

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci

Fakulta strojní



Doc. Ing. Štěpán Beneš, CSc.

TECHNICKÁ DIAGNOSTIKA STROJŮ A ZAŘÍZENÍ

Komentář k souboru publikací

Habilitační práce

UNIVERZITNÍ KNIHOVNA
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI



3146088183

Liberec, duben 1993

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Univerzitní knihovna
Voroněžská 1329, Liberec 1
PSČ 461 17

U 278
+ 1 Sam. mi



<u>Obsah</u>	<u>Str.</u>
1. Úvod	3
2. Pedagogická činnost	3
3. Zaměření publikovaných prací	4
3.1. Prevetivní údržba strojů	6
3.2. Dynamické řešení a přejímka nových strojů	7
3.3. Pružné ukládání a snižování hluku strojů	10
4. Další rozvoj diagnostiky na fakultě	10

<u>Seznam skript a publikovaných prací</u>	12
--	----

P1. Skripta	12
P2. Publikace v oboru technická diagnostika	12
P2.1. Zahraniční	12
P2.2. Odborné časopisy a sborníky	12
P2.3. Výzkumné zprávy (hospodářská činnost)	14
P2.4. Expertní a lektorské posudky	17
P3. Autorská osvědčení	18
P4. Nejvýznamnější publikace po obhajobě kandidátské disertační práce (do r.1986)	19
P4.1. Časopisy a sborníky	19
P4.2. Oponované výzkumné zprávy státních a rezortních úkolů	19
P4.3. Výzkumné zprávy (hospodářská činnost)	20

Vybrané publikace

- A. Dynamické naladění soustrojí vodní turbíny
- B. Kepstrální analýza ozubených převodů
- C. Vliv kmitání na trvanlivost valivých ložisek
- D. Statistické vyhodnocení kmitání při přejímce textilních tkacích strojů
- E. Určení poškození ozubených převodovek měřením kmitání
- F. Technická diagnostika
- 4. Diagnostika
- G. Zahnradgeretriebe

1. Úvod

Bezdemontážní diagnostika patří mezi ty technické obory, které v posledních letech zaznamenaly značný rozvoj ve světě i u nás. Jednu z větví diagnostiky představuje diagnostika založená na měření mechanického kmitání, kterou stručně označujeme jako vibrační diagnostiku.

Rozvoj praktického využití vibrační diagnostiky u nás nastává od roku 1985, katedra částí a mechanismů strojů se od počátku význačnou měrou podílela na tomto rozvoji úzkou spoluprací s podniky a zahraničními výrobci přístrojové techniky.

2. Pedagogická činnost

Na strojní fakultě byl v roce 1981 do výuky v konstrukčních zaměřeních nově zařazen předmět Teorie stavby strojů, obsah přednášek a cvičení zpočátku byl z 65% zaměřen na obor vibrační diagnostiky, po vydání skript [3] pak plně na měření a analýzu mechanického kmitání a hluku. Tento předmět byl v zaměření balicí a polygrafické stroje součástí státní závěrečné zkoušky.

Pro potřeby výuky byly vydány další dva tituly skript [4] a [5], které získaly značný ohlas v podnicích.

V návaznosti na základní konstrukční a teoretické předměty v současné době vedu výuku:

- v povinném předmětu Technická diagnostika,
- ve volitelných předmětech Experimentální a diagnostické metody a Vybrané statě ze stavby strojů.

V těchto předmětech vedu studenty ke komplexnímu pojetí dynamiky strojů, statistického výpočtu součástí na životnost a spolehlivost s měřením mechanického kmitání a hluku strojů a zařízení.

Úzká technická spolupráce se zahraničními výrobci přístrojové techniky:

- CARL SCHENCK AG, Darmstadt, SRN,
- Brüel a Kjaer, Naerum, Dánsko,
- SPM Instrument, Deutsch-Wagram, Rakousko,
- Prüftechnik db, Ismaning, SRN,
- Uni-Export Ltd, servis Košice,
- Hottinger Baldwin Messtechnik GMBH, Praha,
- Hewlett-Packard, zastoupení Praha,
- SKF Československo, Praha

mi umožnila získat aktuální technické podklady pro výuku a tvorbu skript. Zejmé-

na pak krátkodobé zápůjčky přístrojů uvedených firem mi umožnily realizovat měření pro diplomové a disertační práce, v rámci hospodářské činnosti i jejich přímé využití ve výuce.

Každý rok jsem byl vedoucím 2 až 3 diplomových prací v různých zaměřeních, jejichž řešení využívalo měření kmitání na strojích.

Strojní fakulta získala akreditaci pro habilitační řízení a doktorandské studium v zaměření technická diagnostika strojů a zařízení. Jsem školitelem doktorandů, kteří v dubnu t.r. odevzdali disertační práci:

- Ing. Elias Tomeh (interní doktorand): Technická diagnostika tiskových strojů,
- Ing. Vladimír Patera (externí doktorand): Technická diagnostika strojů a zařízení pro povrchové dobývání. Stanovení mezních hodnot mechanického kmitání,
- Ing. Jan Biloš (externí doktorand): Provozní tvary kmitů.

Při uzavírání kontraktu na dodávku linky na výrobu bankovek a cenin jsem byl požádán Státní tiskárnou cenin Praha o zpracování návrhu na měření kmitání strojů linky. Toto měření společně s předepsanými tiskovými zkouškami bylo součástí přejímky linky. V roce 1992 Státní tiskárna cenin předala katedře dvoukanálový analyzátor Brüel a Kjaer 2144 s bohatým příslušenstvím pro měření kmitání (spektra, multispektra, modální analýza, provozní tvary kmitů) akustického tlaku a intenzity hluku. Z prostředků hospodářské činnosti si katedra pořídila jednocanálový analyzátor SKF MIKROLOG CMVA 10 a programové vybavení. Programový balík PRISM 2 pro práci s analyzátozem MIKROLOG jsme pro potřeby výuky obdrželi od firmy SKF bezúplatně. Tím jsou vytvořeny výborné podmínky pro výuku, řešení diplomových a disertačních prací a pro komplexní řešení úkolů v rámci hospodářské činnosti.

Kromě výuky na fakultě jsem se aktivně podílel přednáškami:

- při školení pracovníků diagnostických středisek a personálu podnikové údržby,
- na cyklu odborných seminářů pořádaných společně se zahraničními firmami na VŠST,
- o využití přístrojů spojenou s jejich demonstrací v řadě podniků,
- měl jsem přednášku pro asistenty a doktorandy na TH Zittau.

3. Zaměření publikovaných prací

Stručný přehled oblastí spolupráce s praxí v rámci technické diagnostiky je uveden na obr.1.

Měření a analýza mechanického kmitání a hlučnosti strojů

Preventivní údržba strojů	+ pohony dálkové pasové dopravy a velkostroje pro povrchové dobývání - Doly Komořany, Doly Bílina, VÚHU Most + tiskové stroje - tiskárny Praha, Ostrava + textilní tkací stroje - Perla Ústí n.O., Tiba Dvůr Králové + vodní elektrárna - VE Lipno + rozvláknovací stroje - Stavební izolace Často- lovice + míchačka na beton, linka na výrobu zámkové dlažby - Colorbeton Liberec + velké asynchronní elektromotory - DUK Komořany + těžební a zpracovatelské zařízení - Megion Něftěgaz, Rusko
Dynamické řešení a ladění strojů	+ soustrojí malých vodních elektráren - Kolora Přepeře, Šroubárny Hvězdovice, SIE Dražice (Hněvousice, Bakov) + stroje na výrobu umělých střev - Cutisin Jilemnice + brusky a vrtačky na sklo - Sklopan Liberec + velké ozubené převodovky - Transporta Chrudim + ploškovací stroje - Preciosa Frýdštejn + nákladní vozidla - Liaz Jablonec nad Nisou + archové tiskové stroje - Adast Dobruška
Přejímka nových strojů	+ ozubené převodovky - Transporta Chrudim + linka na výrobu bankovek a cenin - Státní tiskárna cenin Praha + novinové rotačky - tiskárny Praha, Ostrava + jehlové tkací stroje - Perla Ústí n.O. + převodovky vozidel UAZ - VOP Český Dub
Pružné ukládání a snižování hluku strojů	+ skřípcové a pneumatické tkací stroje - Benar Benešov n.P., Kolora Semily, Tiba Dvůr Králové + turbokompresory a litografické zařízení - - Crystalex Nový Bor + užit. vozidla UAZ - VOP Český Dub + ventilátory a dmychadla - truhlárna VŠST, Elitex Jablonec n.N.

Obr.1. Oblasti spolupráce a zaměření publikací

Řešení konkrétních problémů praxe bylo založeno na úzké spolupráci a s využitím přístrojové techniky diagnostických středisek různých podniků a s použitím zapůjčeného přístrojového vybavení - zejména firmou Brüel a Kjaer, SKF a CARL SCHENCK.

Výzkumné zprávy obsahují konkrétní řešení úkolů v rámci hospodářské činnosti, můj podíl spočíval zpravidla v teoretickém rozboru a v návrhu opatření, byl umožněn neformální spoluprací a tvůrčím přístupem uvedených spoluautorů zpráv.

Zobecnění konkrétních poznatků je pak obsahem příspěvků publikovaných v odborných časopisech a ve sbornících seminářů a konferencí celostátního významu i s mezinárodní účastí.

3.1. Preventivní údržba strojů

V průběhu zavádění bezdemontážní diagnostiky u strojů a zařízení pro povrchové dobývání (1986 - 1990) se neformální spoluprací vytvořila skupina odborníků z různých podniků, která prováděla měření a analýzu kmitání v provozních podmínkách. Svůj podíl na úspěšném a rychlém zavedení diagnostiky spatřuji především v tom, že jsem se snažil své předchozí konstruktérské a teoretické znalosti tvůrčím způsobem aplikovat při identifikaci stavu poškození součástí ze změřených kmitočtových spekter a při hodnocení vlivu úrovně kmitání na životnost a spolehlivost součástí sledovaného zařízení.

Jako příklad lze uvést teoretické hodnocení vlivu nesouososti hřídelů s pružnou spojkou PERIFLEX na snížení trvanlivosti valivých ložisek hnacího elektromotoru a snížení životnosti (zvýšení pravděpodobnosti poškození) boků zubů vstupního kuželového soukolí hnané převodovky. Toto řešení přispělo k nákupu a k širšímu využívání optického laserového systému OPTALIGN (tehdy novinka) pro seřizování souososti nejen v povrchových dolech.

Systematická práce měla ohlas u zahraničních výrobců techniky. Zapůjčeným analyzátozem valivých ložisek BAS 10 (tehdy světová novinka) jsme periodickým sledováním po dobu dvou měsíců ověřili jeho využití i pro pomaluběžná velkorozměrová valivá ložiska - řádek 4 v tabulce 1. Výzkumnou zprávu využívala firma SPM pro rozšíření uplatnění analyzátoru BAS 10.

Významnou měrou jsem se podílel na zavedení diagnostiky pohonů velko-
strojů - řádek 2 až 4 v tabulce 1.

Za určité ocenění své práce mohu považovat krátkodobý studijní pobyt u firmy CARL SCHENCK (na náklady firmy) a vyžádání zpracování návrhu na zavedení diagnostiky v zahraničí - řádek 7 v tabulce 1.

Tabulka 1. Charakteristika a dosažené výsledky vybraných řešení habilitanta v oblasti preventivní údržby strojů a zařízení

Č.	Stroj - zařízení	Charakteristika řešení	Skutečné přínosy	Publikace
1.	Pohony dálkové pasové dopravy - kuželočelní oz. převodovky, P = 230 až 1000 kW	+ návrh míst měření kmitání + analýza provozních měření + výpočet frekvencí hlavních zdrojů buzení + teoretické určení příčin poškození valivých ložisek nových elektromotorů DPD v Jugoslavii	+ redukce počtu měřených míst nutných pro určení poškození + podíl na určení stavu poškození součástí ze změ- kmitočtových spekter	8,11,14,17,22
2.	Pohon nabíracího zařízení velkostroje RK 5000, velkorozměrové převodovky; 2x1600 kW	+ určení míst a způsobu měření + výpočet frekvencí buzení + analýzy měření před a po opravě	+ na základě analýzy kmitání před opravou byl značně redukován rozsah plánova- ných demontáží a oprav	36,47
3.	Pohon kola velkostroje SRs 2000; 2x630 kW	+ jako v řádku 2.	+ zobecnění poznatků z ř.2 a na základě analýzy vstupních měření byly sta- noveny mezní hodnoty mohut- nosti kmitání	39,43
4.	Pohon kola rýpadla K 2000; otáčky ložisek 5 a 36 min ⁻¹	+ využití analyzátoru BAS 10 firmy SPM pro pomaloběžná velkorozměrová valivá lo- žiska	+ určování stavu a rozsahu poškození mimo rozsah doporučeného použití BAS 10	43,4
5.	Novinové rotačky - výkon až 30 000 a.h ⁻¹	+ určení míst, podmínek a způ- sobu měření + výpočet frekvencí buzení	+ výběr vhodného přístrojo- vého vybavení pro perio- dická sledování	37,57
6.	Asynchronní elektromoto- ry, P = 100 až 1000 kW	+ spektra statorového proudu a absolutního kmitání ložisek	+ určení elektrického buze- ní a jeho projev ve spektrech	16,79,80
7.	Stroje a zařízení pro těžbu a zpracování ropy a plynu	+ návrh na zavedení provozní diagnostiky - Megion, Rusko	+ návrh přístrojového vyba- vení a organizace diagnos- tiky	89

3.2. Dynamické řešení a přejímka nových strojů

Na základě analýzy měření a z teoretického rozboru poměrů jsem navrhl opatření na přeladění soustrojí malé vodní elektrárny. Po realizaci navrže-
ných opatření měřením bylo prokázáno výrazné snížení kmitání a zvýšení účín-
nosti soustrojí - řádek 1 v tabulce 2.

Podobná opatření u strojů na výrobu umělých střev po jejich realizaci
znamenala výrazné snížení hlučnosti a kmitání - řádek 2 v tabulce 2.

Ze zobecnění konkrétních výsledků řešení a ze změřené úrovně kmitání lze provést určení životnosti a pravděpodobnosti poškození součástí sledovaného zařízení - řádek 7 v tabulce 2.

Dynamické síly způsobují kmitání strojů. Celková úroveň kmitání a spektra jsou důležitým podkladem pro hodnocení stavu poškození a pro výpočet životnosti součástí.

Systematickou publikační a přednáškovou činností o možnosti hodnotit jakost výroby, montáže a seřízení nových strojů ze změřené úrovně kmitání se podařilo prosadit měření kmitání jako součást přejímky nových strojů a zařízení - tabulka 3.

Jako jedno z nejvyšších ocenění tvůrčí činnosti považují to, že přejímka linky na výrobu bankovek a cenin byla provedena také na základě změřené úrovně kmitání. Přes náročné tiskové zkoušky, kmitočtová spektra byla podkladem pro provedení dílčích úprav a seřízení dodavatelem.

Teoretický rozbor měření kmitání konkrétních strojů poskytl velmi důležité podklady, např.:

- pro objasnění nízké životnosti ozubení vstupního kuželového soukolí převodovek,
- pro stanovení mezních úchylek souososti ustavení soustrojí s pružnou spojkou periflex,
- pro určení mezních hodnot kmitání pro přejímku nových pohonů a upřesnění postupu montáže.

Na základě statistického hodnocení kmitání skupiny podobných strojů byly objektivně stanoveny mezní hodnoty kmitání pro hodnocení kvality výroby a stavu poškození.

Ze změřené celkové úrovně kmitání a spekter bylo provedeno:

- hodnocení vlivu konstrukce tvaru skříně převodovky na velikost provozních dynamických sil,
- posouzení vlivu konstrukčního řešení uložení vstupního pastorku na životnost ložisek a ozubení kuželového soukolí.

Tabulka 2. Charakteristika a přínosy řešení habilitanta v oblasti dynamického řešení a ladění strojů

Č.	Stroj - zařízení	Charakteristika řešení	Přínosy po realizaci opatření	Publikace
1.	Soustrojí malých vodních elektráren, P = 50 až 200 kW	+ analýza příčin nadměrné úrovně kmitání + teoretický rozbor a návrh způsobu naladění soustrojí	+ snížení mohutnosti kmitání po realizaci návrhů na 50 až 22% + zvýšení účinnosti o 7 až 14%	2,19,42
2.	Stroj na řáznění umělých stěv RST-5 (prototyp)	+ návrh úprav stroje s cílem snížit úroveň kmitání a hluku	+ snížení mohutnosti kmitání o 50% + snížení intenzity hluku o 64% z 87 na 82,5 dB(A) + zvýšení životnosti stroje	2,67,71
3.	Velkorozměrové ozubené převodovky P = 430 až 1000 kW	+ vliv montážních operací na úroveň kmitání a dynamické zatížení	+ stanovení mezních hodnot kmitání pro přejímku + vliv kmitání na životnost a spolehlivost součástí	12,13,24
4.	Brusky a vrtačky na sklo, proměnné otáčky	+ experimentální určení rezonančních oblastí u vyrobených strojů	+ snížení úrovně kmitání + odstranění rezonančního kmitání v provozních podmínkách	40
5.	Náhon vozidla LIAZ	+ návrh míst a způsobu měření za jízdy + využití keprstrální analýzy	+ experimentální určení příčin rezonančního kmitání + vliv montáže kloubového hřídele na dynamické zatížení náhonu	23,29,50,66
6.	Ploškovací stroje	+ návrh způsobu měření a analýzy	+ určení příčin a zdroje rezonančního kmitání	76
7.	Ozubená soukolí, valivá ložiska	+ statistické charakteristiky dynamického provozního zatížení	+ výpočet životnosti a pravděpodobnosti poškození	15,31,41,53,86

Tabulka 3. Charakteristika a přínosy řešení habilitanta v oblasti přejímky nových strojů

Č.	Stroj - zařízení	Charakteristika řešení	Přínosy	Publikace
1.	Jehlové tkací stroje MASTER	+ optimalizace počtu míst měření + statistické charakteristiky kmitání	+ stanovení mezních hodnot kmitání pro přejímku + podklady pro reklamaci + vliv kmitání na životnost součástí	7,18,29,32,47,48,49,55
2.	Novinová rotačka ULTRASET	+ měření a určení příčin rezonančního kmitání	+ experimentální určení rezonanční oblasti + určení podmínek pro provoz stroje	28,62
3.	Převodovky vozidel, převodovky	+ určení stavu ložisek a ozubení bez demontáže	+ stanovení mezních hodnot kmitání pro demontáž a opravy	14,23,24,25,53,22
4.	Linka na výrobu bankovek a cenin SIMULTAN, INTAGLIO-COLOR, NUMEROTA	+ způsob měření a analýzy kmitání	+ přejímka strojů měřením kmitání uvedená v kontraktu + reklamace na základě měření a analýzy kmitání	55,68,69,72,73,79,64,89

3.3. Pružné ukládání a snižování hluku strojů

Pracovníci katedry realizovali řadu vibroizolačních uložení strojů pomocí pneumatických pryžových pružin.

Přístrojová technika nám umožnila objektivní hodnocení realizovaných řešení s ohledem na:

- přenos kmitání do konstrukce budovy,
- snížení kmitání a zvýšení životnosti,
- snížení hluku - řádek 1. a 2. v tabulce 4.

Někteří výrobci strojů a zařízení pro zajištění požadované přesnosti a funkce i životnosti předepisují mezní hodnoty kmitání základů, které musí uživatel garantovat - řádek 2. v tabulce 4.

Po realizaci úprav pružného uložení zejména tkacích strojů vzniká otázka, zda toto uložení neohrožuje funkci stroje nebo zda nesnižuje životnost součástí. Současné přístrojové a programové vybavení katedry umožňuje tento problém řešit metodou provozních tvarů kmitů.

V současné době jsme získali některé zakázky pro praktické využití modální analýzy pro experimentální určení vlastních frekvencí a tlumení systému, např.:

- konstrukce listů pro tkací stroje, porovnání alternativních řešení se zahraničními výrobky,
- vliv lepení dílů karoserie na tlumení.

4. Další rozvoj diagnostiky na fakultě

Řešený interní grantový projekt "Mezní hodnoty kmitání" zobecní dosud získané poznatky katedry a externích doktorandů z provozního sledování různých druhů strojů a zařízení pro stanovení mezních hodnot kmitání ve vztahu k poškození součástí.

V úzké spolupráci s výborem a regionální skupinou Asociace technických diagnostiků je připraveno na fakultě strojní oficiální ustavení diagnostického střediska, jehož hlavní náplní bude kromě současného vedení vysokoškolské výuky a školení doktorandů:

- provádět školení a zkoušení pro certifikaci expertů Asociace technických diagnostiků v oboru vibrační diagnostiky,
- v návaznosti na absolvování základních kursů výrobců přístrojů (SKF, Průftechnik, Brüel a Kjaer) zajišťovat odborné kursy techniků, kteří po absolvování získají oprávnění pro různý stupeň činnosti v diagnostice,

Tabulka 4. Charakteristika a přínosy řešení habilitanta v oblasti pružného ukládání a snižování hluku stroje

Č.	Stroj - zařízení	Charakteristika řešení	Přínosy	Publikace
1.	Skřipcové a pneumatické tkací stroje	+ návrh hodnocení vlivu uložení na hlučnost a přenos dynamických sil do stavební konstrukce	+ hodnocení vlivu uložení stroje a konstrukce podlahy na hluk a zatížení budovy	55,50,59,37,70
2.	Turbokompresory, litografické zařízení	+ metoda měření kmitání na uložení stroje	+ experimentální určení vlivu kmitání základu na funkci stroje	39,45
3.	Užitková vozidla UAZ	+ hodnocení úprav karoserie a motorů	+ měření a hodnocení vnitřního a vnějšího hluku vozidla	43
4.	Ventilátor a dmychadla	+ návrh a realizace opatření	+ snížení ekvivalentní hladiny hluku u ventilátoru o 20 a u domů o 6 dB(A)	25,39,60,62,107,34
5.	Ozubené převody	+ teoretické řešení	+ určení vlivu geometrických charakteristik ozubení a uložení na dynamické zatížení a hluk převodovek	34,32,105
6.	Rootsova dmychadla	+ teoretické a experimentální řešení	+ vliv uložení dmychadel a spojení potrubí na hluk v pracovním prostředí	57,44

- zajišťovat jednorázové přednášky spojené s demonstrací přístrojové techniky na středních odborných školách a v podnicích,
- nepravidelně vydávat aplikační poznámky o uplatnění diagnostiky v praxi,
- ve spolupráci s Okresní hygienickou stanicí v Liberci se podílet na hygienických měřeních hluku a podílet se na realizaci opatření pro zlepšení pracovního a životního prostředí.

Prostředky z hospodářské činnosti a ze získaných grantů budou využity také na úhradu krátkodobých pobytů pracovníků katedry v zahraničí s cílem získat mezinárodně uznávanou akreditaci střediska a pro přípravu podkladů podle EN 45013.

Seznam skript a publikovaných prací

P1. Skripta

- [1] KREJČÍŘ, O. a kol.: Základy strojního inženýrství. VŠST Liberec 1978. (Podíl 18%).
- [2] BENEŠ, Š.: Životnost a spolehlivost strojních součástí. VŠST Liberec 1978.
- [3] BENEŠ, Š.: Teorie stavby strojů. VŠST Liberec 1986.
- [4] BENEŠ, Š. - ŠEREMETA, L. - VÁLA, K.: Bezdemontážní diagnostika. Valivá ložiska jako budič mechanického kmitání. VŠST Liberec 1987. (Podíl 65%).
- [5] BENEŠ, Š. - TOMEH, E.: Metody diagnostiky valivých ložisek. VŠST Liberec 1991. (Podíl 70%).
- [6] BENEŠ, Š.: Technická diagnostika. (Předáno do tisku).

P2. Publikace v oboru technická diagnostika

P2.1. Zahraniční

- [7] BENEŠ, Š.: Zustand orientierte Instandhaltung der Maschinen MASTER SM 93. IV. Internationale Seminar "Grundlage der Maschinenbau". TH Zwickau 1989.
- [8] HELEBRANT, F. - ZIEGLER, J. - BENEŠ, Š.: Vibrodiagnostische messungen der Antriebsteilen der Maschinenknoten von technologischen Komplexen für Tagebau. In: XLI. Berg- und Hüttenmännischer Tag. Bergakademie Freiberg, 1990, s. 15-26.
- [9] SCHENCK - První brněnská strojírna. Preventivní údržba strojů. (Překlad technického názvosloví z němčiny a lektorský posudek). 1989.
- [10] BENEŠ, Š.: SKF - Analýza a příčiny kmitání strojů. (Překlad příručky z němčiny). 1991. 82 s.

P2.2. Odborné časopisy a sborníky

- [11] HELEBRANT, F. - ŠEREMETA, L. - KUTAL, O. - BENEŠ, Š.: Vibrodiagnostika měření prováděná na technologických celcích pro povrchové dobývání hnědého uhlí. In: Uhlí, 3/38/1990, s. 97 - 107.
- [12] BENEŠ, Š.: Využití laserového optického systému OPTALIGN v lomových provezech. In: Sborník XXX. celostátní konference kateder částí a mechanismů strojů s mezinárodní účastí. VŠST Liberec 1989, s.363-371.
- [13] BENEŠ, Š. - VÁLA, K.: Vliv nesouososti elektromotoru a převodové skříně náhonu DPD. In: V. konference o teorii stavby strojů a mechanismů s mezinárodní účastí. VŠST Liberec 1989, s.27-34.

- [14] BENEŠ, Š. - KUTAL, O.: Prognosticky podložená údržba pohonu DPD. In: V. konference o teorii stavby strojů a mechanismů s mezinárodní účastí. VŠST Liberec 1989, s.15-26.
- [15] BENEŠ, Š.: Diagnostika ozubených převodů. In: Sborník DIAGO 90. DT Žilina 1990, s.126-136.
- [16] BENEŠ, Š. - ŠEREMETA, L.: Vliv vyvážení elektromotorů na dynamické poměry pohonu. In: Sborník Dny nové techniky - diagnostika. ŽD Bohumín 1989, s.165-174.
- [17] BENEŠ, Š. - FIALA, J.: Prognosticky podložená údržba dálkové pasové dopravy. In: Sborník Dny nové techniky - diagnostika. ŽD Bohumín 1989, s.175-182.
- [18] BENEŠ, Š.: Diagnostika jehlových tkacích strojů MASTER SM 93. In: Sborník technická bezdemontážní diagnostika v průmyslové praxi. DT ČSVTS Ústí nad Labem 1990, s.275-285.
- [19] VÁLA, K. - BENEŠ, Š.: Zajištění provozuschopnosti malých vodních elektráren na základě bezdemontážní diagnostiky. In: Sborník technická bezdemontážní diagnostika v průmyslové praxi. DT ČSVTS Ústí nad Labem 1990, s.286-295.
- [20] BENEŠ, Š.: Měření kmitání vozidel LIAZ. In: Bezdemontážní diagnostika - snižování nákladovosti výroby. DT ČSVTS Ústí nad Labem 1990, s.67-74.
- [21] BENEŠ, Š.: Komplexní hodnocení jakosti montáže a seřízení strojů měřením mechanického kmitání. In: Spolehlivost - diagnostika 90. DT ZSVTS Nitra 1990, s.21-25.
- [22] BENEŠ, Š. - KUTAL, O. - MACH, M.: Hodnocení kvality montáže pohonu DPD měřením mechanického kmitání. In: Sborník vědeckých prací VŠST v Liberci. VŠST Liberec 1989, s.319-332.
- [23] BENEŠ, Š.: Kepstrální analýza ozubených převodů. In: Sborník Dny nové techniky 1991. Železářny a drátovny Bohumín 1991.
- [24] BENEŠ, Š.: Kinematické, parametrické a rázové buzení kmitání ozubenými převody. In: Technická diagnostika strojov a strojních zariadení. ZPS a.s. Zlín, 1991.
- [25] BENEŠ, Š.: Hodnocení jakosti výroby a montáže měřením mechanického kmitání. In: Sborník Sixth International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms. TU Liberec 1992, Volume B, s.17-21.
- [26] BENEŠ, Š. - TOMEH, E.: Kmitání rozvodu vzduchu ve sklárně. In: Sborník technická diagnostika, Dům techniky ČSVTS Ústí nad Labem, 1992, s.69-81.

- [27] BENEŠ, Š. : Úroveň kmitání strojů a pravděpodobná životnost. In: Sborník Dny nové techniky 92 - technická diagnostika, Asociace technických diagnostiků, Bohumín 1992, s.115-119.
- [28] BENEŠ, Š. - TOMEH, E.: Přejímka tiskových strojů měřením kmitání. In: Sborník Dny nové techniky 92 - technická diagnostika, Asociace technických diagnostiků, Bohumín 1992, s.120-123.
- [29] BENEŠ, Š. - STŘÍTESKÝ, J.: Analýza kmitání motoru nákladního vozidla. In: Sborník Dny nové techniky 92 - technická diagnostika, Asociace technických diagnostiků, Bohumín 1992, s.100-104.
- [30] BENEŠ, Š.: Hodnocení poškození ozubení převodovek ze změřených kmitočtových spekter. Přednáška na sympoziu: Technická diagnostika strojov a strojních zariadení, Zlín 5.-6.2.1992.
- [31] BENEŠ, Š.: Vliv kmitání na trvanlivost valivých ložisek. In: DIAGO - 1993 - Technická diagnostika strojov a strojných zariadení. ŽIVŠ Žilina 1993, s.15-25.
- [32] BENEŠ, Š.: Statistické vyhodnocení kmitání při přejímce textilních tkacích strojů. In: DNT 93 - Technická diagnostika. Bohumín 1993, s.145-152.
- [33] BENEŠ, Š.: Určení poškození ozubených převodovek měřením kmitání. In: DNT - 93 - Technická diagnostika. Bohumín 1993, s.153-159.
- [34] BENEŠ, Š.: Analýza kmitání a hluku ventilátoru. In: Technická diagnostika 1/1993 - v tisku.
- [35] BENEŠ, Š. - NĚMEČEK, P.: Měření a analýza hluku. In: Technická diagnostika 1/1993 - v tisku.

P2.3. Výzkumné zprávy (hospodářská činnost)

- [36] BENEŠ, Š. - ZADAKOVÁ, M. - TOMEH, E.: Diagnostika velkorozměrových převodovek. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec 1990. KST 90-07.
- [37] BENEŠ, Š.: Měření mechanického kmitání ofsetových tiskových strojů řady ADAST DOMINANT. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec 1989. KST 89-10.
- [38] BENEŠ, Š. - TOMEH, E. - NĚMEČEK, P. - ZADAKOVÁ, M.: Měření kmitání a hlučnosti tkalcoven. VŠST Liberec 1989. KST 89-23.
- [39] BENEŠ, Š. - TOMEH, E. - ZADAKOVÁ, M.: Pohon kola SRs 2000. Vyhodnocení vstupních měření kmitání pohonu kola velkstroje. VŠST Liberec 1989. KST 89-16.
- [40] BENEŠ, Š. - MOJŽÍŠ, M. - VÍZEK, J.: Posouzení kmitání základů vzduchových kompresorů. Návrh metody měření a vyhodnocení mechanického kmitání. VŠST Liberec 1989. KST 89-01.

- [41] BENEŠ, Š.: Diganostika pohonů DPD v Jugoslavii. Vyhodnocení provozních měření kmitání a posouzení příčin poškození valivých ložisek hnacích elektromotorů. VŠST Liberec 1989. KST 89-15.
- [42] BENEŠ, Š. - NĚMEČEK, P. - ZADAKOVÁ, M.: Dynamické poměry turbogenerátorů. Měření mechanického kmitání soustrojí turbogenerátorů Vodní elektrárny Lipno. VŠST Liberec 1990. KST 90-14.
- [43] BENEŠ, Š. - TOMEH, E. - ZADAKOVÁ, M.: Diagnostika velkorozměrových pomaluběžných valivých ložisek. VŠST Liberec 1990. KST 90-16.
- [44] BENEŠ, Š. - TOMEH, E. - ZADAKOVÁ, M.: Diagnostika převodovek vozidel UAZ. VŠST Liberec 1990.
- [45] BENEŠ, Š. - TOMEH, E. - ZADAKOVÁ, M.: Analýza kmitání Rootsových dmychadel a vzduchového potrubí. VŠST Liberec 1990.
- [46] BENEŠ, Š.: Posouzení kmitání základů pro litografický stroj. VŠST Liberec 1990.
- [47] BENEŠ, Š. - TOMEH, E. - ZADAKOVÁ, M.: Diagnostika TURASU velkstroje RK 5000. Analýza a návrh mezných hodnot kmitání. VŠST Liberec 1989. KST 89-17.
- [48] BENEŠ, Š.: Bezdemontážní diagnostika tkacích strojů MASTER SM 93. Návrh míst měření a vyhodnocení vstupních měření kmitání. VŠST Liberec 1989. KST 89-08.
- [49] BENEŠ, Š.: Diagnostika jehlových tkacích strojů MASTER SM 93. Vyhodnocení periodických měření. VŠST Liberec 1989. KST 89-14.
- [50] BENEŠ, Š. aj.: Kmitání vozidel LIAZ. Vyhodnocení měření mechanického kmitání jízdních zkoušek. VŠST Liberec 1990. KST 90-21.
- [51] BENEŠ, Š. - PEŠÍK, L.: Hodnocení pružného uložení pneumatických strojů - hluk a kmitání. VŠST Liberec 1990.
- [52] BILOŠ, J. - LABAJ, J. - BENEŠ, Š.: Analýza kmitání a návrh opatření rozvláknovacího stroje ve Stavebních izolacích Častolovice. ČEZ-OKE Ostrava 1990.
- [53] BENEŠ, Š. - ZADAKOVÁ, M.: Diagnostika valivých ložisek VOP Český Dub. VŠST Liberec 1990. KST 90-06.
- [54] NĚMEČEK, P. - BENEŠ, Š.: Hlučnost vybraných strojů ve s.p. Severografia Liberec. VŠST Liberec 1990. KST 90-01.
- [55] BENEŠ, Š.: Diagnostika tkacích strojů MASTER SM 93. Statistické vyhodnocení periodických měření kmitání. VŠST Liberec 1990.
- [56] BENEŠ, Š. - BUREŠ, M. - NĚMEČEK, P. - TOMEH, E.: Hodnocení hluku a kmitání tkalcoven - vyhodnocení vlivu vibroizolačního uložení tkacích strojů a plovoucích podlah. /Výzkumná zpráva/. VŠST, Liberec 1991.

- [57] BENEŠ, Š. - TOMEH, E. - BILOŠ, J. - LIPUS, T.: Analýza mechanického kmitání ofsetového tiskového stroje ULTRASET 72. /Výzkumná zpráva/. VŠST, Liberec 1991.
- [58] BENEŠ, Š. - NĚMEČEK, P. - TOMEH, E.: Analýza kmitání zdroje a rozvodu stlačeného vzduchu. /Výzkumná zpráva/. VŠST, Liberec 1991.
- [59] BENEŠ, Š. - LABAJ, J.: Měření kmitání rozvláknovacího stroje. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1991. KST 91-01.
- [60] BENEŠ, Š. - BUREŠ, M. - NĚMEČEK, P. - TOMEH, E.: Hodnocení hluku a kmitání tkalcoven. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1991, HS 61 012/340. KST 91-02.
- [61] BENEŠ, Š. - NĚMEČEK, P. - TOMEH, E.: Analýza kmitání zdroje a rozvodu stlačeného vzduchu. /výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1991. KST 91-05.
- [62] BENEŠ, Š. - TOMEH, E. - BILOŠ, J. - LIPUS, T.: Analýza mechanického kmitání ofsetového tiskového stroje ULTRASET 72. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1991. - KST 91-06.
- [63] BENEŠ, Š. - BILOŠ, J. - NĚMEČEK, P. - TOMEH, E.: Analýza kmitání a hluku dmychadel SKG 70 a SIEMENS. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1991. KST 91-17.
- [64] BENEŠ, Š. - NĚMEČEK, P. - STŘÍTESKÝ, J. - TOMEH, E.: Měření mechanického kmitání a hluku strojů ve Státní tiskárně cenin Praha. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1991. KST 91-18.
- [65] BENEŠ, Š. - STEHLÍK, T. - TOMEH, E.: Měření vlastních frekvencí řízení vozidla LIAZ. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1991. KST 91-19.
- [66] BENEŠ, Š.: Analýza kmitání pohonu vozů Liaz. Návrh další spolupráce a postup řešení. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1991. KST 91-20.
- [67] BENEŠ, Š. - BUREŠ, M. - PRÁŠIL, L. - TOMEH, E.: Analýza kmitání strojů na výrobu střívek. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1991. KST 91-24.
- [68] BENEŠ, Š. - STEHLÍK, T. - STŘÍTESKÝ, J. - TOMEH, E.: Přejímka stroje SIMULTAN II. Měření kmitání. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1991. KST 91-25.
- [69] BENEŠ, Š.: Diagnostika linky De La Rue Giorgy na výrobu bankovek. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec 1991. KST 91-16.
- [70] BENEŠ, Š. - ZADAKOVÁ, M.: Skřípcové tkací stroje STB 330. Vyhodnocení orientačního měření mechanického kmitání strojů. VŠST Liberec, 1989. KST 89-26.
- [71] NĚMEČEK, P. - BENEŠ, Š.: Hluk v pracovním prostředí. Vyhodnocení hlučnosti strojů v k.p. Chemopharma Ústí nad Labem. VŠST Liberec 1989. KST 89-27.

- [72] BENEŠ, Š. - STEHLÍK, T. - STŘÍTESKÝ, J. - TOMEH, E.: Přejímka tiskového stroje SIMULTAN II. Analýza kmitání stroje při přejímce. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1992. KST 92-01, 36 stran.
- [73] BENEŠ, Š. aj.: Přejímka stroje NUMEROTA II. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1992. KST 92-07, 22 stran.
- [74] BENEŠ, Š. - TOMEH, E.: Analýza mechanického kmitání strojů s.p. Cutisin. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec 1992. KST 92-06, 27 stran.
- [75] BENEŠ, Š. aj.: Diagnostika míchačky na beton LEC-1,5. Analýza vstupního měření kmitání a návrh periodického sledování. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec 1992, KST 92-12, 20 stran.
- [76] BENEŠ, Š. aj.: Analýza kmitání ploškovacích strojů. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1992. KST 92-13, 30 stran.
- [77] BENEŠ, Š. aj.: Diagnostika asynchronních elektromotorů. Teoretický rozbor a vyhodnocení orientačního měření elektromotorů DPD. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1992. KST 92-05, 23 stran.
- [78] BENEŠ, Š. - NĚMEČEK, P. - BARTÁČEK, M.: Hluk vyzařovaný Destarolem LX. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1992. KST 92-14, 4 strany.
- [79] BENEŠ, Š. Analýza kmitání hnacího elektromotoru NUMEROTA II. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1993. KST 93-05.
- [80] BENEŠ, Š. a kol.: Diagnostika asynchronních elektromotorů. Rozbor provozních měření. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec 1993. KST 93-04.
- [81] BENEŠ, Š. - ŠEREMETA, L.: Systém zavedení bezdemontážní diagnostiky těžebního a zpracovatelského zařízení I, II. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1993. KST 93-02.

