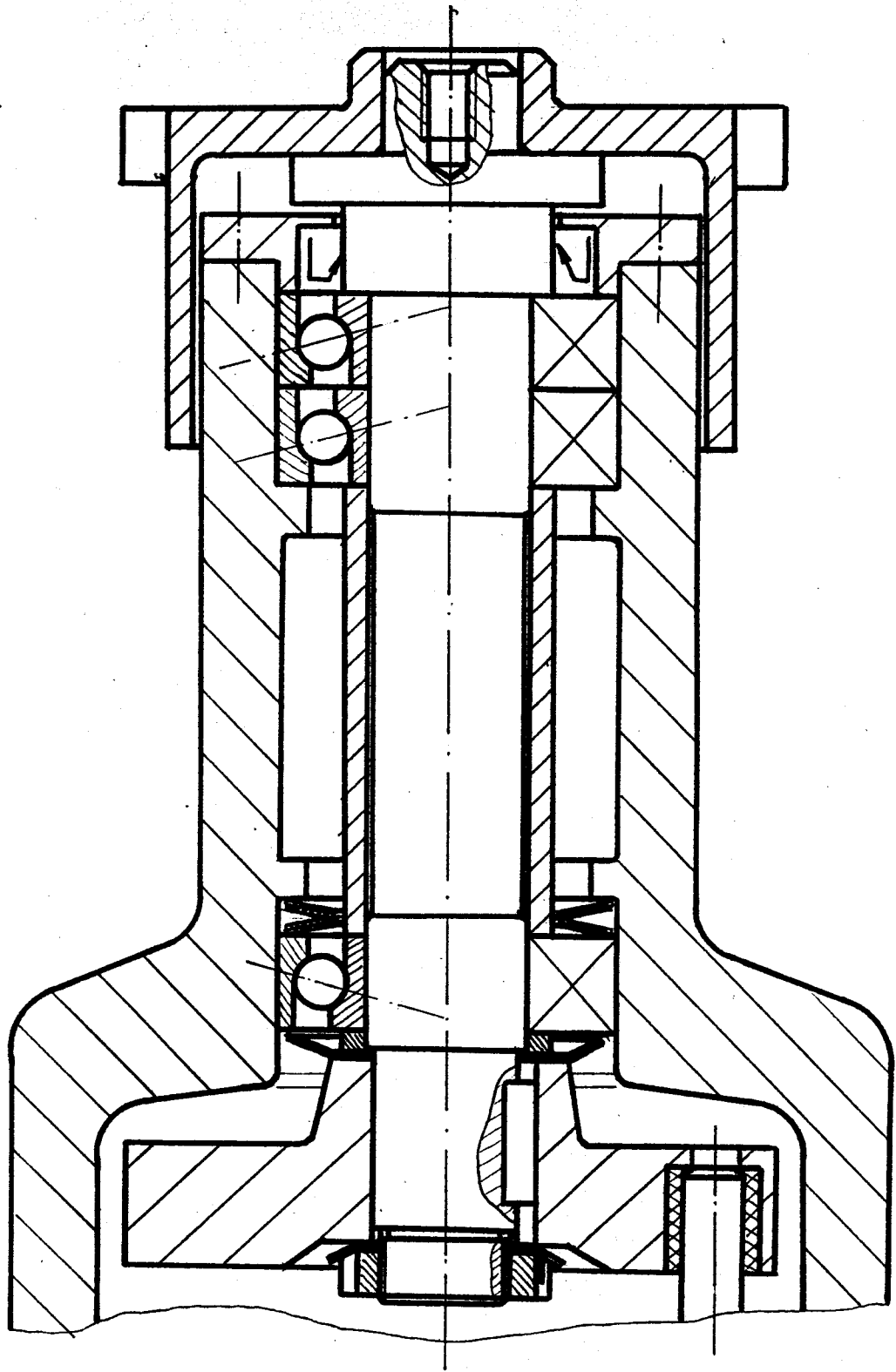
$$F_{VRs} \hat{=} 1,5 \cdot \frac{P_m \cdot 60}{D \cdot \pi \cdot n} \quad [\text{N}]$$

kde : 1,5 - koeficient odhadu, P_m - výkon elektrického motoru (1500 W), D - průměr brusného kotouče, n - otáčky vřetena (2830 ot/min).

Po dosazení :

$$F_{VRs} = 1,5 \cdot \frac{1500 \cdot 60}{0,15 \cdot 3,1 \cdot 2830} \hat{=} 103 \text{ N}$$

Z výsledků tedy můžeme usuzovat ($F_{VRs} < F_{VR}$), že za stávajícími podmínkami by byl zcela zajištěn správný chod vřetena nové konstrukce.



Obr. 31 : Princip uložení vřetena nové konstrukce

8. Závěr

Na závěr této práce je vhodné uvést, jaký praktický význam má včasné odhalení závady na strojním zařízení.