P2.4. Expertní a lektorské posudky

- [82] BENEŠ, Š.: Oponentní posudek publikace SÝKORA, J.: Šrouby a matice. TEVUH. Praha, 1989.
- [83] BENEŠ, Š. Lektorský posudek - LUFTMAN, Z.: Vícetoké převody v trakčních a zdvihových pohonech. /Odborný článek Transporta Chrudim/. 1990.
- [84] BENEŠ, Š.: Lektorský posudek skript - ZIEGLER, J. - HELEBRANT, F.: Technická diagnostika výrobních zařízení. /SKripta VŠB Ostrava/. 1990.
- [85] BENEŠ, Š.: Oponentní posudek - Zkouška spolehlivosti převodovek zdvihu regálových zakladačů. Metoda a hodnocení výsledků zrychlených stendových zkoušek. /Závěrečná zpráva - Transporta Chrudim/. 1989.

- [86] BENEŠ, Š.: Vyhodnocení stavu převodových skříní pojezdu a zdvihu regálových zakladačů. Posouzení využitelnosti a pracnosti programového vybavení podle ZN 49/88. - Transporta Chrudim. VŠST Liberec 1989. KST 89-07.
- [87] BENEŠ, Š.: Racionalizace stříhání příčného otvoru vložky č.v. 3.050.003.0. Posouzení etapy řešení výzkumného úkolu AERO - Technometra Semily. VŠST Liberec 1989. KST 89-06.
- [88] BENEŠ, Š.: Diagnostický systém hlavních cirkulačních čerpadel primárního okruhu jaderných elektráren Temelín VVER 1000 MW. Hodnocení nabídek diagnostických systémů. VŠST Liberec, 1991. KST 91-07.
- [89] BENEŠ, Š.: Bezdemontážní diagnostika tiskových strojů INTAGLIOCOLOR 8, SIMULTAN II a NUMEROTA II. Návrh spolupráce při řešení technické diagnostiky. VŠST Liberec, 1991. KST 91-08.
- [90] BENEŠ, Š.: Hodnocení komplexní jakosti zadní nápravy LIAZ měřením hluku a kmitáním. Návrh spolupráce a postupu řešení. VŠST Liberec, 1991. KST 91-09.
- [91] BENEŠ, Š.: Posudek disertační práce VŠB Ostrava. CAMARA, M.: Řešení problematiky určení zbytkové životnosti rotujících pohonných jednotek dobývacích a základacích strojů, 1993.

P3. Autorská osvědčení

- [92] AO 229 262 (PV 6829-82). BENEŠ, Š. - BUREŠ, M. - CERHA, J. - PRÁŠIL, L.: Brzděný přední kolejový podvozek pro dvoucestná vozidla.
- [93] AO 228 825 (PV 6829-82). PRÁŠIL, L. - BENEŠ, Š. - BUREŠ, M. - CERHA, J.: Kolejový podvozek pro mobilní zemní stroje a vozidla.
- [94] AO 271 113 (PV 08735-87). BENEŠ, Š. - SYPECKÝ, J. - VÁLA, K. - VÍT, J.: Způsob regulace přítlaku generátoru harmonické třecí převodovky a mechanismus k provádění tohoto způsobu.
- [95] AO 224 052 (PV 5763-80). BENEŠ, Š.: Zařízení k ovládání vrat.
- [96] AO 276 115 (PV 5829-81). BENEŠ, Š.: Zařízení ke zhotovování předtisků na výkresy.
- [97] AO 236 074 (PV 3309-83). BENEŠ, Š. - VELTRUSKÝ, M. - HYNČICA, V. - BUREŠ, M.: Pracovní lešení pro práce ve výškách, zejména na komínech.

P4. Nejvýznamnější publikace po obhajobě kandidátské disertační práce
(do r.1986)

P4.1. Časopisy a sborníky

- [98] BENEŠ, Š.: Zařízení pro běhové zkoušky ozubených kol. In: Strojírenství, 24, 1974/6, s. 352 - 355.
- [99] BENEŠ, Š.: Vliv ozubených kol na kvalitu tisku u archových ofsetových strojů. In: II. konference o teorii strojů a mechanismů, VŠST Liberec 1976, s. 289 - 298.
- [100] BENEŠ, Š.: Dinamičeskiye svijstva uprugych pokryšek. In: Tribologie und Effektivität der Produktion, NTS po Mašinostrojene, Sofia 1977, s. 149 - 154.
- [101] KREJČÍŘ, O. - BENEŠ, Š.: Konstrukce některých nekonvenčních obalových skládaček. In: Sborník vědeckých prací VŠST v Liberci sv. XI /1978/, s. 289 - 296.
- [102] KREJČÍŘ, O. - BENEŠ, Š.: Konstrukce hranolovitých skládaček s konkávními úhlopříčnými ohyby stěn. In: Sborník VŠST 1979, s. 299 - 304.
- [103] PRÁŠIL, L. - BENEŠ, Š. aj.: Kolejový podvozek univerzálního dokončovacího stroje UDS 110-a. In: Sborník VŠST 1979, s. 349 - 356.
- [104] BENEŠ, Š. - DRNOVSKÁ, J.: Zařízení na navíjení vzorkovnic příze. In: III. konference o teorii strojů a mechanismů. VŠST Liberec 1980.
- [105] PRÁŠIL, L. - BENEŠ, Š. - BORŮVKA, F.: Rozbor dynamických vlastností ozubeného převodu s pružným členem pro vymezení boční vůle v ozubení. In: Sborník VŠST 1981, s. 137 - 146.
- [106] BENEŠ, Š. - BUREŠ, M.: Rozbor silových poměrů na komínové plošině. In: Sborník VŠST 1982, s. 303 - 310.

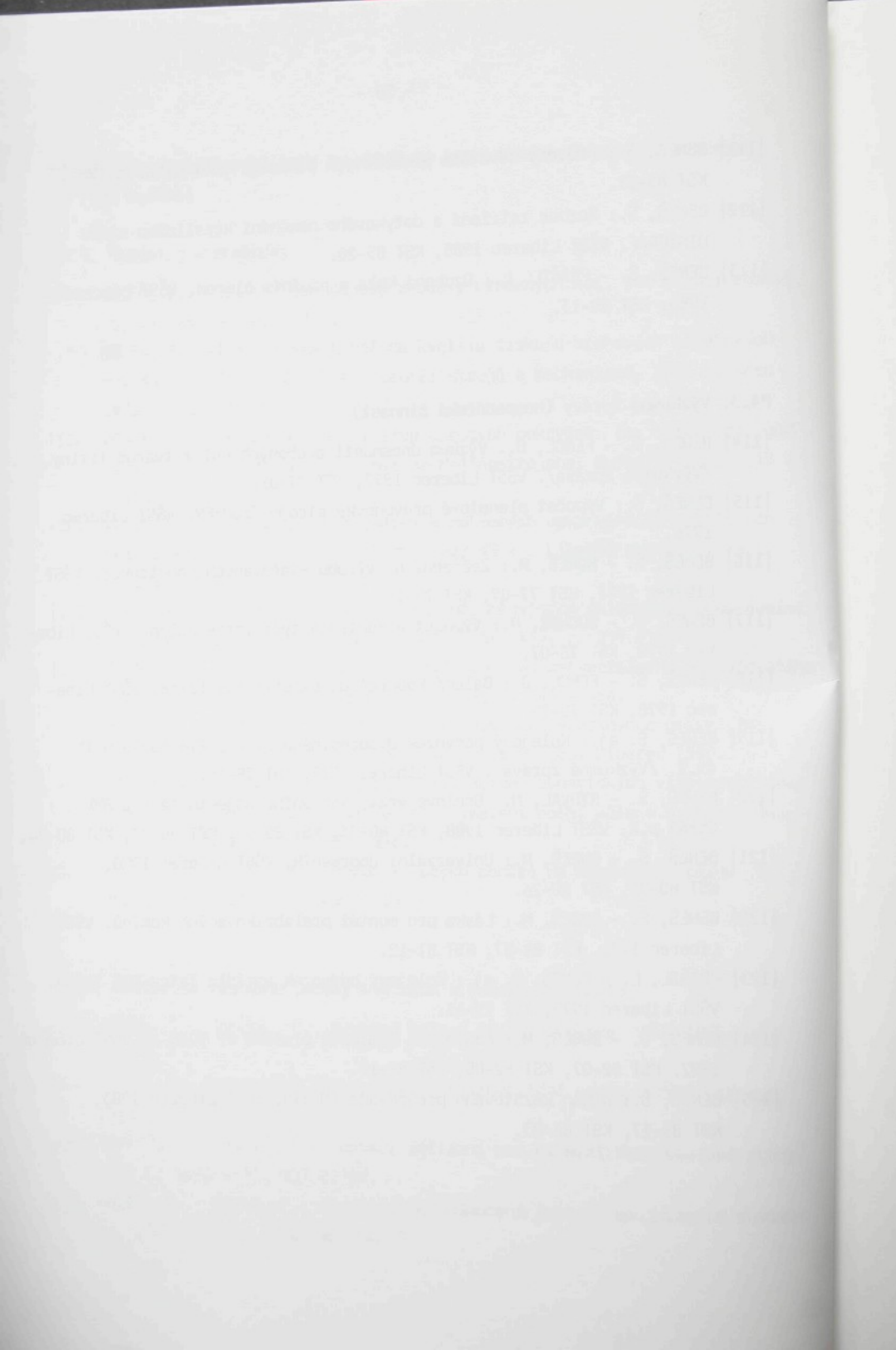
P4.2. Oponované výzkumné zprávy státních a rezortních úkolů

- [107] BENEŠ, Š. - PRÁŠIL, L.: Ozubená kola s pružnými členy. VŠST 1980, KST 80-13.
- [108] BENEŠ, Š.: Harmonický třecí převod pro invalidní vozíky. VŠST Liberec 1981, KST 81-04.
- [109] DRAPÁK, R. - BENEŠ, Š.: Leptací zařízení pro kinematické ofsetové desky. VŠST Liberec 1981, KST 81-10.
- [110] BENEŠ, Š. - BERAN, F.: Statistické hodnocení jakosti spojovacích součástí. VŠST Liberec 1984, KST 84-17.

- [111] BENEŠ, Š.: Převody s větším převodových poměrem. VŠST Liberec 1985, KST 85-19.
- [112] BENEŠ, Š.: Rozbor zatížení a dotykového namáhání kreslicího stolu DIGIGRAF. VŠST Liberec 1985, KST 85-20.
- [113] BENEŠ, Š. - PRAŠIL, L.: Ozubená kola s pružným členem. VŠST Liberec 1980, KST 80-13.

P4.3. Výzkumné zprávy (hospodářská činnost)

- [114] BENEŠ, Š. - FENCL, D.: Výzkum únosnosti ozubených kol z tvárné litiny. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec 1977, KST 77-09.
- [115] BENEŠ, Š.: Výpočet planetové převodovky stroje TECONER. VŠST Liberec 1976.
- [116] BENEŠ, Š. - BUREŠ, M.: Zařízení na výrobu svařovaných konstrukcí. VŠST Liberec 1977, KST 77-09, KST 77-16.
- [117] BENEŠ, Š. - SOCHOR, M.: Výpočet a kontrola tyčí vrtné kolony. VŠST Liberec 1978, KST 78-07.
- [118] BENEŠ, Š. - FENCL, D.: Balení koberců do smrštitelné folie. VŠST Liberec 1978, KST 78-25.
- [119] BENEŠ, Š. aj.: Kolejový podvozek dvoucestného stroje ZTS Poclairn TY 45.2. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec 1979, KST 79-15.
- [120] BENEŠ, Š. - RYDVAL, M.: Ocelová vrata vstupního objektu tábora SNV Stráž p.R. VŠST Liberec 1980, KST 80-03, KST 80-06, KST 80-08, KST 80-24.
- [121] BENEŠ, Š. - BUREŠ, M.: Univerzální dopravník. VŠST Liberec 1980, KST 80-09, KST 80-26.
- [122] BENEŠ, Š. - BUREŠ, M.: Lávka pro montáž prefabrikovaných komínů. VŠST Liberec 1981, KST 81-07, KST 81-12.
- [123] PRAŠIL, L. - BENEŠ, Š. aj.: Kolejový podvozek vozidla Tatra UDS 110-a. VŠST Liberec 1979, KST 79-11.
- [124] BENEŠ, Š. - BUREŠ, M.: Pohyblivá komínová plošina KP 3000-1. VŠST Liberec 1982. KST 82-07, KST 82-08, KST 82-17.
- [125] BENEŠ, Š.: Náhon kazetového přehravače KM 340. VŠST Liberec 1985, KST 85-17, KST 86-03.



A

DYNAMICKE NALADENÍ SOUSTROJÍ VODNÍ TURBÍNY

In: ACTA POLYTECHNICA - Práce ČVÚT v Praze, 12/II.1/1986



DYNAMICKE NALADĚNÍ SOUSTROJÍ VODNÍ TURBÍNY

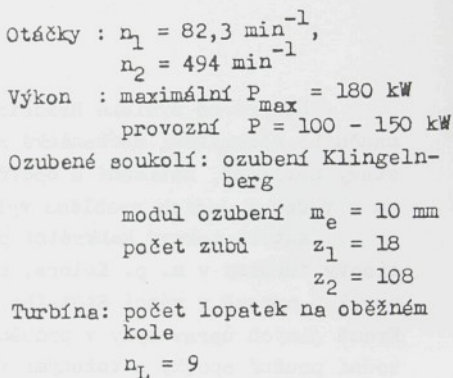
Štěpán Beneš, Ludvík Prášil

Nesprávně zvolená hřídelová spojka je častou příčinou rezonančního rozkmitání mechanické soustavy. Při tomto jevu je chod soustavy neklidný, zatížení a opotřebení některých součástí jsou zvýšená a vedou k jejich rychlému vyřazení z provozu.

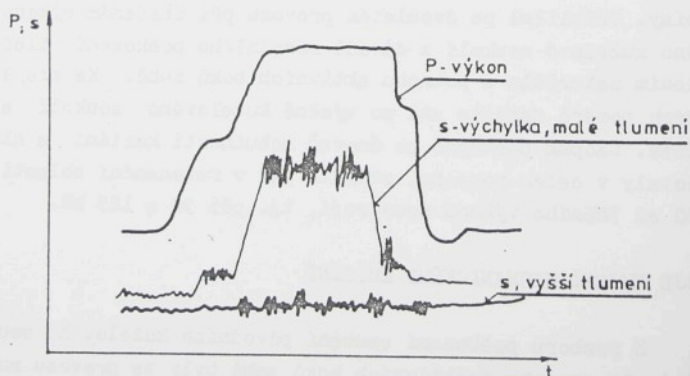
Autoři takový konkrétní případ řešili u soustrojí vodní Francisovy turbíny v n. p. Kolora, které bylo uvedeno do provozu po generální opravě v rámci Státního cílového programu SCP-02 v roce 1981. Kromě jiných úprav byly v průběhu zkušebního provozu nahrazeny původní pružné spojky s koženými vložkami (obr. 1 - S1 a S2) pružnými lineárními spojkami VPS 4435.1. Soustrojí vodní turbíny pracovalo po těchto úpravách s vyšší hlučností a s vyšší úrovní mechanického kmitání, které se nepříznivě přenášelo na celou budovu elektrárny. Za těchto podmínek bylo možné, aby soustrojí pracovalo pouze při výkonu 40 %, přestože průměrný roční průtok je 60 % maximálního výkonu turbíny. Přibližně po dvouletém provozu při sníženém výkonu bylo vyměněno kuželové soukolí z důvodů rozsáhlého poškození otláčením a vydrolením materiálu z povrchu aktivních boků zubů. Ke zlepšení dynamických poměrů nedošlo ani po výměně kuželového soukolí a valivých ložisek. Naopak postupně se úroveň mohutnosti kmitání a hlučnosti zvyšovaly v celém rozsahu, zvláště pak v rezonanční oblasti v rozsahu 50 až 70%ního výkonu soustrojí, tj. při 90 a 125 kW.

ZDROJE BUZENÍ MECHANICKÉHO KMITÁNÍ

Z rozboru poškození ozubení původního kuželového soukolí bylo zřejmé, že povrchy neaktivních boků zubů byly za provozu rovněž zatěžovány a tedy, že hlavní podíl na kmitání soustavy mají torzní kmity. Z uspořádání celého energetického soustrojí vyplývá, že jde o soustavu



Obr. 1 Schéma a parametry soustrojí vodní turbíny



Obr. 2 Vznik samobuzených kmitů u soustavy s různým tlumením při náhlé změně výkonu /4/

bez větvení toku výkonu s konstantní otáčkovou frekvencí a s proměnným přenášeným výkonem. Mohutnost kmitání soustavy se mění pouze v závislosti na hodnotě přenášeného výkonu.

Podle /4/ vznikají v soustavách turbín (zejména s kluznými ložisky) samobuzené kmity, jejichž frekvence jsou zpravidla shodné s frekvencí vyšších harmonických složek rotorového buzení. Velikost výchylek těchto kmitů závisí na velikosti tlumení. U soustavy s malým tlumením jsou výchylky větší, u většího tlumení naopak (obr. 2).

Z obecných poznatků vyplývá, že příčinou rezonančních jevů u takové soustavy mohou být nelineární vazby, které ovlivňují hodnotu vlastních frekvencí v závislosti na velikosti zatížení, tj. přenášeného výkonu P . Pak při konstantních frekvencích různých buzení může docházet k rezonančnímu kmitání v závislosti na výkonu turbíny.

Nelineárními vazbami soustavy jsou ozubení s boční vůlí, valivá ložiska a spojky VPS. U kuželových kol se zakřivenými zuby (ozubení Klingelnberg) při zvýšení zatížení se oblast záběru přemísť k vnějšímu průměru (větší rameno síly a tloušťka zubů v patě a současně menší obvodová síla) a tuhost ozubení se mění. Výrazná nelinearita dále vzniká tehdy, jestliže za provozu dochází k cyklickému porušování silového styku aktivních boků zubů (záběr neaktivních boků). K tomuto jevu docházelo během provozu turbíny, o čemž svědčí značné opotřebení neaktivních boků zubů u obou demontovaných kuželových kol. Rovněž tuhost ložisek závisí na zatížení, a tedy i na hodnotě přenášeného výkonu. Spojky VPS mají lineární charakteristiku, avšak hadovitě vinuté pružiny jsou v drážkách obou kotoučů spojky uloženy s určitou vůlí, která se ještě v průběhu provozu zvětšuje. Při zvýšeném dynamickém zatížení spojek dochází k porušení trvalého silového styku členů, což stejně jako u ozubení představuje výraznou nelinearitu.

Za další pravděpodobný zdroj buzení mechanického kmitání při změně přenášeného výkonu lze považovat hydraulické buzení s proměnnou frekvencí v závislosti na nastavení rozváděcího ústrojí.

Pro hrubou orientaci a posouzení vlivů jednotlivých vazeb soustavy na velikost vlastních frekvencí byl proveden na základě zjednodušeného modelu výpočet vlastních frekvencí ($/11/$, $/12/$). Výpočet prokázal, že změna tuhosti spojky mezi převodovkou a setrvačником S_1 ovlivňuje značně velikost nejnižších vlastních frekvencí, zatímco tuhost spojky S_2 má nepatrný vliv.

FREKVENCE HLAVNÍCH ZDROJŮ BUZENÍ

Hlavní zdroje buzení mechanického kmitání jsou buzení rotorové, ložiskové, hydraulické a elektrické. Odstředivé síly od nevyvážených hmot způsobují v soustrojí harmonické kmitání

- s frekvencí rotoru turbíny

$$f_{R1} = n_1, \quad (1)$$

- s frekvencí rotoru generátoru

$$f_{R2} = n_2. \quad (2)$$

Ozubená soukolí jsou výrazným zdrojem mechanického kmitání v širokém rozsahu frekvencí. Periodická změna tuhosti zubů v záběru (parametrické buzení) a rázový vstup zubů do záběru způsobují harmonické kmitání se základní zubovou frekvencí

$$f_{zz} = z_1 n_1 = z_2 n_2. \quad (3)$$

Podle /4/, /10/ lze pomocí frekvenční analýzy jednobokého odvalu určit amplitudy harmonických kinematických úchylek, které jsou zdrojem mechanického kmitání s frekvencí

$$f_{1zk} = k n_1, \quad (4)$$

$$f_{2zp} = p n_2, \quad (5)$$

kde

$$k = 1, 2, 3, \dots, z_1; \quad p = 1, 2, 3, \dots, z_2.$$

I kinematicky přesná radiální valivá ložiska s kladnou provozní vůlí jsou zdrojem harmonického kmitání s frekvencí

$$f_L = r n_s, \quad (6)$$

kde r je počet valivých těles, n_s - frekvence otáčení klece. Veličiny r , n_s lze určit z vnitřních rozměrů ložisek. Podle /2/ se u vodních turbín vyskytuje hydraulické buzení mechanického kmitání s frekvencí

$$f_H = z_L n_1, \quad (7)$$

kde z_L je počet lopatek oběžného kola, n_1 - frekvence otáčení rotoru turbíny.

V systému vodní turbíny může být generátor budičem mechanického kmitání s elektrickou frekvencí (frekvence sítě $50 \text{ Hz} = 3000 \text{ min}^{-1}$)

$$f_E = 3000 \text{ m}, \quad (8)$$

kde $m = 1, 2, 3$ je řád vyšších harmonických složek.

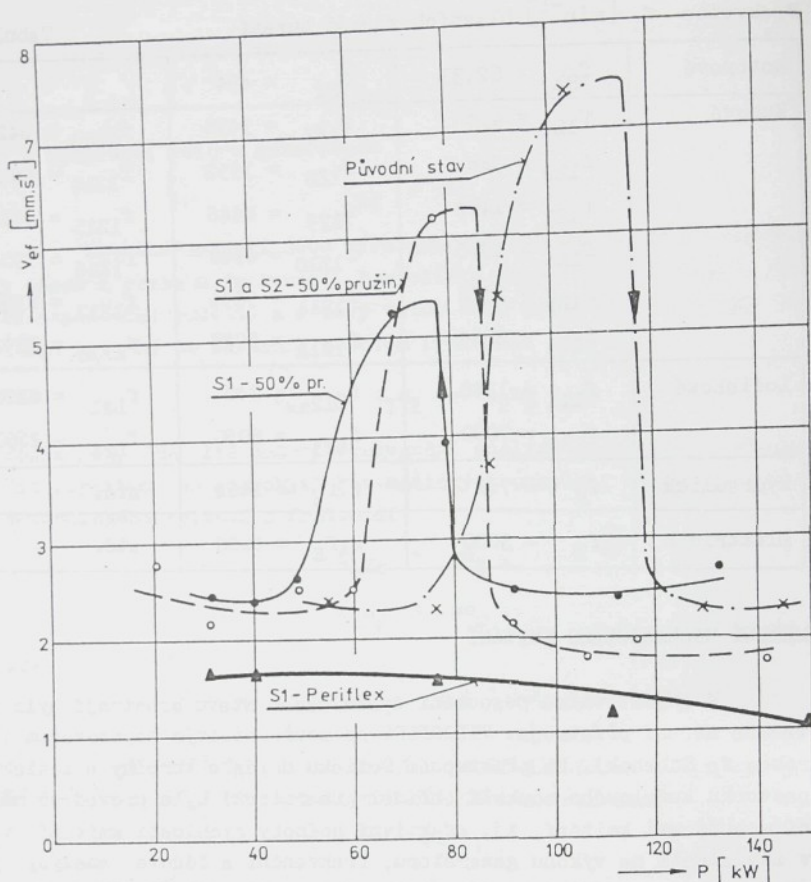
V tab. 1 je uveden přehled vypočtených frekvencí hlavních zdrojů buzení mechanického kmitání.

Rotorové	$f_{R1} = 82,33$	$f_{R2} = 494$	
Zubové	$f_{1Z1} = 494$	$f_{1Z7} = 3458$	$f_{1Z13} = 6422$
	$f_{1Z2} = 988$	$f_{1Z8} = 3952$	$f_{1Z14} = 6916$
	$f_{1Z3} = 1482$	$f_{1Z9} = 4446$	$f_{1Z15} = 7410$
	$f_{1Z4} = 1976$	$f_{1Z10} = 4940$	$f_{1Z16} = 7904$
	$f_{1Z5} = 2470$	$f_{1Z11} = 5434$	$f_{1Z17} = 8398$
	$f_{1Z6} = 2964$	$f_{1Z12} = 5928$	$f_{1Z18} = 8892$
Ložiskové	$f_{L11} = 1340$	$f_{L12} = 740$	$f_{L21} = 8220$
	$f_{L22} = 7080$	$f_{L23} = 8050$	$f_{L24} = 2660$
Hydraulické	$f_H = 741$	$2 \cdot f_H = 1482$	atd.
Elektrické	$f_E = 3000$	$2 \cdot f_E = 6000$	atd.

MĚŘENÍ MECHANICKÉHO KMITÁNÍ

K objektivnímu posouzení dynamického stavu soustrojí bylo provedeno měření přístrojem VIBROPORT se souřadnicovým zapisovačem (výrobce fa Schenck). Na přístupném ložisku hřídele turbíny a ložisku pastorku kuželového soukolí (hřídel generátoru) bylo provedeno měření mohutnosti kmitání, tj. efektivní hodnoty rychlosti kmitání v_{ef} v závislosti na výkonu generátoru, frekvenční a řádové analýzy pro původní stav v měřicích místech M_{11} , M_{12} , M_{21} a M_{22} . Na základě orientačního předběžného výpočtu na zjednodušeném modelu a rozboru výsledků měření původního stavu bylo pro ověření vlivu spojek na dynamický stav soustavy prováděno opakovaně měření na stejných místech za těchto podmínek:

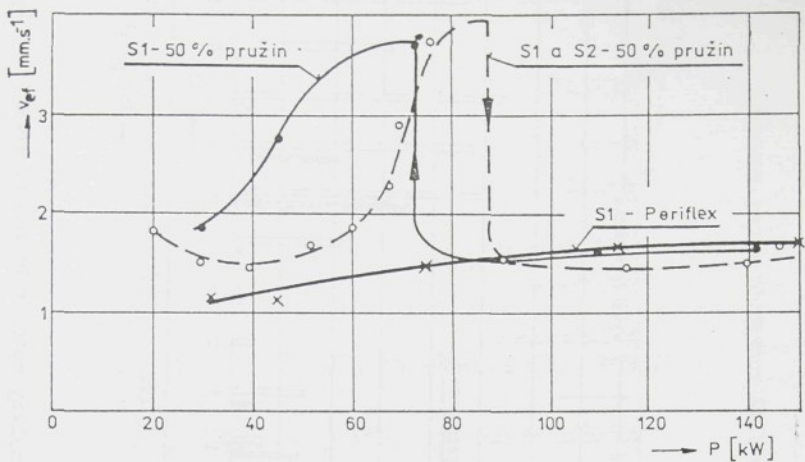
- u spojky S1 byla snížena tuhost odebráním 50 % hadovitě vinutých pružin v obou vrstvách, u spojky S2 byly pružiny ponechány v původním stavu,
- u obou spojek S1 a S2 byla snížena tuhost odebráním 50 % pružin v obou vrstvách,
- spojka S1 byla nahrazena spojkou Periflex (výrobce n. p. Rubena, pryžová obruč č. 4628, jmenovitý moment $M_n = 2900 \text{ N.m}$) a spojka S2 byla ponechána v původním stavu.



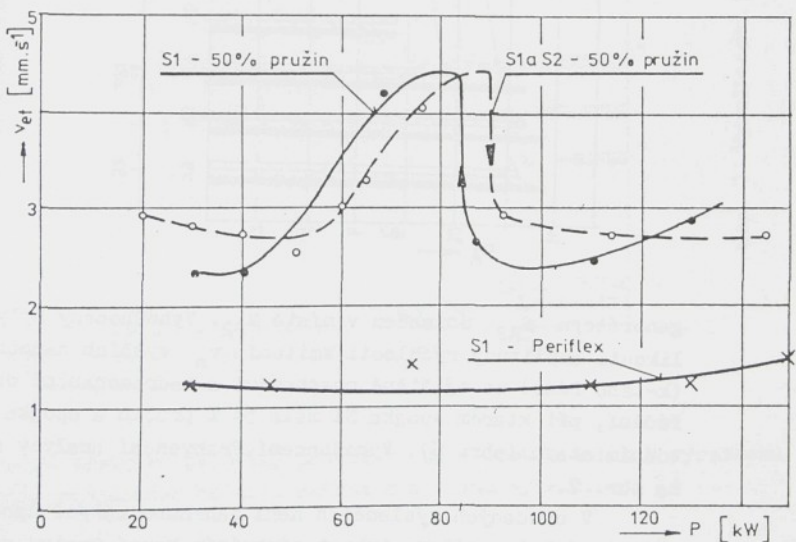
Obr. 3 Efektivní hodnota rychlosti kmitání v_{ef} v závislosti na výkonu generátoru P - měřicí místo M_{11}

Výsledky měření mohutnosti kmitání jsou uvedeny na obr. 3 až 5 pro měřicí místa M_{11} , M_{21} a M_{12} , na kterých je zřejmá poloha rezonančních oblastí soustavy při změně tuhosti spojek VPS a efekt realizované úpravy se spojkou Periflex. Při měření mohutnosti kmitání byla změna výkonu prováděna postupným přestavováním regulátoru turbíny, a to od nejmenšího výkonu až po výkon maximální (obr. 3 až 5, značeno šipkou na příslušné křivce ve směru rostoucího výkonu a naopak). V místě měření M_{22} jsou výsledky téměř shodné s hodnotami v místě M_{21} a nejsou uvedeny.

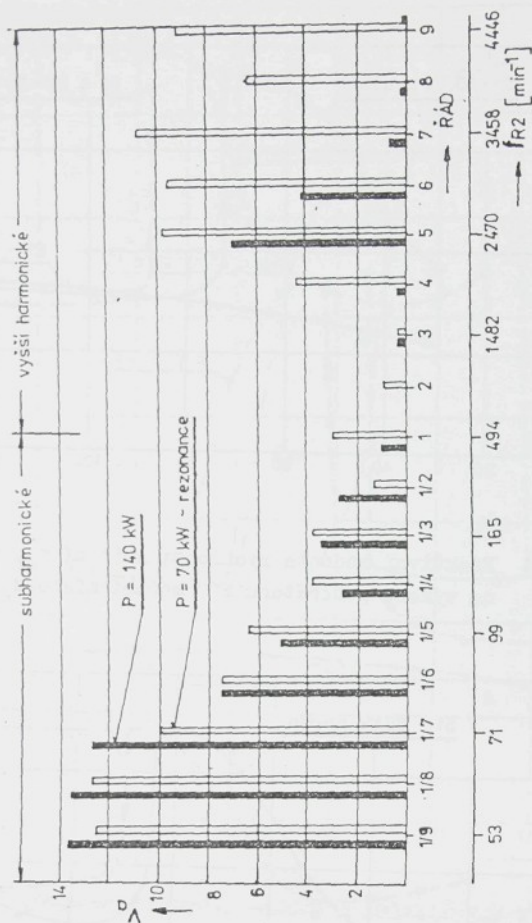
Měření řádové analýzy bylo provedeno pro základní rotorové buzení turbíny f_{R1} snímačem v místě M_{11} a dále pro rotorové buzení



Obr. 4 Efektivní hodnota rychlosti kmitání v_{ef} v závislosti na výkonu generátoru P - měřicí místo M_{21}



Obr. 5 Efektivní hodnota rychlosti kmitání v_{ef} v závislosti na výkonu generátoru P - měřicí místo M_{12}



Obr. 6 Výsledky měření řádové analýzy rotorového buzení generátoru f_{R2} v rezonanční a nadrezonanční oblasti - měřicí místo M_{22}

generátoru f_{R2} snímačem v místě M_{22} . Vyhodnoceny byly poměrné velikosti amplitudy rychlosti kmitání v_a vyšších harmonických složek (k -tého řádu) ve zjištěné rezonanční a nadrezonanční oblasti v uspořádaní, při kterém spojka S1 měla 50 % pružin a spojka S2 byla v povodním stavu (obr. 6). Vyhodnocení frekvenční analýzy soustrojí je na obr. 7.

V uvedených výsledcích není zahrnuto měření úpravy spojky S1 při které byla snížena tuhost odebráním horní vrstvy pružin. Spojky VSP mají pružiny obdélníkového průřezu umístěny v drážkách ve dvou vrstvách nad sebou. Po odejmutí horní vrstvy pružin by se u spojky S1 měla podstatně snížit její tuhost. Měřením bylo však prokázáno, že tato úprava se neprojevila ve změně polohy rezonanční oblasti.

ností. Mohutnost kmitání soustavy v užívaném rozsahu výkonu elektrárny byla snížena z hodnoty $v_{ef} = 7,2 \text{ mm.s}^{-1}$ na hodnotu $v_{ef} = 1,7 \text{ mm.s}^{-1}$. Dynamické naladění soustrojí vodní turbíny nyní umožňuje plné využití energie vodního díla s prodlouženou životností a zvýšenou spolehlivostí celého zařízení.

L i t e r a t u r a

- /1/ B e n e š. Š. a kol., Posouzení dynamického chování energetického soustrojí v n.p. Kolara, závod 06 Přepěře, (Řešení tématického úkolu), KST 84-09, VŠST, Liberec
- /2/ O l s e n U., Lösung von Schwingungsprobleme, Werkstatt und Betrieb, str. 331 - 334, Heft 5/1979
- /3/ M i l b e r g J., Das dynamische Verhalten von Drehmaschinen, ZWF 67, str. 466 - 472, Heft 9/1972
- /4/ VDI-Richtlinien 2059 Wellenschwingungen von Industrieturbosätzen, Blatt 3, 1981
- /5/ VDI-Richtlinien 2059 Wellenschwingungen von Wasserkraftmaschinen, Blatt 5, 1982
- /6/ VDI-Richtlinien 2056 Beurteilung für mechanische Schwingungen an Maschinen, 1979
- /7/ ISO-Standard 2372 Mechanische Schwingungen von Maschinen mit Betriebsdrehzahl zwischen 10 und 200 s^{-1} , 1979
- /8/ O l s e n U., Das Messen das Überwachen, die Diagnose und das Beseitigen von Schwingungen an Maschinen, Sonderdruck Schenck AG, 1985
- /9/ ČSN 01 1312 Veličiny a jednotky mechanického kmitání a rázů, 1974
- /10/ ČSN 01 4682 Lícování čelních ozubených kol, 1982
- /11/ Z e m a n V., Maticová metoda řešení torzních kmitů soustav s ozubenými převody, Strojírenství, 22, č. 11, 1972
- /12/ Z e m a n V., Výpočet vlastních frekvencí a tvarů kmitů nelineárních soustav s ozubenými převody, Strojírenství, 24, č. 1, 1974

(Резюме)

Штепан Б е н е ш, Лудвик П р а ш и л

В настоящей статье авторы уделяют внимание методу динамической наладки агрегата гидротурбины. Описывая источники возбуждения колебаний агрегата, работающего в условиях постоянной частоты числа оборотов и переменной передаваемой мощности, они исследуют влияние муфты типа VPS на возбуждение резонансных колебаний агрегата. Проводится расчет частот основных источников возбуждения, приводятся результаты измерений силы колебания, порядкового и частотного анализа для муфты типа VPS и Перифлекс. Применение муфты типа Перифлекс с нелинейной характеристикой, с более низкой крутильной жесткостью и довольно более высокой амортизирующей способностью привело к существенному уменьшению силы колебания агрегата.

- Рис. 1 Схема и параметры агрегата гидротурбины
- Рис. 2 Возникновение самовозбуждаемых колебаний агрегата с различным гашением в случае резкого изменения мощности /4/
- Рис. 3 Эффективная величина скорости колебания v_{ef} в зависимости от мощности генератора P - место измерения M_{11}
- Рис. 4 Эффективная величина скорости колебания v_{ef} в зависимости от мощности генератора P - место измерения M_{21}
- Рис. 5 Эффективная величина скорости колебания v_{ef} в зависимости от мощности генератора P - место измерения M_{12}
- Рис. 6 Результаты измерения порядкового анализа роторного возбуждения генератора f_{R2} в области резонанса и над ним - место измерения M_{22}
- Рис. 7 Оценка частотного анализа агрегата гидротурбины
- Табл. 1 Частота f_1 [min^{-1}] основных источников возбуждения

DYNAMIC TUNING OF WATER TURBINE SET

(Summary)

Štěpán Beneš, Ludvík Prášil

The process of dynamic tuning of the water turbine set is presented in the paper. The authors describe the sources of exciting of the mechanical vibrations of the set, working with a constant rotational frequency and varying power output. They also consider the influence of VPS clutch with linear characteristic (bibby) upon its resonance vibrations. Frequencies of main exciting sources have been calculated and the measurement results of vibration severity, ordinal and frequency analyses for VPS and Periflex clutches have been quoted. The application of Periflex clutch with non-linear characteristic, with smaller torsional stiffness and considerably higher damping capacity reduced substantially the vibration severity of the generating set.

Fig. 1 Diagram and parameters of the water turbine set

Fig. 2 Origin of the self-excited vibrations of the system with various damping in the case of severe change of power output /4/

Fig. 3 Root-mean-square of vibration speed v_{ef} in dependence on power output of the generator P - measuring point M_{11}

Fig. 4 Root-mean-square of vibration speed v_{ef} in dependence on power output of the generator P - measuring point M_{21}

Fig. 5 Root-mean-square of vibration speed v_{ef} in dependence on power output of the generator P - measuring point M_{12}

Fig. 6 Measurement results of the ordinal analysis of rotating excitation of the generator f_{R2} in the resonance and above resonance zone - measuring point M_{22}

Fig. 7 Evaluation of frequency analysis of the water turbine set

Table 1 Frequency f_1 [min^{-1}] of the main sources of exciting

DYNAMISCHE ABSTIMMUNG VON WASSERKRAFTMASCHINENSATZ

(Zusammenfassung)

Štěpán Beneš, Ludvík Prášil

Im Artikel berichten die Autoren über den Verlauf der dynamischen Abstimmung von Wasserkraftmaschinensatz. Es wird ein System mechanischer Schwingungserreger beschrieben, welches mit konstanter Umdrehungsfrequenz und mit veränderlicher übertragender Leistung arbeitet und weiterhin wird der Einfluß der Kupplung VPS (bibby) auf ihre Resonanzschwingung untersucht. Es sind Berechnungen zur Frequenz der Hauptschwingungserreger, Ergebnisse der Messung der Schwingungsstärke und Ergebnisse der Ordnungs- und Frequenzanalyse der Kupplungen VPS und Periflex angeführt. Die Anwendung der Kupplung Periflex mit nichtlinearer Charakteristik, mit kleinerer Torsionssteifigkeit und viel höherer Dämpfungsfähigkeit führte zur wesentlichen Senkung der Schwingungsstärke des Maschinensatzes.

Abb. 1 Schematischer Aufbau und technische Parameter des Wasserkraftmaschinensatzes

Abb. 2 Die Bildung selbsterregter Schwingung mit verschiedener Systemdämpfung bei wenig veränderter Leistung /4/

Abb. 3 Einfluß des Leistungsgenerators P auf den Effektivwert der Schwinggeschwindigkeit - Meßstelle M_{11}

Abb. 4 Einfluß des Leistungsgenerators P auf den Effektivwert der Schwinggeschwindigkeit - Meßstelle M_{21}

Abb. 5 Einfluß des Leistungsgenerators P auf den Effektivwert der Schwinggeschwindigkeit - Meßstelle M_{12}

Abb. 6 Ergebnis der Ordnungsanalyse der Rotorfrequenz des Generators im Resonanz- und Oberresonanzbereich - Meßstelle M_{22}

Abb. 7 Auswertung der Frequenzanalyse des Wasserkraftmaschinensatzes

Tab. 1 Frequenzen der Hauptschwingungserreger f_1 [min^{-1}]

The first part of the book is devoted to a general introduction to the theory of the earth and its history. It begins with a discussion of the origin of the earth and the solar system, and then proceeds to a detailed account of the various geological processes which have shaped the earth's surface. The author discusses the role of the sun, the moon, and the planets in the development of the earth, and the influence of these bodies on the earth's climate and the life which has flourished on its surface. The book is written in a clear and concise style, and is suitable for students of geology and for the general reader who is interested in the history of the earth.

The second part of the book is devoted to a detailed account of the various geological processes which have shaped the earth's surface. The author discusses the role of the sun, the moon, and the planets in the development of the earth, and the influence of these bodies on the earth's climate and the life which has flourished on its surface. The book is written in a clear and concise style, and is suitable for students of geology and for the general reader who is interested in the history of the earth.

The third part of the book is devoted to a detailed account of the various geological processes which have shaped the earth's surface. The author discusses the role of the sun, the moon, and the planets in the development of the earth, and the influence of these bodies on the earth's climate and the life which has flourished on its surface. The book is written in a clear and concise style, and is suitable for students of geology and for the general reader who is interested in the history of the earth.

B

KEPSTRÁLNÍ ANALÝZA OZUBENÝCH PŘEVODŮ

In: Dny nové techniky - diagnostika - vyvažování. Bohumín 1991.

The first part of the book is devoted to a general introduction to the theory of the earth and its history. It begins with a discussion of the origin of the earth and the solar system, and then proceeds to a detailed account of the geological processes which have shaped the earth's surface. The author discusses the various theories of the earth's origin, and then presents his own theory, which is based on the principles of the conservation of matter and energy. He then discusses the various geological processes, such as the formation of the earth's crust, the movement of the earth's plates, and the formation of the earth's atmosphere and oceans. The second part of the book is devoted to a detailed account of the earth's history, from the beginning of time to the present. It begins with a discussion of the origin of life, and then proceeds to a detailed account of the various geological periods, from the Cambrian to the present. The author discusses the various theories of the earth's history, and then presents his own theory, which is based on the principles of the conservation of matter and energy. He then discusses the various geological processes, such as the formation of the earth's crust, the movement of the earth's plates, and the formation of the earth's atmosphere and oceans.

The third part of the book is devoted to a detailed account of the earth's future. It begins with a discussion of the various theories of the earth's future, and then presents the author's own theory, which is based on the principles of the conservation of matter and energy. He then discusses the various geological processes, such as the formation of the earth's crust, the movement of the earth's plates, and the formation of the earth's atmosphere and oceans. The fourth part of the book is devoted to a detailed account of the earth's present. It begins with a discussion of the various theories of the earth's present, and then presents the author's own theory, which is based on the principles of the conservation of matter and energy. He then discusses the various geological processes, such as the formation of the earth's crust, the movement of the earth's plates, and the formation of the earth's atmosphere and oceans.

The fifth part of the book is devoted to a detailed account of the earth's past. It begins with a discussion of the various theories of the earth's past, and then presents the author's own theory, which is based on the principles of the conservation of matter and energy. He then discusses the various geological processes, such as the formation of the earth's crust, the movement of the earth's plates, and the formation of the earth's atmosphere and oceans. The sixth part of the book is devoted to a detailed account of the earth's future. It begins with a discussion of the various theories of the earth's future, and then presents the author's own theory, which is based on the principles of the conservation of matter and energy. He then discusses the various geological processes, such as the formation of the earth's crust, the movement of the earth's plates, and the formation of the earth's atmosphere and oceans.

Doc. Ing. Štěpán Beneš, CSc.

Fakulta strojní VŠST Liberec

1. Kepstrum

Při měření mechanického kmitání ozubených převodů se v kmitočtových spektrech projevují výrazně postranní pásma kolem základní zubové frekvence a vyšších harmonických složek. Tato postranní pásma často indikují určitá poškození zubů během provozu, u nových systémů analýza postranních pásem může určit výrobní nepřesnosti a zejména chyby při montáži a seřízení.

Kepstrální analýza je prostředek pro zjišťování periodických jevů ve spektrech. Kepstrum bylo původně definováno [1] jako výkonové spektrum logaritmu výkonového spektra

$$K(\tau) = |\mathcal{F}\{\log F_{xx}(f)\}|^2 \quad / 1 /$$

kde $F_{xx}(f)$ je výkonové spektrum časového signálu $f_x(t)$

$$F_{xx}(f) = |\mathcal{F}\{f_x(t)\}|^2 \quad / 2 /$$

Novější definice kepstra - inverzní Fourierova transformace logaritmu spektra

$$K(\tau) = \mathcal{F}^{-1}\{\log F_{xx}(f)\} \quad / 3 /$$

Nezávislé proměnné kepstrum τ má rozměr času a označuje se jako kvefrekvence, neříká nic o absolutní frekvenci, udává pouze vzdálenosti frekvencí (modulační frekvence). Tvorba názvosloví pro kepstra zdůrazňuje opačnou Fourierovu transformaci (nejčastěji se používají prvé tři termíny):

spektrum

frekvence

harmonická sl.

fáze

amplituda

filtr

kepstrum

kvefrekvence

rahmonická sl.

zafa

maplitude

lifr

Využití kepler pro analýzu řeči a diagnostiku poškození ozubených převodů je uvedeno v [1] a [2]. Uvedme jen základní přednosti kepler:

- snadná interpretace postranních pásem a příčin modulace kmitání,
- malá citlivost kepler na dynamické vlastnosti přenosové cesty od místa buzení k místu měření (tvar spektra je na tom značně závislý),
- keplerální složka je rovna průměrné velikosti postranního pásma v celém spektru,
- keplerum je necitlivé na sekundární vlivy,
- kepletra umožňují analyzovat spektra s velmi jemným rozlišením.

2. Analýza kmitání vozidel LIAZ

S využitím měřicí techniky firmy Brüel a Kjaer diagnostického střediska ČEZ - OKE Ostrava (měřicí magnetofon, dvoukanálový analyzátor) a příslušného programového vybavení bylo provedeno komplexní měření kmitání pohonu nákladních sklápěcích vozů LIAZ. Pro měření kmitání za ustálené rychlosti na letištní dráze byly k dispozici dvě vozidla:

- V1, typové označení LIAZ 151.261, motor stojatý M1.28-640F, počet zubů kuželového diferenciálu zadní nápravy 17/32,
- V2, označení LIAZ 251.261, motor šikmý M1.28-640F, ozubení diferenciálu 19/33.

Analýza dynamických poměrů všech režimů měření je uvedena v [3], v tomto příspěvku se omezíme na analýzu kmitání kuželového diferenciálu zadní nápravy obou vozidel.

Z teoretického hlediska v kmitočtovém spektru diferenciálu (měření zrychlení kmitání na vstupu diferenciálu ve vertikálním směru) by se mělo výrazně projevit buzení (tabulka 1):

- soukolí diferenciálu f_{ZD} po vyšší harmonické složky,
- soukolím zařazené rychlosti převodovky f_Z - torzní poddajnost kloubového hřídele (kardanky) toto buzení potlačuje,
- soukolím planetové redukce kola f_{ZB} - torzní poddajnost hřídele zadní nápravy tento vliv potlačuje,
- modulace od kardanky f_K a nápravy f_N .

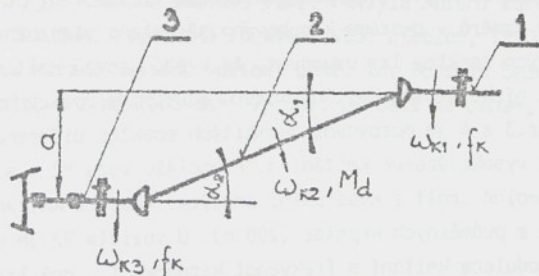
Z teoretického hlediska může mít vliv montáže kloubového hřídele výrazný vliv na dynamické poměry pohonu vozidla. Pokud je vstupní a výstupní kloubový hřídel navzájem rovnoběžný, pak vložený hřídel kardanky má proměnné otáčky závislé na úhlu hřidelů, vzniká vnitřní dynamický moment.

Tabulka 1. Přehled hodnocených režimů měření vozů LIAZ a vypočtené frekvence rotorových a zubových buzení

Č.	Název	Režim			
		Vůz 1 - V1		Vůz 2 - V2	
		B	C	G	H
1.	Zařazená rychlost	4V	4V	4V	4V
2.	Žmen. otáčky motoru $[\text{min}^{-1}]$	1800	2150	1500	1800
3.	Rychlost jízdy $[\text{km.h}^{-1}]$	47	55	48	56
<u>Rotorové buzení</u>					
4.	Motoru f_M $[\text{Hz}]$	30,6	36,6	26,0	31,3
5.	Kardanky f_K $[\text{Hz}]$	24,4	29,2	20,7	24,7
6.	Zadní nápravy f_N $[\text{Hz}]$	12,9	15,5	11,9	14,2
7.	Kola f_P $[\text{Hz}]$	3,9	4,7	3,6	4,0
<u>Zubové buzení</u>					
8.	Souk. rychlosti přev. f_Z $[\text{Hz}]$	560	672	484	572
9.	Diferenciálu f_{ZD} $[\text{Hz}]$	414	496	378	469
10.	Plan. redukce f_{ZR} $[\text{Hz}]$	311	372	284	341

Nerovnoběžnost vstupního a výstupního hřídele způsobuje frekvenční modulaci a vnitřní dynamický moment na vloženém hřídeli amplitudovou modulaci.

Kinematické schéma uspořádání kardanky vozidla je na obr.1. Dodržení rovnoběžnosti vstupního a výstupního hřídele a to v horizontální a vertikální rovině vyžaduje zvláštní postup a pomůcky při montáži pohonu vozidla.



Obr.1. Schéma uspořádání kloubového hřídele (kardanky) vozidla

1 - vstupní hřídel, výstup z převodovky; 2 - vložený hřídel; 3 - výstupní hřídel, vstup do diferenciálu; a - vertikální vzdálenost hřídele převodovky a diferenciálu

Za teoretického předpokladu konstantní frekvence otáčení vstupního hřídele 1, tj.

- úhlová rychlost / 4 /

$$\omega_{K1} = \text{konst.}$$

- úhlové zrychlení / 5 /

$$\varepsilon_{K1} = 0$$

má vložený hřídel proměnnou úhlovou rychlost, závislou na úhlu α_1

$$\omega_{K2} = \varphi_1(\alpha_1; \omega_{K1})$$

a jeho úhlové zrychlení

$$\varepsilon_{K2} = \varphi_2(\alpha_1; \omega_{K2})$$

V důsledku toho na vloženém hřídeli působí dynamický moment

$$M_d = J_2 \cdot \varepsilon_{K2}$$

kde J_2 - hmotový moment setrvačnosti hřídele 2.

Pouze v případě rovnoběžnosti vstupního a výstupního hřídele je za uvedeného předpokladu konstantní úhlová rychlost výstupního hřídele 3:

- pro $\alpha_1 = \alpha_2$

$$\omega_{K3} = \omega_{K1} = \text{konst.}$$

$$\varepsilon_{K3} = 0$$

Výsledky měření

Pro měření bylo použito nových vozidel, šikmý motor vozu V2 má podstatně nižší celkovou úroveň kmitání ve srovnání se stojatým motorem vozu V1 - obr.1.

Vyšší úroveň kmitání diferenciálu vozu V2 lze tedy přisuzovat vlivu dynamických poměrů v systému kloubového hřídele a vlastního diferenciálu. Z kmitočtových spekter lze usuzovat, že vyšší úroveň kmitání diferenciálu vozu V2 při nízké úrovni kmitání motoru souvisí s postranními pásmy - modulací. Na obr.3 a 4 je porovnání okamžitých spekter diferenciálu vozů V1 a V2.

Důvody vysoké úrovně kmitání diferenciálu vozu V2 v měřených režimech G a H bylo možné určit z keprstrální analýzy. Kepstra kmitání (obr.5 až 8) byla určena z průměrných kepster (200 m). U vozidla V2 se u diferenciálu uplatňuje modulace kmitání s frekvencí kardaniky f_K , což lze snadno určit z kepster.

Velmi vysoká úroveň kmitání diferenciálu vozu V2 při nízké úrovni kmitání šikmého motoru při režimu H (obr.2 a 4) je způsobena modulací kmitání

na diferenciálu - tabulka 2.

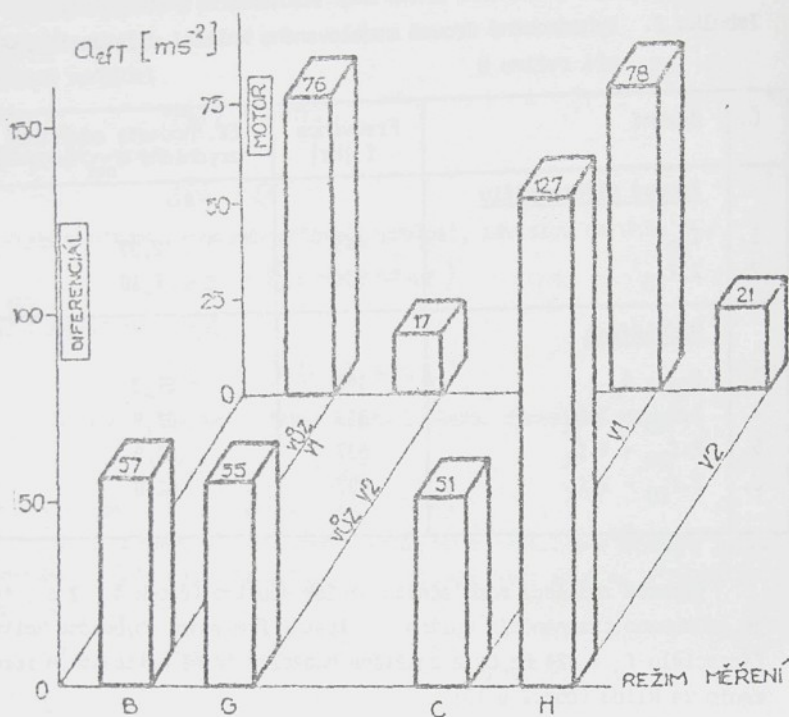
Tabulka 2. Vyhodnocené úroveň modulovaného kmitání diferenciálu vozu V2 při režimu H

Č.	Buzení	Frekvence f [Hz]	Ef. hodnota amplitudy zrychlení a_{def} [m.s ⁻²]
<u>Zubové diferenciálu</u>			
1.	f_{ZD}	468	2,97
2.	$2.f_{\text{ZD}}$	936	3,10
<u>Modulované</u>			
3.	$f_{\text{ZD}} - f_{\text{K}}$	440	22,0
4.	$2.f_{\text{ZD}} - 5.f_{\text{K}}$	813	63,9
5.	$2.f_{\text{ZD}} - 4.f_{\text{K}}$	837	63,9
6.	$2.f_{\text{ZD}} - 2.f_{\text{K}}$	887	62,0

Výrazné zesílení modulačních složek spektra (řádek 4. až 6., tabulka 2) je způsobeno rezonančním kmitáním. Vlastní frekvence ohybového kmitání diferenciálu $f_v = 824$ Hz byla zjištěna experimentálně periodickým rázovým buzením za klidu (obr.2 v [3]).

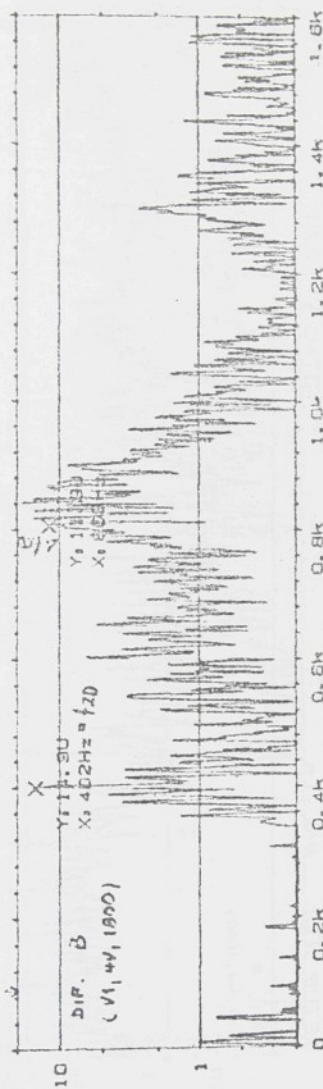
Literatura

- [1] RANDALL, R.B.: Frequency analysis. Brüel a Kjaer, Naerum, 1987.
- [2] RANDALL, R.B.: Cepstrum Analysis and Gearbox Fault Diagnosis. Application Notes 233-80. Brüel a Kjaer, Naerum, 1980.
- [3] BENEŠ, Š. aj.: Kmitání vozidel LIAZ. Analýza měření mechanického kmitání jízdních zkoušek. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1990, KST 90-21.
- [4] BENEŠ, Š.: Měření kmitání vozidel LIAZ. In: Sborník Bezdemontážní diagnostika - snižování nákladovosti výroby. DT Ústí na Labem, 1990, s. 67-74.

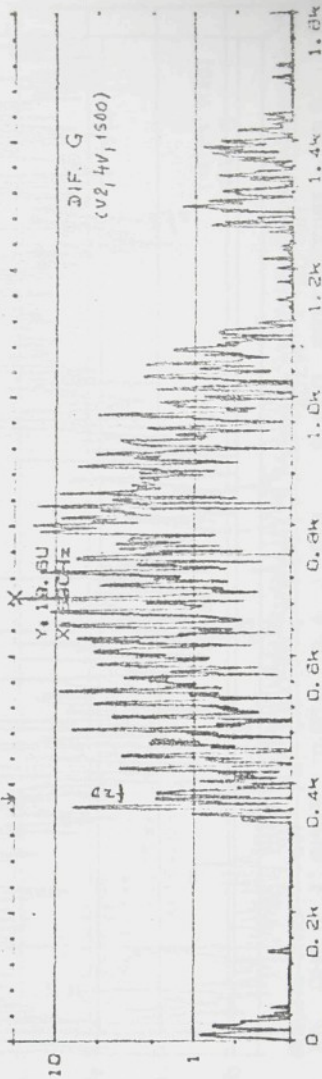


Obr.2. Porovnání změřené celkové efektivní hodnoty zrychlení a_{effT} ve frekvenčním rozsahu 1 až 1600 Hz motoru a diferenciálu vozidla V1 a V2

W12 AUTO SPEC CH.B () INPUT
 Y: 20.0U RMS 40dB Y: 213mV
 X: 0Hz + 1.6kHz LIN X: 30Hz
 SETUP W12 #A: 1* TOTAL: 57.0U



W19 AUTO SPEC CH.B
 Y: 20.0U RMS 40dB HARM Y: 1.90U
 X: 0Hz + 1.6kHz LIN X: 378Hz = f₂₀
 SETUP W12 #A: 1* ΔX: 378.0000Hz
 TOTAL: 54.9U



Obr.3. Porovnání okamžitých kmitočtových spekter diferenciacíu vozů:

- DIF.B - diferenciacíu V1 při režimu B, vysoká úroveň kmitání při 2.f₂₀, (2.f₂₀ + f_X)

- DIF.G - vozu V2; malé amplitudy s frekvencí f₂₀ a 2.f₂₀, vyšší amplitudy postranních pásem



Brüel & Kjær

Type 2034

Page No.
49



Brüel & Kjær

Type 2034

Page No.
36



Brüel & Kjær

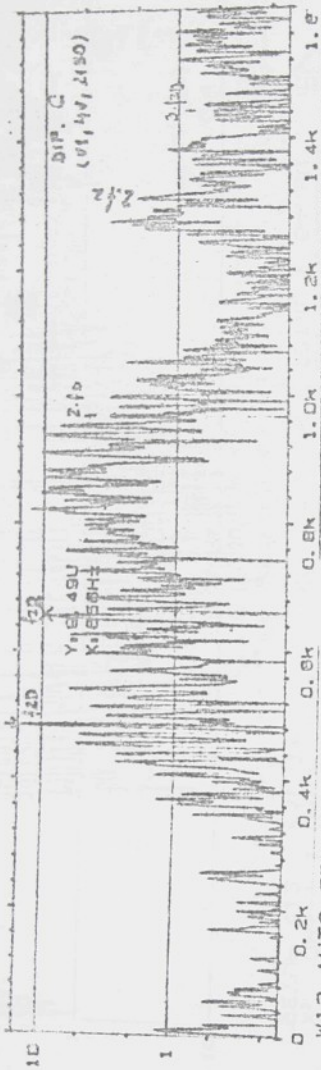
Type 2034

Page No.
50

Obr. 4. Okamžitá kmitočtová spektra diferenciálu:

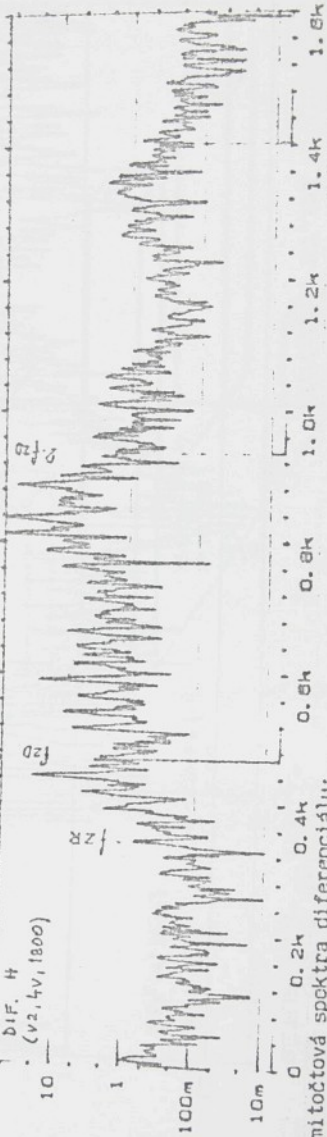
- OIF.C, V1 - výrazná amplituda s f_{ZD} a modulace s frekvencí ($2f_{ZD} - k.f_K$),
- OIF.H, V2 - malé amplitudy s f_{ZD} a $2.f_{ZD}$, velmi velké amplitudy modulace ($f_{ZD} - f_K$), ($2.f_{ZD} - k.f_K$) pro $k = 2, 4$ a 5

W12 AUTO SPEC CH. B
Y: 15.0U RMS 40dB
X: 0Hz ± 1.6kHz LIN
SETUP W12 #A: 1*



W12 AUTO SPEC CH. B
Y: 63.9U RMS 80dB
X: 0Hz ± 1.6kHz LIN
SETUP W12 #A: 1*

DIF. H
(V2, 4V, 1800)



HARM Y: 14.1U
X: 484Hz
AX: 484.0000Hz ~ f2
TOTAL: 50.8U

HARM Y: 2.87U
X: 488Hz
AX: 468.0000Hz
TOTAL: 127U



Brüel & Kjær

Type 2034

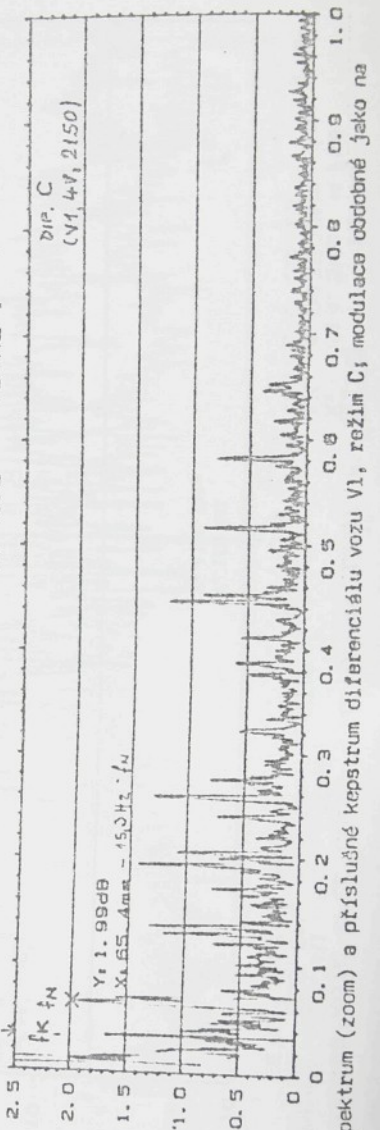
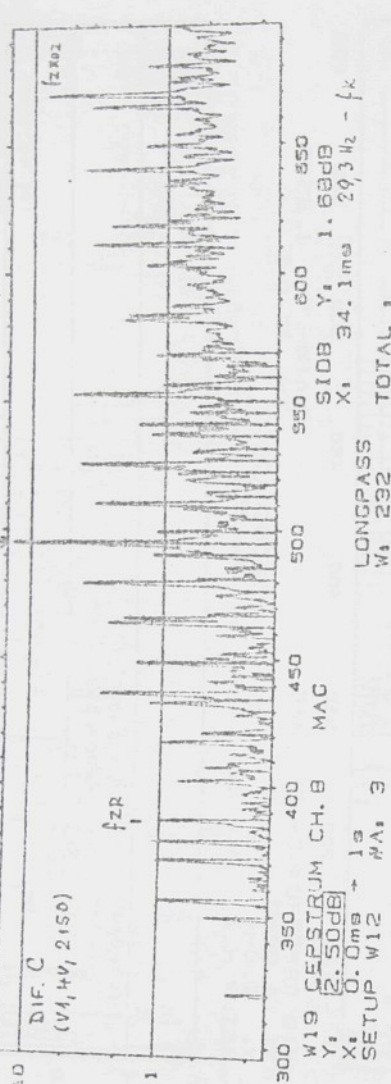
Page No.
56

Sign.

126

W19 AUTO SPEC CH. B
Y: 15.0U RMS 40dB
X: 296.0Hz → 400Hz
SETUP W12 WA: 3
LIN

SIDB Y: 13.4U
X: 495.0Hz f₂₀
ΔX: 4.84085Hz
TOTAL: 23.3U



Obr. 6. Kmitočtové spektrum (zoom) a příslušné kepektrum diferenciálu vozu V1, režim C; modulace obdobné jako na obr. 5

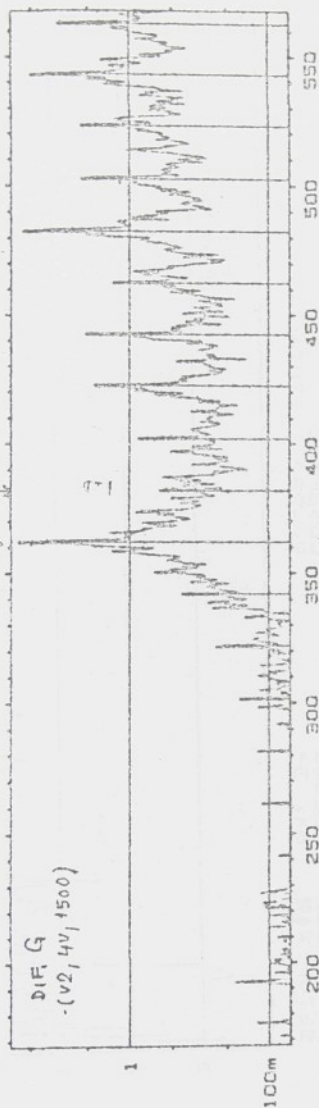
W19 AUTO SPEC CH. B

W19 AUTO SPEC CH. B
Y: 7.00V RMS 40dB
X: 168.0Hz + 400Hz
SETUP W12 #A: 3

SID8 Y: 611mV
X: 382.0Hz
AX: 20.093750Hz = f_D
TOTAL: 16.6U

LIN

$(f_D - f_K)$



MAG

LONGPASS
W: 232

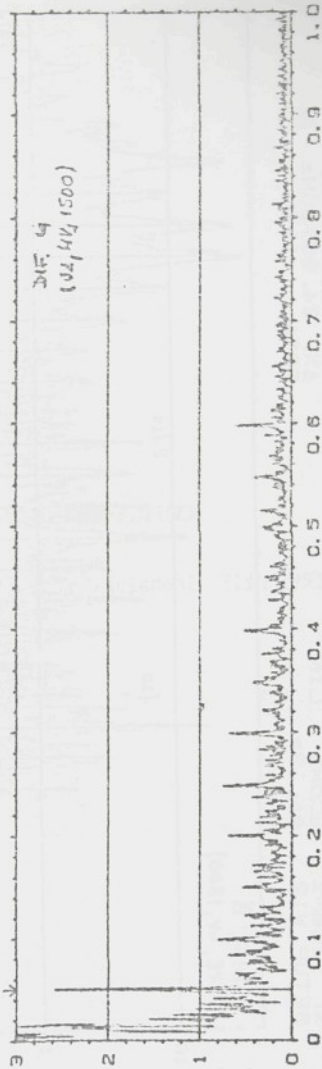
SID8 Y: 2.58dB
X: 49.8ms
TOTAL:

W19 CEPSTRUM CH. B
Y: 3.00dB
X: 0.0ms + 1s
SETUP W12 #A: 3



Brüel & Kjær

Type 2034



Page No.
87

Sign:

Obr.7. Spektrum (zoom) a příslušné kepspectrum diferenciálu vozu V2, režim G; výrazná modulace s frekvencí

$(f_{ZD} + k.f_K)$ pro $k = 3, 4, 6$ a 9 a $(f_{ZD} - f_K)$



Brüel & Kjær

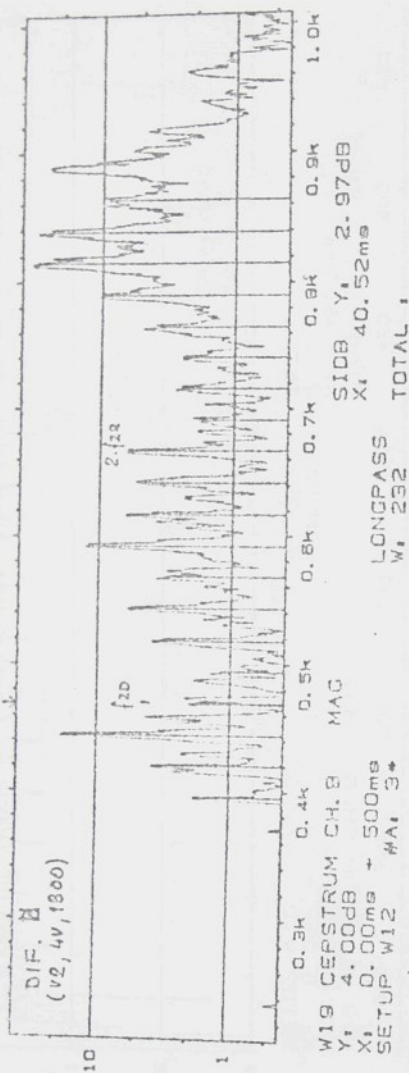
Type 2034

Page No.
59

Sign.:

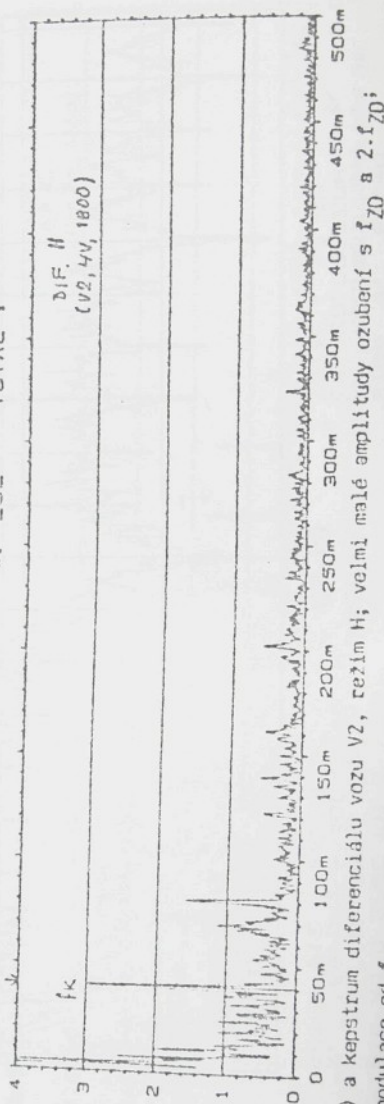
W19 AUTO SPEC CH. B [] INPUT
Y: 40.1u RMS 40dB LIN
X: 200Hz ~ 800Hz #A: 3*
SETUP W12

SIDB Y: 2.02u
X: 469Hz - f₂₀
AX: 24.68750Hz - f_K
TOTAL: 115u



W19 CEPSTRUM CH. B MAG
Y: 4.00dB
X: 0.00ms + 500ms
SETUP W12 #A: 3*

SIDB Y: 2.97dB
X: 40.52ms
LONGPASS
W: 232
TOTAL:



Obr. 8. Spektrum (zoom) a keprum diferenciálu vozu V2, režim H; velmi malé amplitudy ozubení s f₂₀ a 2.f₂₀; vysoká úroveň modulace od f_K

C

VLIV KMITÁNÍ NA TRVANLIVOST VALIVÝCH LOŽISEK

In: Technická diagnostika strojov a strojných zariadení. Zlín 1993.



VLIV KMITÁNÍ NA TRVANLIVOST VALIVÝCH LOŽISEK

Doc. Ing. Štěpán Beneš, CSc.
Fakulta strojní, VŠST Liberec

1. Úvod

Velikost valivého ložiska pro určitý způsob se volí na základě jeho únosnosti ve vztahu k působícímu zatížení a požadavkům kladeným na trvanlivost a provozní spolehlivost. Provozní spolehlivost patří mezi základní ukazatele úrovně a jakosti mechanických konstrukcí moderního strojírenství. Komplexně zahrnují jednak problémy konstruování, jednak proměnlivost provozu a údržby i příčinné souvislosti při službě zařízení.

2. Trvanlivost ložiska

Trvanlivost valivého ložiska je definována jako počet otáček (nebo počet provozních hodin), které ložisko vykoná než se projeví první známky únavy materiálu (odlupování materiálu, trhliny) na jednom z kroužků či valivých tělesech.

Avšak laboratorní zkoušky i praxe ukazují, že stejná ložiska pracující za stejných podmínek dosahují různé trvanlivosti. Pro určení velikosti ložiska má tudíž zásadní význam definice pojmu "trvanlivost". Všechny údaje o dynamické únosnosti uváděné v katalogu ložisek se zakládají na předpokladu, že 90% ložisek v dostatečně velké skupině stejných ložisek dosáhne nebo překročí trvanlivost, která se nazývá základní trvanlivost a odpovídá definici ISO.

Rovnice trvanlivosti

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p, \quad (1)$$

kde: - L_{10} - základní trvanlivost pro pravděpodobnost poškození 10% [mil. otáček],

- C - dynamická únosnost [N],

- P - ekvivalentní dynamické zatížení ložiska [N],

- p - exponent rovnice trvanlivosti

$p = 3$ pro ložiska s bodovým stykem,

$p = 10/3$ pro ložiska s čarovým stykem.

Modifikovaná rovnice pro výpočet trvanlivosti

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

nebo

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 L_{10}$$

(2)

kde: L_{na} - modifikovaná základní trvanlivost pro pravděpodobnost poškození $n \% [mil. ot.]$,

a_1 - součinitel spolehlivosti,

a_2 - součinitel materiálu,

a_3 - součinitel provozních podmínek.

Výpočet podle modifikované rovnice lze provést pouze za předpokladu, že jsou přesně definovány provozní podmínky a že bylo přesně určeno zatížení ložiska.

Existuje mnoho dalších "trvanlivostí". Např. "provozní trvanlivost" odpovídající skutečné "životnosti" určitého ložiska. Normalizovaná trvanlivost je určena nějakým úřadem a zakládá se na hypotetickém zatížení a otáčkách, předpokládá se, že příslušný úřad určil trvanlivost na základě zkušeností získaných s podobnými díly tak, aby se dosáhlo odpovídající hodnoty.

3. Nová teorie trvanlivosti SKF

Praktické zkušenosti a výzkumy prováděné v poslední době prokázaly, že za určitých podmínek ložiska SKF dosahují mnohem delší trvanlivosti než je výpočtová a to především při nízkém zatížení. Uvedené určité podmínky zahrnují efektivní oddělení valivých těles a oběžných drah mazivovým filmem a omezení negativního vlivu nečistot.