Ve výrobním družstvu DIAMANT v Jablonci nad Nisou se používá na opracování hran tabulového skla stroj FP/10, jehož součástí byla i měřená brusná vřetena. Projev závady způsobené opotřebením ložisek (vyštipování hrany skla) se vyskytl právě v době, kdy se pracuje na dvě směny přes soboty a neděle (velká poptávka tabulek skla na lustry v zahraničí). Po provedení orientačního měření se potvrdil vysoký stupeň poškození ložisek u prvních tří brusných vřeten a také další závady (nesouosost, nevývaha). Byla navržena okamžitá výměna ložisek, neboť by mohlo dojít k dalším poškozením (např. poškození úložných ploch ložisek ve skříní a na hřídeli). Odstávka stroje však není možná, protože se jedná o jediný stroj tohoto typu, používaný v provozovně. Není však těžké si představit, jaké ekonomické následky by mělo jeho poškození a vyřazení z provozu. Za takto daných podmínek bylo navrženo toto provizorní řešení :

- nadměrné opotřebením ložisek u prvního vřetena kompenzovat snížením jeho zatížení volbou brusných podmínek (hloubka záběru brusného kotouče pouze 0,2 mm a zbývajících 0,8 mm rozložit mezi další dvě brusná vřetena);
- v nejkratší možné době (např. při snížení poptávky) přistoupit k okamžité výměně ložisek, seřízení souososti hřídelů vřetena a motoru a k vyvážení brusných kotoučů.

Při dalším provozu vřetenových jednotek se doporučuje provádět pravidelná měření chvění a jejich vyhodnocování, podle v práci navrženého postupu (viz kap. 5.3). Na základě průběžného vyhodnocování naměřených hodnot (trendové analýzy) pak předem naplánovat případné opravy stroje.

Při výměně ložisek se také navrhuje zkušebně použít u jedné vřetenové jednotky ložisek stejné konstrukce, ale se zvýšeným základním předpětím (SKF 7204C-P4-DBB, předpětí 90 N). Pro zajištění delší provozní životnosti je však nutné použít jiného principu konstrukce uložení. Je možné vycházet ze zde uvedeného návrhu uložení, jehož hlavní předností je samočinná kompenzace opotřebení a tepelných dilatací.

Přínosem této práce by také mohlo být souhrnné zpracování příčin nadměrných vibrací vřetenových jednotek a jejich identifikace ve kmitočtových spektrech. K tomu je však také nutné připomenout, že vyhodnocování spekter chvění vyžaduje jistou úroveň zkušeností a přesněji provedená měření.

Za podporu při vypracování diplomové práce a poskytnuté konzultace děkuji Doc. ing. Š. Benešovi CSc, ing. R. Koutovi, ing. P. Pokornému a ing. T. Stehlíkovi.

Použitá literatura :

- 1) Angelo, M. : Monitorování mechanického chvění strojních zařízení. Technical Review, č. 1, Brüel & Kjaer, 1987
- 2) Beneš, Š. : Teorie stavby strojů. Skripta VŠST, 1. vydání, VŠST Liberec, 1986
- 3) Beneš, Š. - Tomek, E. : Metody diagnostiky valivých ložisek. Skripta VŠST, 1. vydání, VŠST Liberec, 1991
- 4) Breník, P. - Píč, J. a kolektiv : Obráběcí stroje. Konstrukce a výpočty. 1. vydání, SNTL Praha, 1982
- 5) Brüel & Kjaer, Naerum, Dánsko : Zkoušení mechanických soustav I a II, 1988
- 6) FAG : Standardní program. Katalog 41500 CsA, 1981
- 7) Fröhlich, J. : Technika uložení s valivými ložisky. 2. vydání, SNTL Praha, 1980
- 8) Fröhlich, J. a kolektiv : Valivá ložiska ZKL. 2. vydání, SNTL Praha, 1980
- 9) Gartung, H. : Beitrag zum thermischen, statischen und dynamischen Verhalten wälzgelagerter Spindeln. Disertation. TU Branschweig, 1985
- 10) Götz, J. a kolektiv : Broušení a leštění skla. 1. vydání, SNTL Praha, 1963
- 11) HBN, Mnichov, NSR : Tellerfedern. 1989
- 12) Janoušek, I. - Kozák, J. - Taraba, O. a kolektiv : Technická diagnostika. 1. vydání, SNTL Praha, 1988

- 13) Juliš, K. - Borůvka, V. - Fryml, B. : Základy dynamic-
kého vyvažování. 1. vydání SNTL Praha, 1979
- 14) Navrátil, M. - Pluhař, O. : Měření a analýza mechanické-
ho kmitání. Metody a přístroje. 1. vydání,
SNTL Praha, 1986
- 15) SCHENCK, Darmstadt, NSR - První Brněnská strojírna :
Preventivní údržba strojů. 1. vydání, SNTL
Praha, 1989
- 16) SKF : Hauptkatalog. Katalog 4000 T, 1989
- 17) Vávra, P. a kolektiv : Strojnické tabulky. 1. vydání,
SNTL Praha, 1983
- 18) ZANUSSI A&C, Itálie : Návod k obsluze stroje FP/10 a
katalog náhradních dílů.