Nová teorie trvanlivosti zavádí pojem mezního únavového zatížení P_u odpovídající veličině při výpočtu jiných strojních součástí (mez únavy) - obr.1. Za ideálních podmínek a nedosahuje-li působící zatížení mezního únavového zatížení, nedochází k únavovému poškození ložiska.

Rovnice pro výpočet trvanlivosti SKF

$$L_{naa} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p = a_1 \cdot a_{SKF} L_{10}$$

(3)

kde: a_1 - součinitel spolehlivosti,

a_{SKF} - součinitel podle nové teorie spolehlivosti.

Je nutné provést tato zjednodušení, pokud se má uložení vypočítat pomocí takových rychlých prostředků, jako je např. kapesní kalkulačka.

Vnější síly vyvolané např. vlastní tíží hřídele a součástí na ní namontovaných či hmotnosti vozidel a setrvačné síly jsou buď známé, nebo je možné je vypočítat.

Firma SKF dodává počítačové programy umožňující určit daleko přesněji správnou velikost ložiska pro daný způsob použití. Katedra částí a mechanismů již delší dobu používá ve výuce tohoto programu CADalog.

Na následujících obrázcích jsou dokumentovány vlastní výsledky analýzy provozního měření mechanického kmitání, které jsou v rozporu s doporučením, že dynamické síly se dají většinou zjistit jen odhadem podle zkušeností s obdobnými stroji či uloženími.

5. Provozní zatížení ložiska

Síly působící na ložisko nejsou stálé a nemají harmonický průběh, pravidelně a v době služby t jsou reprezentovány stochastickou náhodnou veličinou

$$F_{\text{provoz}}(t),$$

která kolísá nepředvídatelně uvnitř intervalu vymezeného zákonitostmi procesu uvnitř nějakého intervalu

$$F_{\min} \leq F_{\text{provoz}} \leq F_{\max}, \quad (4)$$

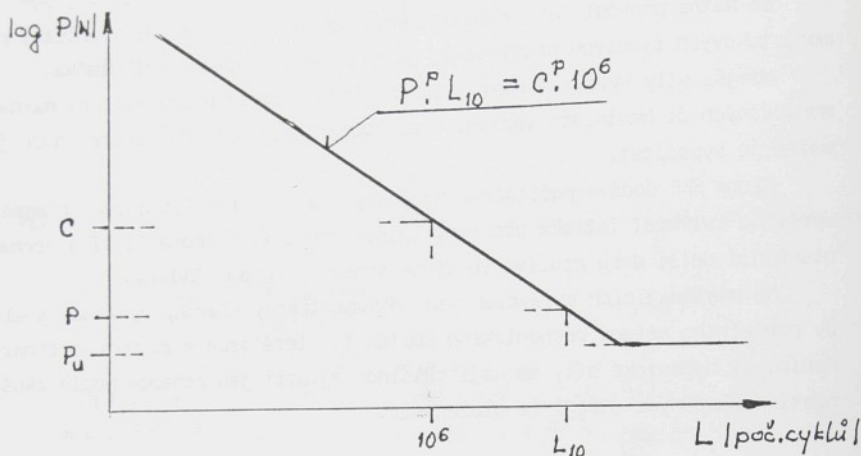
jak je schematicky naznačeno na obr.2 pro nejčastější případy provozního stacionárního zatížení.

Pravděpodobnost, že za dobu služby bude provozní zatížení F_{provoz} větší nebo rovné hodnotě F_r lze určit z

$$r = P_r \{ F_{\text{provoz}}(t) \geq F_r \} = 1 - \int_0^{F_r} f(F_{\text{provoz}}) dF \quad (5)$$

Změřená mohutnost kmitání U je přímo úměrná směrodatné odchylce dynamického provozního zatížení.

Za předpokladu, že provozní zatížení má normální rozdělení a při stejné mobilitě M lze psát:



Obr.1. Únavová charakteristika valivého ložiska podle nové teorie SKF
 P_u - mezné únavové zatížení

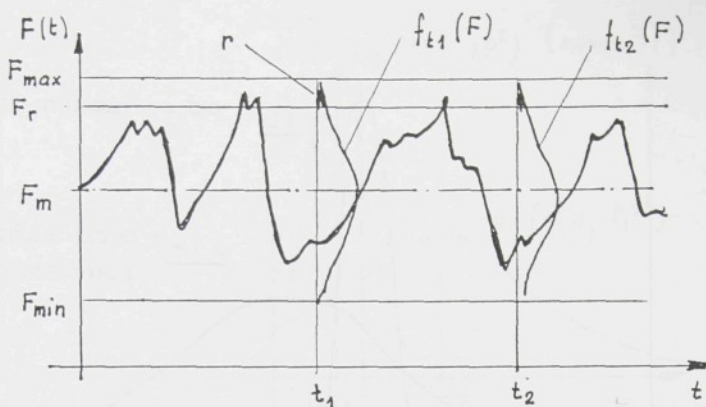
Součinitel a_{SKF} představuje velmi složitý vztah několika faktorů (viz [1]); vliv:

- viskozního poměru,
- typu a velikosti ložiska,
- aditiv typu EP,
- znečištění v provozních podmínkách.

4. Určení dynamického zatížení ložiska

Zatížení ložiska se dá vypočítat podle zákonů mechaniky, jsou-li známy nebo lze-li určit vnější síly (např. síly z přenášeného výkonu, síly vznikající při pracovních pochodu, setrvačné síly).

Při výpočtu složek zatížení působícího na jedno ložisko se pro jednodušnost předpokládá, že hřídel je nosník spočívající na tuhých podpěrách na něž nepůsobí momenty. Rovněž se neuvažuje s pružnými deformacemi v ložisku, ložiskového tělesa či rámu stroje a ani s momenty vyvolanými v ložisku průhybem hřídele.



Obr.2. Jednoduchý proces stochastického stacionárního provozního zatížení ložiska:

- $f_{t1}(F)$; $f_{t2}(F)$ hustota pravděpodobnosti provozního zatížení (hustota spektra).

$$F_S \cdot M = U$$

$$F_{16} = F_m + 1 \cdot F_S ; r = 16\% ,$$

$$F_3 = F_m + 2 \cdot F_S ; r = 3\% ,$$

$$F_{0,1} = F_m + 3 \cdot F_S ; r = 0,13\% ,$$

kde: F_S - směrodatná odchylka provozního zatížení,

M - mobilita systému v místě měření kmitání,

U - mohutnost kmitání,

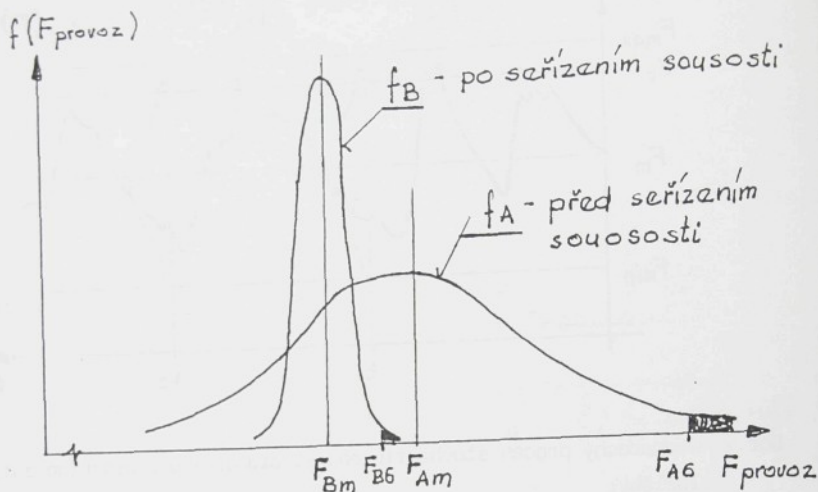
F_m - střední - "statické" zatížení (vypočtené zatížení ložiska).

Z provozního sledování kmitání strojů a při přejímce nových strojů na základě měření kmitání bylo prokázáno, že skutečné dynamické zatížení ložisek a ostatních součástí stroje je kromě jiného určeno kvalitou:

- výroby,
- montáže a seřízení.

Na obr.3 je tento nikoliv ojedinělý případ dokumentován u pohonu dálkové pasové dopravy v povrchových dolech, kde se již delší dobu s velkými přínosy využívá laserově optický systém OPTALIGN firmy db Prüftechnik.

Při přejímce zahraničních textilních tkacích strojů byl měřením kmi-



Obr.3. Funkce hustoty pravděpodobnosti provozního zatížení ložiska elektromotoru před a po seřazení soustati hřídele elektromotoru a převodovky (pružná spojka PERIFLEX) určené ze změřené úrovně kmitání U a změřených spekter kmitání:

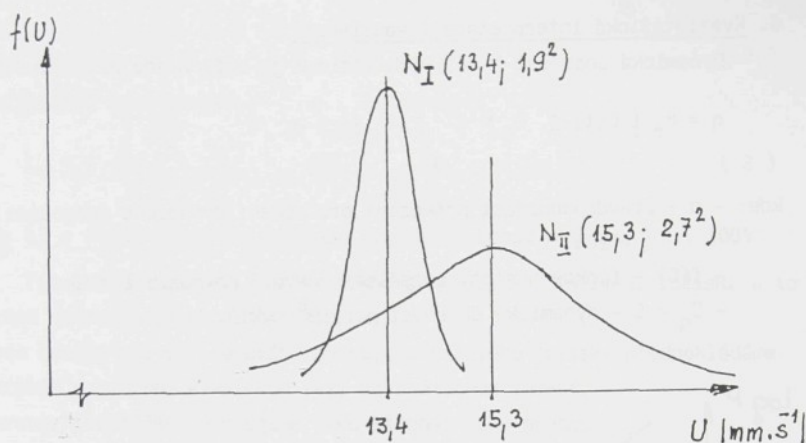
- F_{A6} , F_{B6} - šestiprocentní kritická hodnota (devadesátčtyřprocentní kvantil) provozního zatížení

$$F_{A6} = 1,6 \cdot F_{B6}; F_{Am} = 1,2 F_{Bm}$$

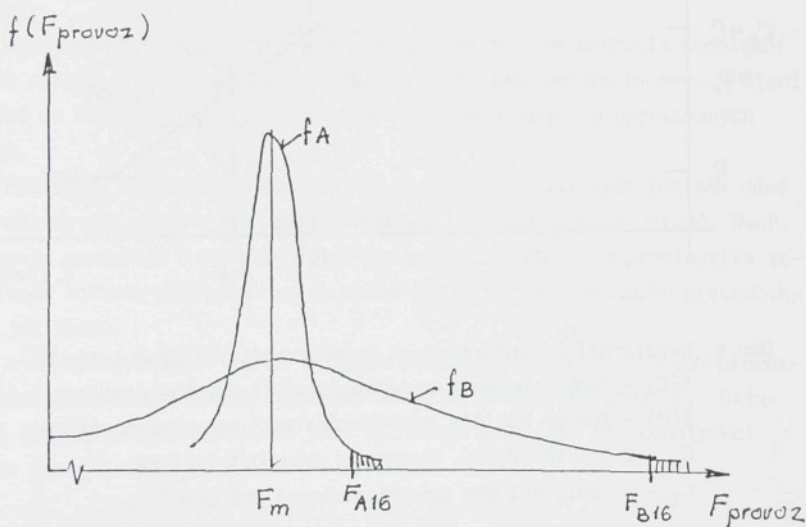
tání prokázán vliv kvality montáže (obr.4 a 5):

- u dodávky první skupiny 20 stejných strojů byla vypočtena střední hodnota mohutnosti kmitání $U_I = 15,3 \text{ mm.s}^{-1}$ a směrodatná odchylka $s_I = 2,7 \text{ mm.s}^{-1}$ (dodavatel nevěděl, že při přejímce se bude provádět měření kmitání),
- u dodávky druhé skupiny 28 strojů (dodavatel byl seznámen před dodávkou o měření kmitání) byla střední hodnota $U_{II} = 13,4 \text{ mm.s}^{-1}$ a směrodatná odchylka $s_{II} = 1,9 \text{ mm.s}^{-1}$.

Uvedené příklady analýzy změřené úrovně mechanického kmitání při přejímce nejsou extrémními, setkali jsme se např. u tiskových i textilních strojů s mnohem většími rozdíly úrovně kmitání strojů od stejného dodavatele (nejhorší stroj měl např. 9krát vyšší mohutnost kmitání než nejlépe smontovaný stroj).



Obr.4. Porovnání funkcí hustoty rozdělení mohutnosti kmitání změřené při přejímce tkacích strojů



Obr.5. Funkce hustoty pravděpodobnosti provozního zatížení ložisek přírazového ústrojí tkacích strojů skupiny I:

- f_A - stroj s nejnižším kmitáním,
- f_B - stroj s nejvyšší úrovní kmitání,
- $F_{B16} = 3,1 \cdot F_{A16}$.

6. ^{sti}Kvazistatická interpretace trvanlivosti

Dynamická únosnost C valivých ložisek je definována pravděpodobností

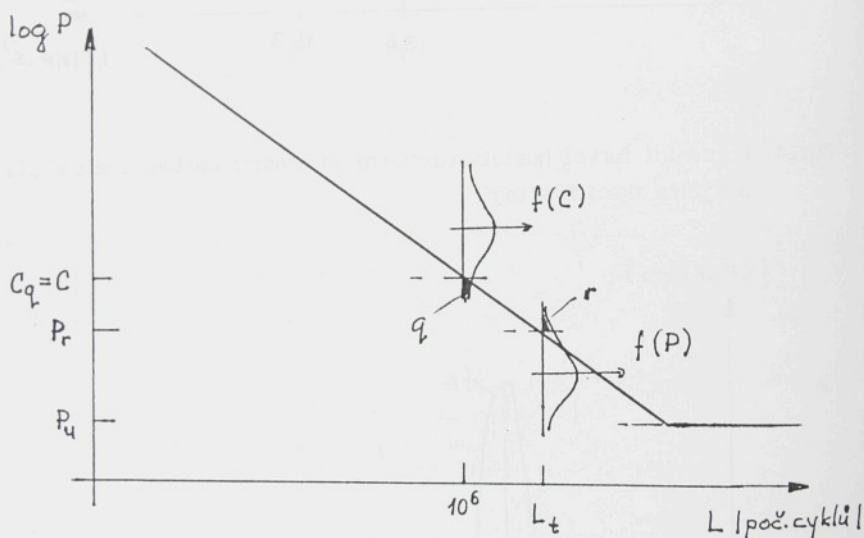
$$q = P_r \{ C(t) \leq C_q \} = \int_0^{C_q} f(C) dC \quad (6)$$

kde: - q - pravděpodobnost poškození pro určení dynamické únosnosti,

$q = 10\%$,

- $f(C)$ - funkce hustoty rozdělení únavové pevnosti ložiska,

- $C_q = C$ - dynamická únosnost pro 10^6 cyklů.



Obr.6. ^{sti}Kvazistatická interpretace trvanlivosti valivých ložisek:

$f(C)$ - funkce hustoty pravděpodobnosti únavové pevnosti ložiska,

$f(P)$ - funkce hustoty pravděpodobnosti provozního zatížení ložiska,

$C_q = C$ pro 10^6 cyklů, dynamická únosnost ložiska,

L_t - trvanlivost pro pravděpodobnost poškození t .

Za předpokladu platnosti rovnic (5) a (6) můžeme určit riziko únavové poruchy ložiska - pravděpodobnost poškození

$$t = 0,5 \cdot q + r (1 - 0,5 \cdot q) \quad (7)$$

a příslušná trvanlivost

$$L_t = \left(\frac{C}{P_r} \right)^p, \quad (8)$$

kde: L_t - trvanlivost ložiska pro pravděpodobnost poškození t . 100%.

Tím jsme definovali statistickou spolehlivost valivého ložiska a to formou deterministicko-statistickou:

- pro časový rozvoj únavového poškození valivého ložiska předpokládáme průběh vyjádřený klasickou ryzí matematickou funkcí,
- provozní zatížení uvažujeme jako stochastický proces.

Jestliže je $P_r < P_u$, pak nedojde k únavovému poškození kroužků ložiska a valivých těles, může však nastat jiná porucha (poškození klece, styková koroze,...).

7. Závěr

Současné přístrojové vybavení umožňuje objektivně hodnotit komplexní jakost výroby, montáže a seřízení stroje na základě měření kmitání. Měření kmitání se dosud u nás méně využívá při přejímce nových a opravovaných strojů.

Využívání dostupného vybavení pro montáž nejen valivých ložisek dává předpoklady pro zvýšení provozní životnosti a spolehlivosti strojů. Např. seřízením souososti u pohonu pasové dopravy podle obr.3 se prodloužila trvanlivost ložisek elektromotoru a vstupního kuželového pastorku převodovky více jak 5krát.

Analýza naměřených hodnot a výpočet podle skutečně zjištěných provozních podmínek umožní mnohdy prokázat skutečné přínosy diagnostiky. Data-banky diagnostických středisek jsou významným podkladem pro konstrukci nových strojů, dosud však málo využívaným.

Literatura

- [1] SKF Hlavní katalog. SKF Československo, a.s. Praha, 1992.
- [2] FAG Standartní program. Katalog 41500 CsA, FAG Kugelfischer Georg Schäfer, Schweinfurt, 1981.
- [3] FRÖHLICH, J.: Technika uložení s valivými ložisky. SNTL Praha, 1978.

- [4] BENEŠ, Š. - TOMEH, E.: Metody diagnostiky valivých ložisek. /Skripta VŠST/. VŠST Liberec 1991.
- [5] BENEŠ, Š.: Technická diagnostika. /Skripta VŠST/. VŠST Liberec - v tisku.
- [6] NĚMEC, J. - SEDLÁČEK, J.: Statistické základy pevnosti konstrukcí 1. Academia Praha 1982.
- [7] BENEŠ, Š. a kol.: Přejímka tiskového stroje Numerota II. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec 1992, KST 92 - 18.

D, E

D STATISTICKÉ VYHODNOCENÍ KMITÁNÍ PŘI PŘEJÍMCE TEXTILNÍCH
TKACÍCH STROJŮ

E URČENÍ POŠKOZENÍ OZUBENÝCH PŘEVODOVEK MĚŘENÍM KMITÁNÍ

In: DNT 93 - Technická diagnostika. Bohumín 1993.

Statistické vyhodnocení kmitání při přejímce textilních tkacích strojů

Doc. Ing. Štěpán Beneš, CSc., Vysoká škola strojní a textilní v Liberci

1. Úvod

Katedra částí a mechanismu strojů VŠST Liberec se podílela na přejímce větší kupiny zahraničních tkacích strojů na základě měření a analýzy mechanického kmitání.

Výraznou charakteristikou tkacích strojů je to, že převažují v nich skupiny a součásti:

- s kývavým pohybem (ústrojů přírazu útku tkaniny),
- s vratným přímočarým pohybem (listy osnovy, ústrojí zanášení útku)

a nelze pro ně aplikovat mezní hodnoty mohutnosti kmitání podle normy ISO a jiných národních norem a doporučení. V uvedených normách jsou mezní hodnoty kmitání pro stroje s rotujícími součástmi.

Při provozním měření velkého souboru skřipcových tkacích strojů a přejímce většího souboru jehlových tkacích strojů jsme získali rozsáhlý soubor údajů z měření mechanického kmitání - spektra a mohutnost kmitání.

2. Dynamické síly u jehlových tkacích strojů

Z teoretického řešení vyplývá, že největším budičem dynamických sil u jehlových tkacích strojů je přírazové ústrojí.

Dynamické síly v přírazovém ústrojí, které se přenáší do uložení stroje jsou závislé:

- na úrovni řešení vlastního ústrojí,
- na přesnosti výroby, montáže a seřízení,
- otáčkách hlavního hřídele,
- hmotnosti paprsku,
- tlumících vlastnostech systému a tkaniny.

Výrobce jehlových tkacích strojů pro orientační určení maximálních sil od přírazového mechanismu přenášených do patek stroje uvádí vztahy - obr.1:

vertikální dynamická síla

$$F_v = K_v \cdot l \cdot n^2$$

horizontální síla

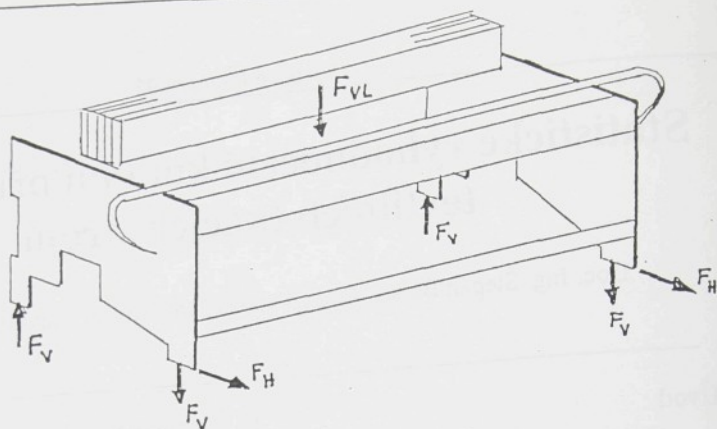
$$F_H = K_H \cdot l \cdot n^2$$

kde:

n - otáčky hlavního hřídele stroje /min⁻¹/

l - jmenovitá šířka paprsku /mm/

K_v, K_H - konstanty závislé na jmenovité šířce a hmotnosti paprsku.



Obr.1: Dynamické síly působící na uložení jehlového tkacího stroje.

Změna kinetické energie pohybu listu způsobuje vertikální dynamickou sílu

Vnitřní dynamické síly vznikají u hlavního pohonu stroje a jsou způsobeny kromě jiného:

- nevyvážeností setrvačníku,
- klínovými řemeny,
- ozubeným soukolím,
- vačkovým pohonem přírazového ústrojí a pohonu jehel.

Z analýzy spekter kmitání souboru nových strojů při přejímce, kdy jednotlivé stroje pracovaly s různými otáčkami a při různém osazení stroje jednoznačně vyplývá, že závislost dynamických sil podle uvedených vztahů na otáčkách $/n^2/$ a šířce paprsku l a jeho hmotnosti je potlačena vlivem kvality výroby a montáže.

Úroveň mechanického kmitání a velikost dynamických sil je především dána:

- přesností výroby,

- kvalitou montáže a seřízení hlavně vačkových mechanismů (příraz a pohon jehel) a ustavením stroje.

Při analýze kmitání skřipcových tkacích strojů bylo např. zjištěno, že

- stroje dobře smontované a seřízené mají podstatně nižší úroveň kmitání i po 4 letech dvousměnném provozu než stroje nově smontované.

U nových strojů stejné dodávky je velmi malý rozdílný rozdíl úrovně kmitání. U jiného typu tkacího zahraničního stroje byl poměr mohutnosti kmitání u dvou strojů 9, po následném seřízení byl rozdíl bezvýznamný.

Dynamické síly u tkacích strojů určují nejen životnost součástí a skupin (spotřebu hradních dílů), ale také hlučnost v tkacích dílnách.

3. Statistické charakteristiky kmitání

U většího souboru výsledků měření kmitání tkacích strojů a na více místech měření je nesrovnatelně

ná orientace v číselných údajích např. mohutnosti kmitání a význačných složek kmitočtových spekter. Analýzu usnadňují statistické charakteristiky-mohutnosti kmitání souboru stejných strojů:

- střední hodnota (průměr)
$$\bar{U} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n U_i,$$

- rozptyl
$$S^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (U_i - \bar{U})^2$$

- směrodatná odchylka
$$S = \sqrt{S^2}$$

- variační koeficient
$$V = \frac{S}{\bar{U}}$$

kde:

Střední hodnota U udává polohu souboru nameřených hodnot U_n , **směrodatná odchylka S** je absolutním ukazatelem a **variační koeficient V** je relativním ukazatelem rozptýlení souboru.

Využití matematické statistiky je zcela oprávněné, protože tkací stroje se vyrábějí sériově a dodávají se uživateli nikoliv jednotlivě. Aby bylo možno odpovídat na širší třídu praktických otázek

ze analýzy kmitání např. textilních strojů, lze využít další nástroj statistické indukce, test statistické hypotézy. Statistickou hypotézu je možno interpretovat prakticky.

Ze 40 skřípcových tkacích strojů pracujících v dvousměnném provozu 4 roky a ze 30 nových strojů bylo náhodně vybráno po 8 strojích pro měření kmitání. Číselný přehled změřených úrovní kmitání je značně nepřehledný a proto byly určeny statistické charakteristiky - **tabulka 1 a obr.2.**

Z uvedených hodnot a z provedených testů statistických hypotéz lze s rizikem 2,5 konstatovat, že

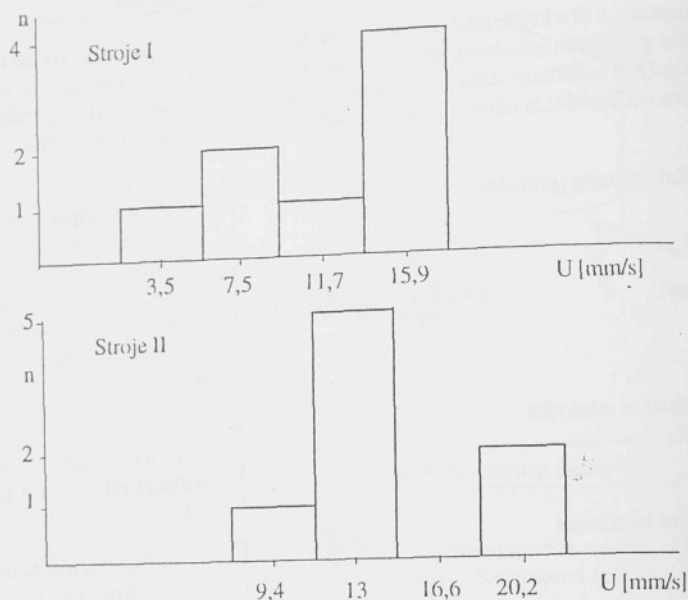
- střední hodnota mohutnosti kmitání strojů I je skutečně menší než střední hodnota strojů II,
- zjištěný rozdíl směrodatných odchylek (rozptylu) obou skupin strojů je náhodný, statisticky nevýznamný.

4. Přejímka nových strojů na základě měření kmitání

Při převzetí první dodávky nových zahraničních 32 jehlových tkacích strojů bylo provedeno komplexní měření mechanického kmitání. Ze

Název	U [mm.s ⁻¹]	S [mm.s ⁻¹]	V [-]	Rozpětí [mm.s ⁻¹]	
				U _{min}	U _{max}
Stroje I v provozu 4 roky n = 8 strojů	11,7	4,2	0,36	5,1	16,2
Stroje II - nové, n = 8 strojů	13,00	3,60	0,28	8,20	19,7

Tabulka 1. Statistické charakteristiky mohutnosti kmitání skřípcových tkacích strojů



Obr 2: Histogram četnosti strojů podle tabulky 1, šířka třídy se rovná směrodatné odchylce S

změřené mohutnosti kmitání byly určeny statistické charakteristiky - **tabulka 2 (řádek 1), obr.3**. Na základě změřené úrovně kmitání bylo odvozeno dynamické zatížení hlavních součástí a proveden výpočet jejich životnosti s pomocí statistické teorie pevnosti v závislosti na mohutnosti kmitání - **obr.4**. U pěti strojů skupiny D byla u výrobce požadovaná náprava, protože výrazné snížení životnosti této skupiny strojů je pro odběratele nepřijatelné. Výrobce provedl u strojů skupiny D seřízení hlavních skupin pohonu a pečlivé ustavení, poté úroveň kmitání se výrazně snížila.

U dodávky II. skupiny 28 strojů (po 4 měsících od 1. dodávky) již výrobce pochopil, že odběratel při přejímce nehodnotí pouze splnění technologických požadavků a montáži těchto strojů věnoval žádoucí pozornost, statistické charakteristiky mohutnosti kmitání svědčí o výrazném zlepšení kvality (**tabulka 2, řádek 2.**).

5. Závěr

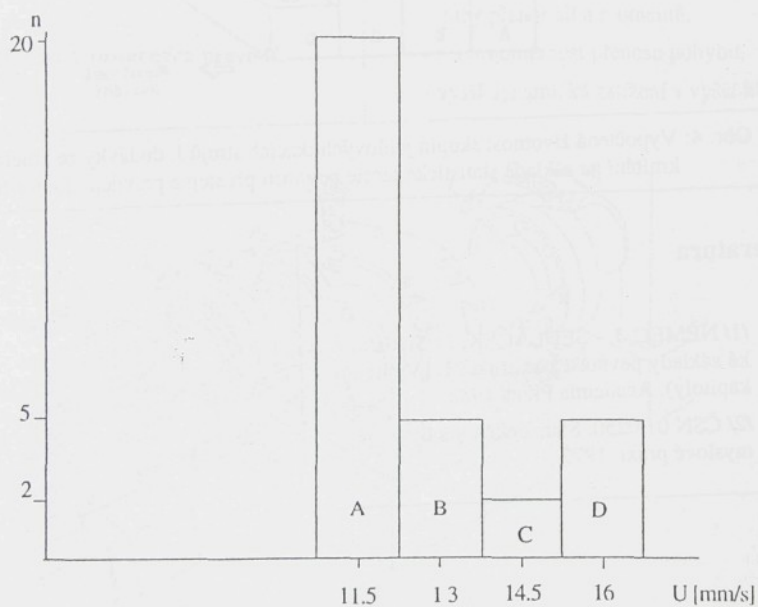
Textilní tkací stroje jsou sériově vyráběny a dodávány odběrateli zpravidla v určitém množství. To opravňuje využití metod matematické statistiky pro analýzu změřené úrovně kmitání a pro výpočet pravděpodobné životnosti jejich součástí.

Přejímku nových strojů na základě změřené úrovně kmitání postupně uplatňují naši odběratelé s velmi dobrými přínosy. Lze jen doporučit, aby již v obchodním kontraktu to bylo dohodnuto s dodavatelem.

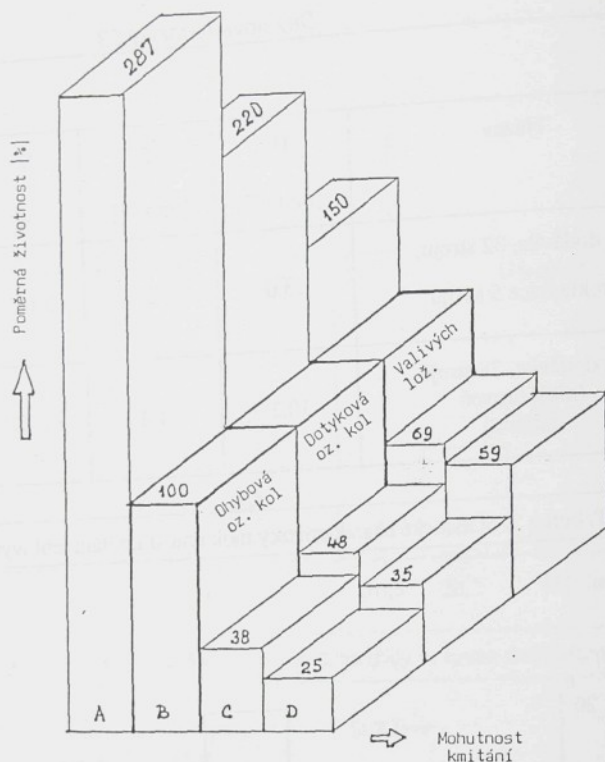
Uvedené příklady z naší praxe nejsou trémmi, setkali jsme se i s případy větších nedodávek kvality dodaných strojů a to nejen u textilních strojů.

Název	U [mm.s ⁻¹]	S [mm.s ⁻¹]	V [-]	Rozpětí [mm.s ⁻¹]	
				U _{min}	U _{max}
I. dodávka, 32 strojů, reklamace 5 strojů	13.0	2	0.115	10.0	17.4
II. dodávka, 28 strojů (nižší úroveň kmitání)	10.2	1.4	0.137	7.1	13.7

Tabulka 2. Statistické charakteristiky mohutnosti kmitání jehlových tkacích strojů



Obr. 3: Histogram četnosti I. dodávky 32 jehlových tkacích strojů, šířka třídy se rovná směrodatné odchylce S



Obr. 4: Vypočtená životnost skupin jehlových tkacích strojů I. dodávky ze změřené mohutnosti kmitání na základě statistické teorie pevnosti při stejné pravděpodobnosti poškození

Literatura

- /1/ NĚMEC, J. - SEDLÁČEK, J.: Statistické základy pevnosti konstrukcí I. (Vybrané kapitoly). Academia Praha 1982.
- /2/ ČSN 01 0250. Statistické metody v průmyslové praxi. 1972.

Určení poškození ozubených převodovek měřením kmitání

Doc. Ing. Štěpán Beneš, CSc., Vysoká škola strojní a textilní v Liberci

1. Úvod

Ozubené převodovky jsou nejčastějším druhem používaných převodů, jsou vhodné pro:

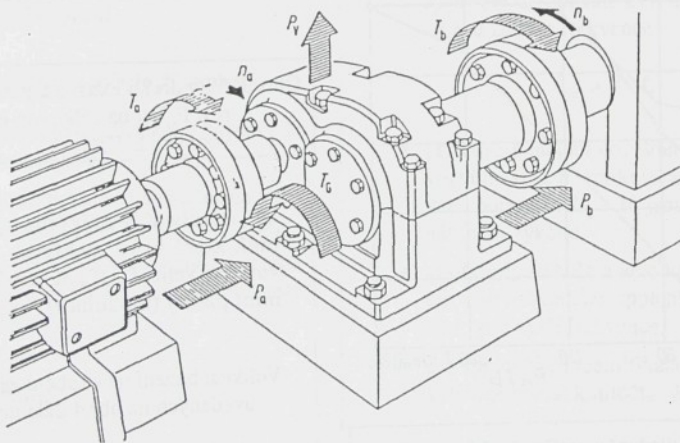
- všechny druhy polohy os vstupu a výstupu,
- velký rozsah přenášených výkonů, otáček a převodů.

Mezi hlavní přednosti ozubených převodů patří:

- jednoduchá konstrukce,
- vysoká provozní bezpečnost,
- jednoduchá údržba,
- malé prostorové nároky,
- vyšší účinnost.

Jejich hlavní nevýhody:

- tuhý přenos sil a momentů,
- nerovnoměrnost přenosu pohybu,
- vyšší dynamická zatížení a vyšší hlučnost.



Obr. 1: Ozubená převodovka: - krouticí momenty $T_a > T_b$

- otáčky $n_a > n_b$
- výkon $P_a = P_b + P_v$

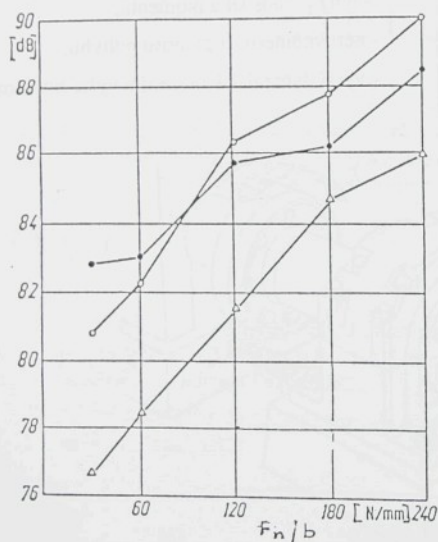
2. Hlavní druhy buzení kmitání

Při provozu ozubených převodů jsou hlavními zdroji buzení mechanického kmitání:

- vlastní ozubení,
- spojky na vstupu a výstupu při nesouososti hřídelů,
- valivá ložiska.

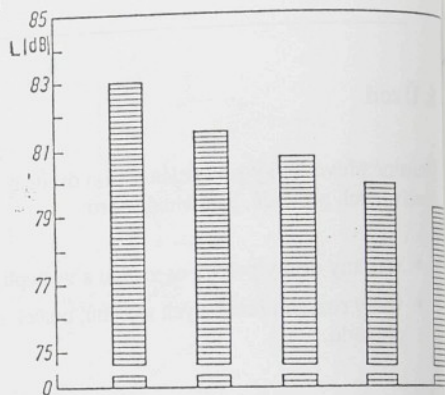
Nesouosost hřídelů spojek u převodovky má vliv na přesnost uložení ozubených kol a ve spektru se projevuje nejen na rotorové frekvenci (f_R , $2f_R$), ale také ovlivňuje velikost amplitud zubové frekvence (f_z , $2f_z$, $3f_z$).

Na celkové úrovni kmitání a hluku převodovky se výrazně podílí přesnost uložení ozubených kol - obr.2 a 3.



Obr. 2: Vliv uložení a zatížení zubů na celkové hladině hluku převodovky

- L - celková hladina hluku převodovky /dB/
- F_n - normální síla v ozubení /N/,
- b - šířka ozubení /mm/,
- Δ - kluzná ložiska (olejový film v kluzném ložisku způsobuje tlumení),
- $\circ$ - kuličková ložiska,
- $\bullet$ - válečková ložiska



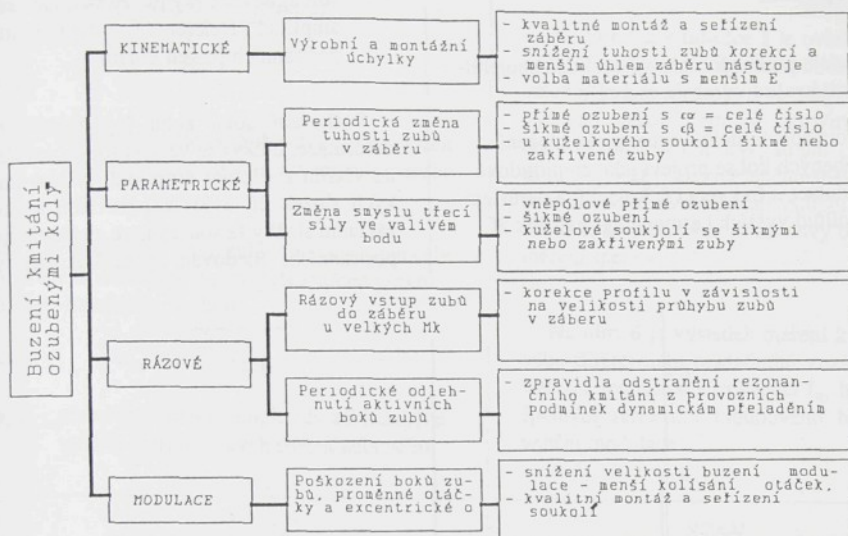
F_n /N/

Obr. 3: Vliv druhu ložiska a jeho axiálního přetížení F_n /N/ na celkovou hladinu hluku převodovky L /dB/

Ozubení je nejvýraznějším budičem kmitání, které se ve spektrech projevuje se zubovou frekvencí f_z , $2f_z$, $3f_z$ a příslušnými postupnými pásmy (modulace) - obr.4.

Velikost buzení od ozubení závisí kromě vlivů uvedených na obr.4 dále na:

- obvodové rychlosti ozubení,



Obr. 4: Druhy buzení kmitání ozubenými koly

- zatížení zubů (přenášeném výkonu),
- kvalitě mazání ozubení.

S rostoucí obvodovou rychlostí ozubení:

- zvyšuje se podíl parametrického buzení od proměnné tuhosti zubů v záběru,
- snižuje se podíl parametrického buzení od změny smyslu třecí síly ve valivém bodě,
- výrazněji se projevuje vliv rázového vstupu a výstupu zubů do záběru (toto buzení roste rovněž se zatížením zubů).

Měření kmitání

Při měření kmitání ozubených převodovek je nutno dodržet tyto zásady:

- volit maximální frekvenci spektra tak, aby spektrum obsahovalo třetí harmonickou složku zubové frekvence

$$f_{\max} > 3 \cdot f_z$$

- periodická měření provádět vždy při provozním zatížení, velikosti amplitudy zubového buzení f_z , $2f_z$ a $3f_z$ jsou závislé na přenášeném výkonu,
- volit druh snímače a jeho upevnění na skříni tak, aby byl zaručen spolehlivý přenos kmitání i pro vyšší frekvence,
- pro spolehlivou identifikaci modulace je výhodné použít kmitočtových kepsťů.

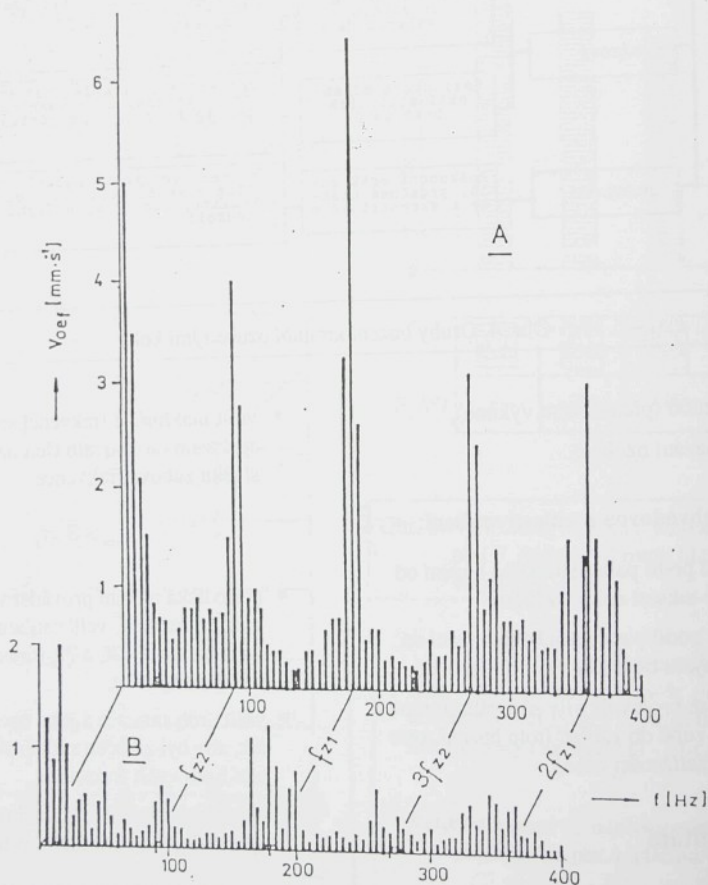
4. Hodnocení poškození boků zubů ze spekter

U nových ozubených převodovek lze spolehlivě hodnotit kvalitu výroby a montáže:

- nesouosost hřídelů a excentrické uložení ozubených kol se projeví jako amplitudová modulace s frekvencí f_R kolem f_z a nárůstem amplitud vyšších harmonických složek $2f_z$, $3f_z$,

- nesouosost hřídelů spojek na vstupu a výstupu převodovky má za následek nárůst amplitud s frekvencí f_R a zvýšení intenzity postranních pásem kolem f_z .

Poškození boků zubů (opotřebení, plastická deformace, dříčky) se ve spektru projevuje relativně větším zvýšením amplitud vyšších harmonických složek $2f_z$ a $3f_z$ v porovnání se zvýšením základní složky f_z současně se zvýšením amplitud postranních. Sledování pouze změny velikosti



Obr. 5: Porovnání spekter rychlosti kmitání dvoustupňové převodovky (f_{z1} , $2f_{z2}$):

- A - rozsáhlé poškození boků zubů vstupního kuželového pastorku, výstupní soukolí bez poškození,
B - po výměně vstupního kuželového soukolí za nové.

amplitudy základní složky zubového buzení f_z je proto nedostačující. Je-li celková úroveň rychlosti kmitání (energetický obsah spektra):

$$v_T = \sqrt{\sum_{i=1}^n v_{zi}^2}$$

kde:

v_{efl} - efektivní hodnoty rychlosti kmitání složek spektra ve zvoleném frekvenčním rozsahu f_{min}, f_{max} ,

pak stav poškození boků zubů charakterizuje celková efektivní hodnota rychlosti kmitání převodky příslušného soukolí

$$v_{Tz} = \sqrt{\sum_{i=1}^5 v_{zi}^2}$$

v_{zeff} - efektivní hodnota amplitudy základních a vyšších harmonických složek zubového

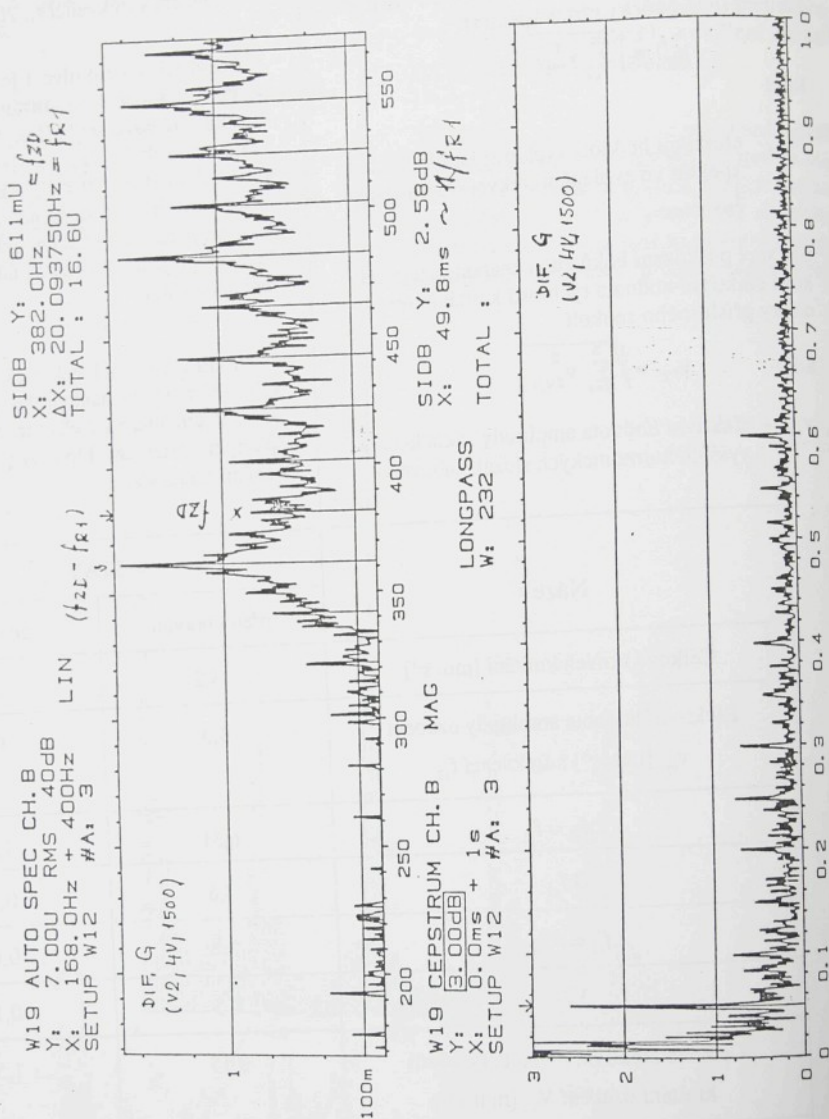
buzení s frekvencí $f_z, 2f_z, 3f_z$.

Na obr.5 a v tabulce 1 je uveden příklad hodnocení poškození dvoustupňové převodovky, vstupní kuželové soukolí se zakřivenými zuby a výstupní soukolí celní se šikmými zuby, přenášený výkon $P = 630$ kW, stupní otáčky $n_1 = 980$ min⁻¹, $f_{z1} = 2f_{z2}$. Ze změřeného spektra bylo usouzeno na poškození ozubení vstupního kuželového soukolí, po jeho výměně za nový bylo provedeno měření spektra.

Na obr. 6 je výsledek měření kmitání kuželového diferenciálu nákladního vozidla (za jízdy), výrazná modulace s frekvencí f_{R1} byla způsobena špatným seřizením kloubového hřídele - frekvenční modulace.

Název	STAV	
	před opravou	po opravě
Celková úroveň kmitání [mm.s ⁻¹]	13,2	5,3
Efektivní hodnota amplitudy ozubení v_{ef} [mm.s ⁻¹] s frekvencí f_{z2}	4,3	0,8
$2.f_{z2} = f_{z1}$	6,31	1,02
$3.f_{z2}$	3,6	0,42
$2.f_{z1} = 4.f_{z2}$	3,5	0,65
$3.f_{z1}$	0,5	0,15
Celková efektivní hodnota rychlosti kmitání ozubení V_{Tz} [mm.s ⁻¹]	9,15	1,52
Vliv ozubení na celkové kmitání [%]	48	8
Boky zubů vstupního soukolí	Rozsáhlé poškození	Nové soukolí

Tabulka.1. Vyhodnocení mechanického kmitání dvoustupňové převodovky před a po opravě



Obr. 6: Spektrum zrychlení kmitání [200 M] diferenciálu vozidla nepoškozeného kuželového soukolí a příslušné keprum; výrazná modulace s frekvencí f_{R1} , byla způsobena frekvenční modulací kloubového vstupního hřídele (špatné seřízení kloubového hřídele)

F

TECHNICKÁ DIAGNOSTIKA

Kapitola 4. - rukopis skript předaných do tisku



4. Diagnostika

Při zjištění nadměrné úrovně mechanického kmitání a nadměrného hluku u provozovaného stroje nebo prototypu nového stroje je vždy nutno nalézt odpověď na otázku, kde a jak řešit odpovídající problém.

V každém případě musí být vzaty v úvahu následující vlivy:

- zdroje - místa a mechanismy vzniku dynamických sil,
- přenosové cesty - cesty šíření a mechanismy přenosu energie kmitání a hluku,
- vystavené objekty - jaký vliv má kmitání na životnost součástí stroje, přesnost výroby stroje a míru přípustnosti kmitání a hluku.

Kterýkoliv z uvedených faktorů může být klíčovým vzhledem k problému kmitání a hluku a jeho úspěšného řešení. Pečlivé prozkoumání těchto vlivů je základní podmínkou nalezení optimálního řešení.

Při přejímce nových strojů je velmi důležité kromě ověření splnění předepsaných parametrů provést vstupní měření a analýzu mechanického kmitání. Velikost celkové úrovně kmitání je přímým měřítkem pro odhad životnosti součástí a spolehlivosti nového stroje - tabulka 4.1.

4.1. Analýza signálů a analýza systémů

Hned na počátku řešení problémů spojených s mechanickým kmitáním a hlukem je nutné jasně a přesně rozlišit a vymezit dva možné přístupy, totiž analýzu signálů a analýzu systémů - obr.4.1.

Analýza signálů slouží ke zjišťování odezev systémů na obecně neznámé buzení a k představení těchto odezev způsoby, které umožňují jejich snadnou interpretaci.

Tab. 4.1 Mezní hodnoty celkové úrovně kmitání pro posouzení stavu strojů - výťah z kanadského doporučení CDA/MS/NVSM 107.

Druh stroje	Celková úroveň kmitání v_{dT} mm.s ⁻¹			
	Nové stroje		Stroje v provozu (při plném výkonu a otáčkách)	
	Dlouhá ¹ životnost	Krátká ² životnost	Analýza ³	Oprava ⁴
Plynové turbíny P > 14720 kW P = 4.4 až P = 14720 kW P ≤ 3860 kW	7.9 2.5 0.79	18 5.6 3.2	18 10 5.6	32 18 10
Parní turbíny P > 14720 kW P = 4.4 až P = 14720 kW P ≤ 3860 kW	1.8 1.0 0.56	18 5.6 3.2	18 18 10	32 32 18
Kompresory volné písty vysokotlaké	10 4.5	32 10	32 10	56 18
Diesel- generátory	1.4	10	18	32
Ostředivky	1.4	10	18	32
Převodovky P > 7360 kW P = 7.4 až P = 7360 kW P ≤ 7.4 kW	1.0 0.56 0.32	10 5.6 3.2	18 18 10	32 32 18
Čerpadla P > 3.7 kW P ≤ 3.70 kW	1.4 0.79	5.6 3.2	5.6 5.6	10 10

Tabulka. 4.1 Pokračování

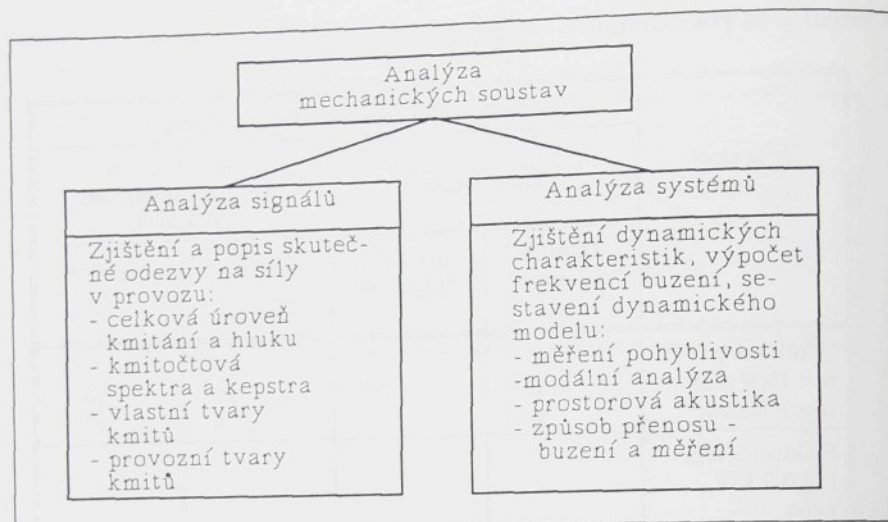
Druh stroje	Celková úroveň kmitání v_{gT} mm.s ⁻¹			
	Nové stroje		Stroje v provozu (při plném výkonu a otáčkách)	
	Dlouhá životnost	Krátká životnost	Analýza	Oprava
Ventilátory				
n < 1800 min ⁻¹	1.0	3.2	5.6	10
n > 1800 min ⁻¹	0.56	3.2	5.6	10
Elektromotory				
P > 3.7 kW				
nebo				
n < 1200 min ⁻¹	0.25	1.8	3.2	5.6
P < 3.7 kW				
nebo				
n > 1200 min ⁻¹	0.14	1.8	3.2	5.6
Transformátory				
P > 1 kVA	0.14	-	0.56	1.0
P < 1 kVA	0.1	-	0.32	0.56

¹ Dlouhá životnost znamená pravděpodobnou životnost asi 1000 až 2000 pracovních hodin.

² Krátká životnost - asi 100 až 1000 provozních hodin.

³ Při dosažení této meze je nutná analýza spekter a provedení vhodného nápravného opatření.

⁴ Jestliže tuto mez překročí některá složka spektra ($v_{gT} = v_{\alpha f}$) je nutná rychlá oprava, další provoz je nepřipustný.



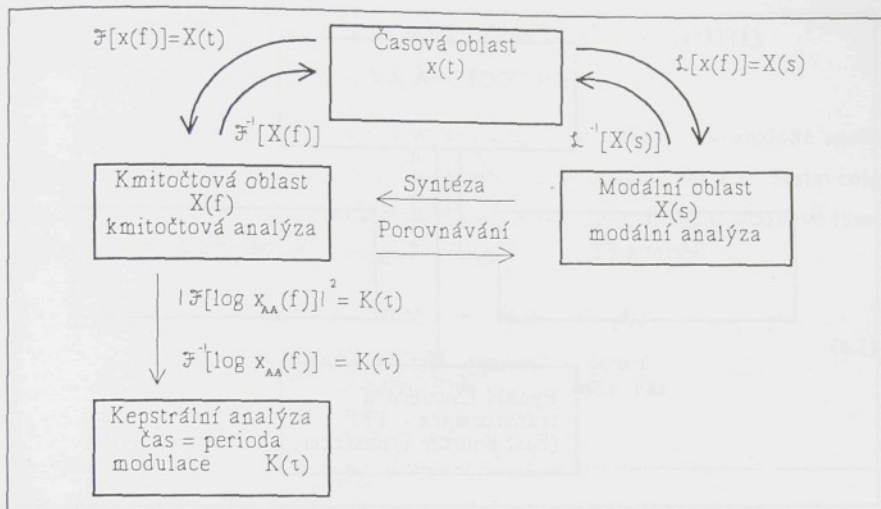
Obr. 4.1 Dvě cesty analýzy mechanických soustav

Analýza systémů umožňuje zjišťování vlastností a charakteristik systémů. Např. na základě výsledků současného měření budičí síly a odezvy je možno určit přenosovou charakteristiku systému. Poměr odezvy k budičí síle je nezávislou charakteristickou vlastností lineárního systému, která se nemění ani v jeho vybuzeném ani v klidovém stavu.

V technické praxi často používáme transformace, aniž si to plně uvědomujeme. Tak například logaritmování je též transformací, při které místo s vlastními čísly počítáme s jejich logaritmy, tj. s mocninami základů (u dekadických logaritmů číslo 10, u přirozených číslo e).

Podobně při analýze kmitání používáme Fourierovu a Laplaceovu transformaci - obr.4.2 (viz. též obr.3.2).

Při Fourierově transformaci nahrazujeme původní časovou funkci, originál, posloupností harmonických funkcí rozdílných kmitočtů a fází tak, aby součet těchto jednoduchých funkcí dal originál. Výsledkem Fourierovy transformace je kmitočtové spektrum, které udává periodické jevy v časovém průběhu.



Obr. 4.2 Využití Fourierovy a Laplaceovy transformace pro analýzu kmitání.

Další Fourierovou transformací (dvě definice - viz. kap.5) získáme kmitočtové kepstrum, které udává periodické jevy v kmitočtovém spektru. Návrat do jiného vyjádření časové nebo frekvenční oblasti - kepstrum udává velikost amplitudy (periodicky se opakující složku ve spektru) na čase = periodě (převrácená hodnota modulační frekvence).

Modální analýza určuje rezonanční vlastnosti sledované soustavy.

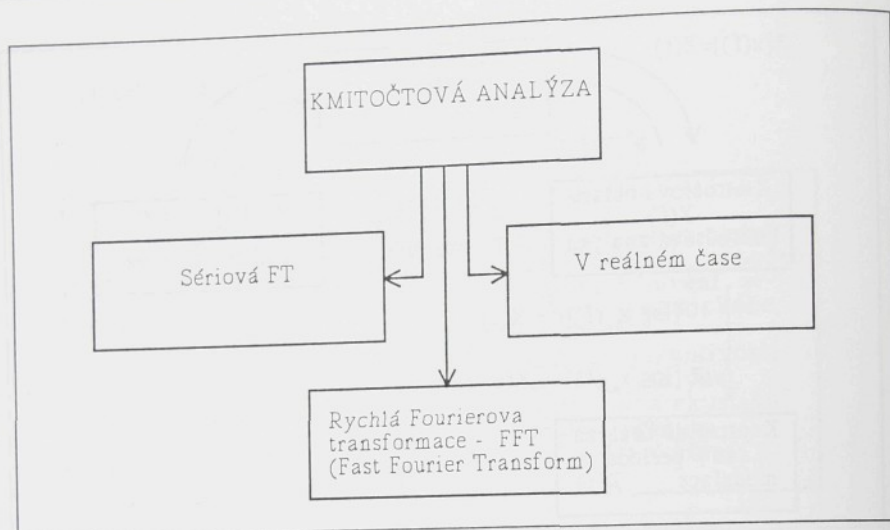
Cílem diagnostiky je ze změřené velikosti mechanického kmitání určit příčiny a místa vzniku dynamických sil (zdroje buzení).

Teoretická podstata Fourierovy transformace je podrobně uvedena v dostupné literatuře /9/ a příklady praktického využití hlavních forem spekter v /5/ - obr. 4.3.

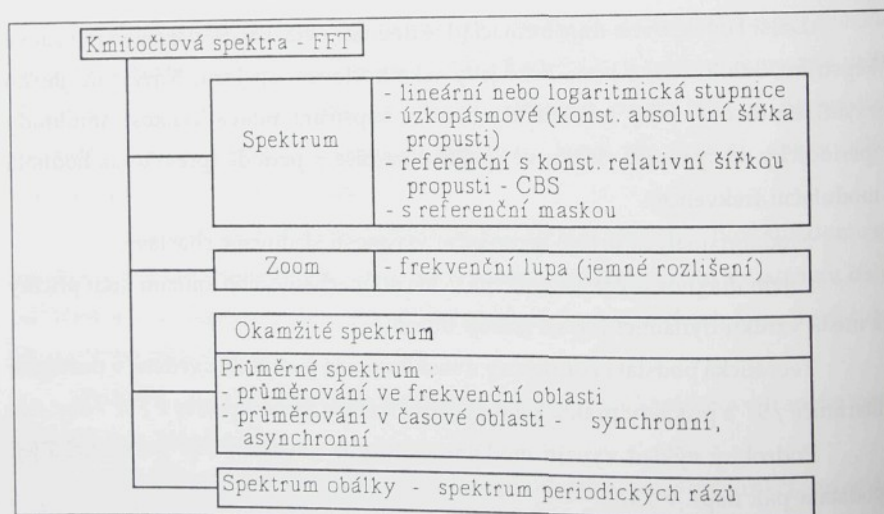
Podrobný výklad využití modální analýzy je uveden v /6/ a teoretická její podstata pak např. v /4/.

V technické praxi se nejčastěji setkáváme s kmitočtovými spektry získanými metodou rychlé Fourierovy transformace (Fast Fourier Transform).

Základní formy kmitočtových spekter jsou uvedeny na obr.4.4.



Obr. 4.3 Základní druhy Fourierovy transformace (FT)



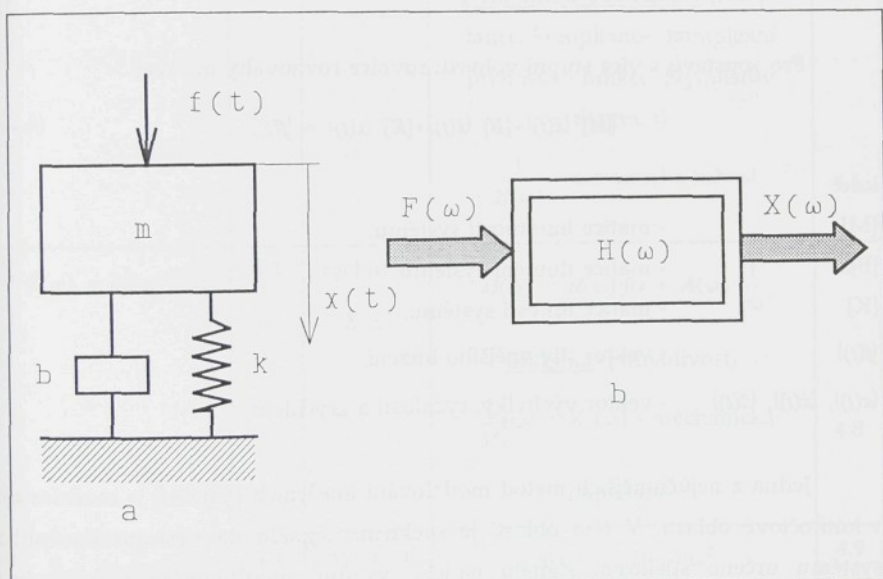
Obr. 4.4 Přehled základních druhů kmitočtových spekter - použití uvedeno v /6/

4.2. Kmitočtové charakteristiky systému

Matematický model v časové oblasti může být odvozen na základě analytického modelu pomocí druhého Newtonova pohybového zákona. Sestavením rovnosti vnitřních sil a vnějších (budících) sil je získán matematický model ve tvaru diferenciální rovnice druhého řádu

$$m\ddot{x}(t) + b\dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (4.1)$$

dynamická tlumící pružná budící
vnitřní síla síla síla síla



Obr. 4.5 Model jednoduché soustavy s jedním stupněm volnosti :
a - v časové oblasti, b - ve frekvenční oblasti

Označme vzájemné označení veličin

$$\text{Síla } f(t) \xrightarrow{\mathcal{F}} F(\omega)$$

$$\text{Výchylka } x(t) \xrightarrow{\mathcal{F}} X(\omega)$$

$$\text{Rychlost } \dot{x}(t) \xrightarrow{\mathcal{F}} \dot{X}(\omega)$$

$$\text{Zrychlení } \ddot{x}(t) \xrightarrow{\mathcal{F}} \ddot{X}(\omega)$$

Pro soustavu s více stupni volnosti rovnice rovnováhy má tvar

$$[M] \{\ddot{x}(t)\} + [B] \{\dot{x}(t)\} + [K] \{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (4.2)$$

kde:

- [M] - matice hmotností systému,
- [B] - matice tlumení systému,
- [K] - matice tuhostí systému,
- $\{f(t)\}$ - vektor síly vnějšího buzení,
- $\{x(t)\}, \{\dot{x}(t)\}, \{\ddot{x}(t)\}$ - vektor výchylky, rychlosti a zrychlení

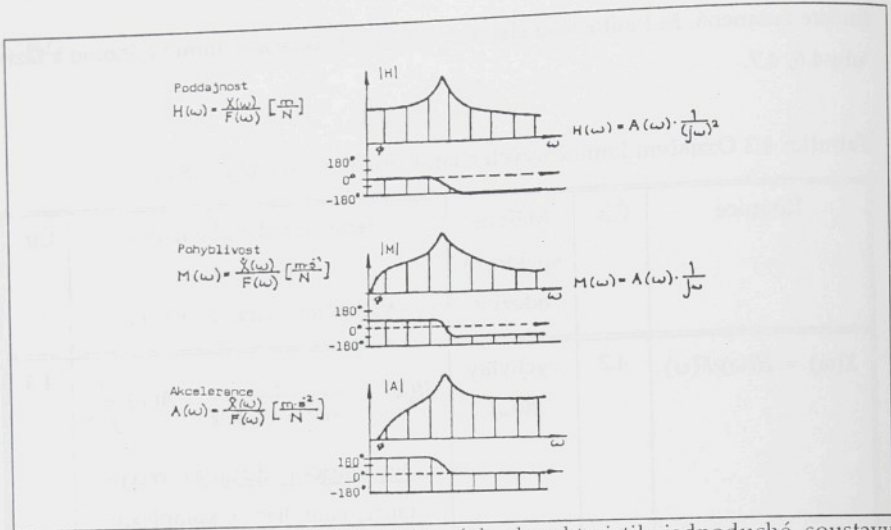
Jedna z neúčinnějších metod modelování lineárních systémů je modelování v knitočtové oblasti. V této oblasti je spektrum signálu na výstupu lineárního systému určeno spektrem signálu na jeho vstupu, modifikovaným (váženým) charakteristickou funkcí tohoto systému - rovnice v tabulce 4.2.

Charakteristická funkce $H(\omega)$, $M(\omega)$, $A(\omega)$ představuje poměr výstupu $X(\omega)$, $\dot{X}(\omega)$, $\ddot{X}(\omega)$ ke vstupu jako komplexní proměnná knitočtu ω . Pojem komplexní

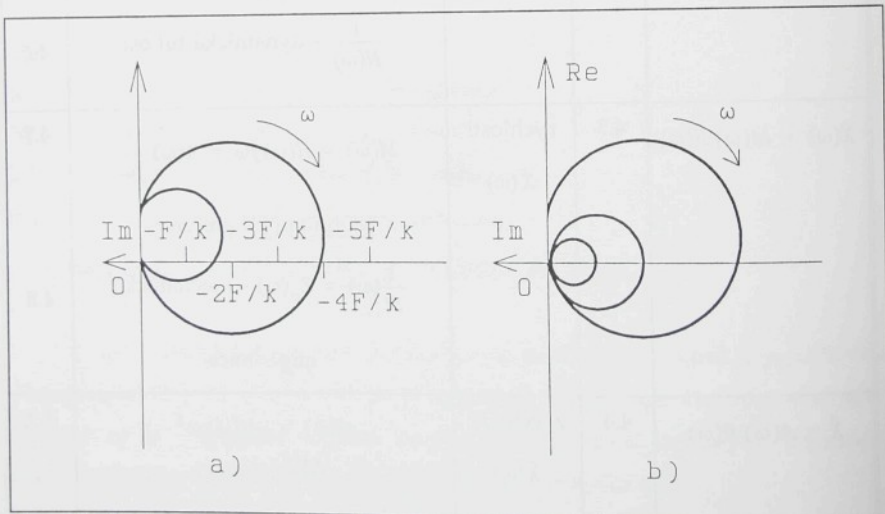
funkce znamená, že kmitočtová charakteristika je určena absolutní hodnotou a fází - obr.4.6, 4.7.

Tabulka 4.2 Označení kmitočtových charakteristik (podle obr. 4.5-b)

Rovnice	Čís.	Měřené spektrum odezvy	Přenosová charakteristika soustavy (kmitočtová charakteristika)	Čís.
$X(\omega) = H(\omega) \cdot F(\omega)$	4.2	výchylky $X(\omega)$	$H(\omega) = \frac{1}{-\omega^2 m + j\omega b + k} = A(\omega) \cdot \frac{1}{j\omega^2}$ <u>Dynamická poddajnost</u> (receptance, compliance, komplexní přenosová funkce, Nyquistův diagram) $\frac{1}{H(\omega)}$ - dynamická tuhost	4.5 4.6
$\dot{X}(\omega) = M(\omega) \cdot F(\omega)$	4.3	rychlosti $\dot{X}(\omega)$	$M(\omega) = H(\omega) j\omega = A(\omega) \cdot \frac{1}{j\omega}$ <u>Mobilita</u> (pohyblivost) $\frac{1}{M(\omega)} = Z_m(\omega)$ - mechanická impedance	4.7 4.8
$\ddot{X} = A(\omega) \cdot F(\omega)$	4.4	zrychlení $\ddot{X}(\omega)$	$A(\omega) = -H(\omega) \cdot \omega^2$ Akcelance $\frac{1}{A(\omega)}$ - dynamická hmotnost	4.9 4.10



Obr. 4.6 Grafické znázornění kmitočtových charakteristik jednoduché soustavy s jedním stupněm volnosti (- absolutní hodnota a fáze).



Obr. 4.7 Frekvenční charakteristiky v komplexní rovině. (Nyquistův diagram)
 a - dynamická poddajnosť jednoduché soustavy s jedním stupněm volnosti
 b - akcelerace jednoduché soustavy s třemi stupni volnosti

Fyzikální interpretace kmitočtové charakteristiky spočívá v tom, že harmonická budičí (vstupní) síla s kmitočtem ω vyvolá harmonický pohyb soustavy, přičemž harmonické kmitání má tentýž kmitočet ω .

V případě lineárních soustav je možno považovat libovolná vstupní a výstupní spektra za součty harmonických složek. Kmitočtová charakteristika popisuje dynamické vlastnosti lineárního systému nezávisle na druhu vstupních a výstupních signálů. Proto je kmitočtová charakteristika použitelná i v případě lineárních mechanických soustav, buzených harmonickými, rázovými či náhodnými silami - viz. také obr.3.14.

Definice kmitočtové charakteristiky připouští její zjišťování měřením, prováděním buď postupně na jednotlivých kmitočtech nebo současně na různých kmitočtech. Účinná experimentální metoda spočívá v použití budičí síly se širokým kmitočtovým pásmem. Hlavní výhodou této metody je podstatné zkrácení doby měření, zejména ve srovnání s harmonickým buzením, kdy měření, zejména ve srovnání s harmonickým buzením, kdy měření na jednotlivých kmitočtech kladou vysoké nároky.

4.3. Modální parametry soustavy

Rovnici (4.2) převedeme pomocí Laplaceovy transformace

$$([M]s^2 + [B]s + [K])\{X(s)\} = \{F(s)\} \quad (4.11)$$

kde:

$X(s)$ je Laplaceova transformace $x(t)$,

$$\begin{array}{ccc} \mathcal{L} & & \\ \Rightarrow & & \\ X(s) & \longleftrightarrow & x(t) \\ \Leftarrow & & \\ \mathcal{L}^{-1} & & \end{array}$$

$F(s)$ je Laplaceova transformace $f(t)$,

$$\begin{array}{ccc} \mathcal{L} & & \\ \Rightarrow & & \\ F(s) & \longleftrightarrow & f(t) \\ \Leftarrow & & \\ \mathcal{L}^{-1} & & \end{array}$$

Pro volné kmitání (bez vnějšího buzení) $F(s) = 0$ a porovnáním s rovnicí (4.2) dostaneme

$$\begin{aligned} ([M]s^2 + [B]s + [K])\{X(s)\} &= \{0\} \\ \frac{1}{H(s)}\{X(s)\} &= \{0\} \end{aligned} \quad (4.12)$$

$H(s)$... dynamická poddajnost v Laplaceově rovině (obraz),

s ... modální souřadnice (poloha pólů).

Řešením rovnice (4.12) je pro jednoduchou soustavu s jedním stupněm volnosti

$$H(s) = \frac{R}{s-p} + \frac{R^*}{s-p^*} \quad (4.13)$$

$$s_{1,2} = -\frac{b}{2m} \pm j \sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{b}{2m}\right)^2} \quad (4.14)$$

$$p = -\delta + j\omega_d; \quad p^* = -\delta - j\omega_d \quad (4.15)$$

kde podle ČSN 01 1312 je:

- δ - konstanta dozívání (konstanta útlumu) [rad.s^{-1}],
- ω_i - vlastní úhlová frekvence tlumené soustavy [rad.s^{-1}],
- b - součinitel lineárního (viskózního) tlumení, mechanická

rezistence [kg.s^{-1}],

- b_p - poměrný útlum [-]

$$b_p = \frac{b}{b_k} = \frac{\delta}{\omega_i} \quad (4.16)$$

- b_k - součinitel kritického (aperiodického) tlumení

$$b_k = 2\sqrt{km} = 2m\omega_o \quad (4.17)$$

- ω_o - vlastní úhlová frekvence netlumené soustavy, přirozená úhlová frekvence [rad.s^{-1}]

$$\omega_o = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (4.18)$$

$$\omega_d = \sqrt{\omega_o^2 + \delta^2}$$

- Q - činitel jakosti soustavy [-]

$$Q = \frac{f_r}{\Delta f} = \frac{b_k}{2b} = \frac{1}{2 \cdot b_p} = \frac{\omega_i}{2\delta} \quad (4.19)$$

- η_t - ztrátový činitel

$$\eta_t = \frac{1}{Q} \quad (4.20)$$

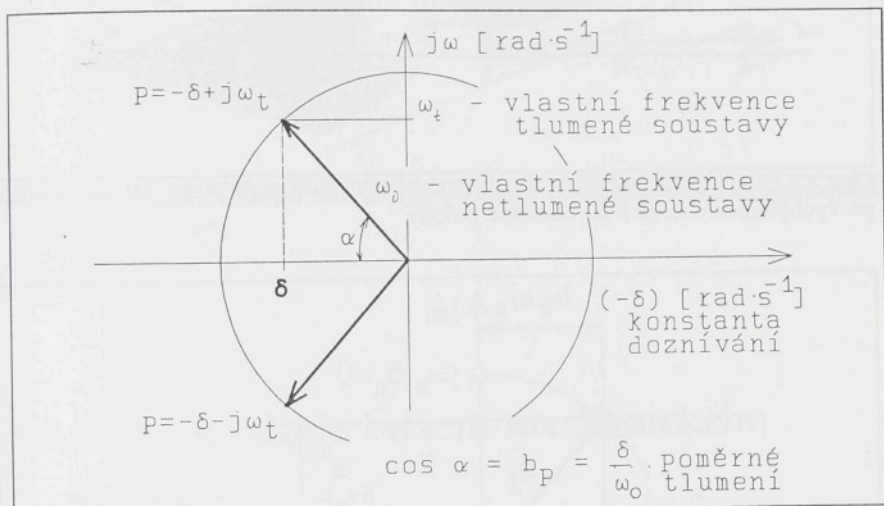
- R - reziduum (matematický pojem, nemá přímou fyzikální interpretaci)

$$R = -j \frac{1}{2m\omega_i}; R^* = j \frac{1}{2m\omega_i}$$

Model s prostorovými parametry je ideální pro práci s analytickými systémy. V případě praktických soustav jsou zpravidla k dispozici omezené (či dokonce vůbec žádné) informace o rozložení reálných hmot, pružin a tlumičů. Tím více je proto užitečný model, který spojuje teorii s praxí.

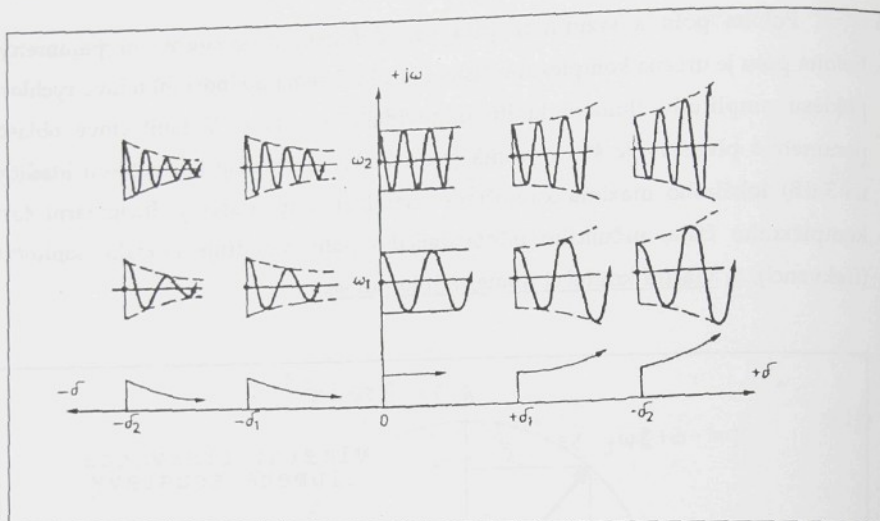
Model s modálními parametry kmitání (obr. 3.2) je sestaven s pomocí dvou parametrů, zjišťovaných z výsledků měření kmitočtových charakteristik. Kmitočtová charakteristika (4.13) je definována polohou pólu (p) a reziduem (R) a jejich komplexně sdruženými veličinami (p^* a R^*).

Poloha pólu a reziduum¹ jsou pak definovány prostorovými parametry. Poloha pólu je určena komplexním číslem (4.15). Číselná hodnota (δ) udává rychlost poklesu amplitudy tlumení kmitů odpovídající soustavy. V kmitočtové oblasti parametr δ představuje šířku pásma (mezi body, odpovídajícími poklesu hladiny na 3 dB) lokálního maxima kmitočtové charakteristiky soustavy. Imaginární část komplexního čísla, určujícího odpovídajícího pólu, vyjadřuje modální kmitočet (frekvenci), tj. vlastní kmitočet tlumených kmitů ω_t .

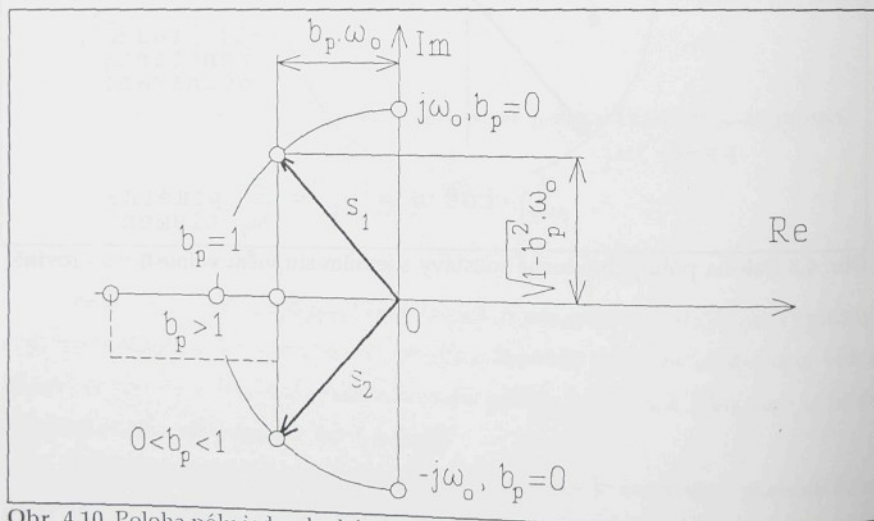


Obr. 4.8 Poloha pólů jednoduché soustavy s jedním stupněm volnosti v s - rovině.

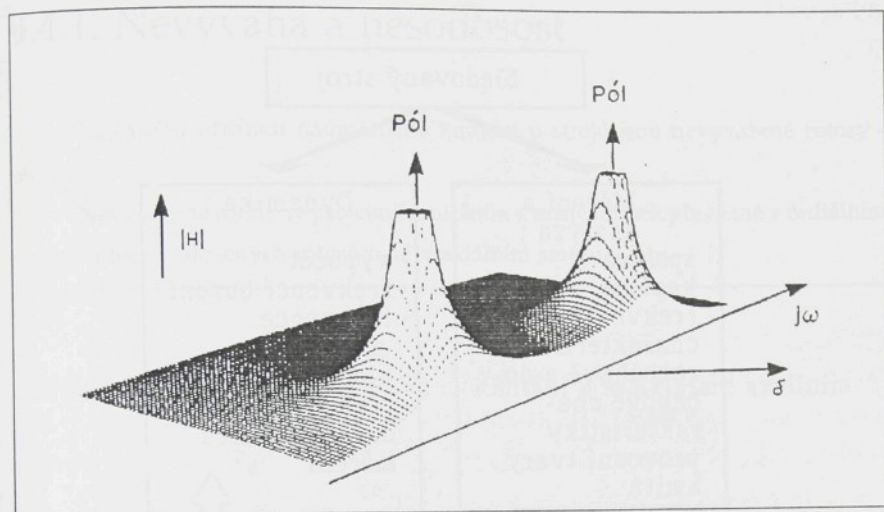
¹ Reziduum (4.21) je imaginární číslo, obsahující informaci o amplitudovém měřítku modu kmitání. Reziduum je matematický pojem, který nemá přímou fyzikální interpretaci.



Obr. 4.9 Poloha pólů podle obr. 4.8 a znázornění časového průběhu volného kmitání po vychýlení soustavy z rovnovážné polohy



Obr. 4.10 Poloha pólů jednoduché soustavy s jedním stupněm volnosti v komplexní rovině



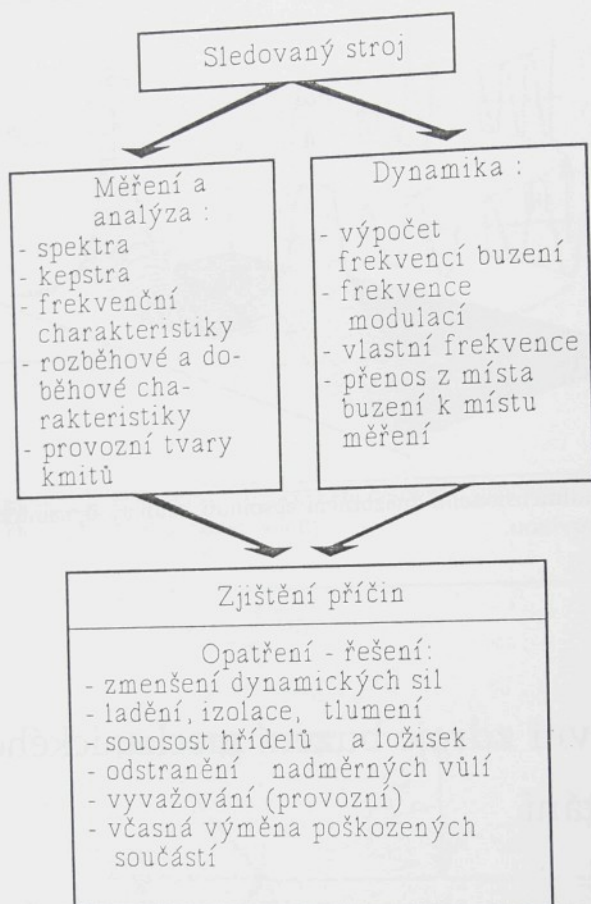
Obr. 4.11 Třídimenzionální znázornění absolutní hodnoty dynamické poddajnosti $|H|$ nad s -rovinou.

4.4. Hlavní zdroje buzení mechanického kmitání

Většina diagnostických metod je založena na porovnání a analýze kmitočtových spekter. Diagnostika a nápravná opatření kmitání strojů a zařízení vyžadují znalost sledovaného zařízení. Pečlivé měření a analýza dynamických poměrů musí být provedeny ve vztahu ke sledovanému systému.

Každý zdroj buzení v konstrukci strojů charakterizujeme:

- frekvencí buzení,
- amplitudou buzení (velikost dynamických sil a momentů).

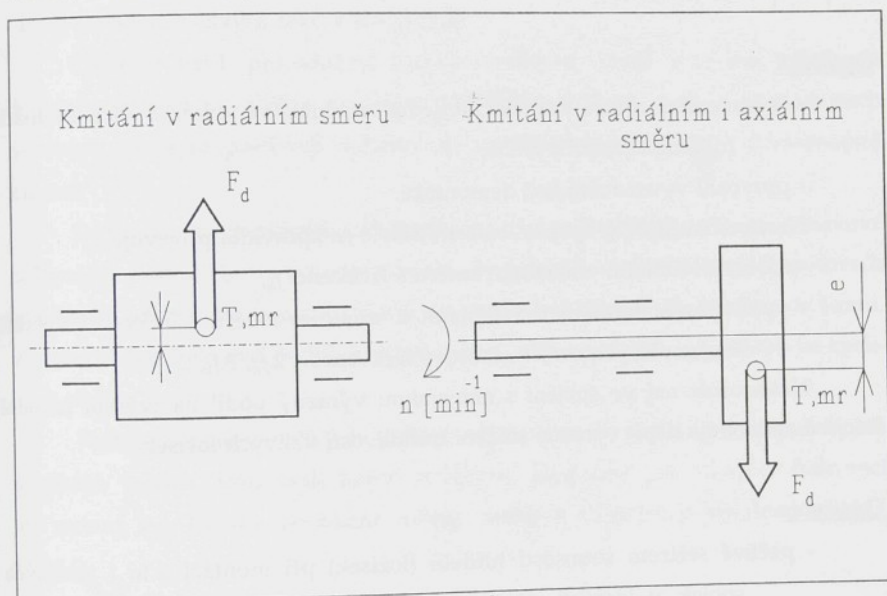


Klíčem k diagnostice je znalost frekvencí buzení, které z kinematického schema umíme vypočítat. V této kapitole věnujme pozornost frekvencím buzení a základním úvahám o možnostech snížení velikosti budících sil a momentů.

4.4.1. Nevývaha a nesouosost

Nejčastější příčinou nadměrného kmitání u strojů jsou nevyvážené rotory - obr.4.12.

Nevyvážené rotory se projevují kmitáním v místě ložisek převážně v radiálním směru, u letmo uložených rotorů také v axiálním směru.



Obr. 4.12 Buzení kmitání nevyváhou motorů

Kmitání nevyváženým rotorem:

frekvence rotorová

$$f_R = \frac{n}{60} \quad (4.21)$$

budicí síla

$$F_d = m_r \cdot e \cdot (2\pi f_R)^2 \quad (4.22)$$

m_r - hmotnost rotoru [kg]

e - vzdálenost těžiště rotoru od osy rotace [m]

f_R [Hz], F_d [N]

Opatření:

- vyvažování rotorů statické (v jedné rovině), ve dvou a více rovinách (dynamické) při výrobě,
- provozní vyvažování bez demontáže.

Nesouosost hřídelů spojek, ložisek hřídele se zpravidla projevuje:

- nárůstem kmitání v axiálním směru s frekvencí f_R ,
- vyšší úrovní kmitání v radiálním a axiálním směru s frekvencí vyšších harmonických složek rotorové frekvence - $2.f_R, 3.f_R, \dots$

Nesouosost má ve spojení s nevyváhou výrazný podíl na zvýšení kmitání strojů a způsobuje např. výrazné snížení trvanlivosti valivých ložisek.

Opatření:

- pečlivé seřízení souososti hřídelů (ložisek) při montáži a to i pružných spojek, u kterých se nesouosost přímo neprojevuje na snížení jejich životnosti,
- seřizování souososti u provozovaných zařízení.

4.4.2. Valivá ložiska

I nepoškozená valivá ložiska mohou být výrazným budičem parametrického buzení (viz. /14/ a /15/). Parametrické buzení může vzniknout u radiálních valivých ložisek s nadměrnou provozní radiální vůlí, dynamická budicí síla:

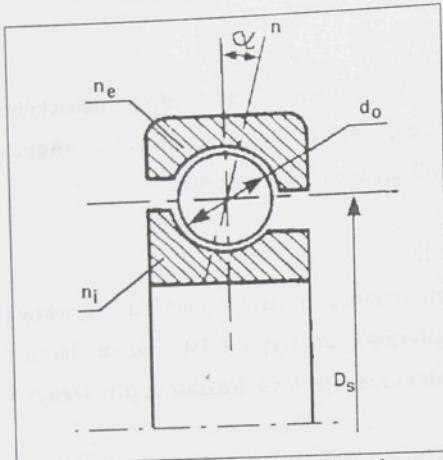
- roste s velikostí radiální vůle,
- klesá s počtem valivých těles v jedné řadě.

Proto se např. pro uložení vřeten obráběcích strojů používají válečková dvouřadá ložiska s válečky navzájem přesazenými (typu NN) a u moderních tiskových strojů se používají dokonce dvouřadá jehlová ložiska s přesazenými jehlami.

Frekvence periodického rázového buzení poškozených ložisek (únavové poškození) - obr.4.13. Nutno poznamenat, že zpravidla v knižních spektrech amplitudy odezvy na parametrické a rázové buzení zpravidla zanikají v šumu. Výpočet těchto frekvencí je důležitý pro určení poškození valivých ložisek ve spektrech obálky.

Vnitřní rozměry valivých ložisek (d_0/z) nejsou uvedeny v rozměrových tabulkách ložisek, jsou však běžně dostupné programy pro výpočet frekvencí pro zadaný typ ložiska. (Přibližné určení vnitřních rozměrů je uvedeno v /14/ a /15/).

Frekvence rázového periodického buzení:



Obr. 4.13 Frekvence rázového buzení poškozeného valivého ložiska.

- poškození vnějšího kroužku

$$f_{Le} = 0.5 f_r \cdot z \left(1 - \frac{D_s}{d_o} \cos \alpha\right) \quad (4.23)$$

- poškození vnitřního kroužku

$$f_{Li} = 0.5 f_r \cdot z \left(1 + \frac{D_s}{d_o} \cos \alpha\right) \quad (4.24)$$

- poškození valivého tělesa

$$f_{Lo} = f_r \cdot \frac{d_o}{D_s} \cdot \left[1 - \left(\frac{D_s}{d_o} \cos \alpha\right)^2\right] \quad (4.25)$$

kde:

z ... počet valivých těles v jedné řadě,

f_r ... relativní frekvence

$$f_r = \frac{1}{60} (n_i \pm n_e); \text{ většinou } n_e = 0$$

Opatření:

- volba optimální radiální vůle nebo předpětí,
- pečlivá montáž VL s použitím moderních prostředků,
- správné mazání,
- včasná výměna poškozeného ložiska,
- snížení dynamického namáhání (vyvažování, souosost,...).

4.4.3. Kluzná ložiska

Kluzná ložiska správně navržená pracující při stabilních podmínkách mazání nejsou výrazným budičem mechanického kmitání.

V kluzném ložisku může nastat hysterezní víření (když rotor prochází kritickými otáčkami), kdy víření olejového filmu způsobuje kmitání s frekvencí

$$f = (0.42 \text{ až } 0.48)f_R$$

Rovněž přechod ze stavu podmínek hydrodynamického mazání na suché tření způsobuje kmitání - nestabilní pracovní režim.

Opatření:

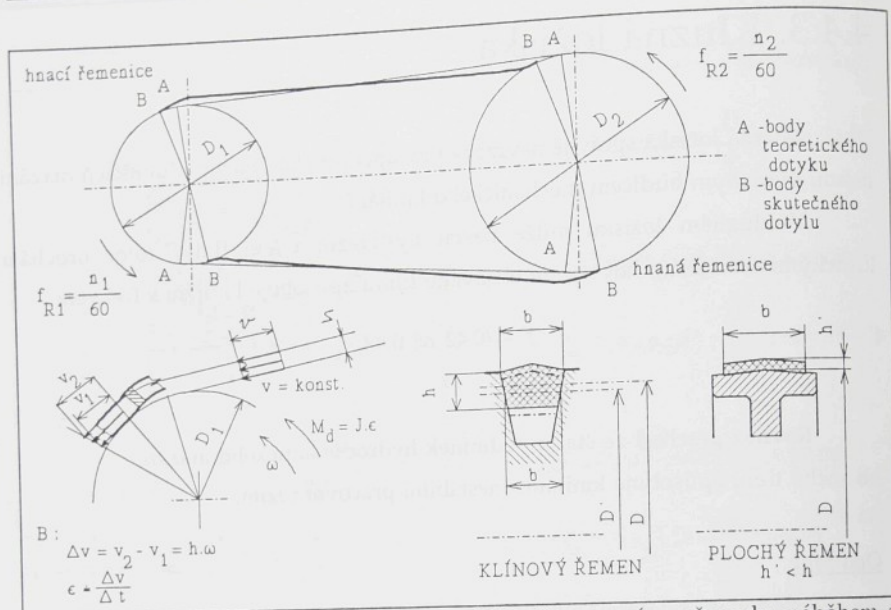
- sledování relativního kmitání hřídele (kinetická dráha hřídele),
- zajištění správného mazání.

4.4.4. Řemenové převody

V řemenových převodech vznikají dynamické síly (momenty), jejichž velikost závisí na konstrukčním řešení - obr.4.14.

Úchylky příčných rozměrů (b, h) způsobují kmitání řemenů, u klínových řemenů se navíc současně s tím mění průměr styku řemene s řemenicí (D, D'). Velikost dynamických sil kromě jiného závisí na tloušťce řemene h .

Klínové řemeny jsou tedy obecně větším budičem kmitání než ploché řemeny, zde u řemenových převodů s více řemeny má významný podíl různá délka řemenů v jednom převodu.



Obr. 4.14 Vznik dynamického momentu M_d v řemenovém převodu náběhem a výběhem řemene na řemenici.

Frekvence buzení řemenovým převodem:

$$f_k = k \frac{\pi \cdot D_1}{L} f_{R1} = k \frac{\pi \cdot D_2}{L} f_{R2} \quad (4.27)$$

kde: L - délka řemene,

k - přirozené číslo, $k=1;2;\dots$

Opatření:

- používat "párované" klínové řemeny v jednom převodu,
- náhrada klínových řemenů plochými řemeny,
- volba optimálního předpětí při montáži,
- včasná výměna poškozených klínových řemenů (nerovnoměrné opotřebení po délce řemene).

4.4.5. Řetězové převody

V důsledku toho, že řetěz navinutý na řetězové kolo tvoří z úhelník podle obr.4.15, mění se obvodová rychlost řetězu cyklicky:

- od v_{max} při určujícím průměru D ,
- do v_{min} při určujícím průměru $D \cdot \cos \alpha$.

Roztečný průměr řetězového kola

$$D = \frac{p}{\sin \alpha}$$

$$2\alpha = \frac{2\pi}{z}$$

kde: p - rozteč řetězu [mm],

z - počet zubů řetězového kola,

D - roztečný průměr řetězového kola.

Tato změna způsobuje kmitání řetězu v podélném a příčném směru.

Velikost dynamických sil roste:

- se zvětšující se roztečí p ,
- se zmenšujícím se počtem zubů z .

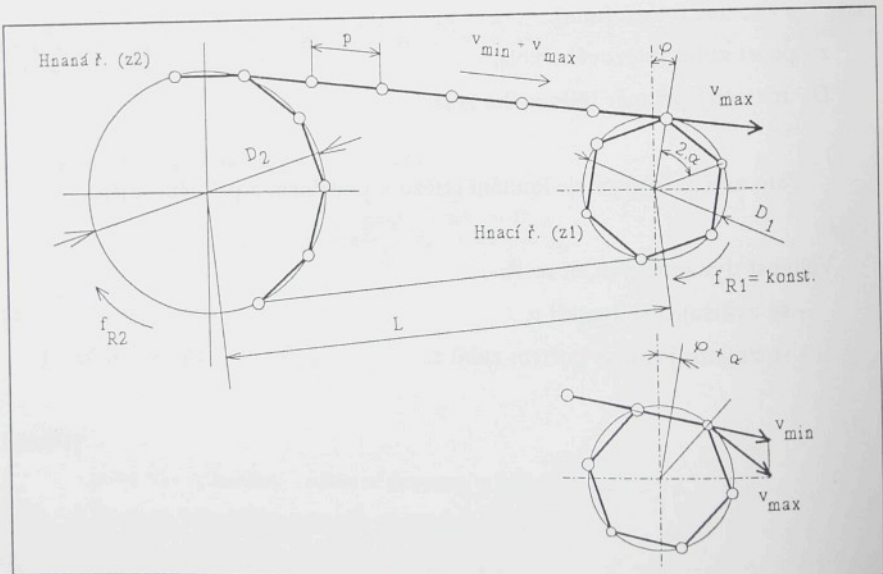
Rezonanční kmitání řetězového převodu nastává když obvodová rychlost dosahuje velikosti

$$v = 2 \cdot k \cdot \frac{p}{L} \quad (4.27)$$

kde: v - obvodová rychlost řetězu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$],
 p - rozteč řetězu [m],
 L - délka nezatížené větve řetězu [m],
 k - přirozené číslo, $k = 1, 2, \dots$

Frekvence buzení řetězového převodu

$$f_{Rr} = z_1 f_{Rl} = z_2 f_{R2} \quad (4.28)$$



Obr. 4.15 Vliv řetězového kola (z úhelník) na kmitání a dynamické síly.

Opatření:

- odstranit rezonanční kmitání z provozních podmínek (volba z , l),
- pokud možno volit větší počet zubů řetězových kol z a menší rozteč p ,
- včas vyměnit "vytahaný" řetěz a řetězová kola se zuby nadměrně opotřebovanými.

4.4.6. Ozubené převody

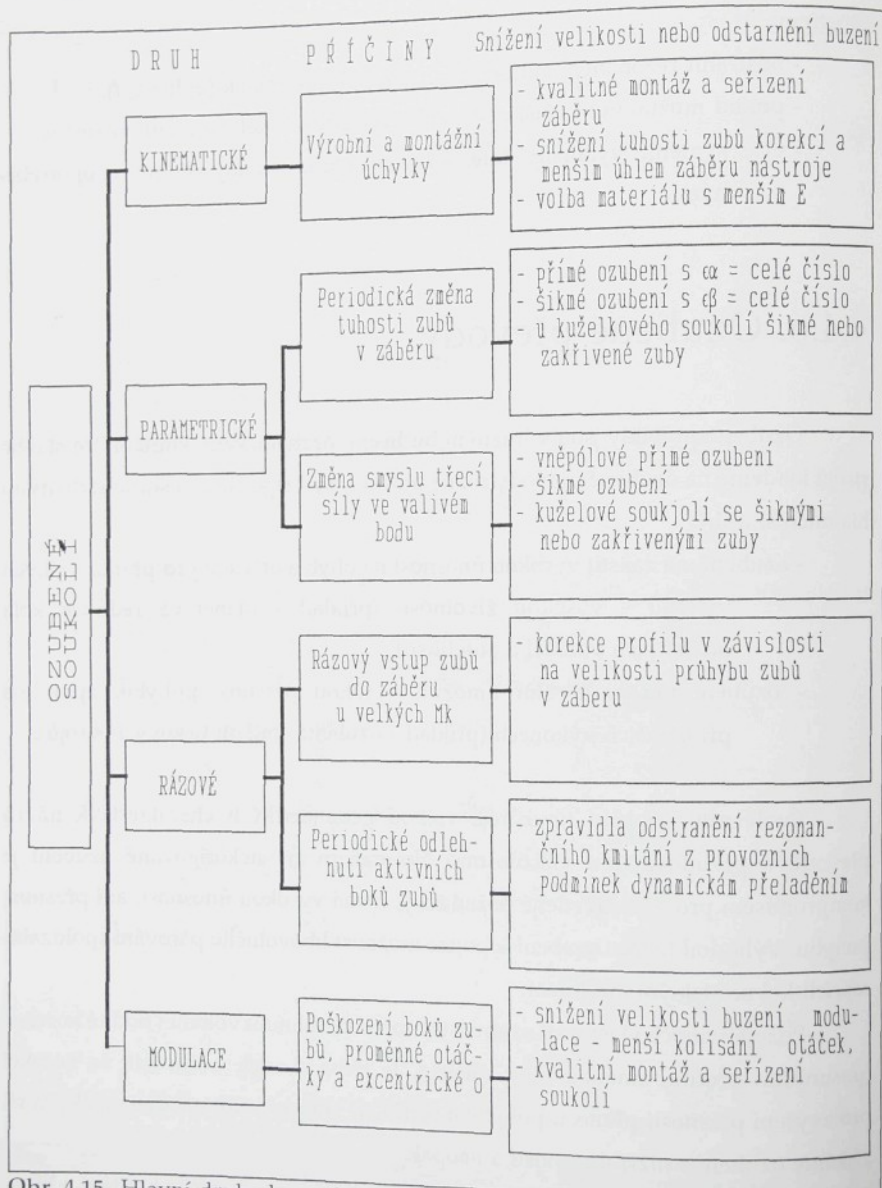
Ozubené převody jsou výrazným budičem mechanického kmitání. Ve stavbě strojů klademe na ozubené převody různé požadavky, lze je zhruba shrnout do dvou hlavních skupin:

- ozubení má zajistit vysokou únosnost na ohyb a otláčení pro přenos velkých výkonů s vysokou životností (příklad - planetová redukce kola nákladních vozidel a autobusů),
- ozubení má především umožnit vysokou přesnost pohybu, zpravidla při menších výkonech (příklad - ozubená soukolí tiskových strojů).

Evolventní ozubení umožňuje volbou geometrických charakteristik návrh převodů s požadovanými vlastnostmi. Normalizované nekorigované ozubení je kompromisem pro výše uvedené požadavky, nemá vysokou únosnost, ani přesnost pohybu. Výhodou tohoto ozubení je pouze možnost libovolného párování spolupřevádějících kol se stejným modulem.

Požadovaných vlastností ozubení je možné dosáhnout volbou vhodné korekce (posunutím profilu, změnou úhlu záběru). Je třeba si však uvědomit, že korekci pro zvýšení přesnosti přenosu pohybu a současně snížení velikosti dynamických sil získáme ozubení s nižší únosností a naopak.

Projevem vnitřních dynamických sil v ozubení je mechanické kmitání a hluk. Základní druhy buzení jsou uvedeny v obr. 4.15.



Obr. 4.15 Hlavní druhy buzení mechanického kmitání ozubenými koly s možností snížení velikosti buzení nebo odstranění příčin buzení

Frekvence kinematického a parametrického buzení ozubeného převodu

$$f_Z = z_1 f_{R1} = z_2 f_{R2} \quad (4.29)$$

kde: z_1, z_2 - počet zubů hnacího, hnaného kola,

f_{R1}, f_{R2} - frekvence otáčení hnacího, hnaného kola.

U nepoškozeného ozubení se v kmitočtových spektrech projevují také amplitudy vyšších harmonických složek zubového buzení, zpravidla druhá a třetí harmonická složka s frekvencí $2f_Z$ a $3f_Z$.

Pro posouzení stavu poškození boků zubů je nutné sledovat nejen časovou změnu amplitudy základní složky zubového buzení, typickým projevem postupného poškození zubů je relativně časově vyšší nárůst amplitud druhé a třetí harmonické složky zubového buzení. Při měření kmitočtových spekter rychlosti kmitání je rozhodující celková efektivní hodnota rychlosti kmitání ozubení

$$v_{efZ} = \sqrt{v_{ef1}^2 + v_{ef2}^2 + v_{ef3}^2} \quad (4.30)$$

kde: v_{efZ} - celková efektivní hodnota rychlosti kmitání ozubeného převodu [mm.s^{-1}],

$v_{ef1}, v_{ef2}, v_{ef3}$ - efektivní hodnota amplitudy rychlosti kmitání základní, druhé, třetí harmonické složky ozubení s frekvencí $f_Z, 2f_Z, 3f_Z$ [mm.s^{-1}].

Rázové buzení v ozubení může způsobit rezonanční kmitání soustavy.

Kinematické buzení

Výrobní a montážní úchytky ozubeného soukolí způsobují kinematické buzení. Snížení velikosti tohoto druhu buzení zvyšováním přesnosti výroby je omezeno náklady na výrobu.

Dynamická budící síla je závislá na tuhosti zubů v záběru a na velikosti úchytky

$$F_d = c_z \cdot \Delta \quad (4.31)$$

kde: c_z - tuhost zubů v záběru [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$],

Δ - výrobní a montážní úchytky (úchytky sousedních roztečí) [mm].

Tuhost zubů c_z s normalizovanou výškou zubů závisí na:

- úhlu záběru nástroje (20° nebo 15°),
- valivém úhlu záběru - velikosti celkového posunutí nástroje při výrobě,
- materiálu spoluzabírajících kol, modulu pružnosti v tahu E ,
- počtu zubů z_1 a z_2 .

Tuhost zubů c_z však není (za uvedených podmínek) závislá na velikosti modulu ozubení m .

Chceme-li snížit velikost kinematické budící síly, volíme ozubení:

- s menším úhlem záběru nástroje 15° , používá se např. v konstrukci tiskových strojů,
- záporně korigované ozubení s menším valivým úhlem záběru,
- materiál kol s menším modulem pružnosti E - litina, plasty.

Parametrické buzení

Periodická časová změna tuhosti zubů v záběru způsobuje parametrické buzení.

Změnu tuhosti zubů charakterizuje součinitel trvání záběru

$$\varepsilon \approx \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$$

kde: ε - celkový součinitel trvání záběru,

ε_α - součinitel trvání záběru evolventy,

ε_β - součinitel trvání záběru krokem, pro čelní kola přímými zuby $\beta = 0$ je $\varepsilon_\beta = 0$.

Volbou geometrie ozubení lze parametrické buzení způsobené periodickou změnou tuhosti zubů teoreticky odstranit pro

$$c_z(t) = \text{konst.}$$

Podmínka je splněna:

- u čelního soukolí s přímými zuby pro $\varepsilon_\alpha = \text{celé číslo}$ (prakticky $\varepsilon_\alpha = 2,00$),
- u čelního soukolí se šikmými zuby ($\beta > 0$) pro $\varepsilon_\beta = \text{celé číslo}$.

Druhá složka parametrického buzení je způsobena změnou smyslu třecí síly mezi boky zubů ve valivém bodu (pólu pohybu). Toto buzení je výrazné u čelních kol s přímými zuby a u kuželových kol s přímými zuby - změna smyslu třecí síly v pólu pohybu nastává po celé šířce kol. Ve strojírenství se používá vněpólového čelního soukolí s přímými zuby (pól pohybu neleží na záběrové úsečce). V tomto případě je tento druh parametrického buzení odstraněn.

U čelních kol se šikmými zuby a kuželových kol se zakřivenými zuby nedochází ke změně smyslu třecí síly současně po celé šířce ozubení (záběr diagonálně po boku zubů) a proto tento druh buzení je potlačen.

Rázové buzení

U silně zatížených čelních a kuželových kol s přímými zuby vlivem průhybu zubů v záběru dochází k rázovému buzení (kolize hmoty hlavy hnacího a paty hnaného boku zubu).

Toto buzení lze snížit korekcí profilu, kdy velikost korekce je dána průhybem zatížených zubů.

Při rezonančním kmitání ozubených převodů často dochází v provozních podmínkách k periodickému odlehnutí aktivních boků zubů a následnému rázovému styku neaktivních boků zubů.

S tímto případem jsme se setkali např. při diagnostice pohonů dálkové dopravy, kdy neaktivní boky zubů vstupního kuželového soukolí v některých případech vykazovaly větší rozsah únavového poškození než aktivní boky.

Na obr.3 je uveden příklad rezonančního kmitání diferenciálu vozidla LIAZ - malé amplitudy zubového buzení f_{ZD}

a $2 \cdot f_{ZD}$ a značné amplitudy zrychlení v rezonanční oblasti - $/4/$.

Modulace

Ozubené převody jsou typickým případem, kdy se často vyskytuje modulace kolem zubové frekvence

$$f_m = (k f_z \pm n f_{R1}) \quad (4.32)$$

nebo

$$f_m = (k f_z \pm n f_{R2}) \quad (4.33)$$

kde: f_z - zubová frekvence,

f_{R1}, f_{R2} - rotorová frekvence hnaného, hnacího hřídele převodu,

k - přirozené číslo, $k = 1; 2; 3; ..$

n - přirozené číslo, $n = 1; 2; 3; ..$

Proměnné otáčky způsobují frekvenční modulace a excentrické ozubení modulaci amplitudovou.

Modulace postranního pásma lze snadno identifikovat pomocí kmitočtových keplerů.

4.4.7. Elektrické buzení

Při provozu průmyslových pohonů elektrickými motory se často setkáváme se značnými škodami, pokud porucha nebyla včas rozpoznána a odstraněna. Vlivem nadměrného kmitání dochází k mechanické kolizi rotoru se statorem a následná havarie motoru způsobuje značné škody.

Až dosud je nejvíce používaným elektrickým motorem v průmyslových pohonech indukční motor a proto dále se budeme zabývat tímto typem elektromotoru.

Kmitání měřené na elektromotorech je způsobeno mechanickým a elektrickým buzením a jejich vzájemným ovlivňováním. Hlavní zdroje mechanického buzení jsou:

- nevyváženost rotoru elektromotoru se součástmi upevněnými na jeho hřídeli (rotory elektromotorů bývají kvalitně vyváženy, nasazením řemenice, spojky se jeho stav často zhorší),
- nesouosost ložisek elektromotorů,
- nesouosost hřídele elektromotoru a hnaného stroje (spojky),
- buzení od klínových řemenů,
- buzení od hnaného stroje (převodovka, mechanismy).

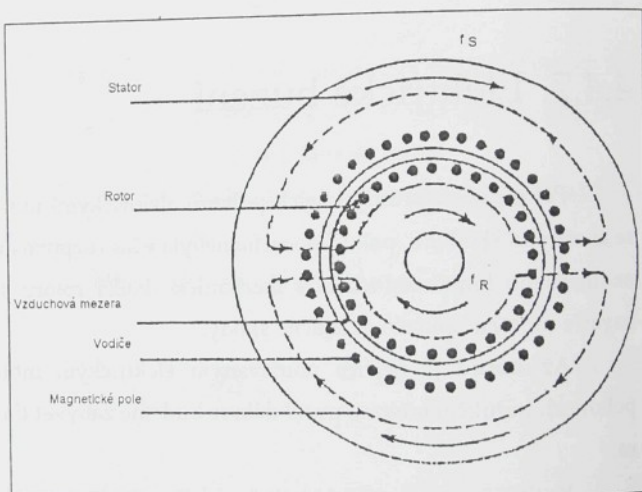
Magnetické buzení

Indukční stroj je ve zjednodušené formě na obr.4.16. Proud prochází v rotorových vodičích a je úměrný rozdílu rychlostí točivého pole, vytvářeného proudem v třífázovém statorovém vinutí, a samotného rotoru. Tento proud vytváří rotorové pole, které je v interakci se statorovým polem a tím vzniká síla působící na rotor.

Pole v rotoru rotuje synchronně s točivým polem ve statoru a obě se posunou o dvě pólové rozteče

vůči statoru v každém cyklu síťové frekvence, tj. při synchronní rychlosti.

Rotor indukčního motoru nerotuje při synchronní rychlosti, ale dochází u něj ke skluzu proti směru otáčení pole. Velikost skluzu je rozdíl mezi synchronní rychlostí a rychlostí rotoru.



Obr. 4.16 Princip indukčního motoru

Protože synchronní otáčení magnetického pole f_s závisí na kmitočtu sítě, u nás $f_s = 50$ Hz (ale také $f_s = 60$ Hz), je vhodné definovat skluz

$$s = \frac{f_s - p f_R}{f_s} \quad (4.35)$$

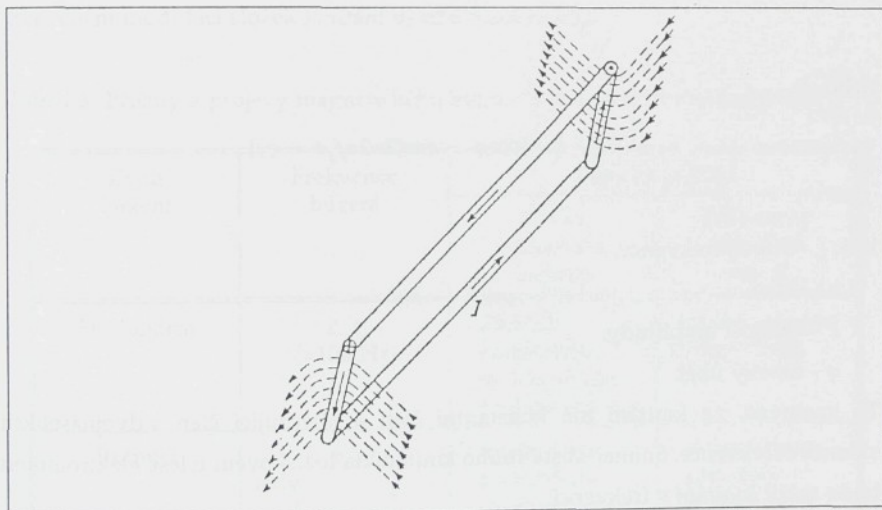
kde: p - počet dvojic pólů (pólpárů)

a skluzovou frekvenci jako součin skluzu a síťové frekvence

$$f_{sf} = s f_s \quad (4.36)$$

a tato definice platí pro všechny motory bez ohledu na počet pólů. Skluzová frekvence je skutečná frekvence proudu v rotorových vodičích a rotující pole postupují relativně vůči rotoru o dvě pólové rozteče za každý cyklus skluzové frekvence.

Krouticí moment motoru je produkován tehdy, když na každé straně rotoru působí vyvážené síly. Nejsou-li přitažlivé síly vyváženy, důsledkem jsou vibrace. Tyto lze dát do vztahu ke změnám proudu nebo vzduchové mezery v indukčních motorech.



Obr. 4.17 Rotující cívkou v magnetickém poli protéká proud a působí na ni síla F_x

Uvažujme jednoduchou cívku, rotující v magnetickém poli, viz obr. 4.17. Je dobře známo, že síla, působící na vodič v magnetickém poli, kterým protéká proud, může být určena ze součinu vektoru proudu a vektoru hustoty magnetického toku. Toto lze aplikovat na cívku z obr. 4.17, ale zde je uveden obecnější výraz pro sílu,

působící na cívku, který uvažuje celkový tok Φ . Vztah je uveden v obr. 4.17 a ukazuje, že síla, působící na cívku v libovolném směru "x" je přímo úměrná proudu v cívkce a rychlosti změny magnetického toku ve směru síly (a ne samotného magnetického toku). Člen NI se nazývá magnetomotorická síla (MMF) a rotující pole ve indukčním motoru může být definováno jako vlna MMF ve vodičích, která dává vzniknout vlně magnetického toku ve vzduchové mezeře. Přirovnáním vodičů na obou stranách rotoru ke dvěma stranám cívky lze uvážit, že zlomené tyče zavedou nevyváhu MMF a tudíž sílu, působící na dvě strany rotoru.

Síla F_x je určena součinem MMF a rychlosti změny magnetického toku ve směru síly. Při určitém zjednodušení je nevyvážená síla dána součinem dvou alternujících členů se základní frekvencí, které však nemusí být ve fázi:

$$k \cdot \sin(s \cdot 2\pi f_s \cdot t) \cdot \sin(s \cdot 2\pi f_s \cdot t + \varphi)$$

nebo

$$0.5 \cdot k \cdot [\cos \varphi - \cos(2s \cdot 2\pi f_s \cdot t + \varphi)]$$

kde: f_s - síťová frekvence,

s - skluz,

k - velikost amplitudy,

φ - fázový úhel.

To znamená, že kmitání má konstantní člen a alternující člen s dvojnásobkem skluzové frekvence. Snímač absolutního kmitání na ložiskovém tělese elektromotoru bude měřit kmitání s frekvencí:

- rotorovou f_R ,

- postranní pásma s modulační frekvencí $2 \cdot f_{sl}$, absolutní frekvence f_R $2 \cdot f_{sl}$.

Z podobných úvah lze odvodit, že při nerovnoměrném průtoku proudu v důsledku závady ve satorovém vinutí (např. zkratované satorové závit) působí

výsledná nevyvážená síla na konstantní složku a složku s dvojnásobnou frekvencí sítě $2f_s$.

U indukčních motorů (v porovnání se synchronními a stejnosměrnými motory) je vzduchová mezera mezi statorem a rotorem velmi malá. Změna velikosti vzduchové mezery vyvolá dynamické síly se základní frekvencí.

Statická excentricita - vzduchová mezera se nepohybuje (magnetická nesouosost), způsobuje kmitání s frekvencí f_s a $2f_s$. Dynamická excentricita se pohybuje s rotorem (průhyb rotoru) a způsobuje kmitání s frekvencí $f_R \pm 2f_s$. Základní údaje o magnetickém buzení jsou v tabulce 4.3.

Změny magnetických sil způsobují kmitání, současně způsobují změny velikosti krouticího momentu. V závislosti na velikosti kinetické energie rotoru elektromotoru se to projevuje jako časová změna frekvence otáčení, což způsobuje frekvenční modulaci složek kmitání vztahujících se k f_R .

Tab. 4.3 Příčiny a projevy magnetického buzení u indukčních elektromotorů

Druh buzení	Frekvence buzení	Typická příčina	
		Změna vzduchové mezery	Poškozené statorové vinutí
Stacionární	$2 \cdot f_s$ (=100 Hz)	- statická excentricita - poddajné uložení statoru	- závada statorového vinutí
Rotující	$f_R \pm 2 \cdot f_s$ tedy f_R a modulace $2 \cdot f_s$	- dynamická excentricita - uvolněné rotorové tyče	- zlomené rotorové tyče - prasklé tyče - zkratované plechy rotoru

Drážky, ve kterých jsou vodiče, rovněž jsou budičem dynamických sil (vytvářejí změny magnetických sil) - ty se projevují i u dobrého elektromotoru.

Mechanické buzení (přehled v tabulce 4.4) - společně s magnetickým buzením u elektromotorů se projevují společně s frekvencí f_R a $2.f_R$ (u dvoupólového elektromotoru $f_R = 50$ Hz) a pro zjištění příčin se používá zoomu, kepster kmitání měřených v radiálním a axiálním směru v místě ložisek. Důležitou pomůckou je měření fázového úhlu vektoru kmitání.

Zjištění příčin a nepřipustné úrovně kmitání z mohutnosti kmitání nebývá efektivní, více informací získáme z časové změny složek kmitočtových spekter. Magnetické buzení je závislé na zatížení elektromotoru, změření spekter po vypnutí přívodu proudu a jejich analýza nám pomůže identifikovat příčiny kmitání. U indukčních elektromotorů skluz rovněž závisí na přenášeném výkonu.

Tab. 4.4 Mechanické buzení a jeho projevy u elektromotorů (pro posouzení fázového úhlu jsou snímače stejně orientovány)

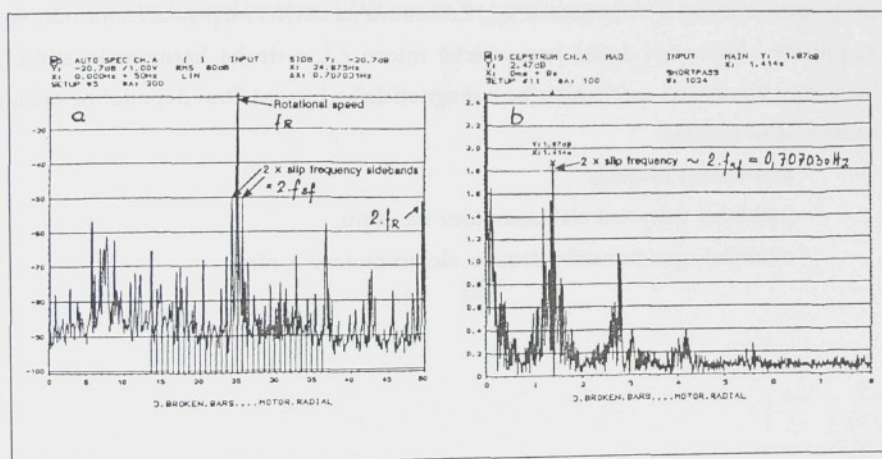
Buzení	Frekvence	Rovina převažujícího kmitání	Fázový úhel $\varphi[^\circ]$
<u>Nevývahou :</u> - statickou - dvojicovou - obecnou	f_R	radiální	0 180 0 až 180
Ohnutý hřídel a úhlová nesouosost	f_R ; $2.f_R$	radiální a axiální	0 180
Nesouosost posunutím	f_R ; $2.f_R$	radiální	180
Mechanické uvolnění	f_R ; $2.f_R$ také $0.5.f_R$; $1.5.f_R$	radiální	proměnný
Únavové poškození valivých ložisek	1 až 20 kHz	radiální	spektrum obálky

U nás se používá měření spekter statorového proudu, analýza proudu pomocí klešťového transformátoru na přívodu proudu do elektromotoru se provádí za provozu bez nutnosti zásahu do pohonu. Analyzuje se postranní pásmo kolem síťové frekvence proudu.

Při analýze absolutního kmitání i pro analýzu proudu pro odlišení magnetického buzení je důležité si uvědomit:

- magnetické buzení závisí na výkonu elektromotoru a dynamické síly se mění s druhou mocninou proudu,
- skluz závisí na zatížení (běžně u normálního zatížení $s = 0,03$ až $0,05$; běh naprázdno $s = 0,005$).

Ilustrační příklady analýzy kmitání jsou uvedeny na obr. 4.18.



Obr. 4.18 Kmitočtové spektrum a kepstrum indukčního elektromotoru :

- a - spektrum v rozsahu frekvence 0 až 50 Hz (rozlišitelnost $\Delta f = 0.125 \text{ Hz}$) s velkou amplitudou při f_R a malou amplitudou při $2 \cdot f_R$, modulace zřetelná kolem f_R s modulační frekvencí $f_m = 0.707 \text{ Hz} = 2 \cdot f_{\text{sl}}$
- b - kepstrum s výraznou amplitudou o periodě $\tau = 1.414 \text{ s}$, tomu odpovídá f_m

Z analýzy měření na obr. 4.18 (v souladu s tabulkou 4.2 a 4.3) lze vyvodit tyto závěry:

- rotor má značnou nevývahu - amplituda značná při f_R ,
- souosost dobrá - velmi malá amplituda při $2f_R$,
- modulace kolem f_R je způsobená magnetickým buzením,
- modulace kolem f_s s modulační frekvencí $f_m = 2f_{sf} = 0.7$ Hz nasvědčuje na dynamickou magnetickou excentricitu způsobenou nevyvážeností rotoru.

Na obázku 4.19 je kmitočtové spektrum a zoom jiného elektromotoru s $f_R = 49,72$ Hz. Ze spektra na obr.4.19-a jsou výrazné amplitudy rotorového buzení f_R a jeho vyšších harmonických složek $2f_R, 3f_R, 4f_R, \dots$. Při podrobné prohlídce se vyskytují zřetelné interharmonické složky s frekvencí $0,5f_R, 1,5f_R$ (v záhlaví analyzované složky s $f \approx 25$ Hz = $0,5f_R$). Ze zoomu na obr.4.19-b jsou zřetelně odlišeny amplitudy s frekvencí druhé harmonické rotoru $2f_R$ a druhé harmonické sítě $2f_s$. Jedná se o kombinaci mechanického a magnetického buzení. Pravděpodobné příčiny nadměrného kmitání:

- nesouosost hřídelů,
- poddajné uchycení elektromotoru na rámu,
- uvolnění upevňovacího šroubu elektromotoru k rámu.

4.4.8. Aerodynamické a hydraulické buzení

Kmitání způsobené aerodynamickými hydraulickými dynamickými silami mají vztah narušení proudění a tlakovým pulsacím v systému.

Při proudění a obléhání těles vyvolává dynamické síly:

- utrháváním vírů,
- náhlé změny směru proudění,
- různých rychlostí v sousedních proudnicích,
- oddělením mezní vrstvy,
- vířením na ostré hraně aj.

Frekvence v těchto případech může mít vztah k počtu lopatek rozváděcího ústrojí a počtu lopatek rotoru, většinou se ve spektru projevují jako širokopásmová buzení.

1933-1934

1933-1934

1933-1934

1933-1934

1933-1934

1933-1934

1933-1934

1933-1934

1933-1934

1933-1934

1933-1934

1933-1934

1933-1934

1933-1934

1933-1934

1933-1934

1933-1934

1933-1934

1933-1934

1933-1934

1933-1934

1933-1934

1933-1934

1933-1934

1933-1934

1933-1934

G

ZAHNRADERGETRIEBE

Obsah přednášky na TH Zittau - 1992

MeC

UNIVERSITY OF CALIFORNIA

LIBRARY OF THE UNIVERSITY OF CALIFORNIA

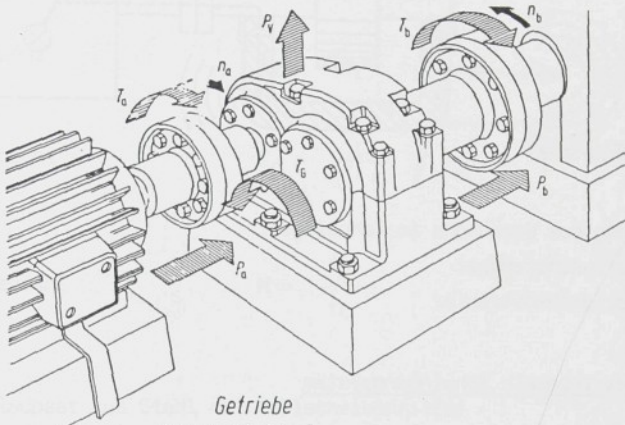
Za

Vo

Na

ZAHNRADGETRIEBE

Mechanischeschwingung und Geräusch



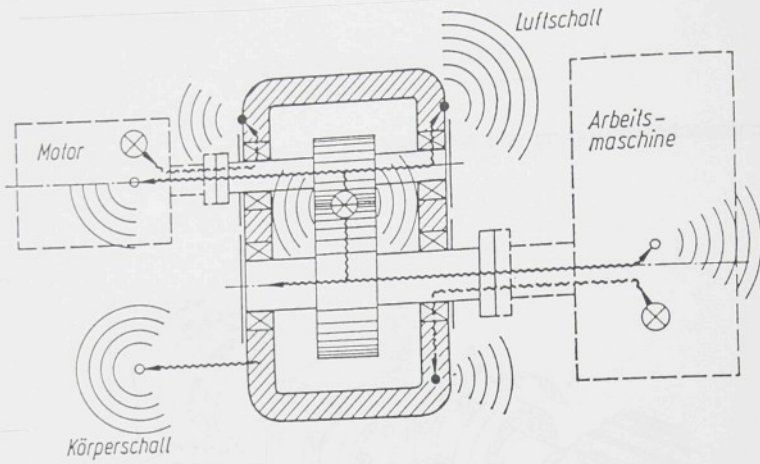
Getriebe

Drehmoment	$T_a \leq T_b$
Drehzahl	$n_a \leq n_b$
Leistung	$P_a = P_b + P_v$

Zahnradgetriebe - am häufigsten verwendete Getriebeart
- eignen sich für alle Achslagen, Leistungen, Drehzahlen, Übersetzungen

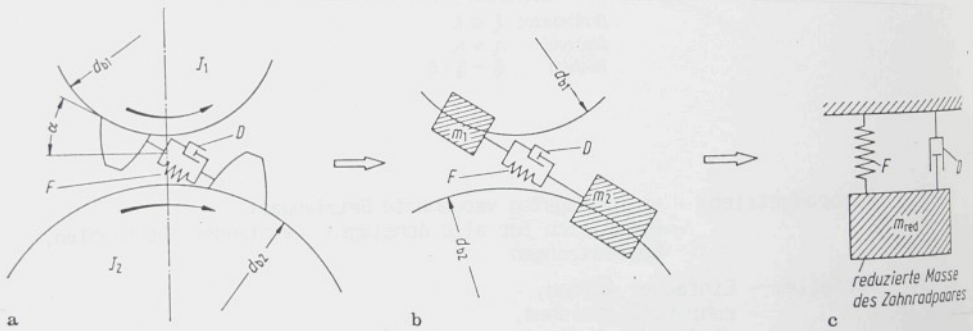
Vorteile: - Einfacher Aufbau,
- sehr betriebsicher,
- einfach zu warten,
- kleine Baugröße,
- hoher Wirkungsgrad.

Nachteile: - Starre Kraftübertragungen,
- Ungleichförmigkeiten,
- höheres Laufgeräusch



Anregung des Geräusches im Zahneingriff
 Geräuscherzeuger
 Geräuschabstrahler

Das Getriebe als Schwingungssystem



Modellvorstellung

$J_1; J_2$ - polare Massenträgheitsmomenten

$$m_{red} = \frac{m_1 \cdot m_2}{(m_1 + m_2)}$$

$$m_{red} = \frac{J_1 \cdot J_2}{J_1 \cdot r_{b2}^2 + J_2 \cdot r_{b1}^2}$$

Erregerfrequenzen

Rotorfrequenz

$$f_{R1} = \frac{n_1}{60}$$

$$f_{R2} = \frac{n_2}{60}$$

Zahnfrequenz

$$f_Z = f_{R1} \cdot z_1 = f_{R2} \cdot z_2$$

Eigenfrequenz

$$f_E = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{c}{m_{red}}}$$

Bezugsdrehzahl

$$N = \frac{f_Z}{f_E}$$

Für ein Radpaar aus Stahl mit Vollscheibenritzel

$$N = F_c \cdot 1,19 \frac{z_1}{10} \frac{v_t}{100} \sqrt{\frac{10}{c_r} \cdot \frac{u^2}{1+u^2}},$$

F_c - berücksichtigt die Messenverteilung
für Vollscheibenräder ist $F_c = 1$

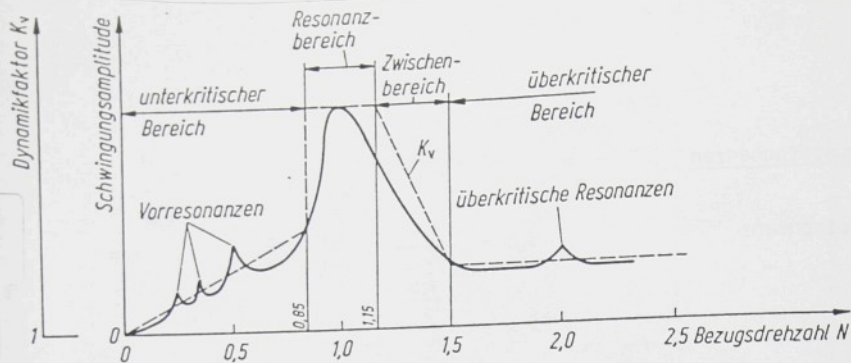
v_t - Umfangsgeschwindigkeit /m.s⁻¹/,

z_1 - Zähnezahl des Ritzel ,

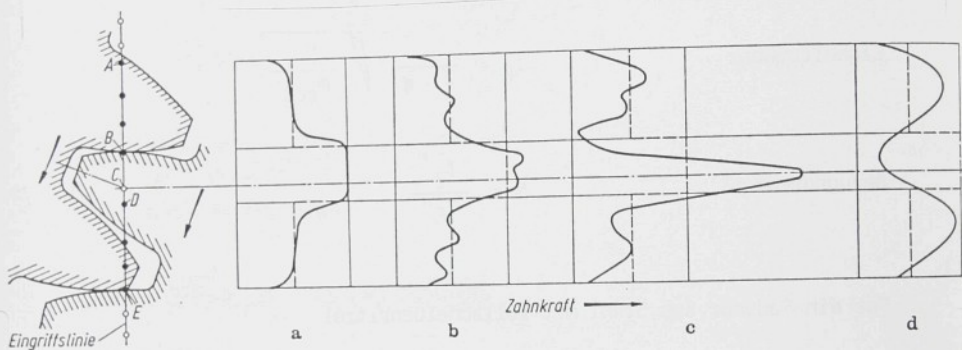
c_r - Eingriffsfedersteifigkeit /N.(mm.um)⁻¹/ ,

$c_r = 20 \text{ N.(mm.um)}^{-1}$ für Stirnarngeradverzahnung, $\alpha = 20^\circ$

$u = z_2/z_1$ - Zähnezahlverhältnis

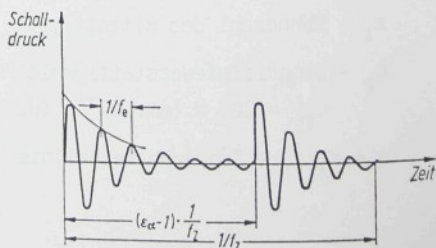
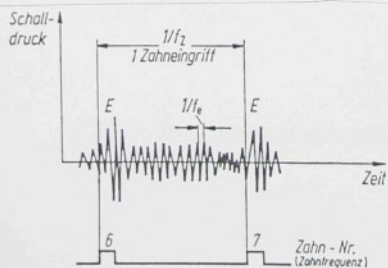


Schwingungsamplituden und Dynamikfaktoren K_v in verschiedenen Drehzahlbereichen.
 ----- für die Berechnung angenommener Verlauf von K_v .



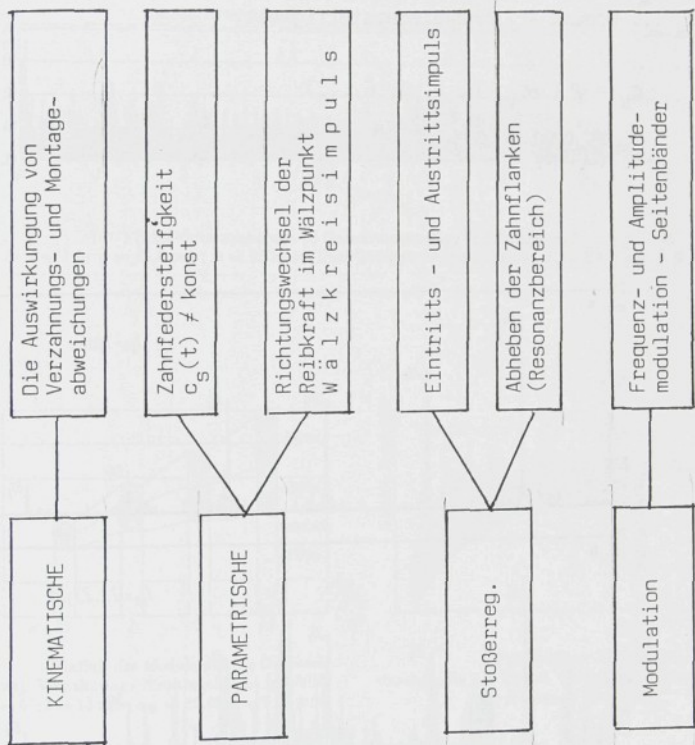
Kraftverteilung über der Eingriffsstrecke bei fehlerfreier Geradzahnung:

- a - Statisch, $n = 0$,
- b - unterkritisch
- c - Hauptresonanz
- d - überkritisch



Oszillogramm des Schalldruckverteilung /Schwingung/

Erregungen - Zahnradgetriebe



Kinematische Erregung

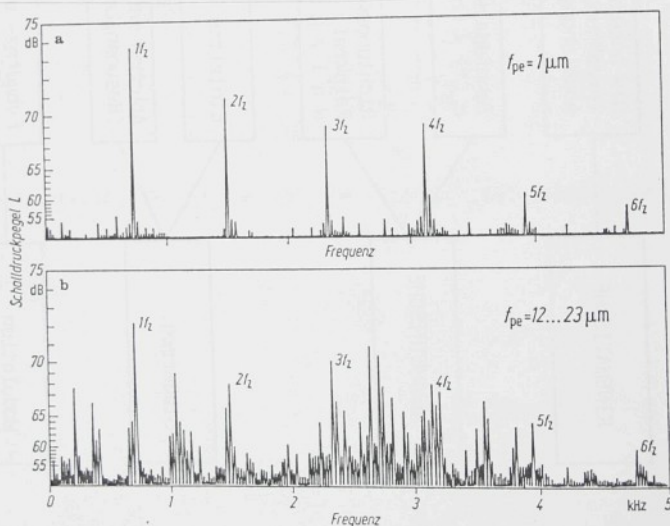
$$F_d = \Delta \cdot c_s$$

Δ ... Verzahnungsabweichungen
(Verzahnungsqualität, Eingriffsteilungs - Abweichung)

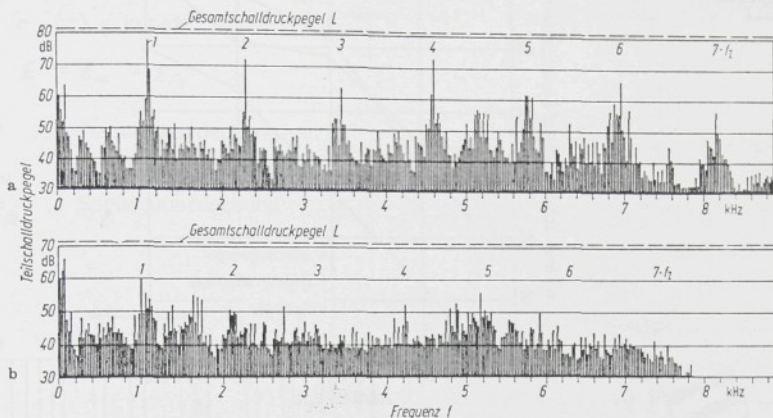
c_s ... Gesamt - Zahnradfedersteifigkeit

$$c_s = \varphi(\alpha_w, h, z, \beta, E, \dots)$$

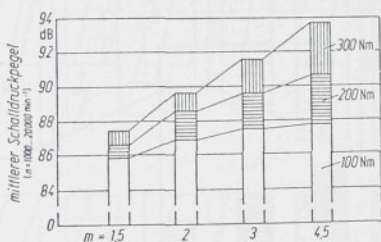
$$c_s \neq \psi(m)$$



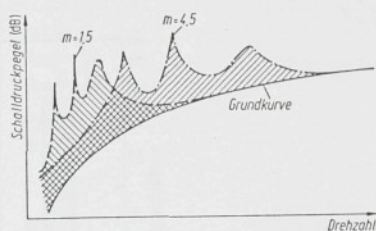
Einfluß der Eingriffsteilungs-Abweichung f_{pe} auf das Geräusch [21.13/25]. a) Frequenzspektrum eines praktisch fehlerfreien Radpaares; b) eines fehlerbehafteten Getriebes. Verzahnung: $z_1 = z_2 = 25$; $m = 5$; $\beta = 0^\circ$; $n = 1900 \text{ min}^{-1}$.



Schalldruckspektrum. a) Geradverzahnung; b) Schrägverzahnung $\beta = 25^\circ$.
 $m_n = 3$; $i \approx 1,6$; $a = 91,5$ mm; $b = 22$ mm; DIN-Qualität 3 (geschliffen); $n_1 = 3000$ min $^{-1}$ [21.13/14].



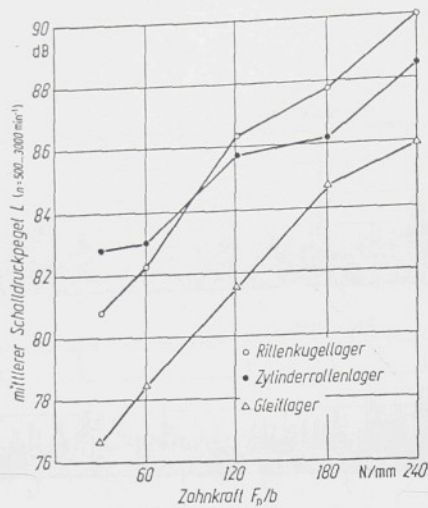
Einfluß des Moduls auf das Geräusch [21.13/23]. Verzahnung: Einsatzgehärtet, geschliffen; $\beta = 0^\circ$; $b = 15$ mm; $\alpha_w = 22,4^\circ$; $a = 91,5$ mm.



Prinzipieller Verlauf des Schalldruckpegels bei Modul 1,5 und 4,5; oberwellenfreie Anregung [21.13/23].

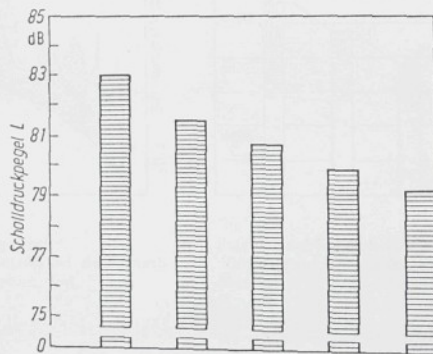
Die Verzahnungsabweichungen - bei gleicher Qualität - für den kleineren Modul kleiner sind.

Die Resonanzen bei größeren Moduln stärker ausgeprägt sind und sich zu höheren Drehzahlen verschieben.



Einfluß der Lagerung auf das Geräusch

Der Smierfilm eines Gleitlager schwingungsdämpfendes Element wirkt



b

axiale Vorspannkraft F_a in N	—	600	2700	—	1800

Wälzlager typ und axiale Vorspannkraft

Parametrische Erregungen - Zahnfedersteifigkeit

$$c(t) \neq \text{konst}$$

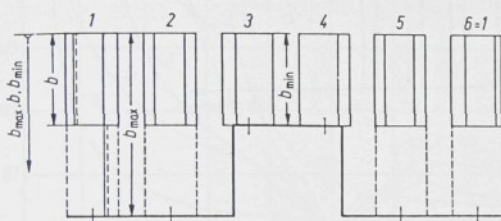
$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$$

ε ... Gesamtüberdeckung

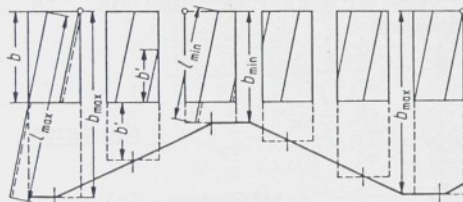
ε_α ... Profilüberdeckung

ε_β ... Sprungüberdeckung

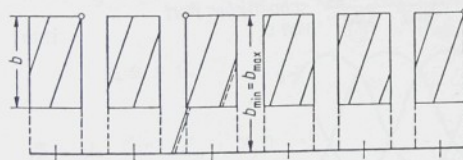
Zahnstellungen 1...6



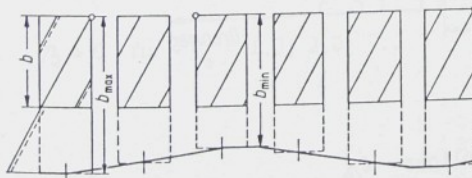
$$\begin{aligned} \varepsilon_\beta &= 0 \\ b_{\min}/b &= 1,0 \\ b_{\max}/b &= 2,0 \\ \frac{b_{\max}}{b_{\min}} &= 2 \end{aligned}$$



$$\begin{aligned} \varepsilon_\beta &= 0,5 \\ b_{\min}/b &= 1,2 \\ b_{\max}/b &= 2,0 \\ \frac{b_{\max}}{b_{\min}} &= 1,7 \end{aligned}$$



$$\begin{aligned} \varepsilon_\beta &= 1,0 \\ b_{\min}/b &= 1,6 \\ b_{\max}/b &= 1,6 \\ \frac{b_{\max}}{b_{\min}} &= 1 \end{aligned}$$



$$\begin{aligned} \varepsilon_\beta &= 1,5 \\ b_{\min}/b &= 1,47 \\ b_{\max}/b &= 1,73 \\ \frac{b_{\max}}{b_{\min}} &= 1,2 \end{aligned}$$

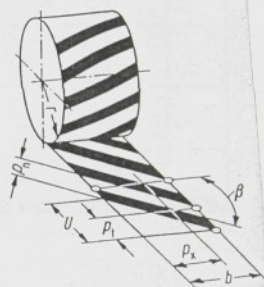
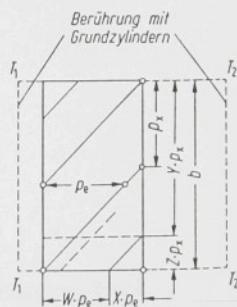
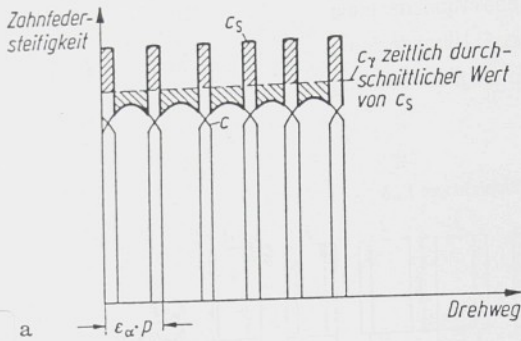


Bild 21.3/19

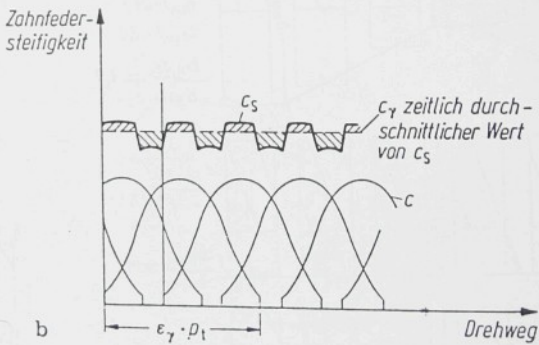


Die Berührlinien Länge L

Zeitlicher Verlauf der Gesamt - Zahnfedersteifigkeit
 $c_s(t)$



Geradverzahnung; $\epsilon_\alpha < 2$

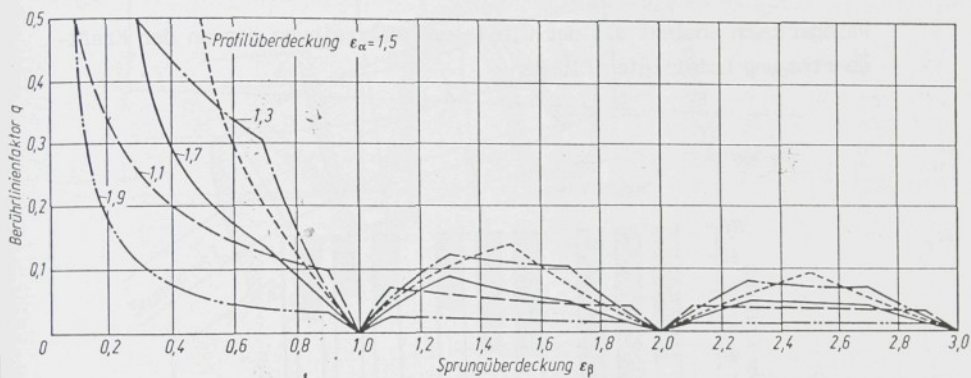


Schrägverzahnung, nicht ganzzahliger ϵ_β

Drehwegabweichung

$$\Delta s = \frac{F_{bt}}{b} \cdot \frac{q}{c'}$$

q ... Berührlinienfaktor



Teoretisch

$$c_s(t) = \text{konst}$$

und

$$\Delta s = 0$$

$$\beta = 0 \quad \text{für} \quad \epsilon_\alpha = 2,0$$

$$\beta > 0 \quad \text{für} \quad \epsilon_\beta = 1,0; 2,0; \dots$$

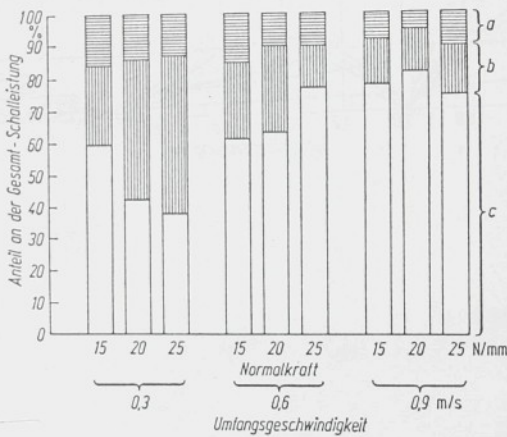
Wälzkreisimpuls

Schwingungsanregung durch den Richtungswechsel der Reibkraft im
Wälzpunkt - Geradverzahnung

Durch Ausgleich des Reibungswechsels:

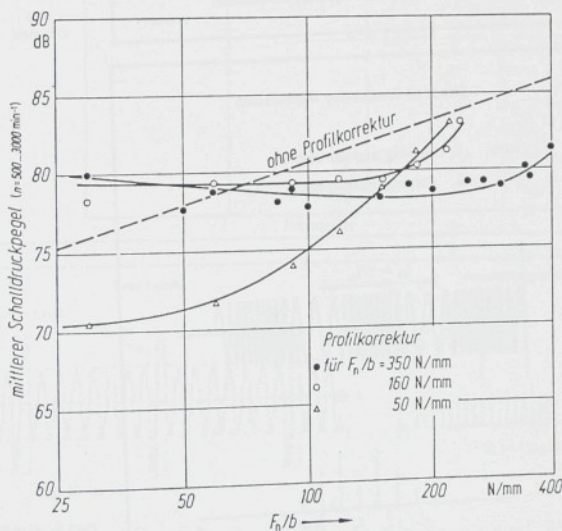
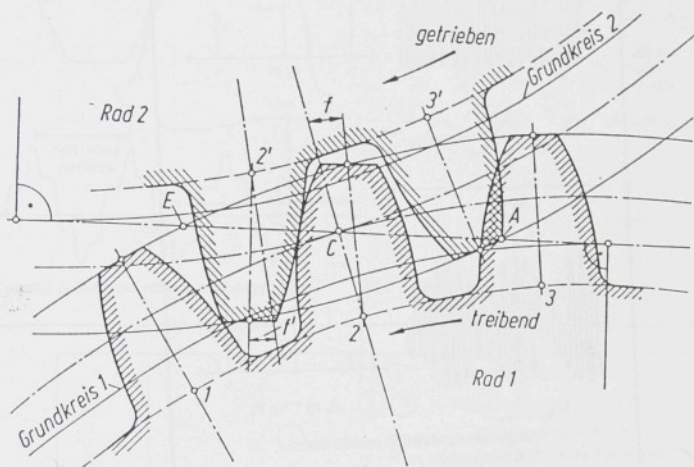
- Schrägverzahnung
- Wälzpunkt außerhalb Eingriffsstrecke

Raibgeräusch ensfeht aus der Gleit- und Wälzreibung der an der Kraft-
übertragung beteiligten Flanken



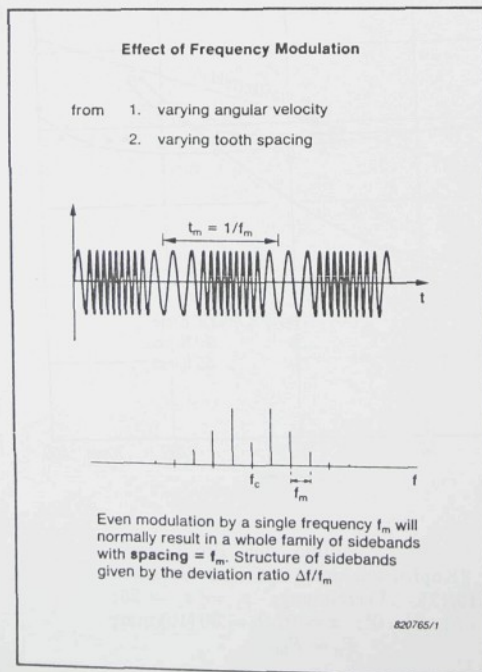
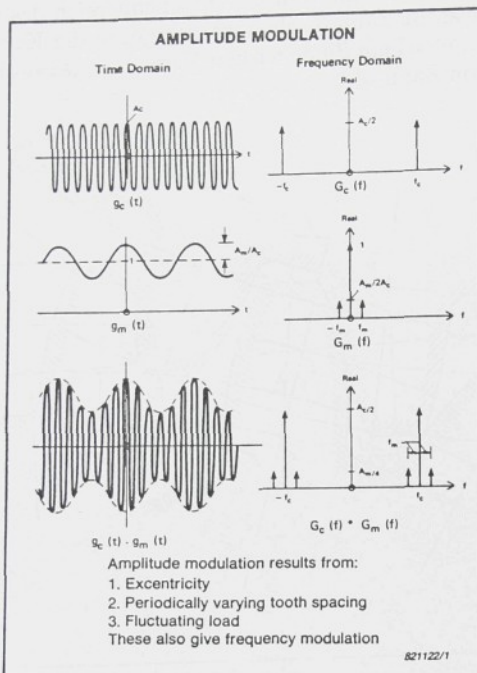
Zusammensetzung des Getriebe-
geräuschs [21.13/16]. a) Reibgeräusch; b) Geräusch
aus Wechsel der Reibrichtung (Wälzkreisimpuls);
c) Geräusch aus Steifigkeitssprung und Eingriffs-
impuls.

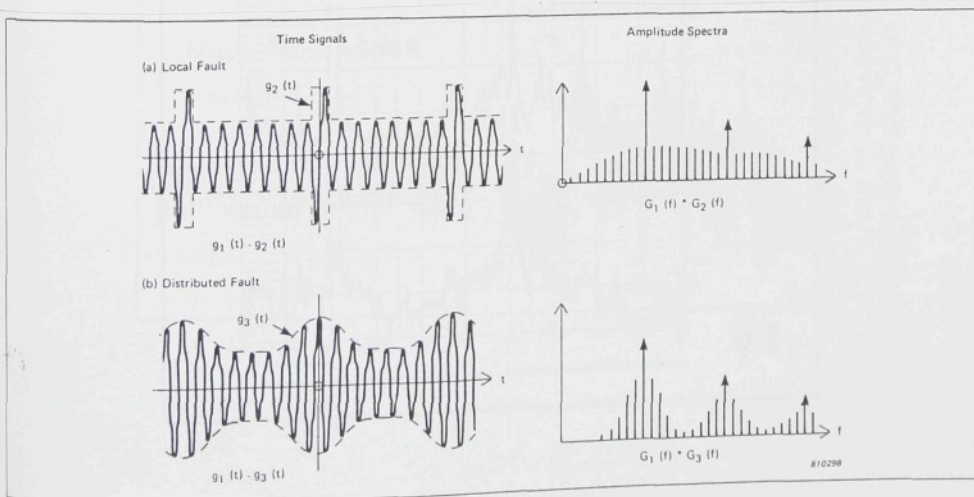
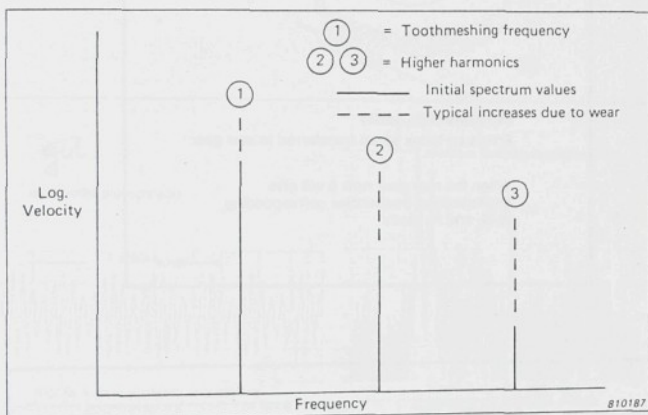
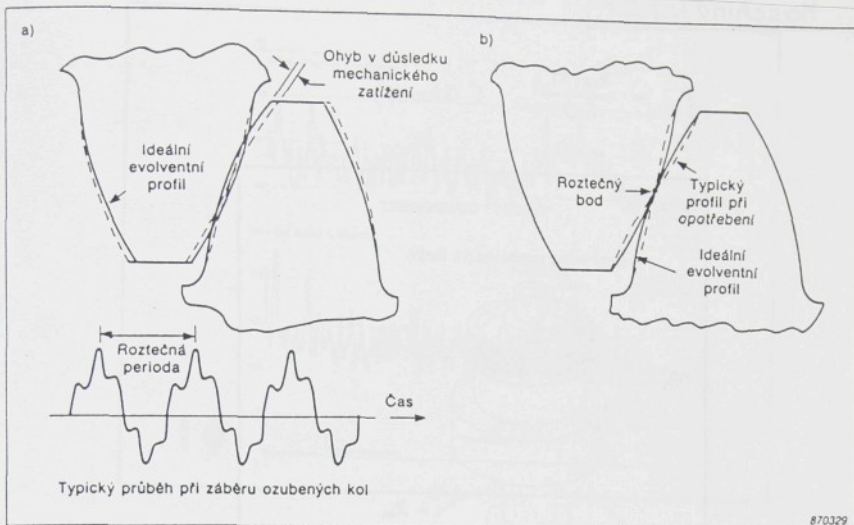
Eintritts- und Austrittsstörung. Unter Belastung verbiegen sich — wie in Bild 1 — dargestellt — die belasteten Zähne $2'$ und 2 um den Betrag f' bzw. f . Um diesen Betrag dreht sich das untere Rad nach links gegenüber dem stillstehenden, oberen Rad. Hierdurch käme der noch unbelastete Zahn 3 in den Flächenbereich des unbelasteten Gegenzahnes $3'$. In Wirklichkeit stößt Zahn 3 schon vorher gegen die Kopfkante von $3'$. (Eintrittsimpuls oder -stoß!) In gleichem Sinne wirken Verzahnungsabweichungen (z. B. positive Teilungsabweichung am Zahn 3).



Einfluß der Profilkorrektur (Kopfrücknahme) auf das Geräusch [21.13/17]. Verzahnung: $z_1 = z_2 = 25$; $m = 5$; $\beta = 0^\circ$; $x = 0$; $b = 30$ (10) mm; $F_n = F_{bt}$.

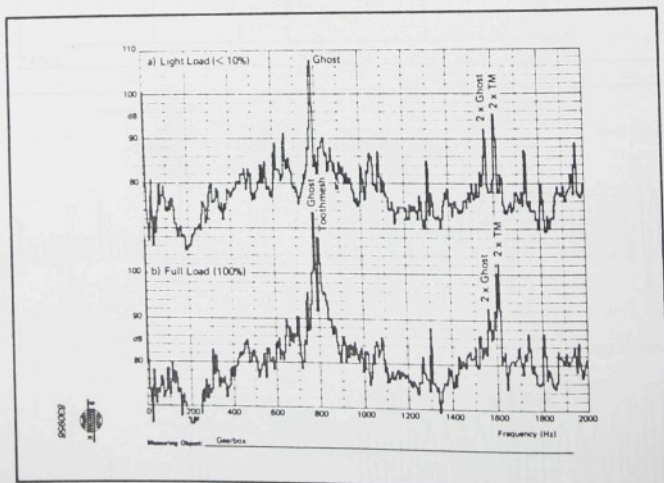
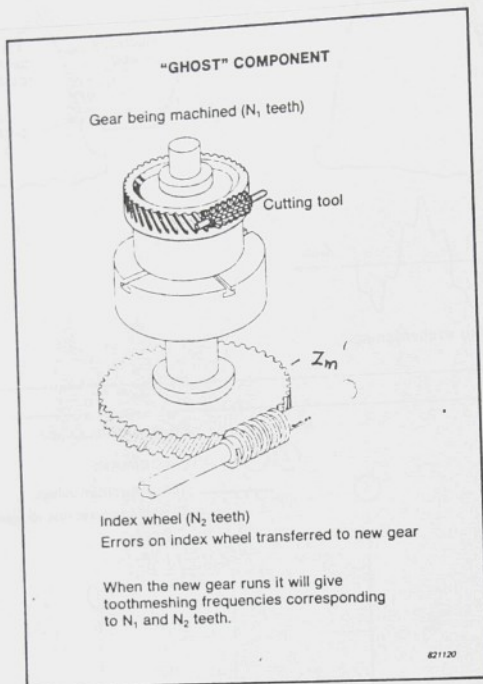
MODULATION - Seitenbänder

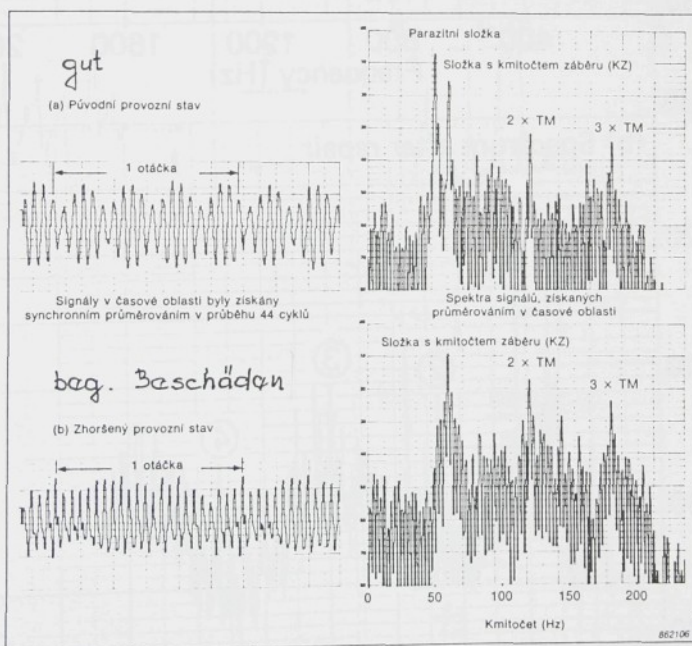
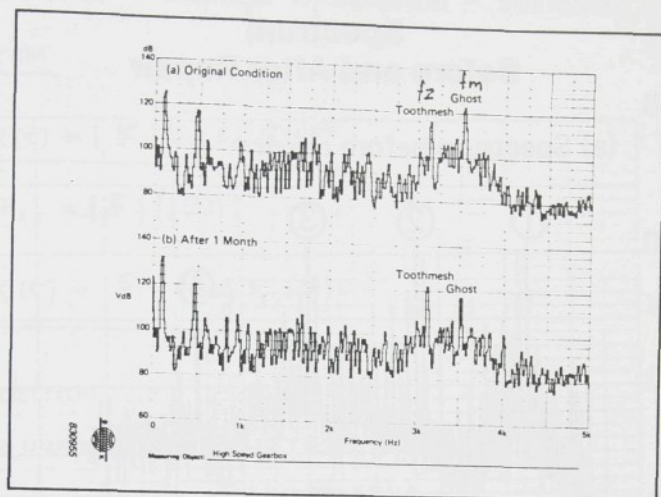




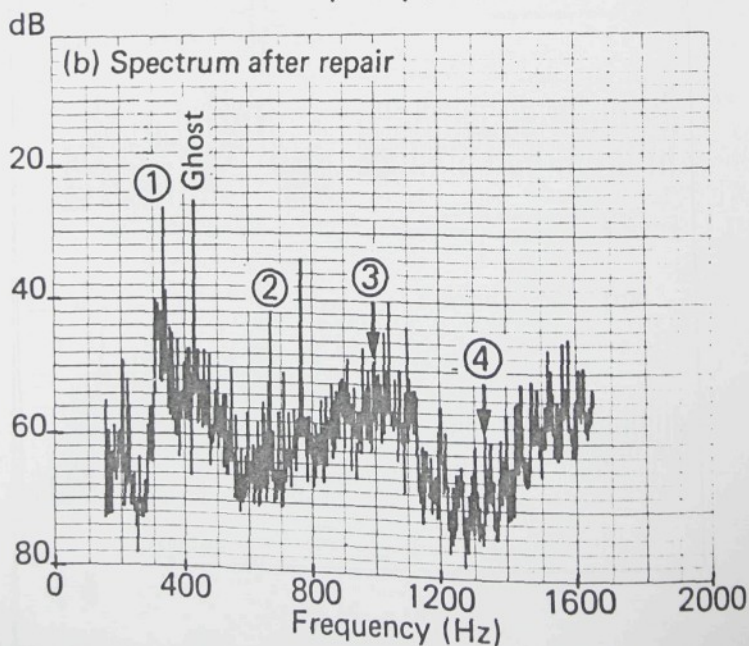
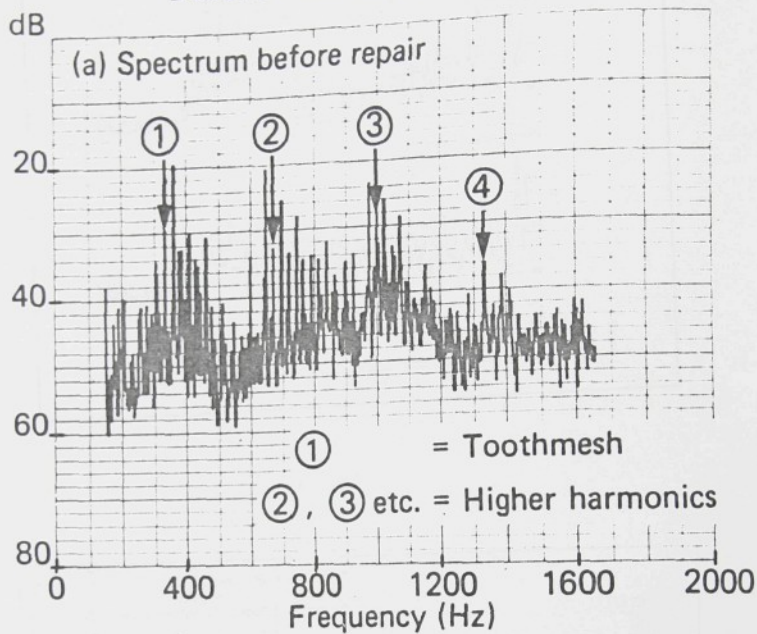
Maschinefehler

$$f_m = \frac{z_m \cdot n}{60} \quad (\text{Ghost})$$





Spectrum Before and After Repair



saitebänder - wichtige Information - Zustand
Kepstrum

$$K(\tau) = \frac{|\mathcal{F}\{\log F_{xx}(f)\}|^2}{F_{xx}} \quad (A)$$

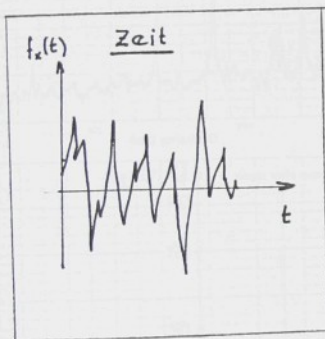
$$F_{xx} = |\mathcal{F}\{x(t)\}|^2$$

$$K(\tau) = \mathcal{F}^{-1}\{\log F_{xx}(f)\} \quad (B)$$

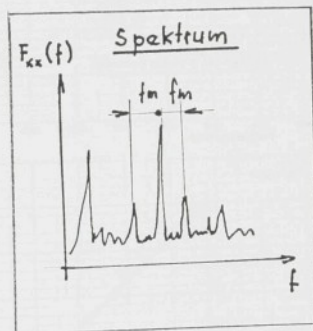
Spektrum - Kepstrum

Frequenz $\rightarrow$ Queffrenz

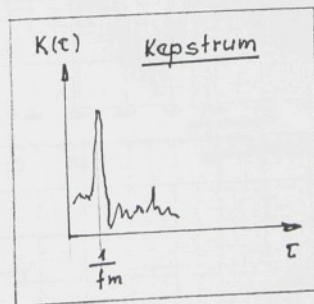
Harmonische - Rahmonische



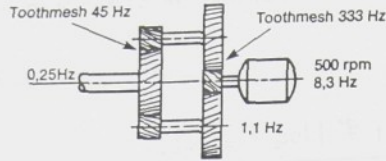
$\mathcal{F}$
 $\mathcal{F}^{-1}$



(A) $\downarrow$ oder $\downarrow$ (B)

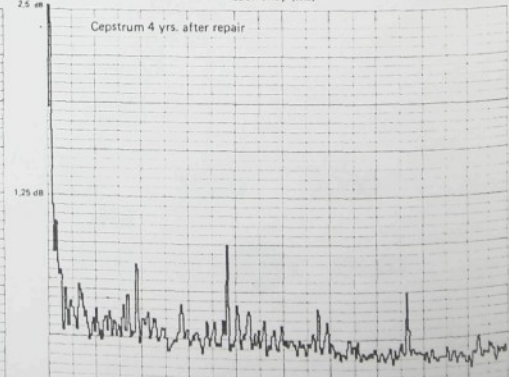
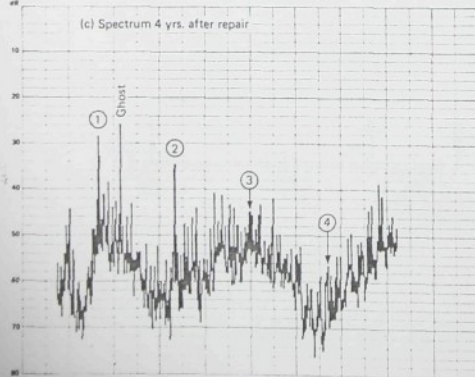
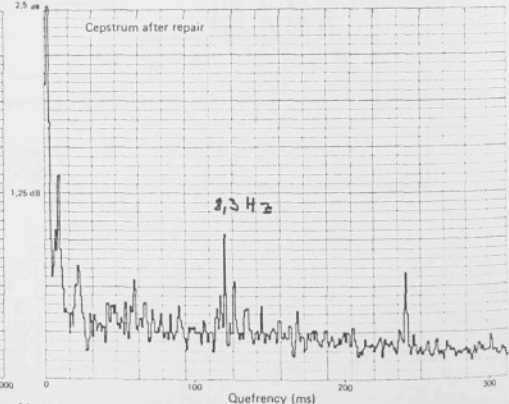
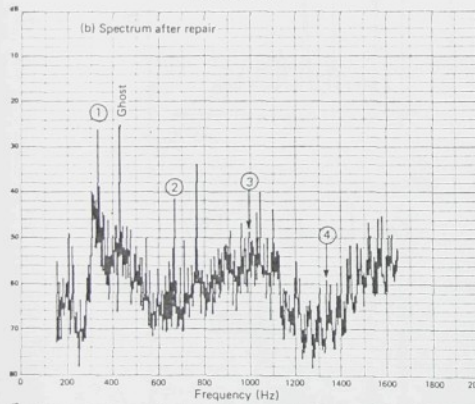
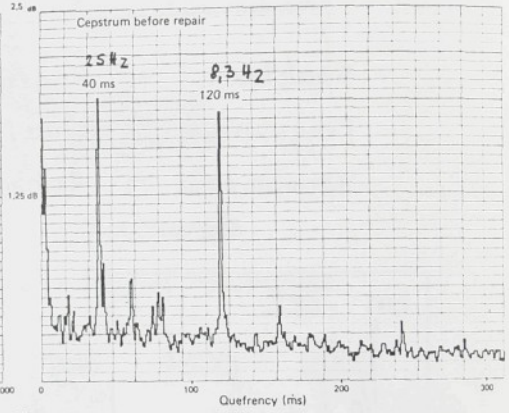
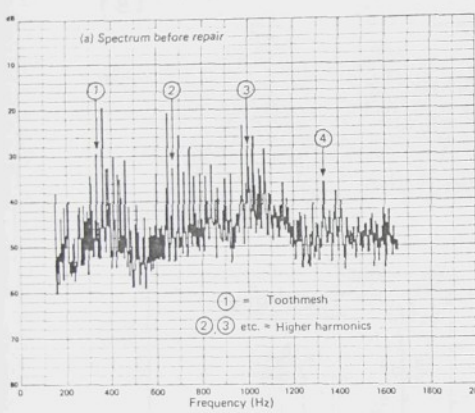


Cement Mill Drive



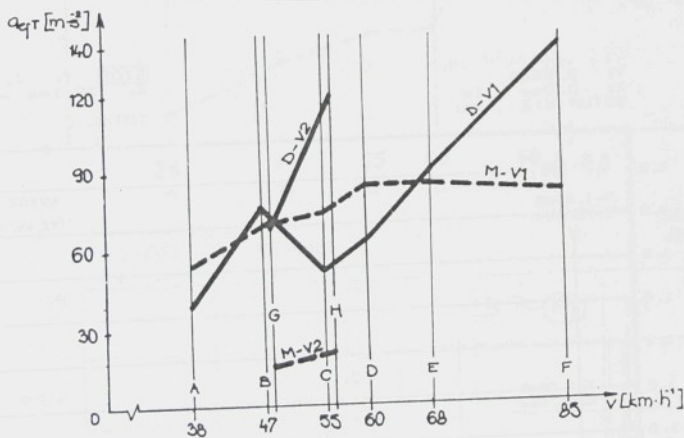
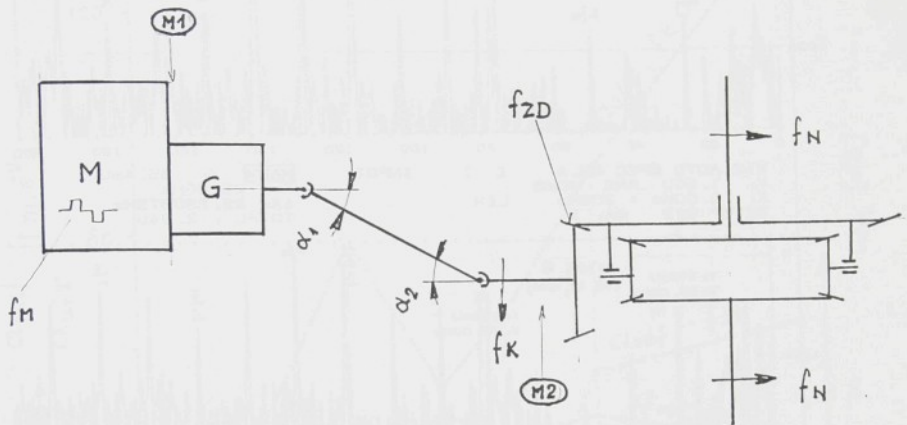
Drive pinion became severely worn after 8 yrs. operation

Strong modulation at 1 x r.p.m.
and



LKW - LIAZ

2 Wagen - V1 und V2



M - (M1)

D - (M2)

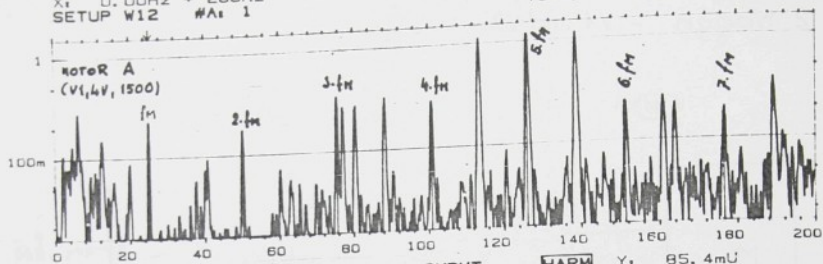
$$a_{efT} = \sqrt{\sum_{i=1}^n a_{oe fi}^2}$$

$$f = 0 - 1600 \text{ Hz}$$

W19 AUTO SPEC CH. A
Y: 1.50U RMS 40dB
X: 0.00Hz + 200Hz
SETUP W12 #A: 1

LIN

HARM Y: 224mU
X: 25.25Hz
 ΔX : 25.25000Hz
TOTAL: 2.88U

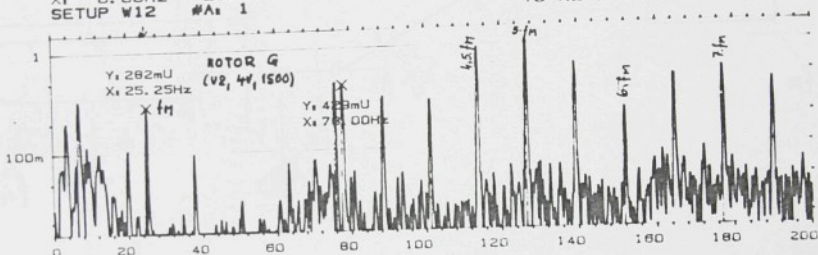


W12 AUTO SPEC CH. A
Y: 1.50U RMS 40dB
X: 0.00Hz + 200Hz
SETUP W12 #A: 1

[]

INPUT

HARM Y: 85.4mU
X: 25.00Hz
 ΔX : 25.296875Hz
TOTAL: 2.34U



Brüel & Kjær

Type 2034

Page No.
66

Sign.:

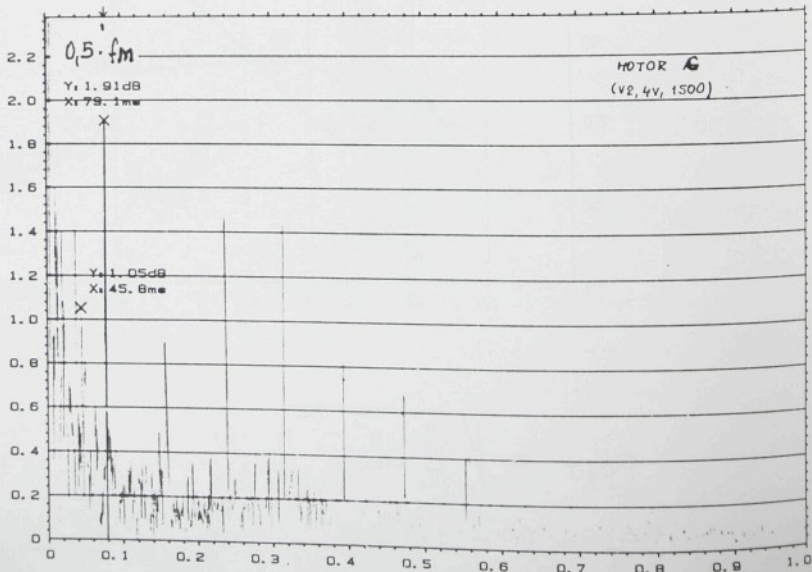
Meas.
Object:

Comments:

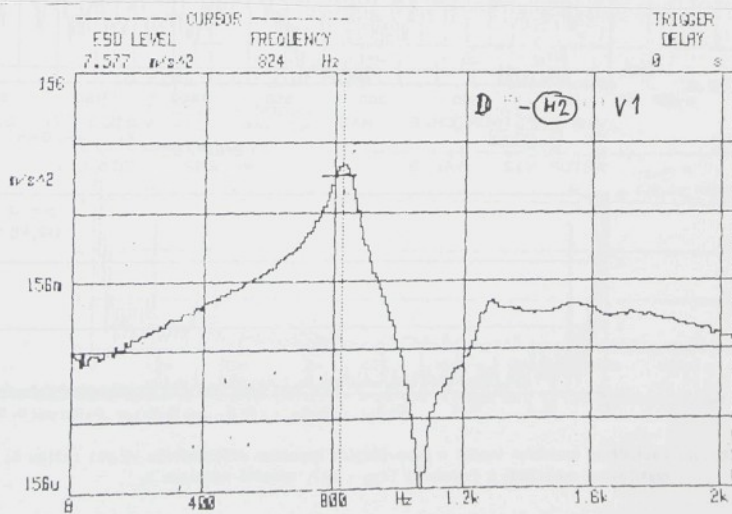
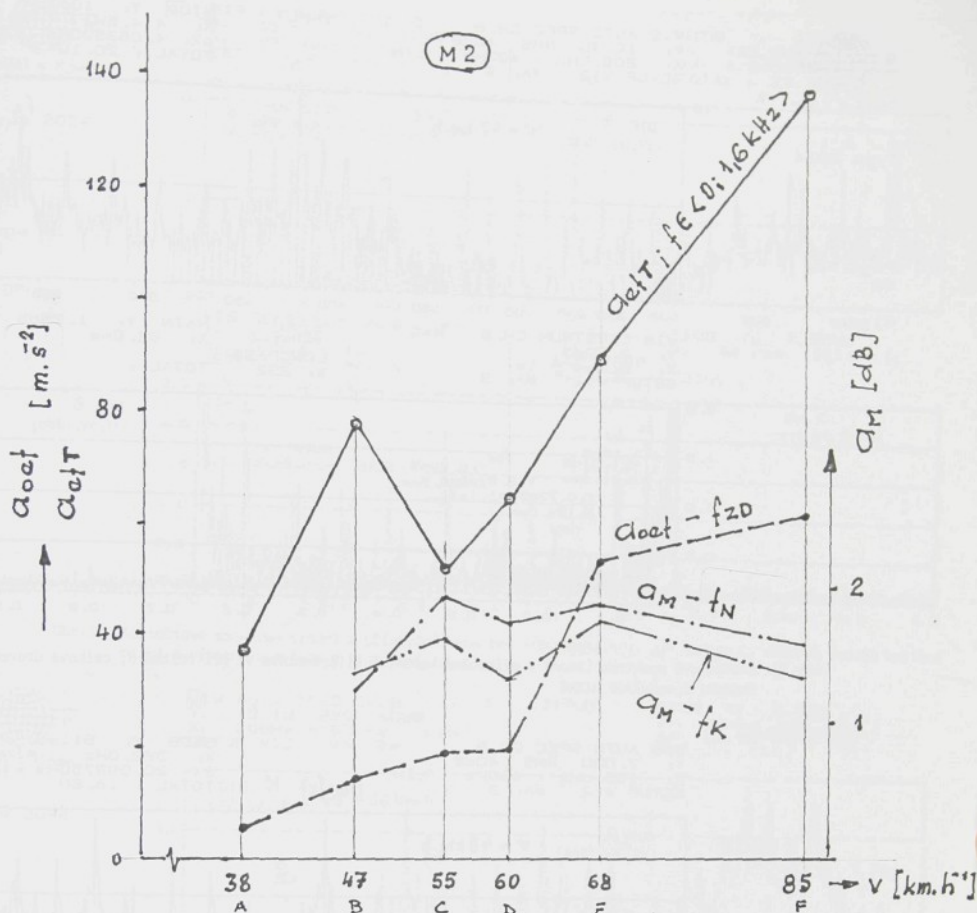
V2
4V
1500
M (5.65)

W12 AUTO SPEC CH. A
Y: 2.38dB
X: 0.0me + 1e
SETUP W12 #A:

SIDB Y: 1.91dB
X: 79.1me ~ 0,5fm
TOTAL:



Obr.24. Kepstrum motoru V2 při režimu G získané ze spekter na obr. 23
modulace pouze s frekvencí 0,5 f_K





Brüel & Kjær

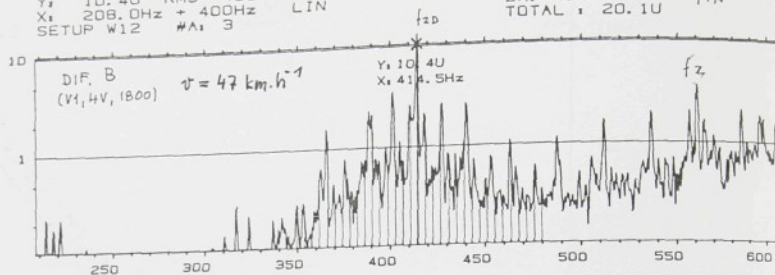
Type 2034

Page No.
53

Sign.:

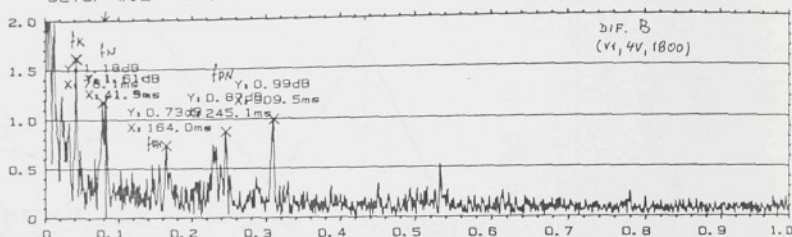
W19 AUTO SPEC CH.B [] INPUT
Y: 10.4U RMS 40dB
X: 208.0Hz + 400Hz LIN
SETUP W12 #A: 3

SIOB Y: 10.4U
X: 414.5Hz = f_{ZD}
 $\Delta X: 4.062500\text{Hz} = f_{PN}$
TOTAL: 20.1U



W19 CEPSTRUM CH.B MAG
Y: 2.00dB
X: 0.0ms + 1s
SETUP W12 #A: 3

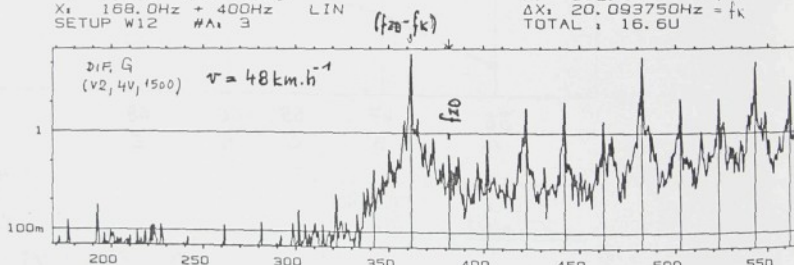
MAIN Y: 1.25dB
X: 82.0ms
LONGPASS W: 232
TOTAL:



Obr.38. Kmitočtové spektrum (zoom) a příslušné kepectrum diferenciálu V1 při režimu B; celková úroveň kmitání i modulace nízká

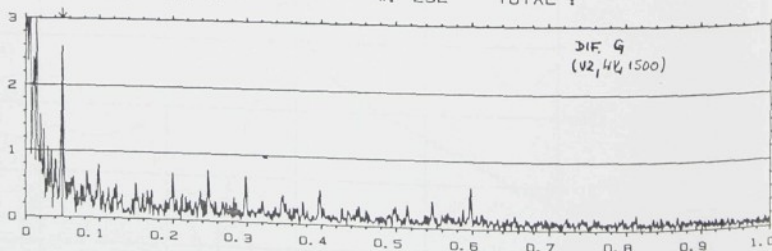
W19 AUTO SPEC CH.B
Y: 7.00U RMS 40dB
X: 168.0Hz + 400Hz LIN
SETUP W12 #A: 3

SIOB Y: 611mU
X: 382.0Hz = f_{ZD}
 $\Delta X: 20.093750\text{Hz} = f_K$
TOTAL: 16.6U



W19 CEPSTRUM CH.B MAG
Y: 3.00dB
X: 0.0ms + 1s
SETUP W12 #A: 3

SIOB Y: 2.58dB
X: 49.8ms ~ f_K
LONGPASS W: 232
TOTAL:



Obr.36. Kmitočtové spektrum (zoom) a odpovídající kepectrum diferenciálu V2 při režimu G; výrazná modulovaná amplituda s frekvencí ($f_{ZD} - f_K$), výrazná modulace f_K



Brüel & Kjær

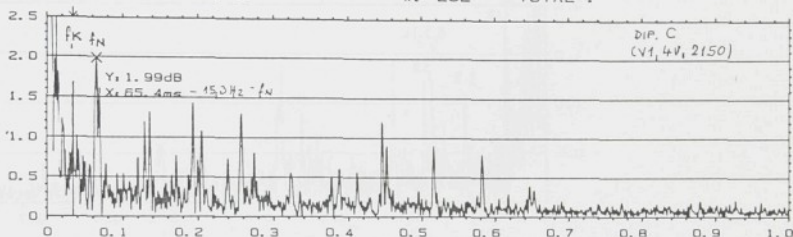
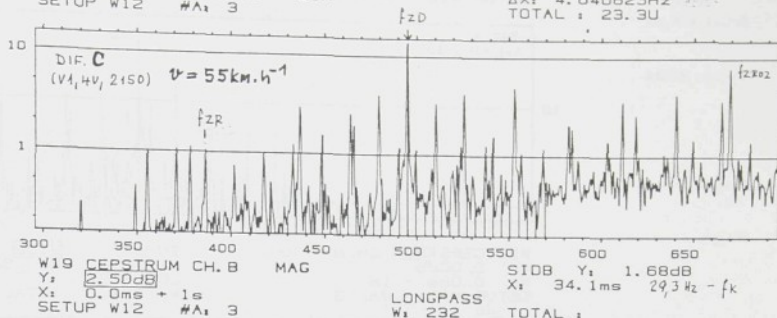
Type 2034

Page No.
67

Sign.:

W19 AUTO SPEC CH. B
Y: 15.0U RMS 40dB
X: 296.0Hz + 400Hz LIN
SETUP W12 #A: 3

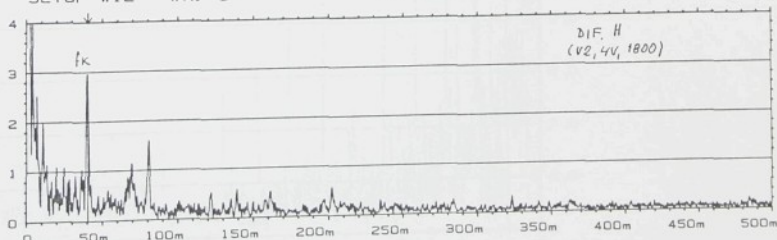
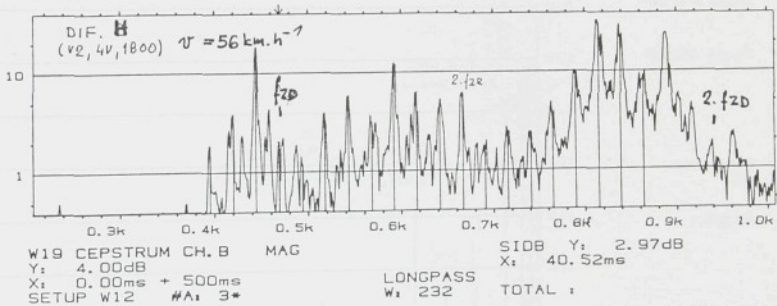
SIDB Y: 13.4U
X: 495.0Hz f_{2D}
 ΔX : 4.640625Hz
TOTAL: 23.3U



Obr.39. Kmitočtové spektrum (zoom) a příslušné kepspectrum diferenciálu V1 při režimu C; celková úroveň kmitání nízká a výrazná modulace s frekvencí f_N

W19 AUTO SPEC CH. B [] INPUT
Y: 40.1U RMS 40dB
X: 208Hz + 800Hz LIN
SETUP W12 #A: 3*

SIDB Y: 2.02U
X: 469Hz - f_{2D}
 ΔX : 24.68750Hz - f_k
TOTAL: 115U



Obr.37. Kmitočtové spektrum (zoom) a příslušné kepspectrum diferenciálu V2 při režimu H; vysoká úroveň kmitání a výrazná modulace s frekvencí f_k



Brüel & Kjær

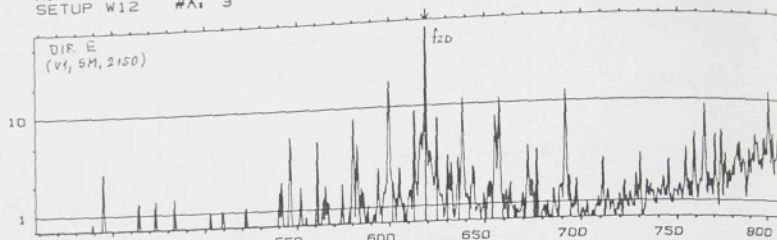
Type 2034

Page No.
73

Sign.:

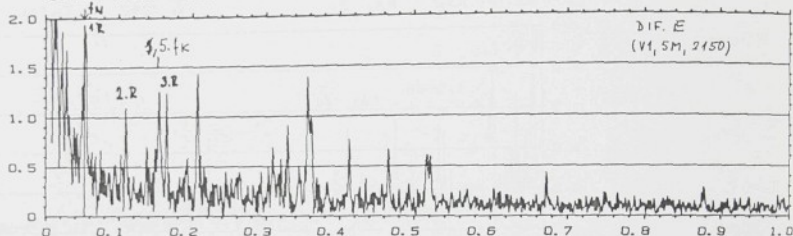
W19 AUTO SPEC CH.B
Y: 70.00 RMS 40dB
X: 408.0Hz + 400Hz LIN
SETUP W12 #A: 3

SIDB Y: 58.30
X: 619.0Hz = f_{20}
 ΔX : 5.796875Hz - f_{20}
TOTAL: 78.00



W19 CEPSTRUM CH.B MAG INPUT
Y: 2.00dB
X: 0.0ms + 1s
SETUP W12 #A: 3

SIDB Y: 1.93dB
X: 52.7ms ~ 18.97 f_N
LONGPASS
W: 232 TOTAL:



Obr.42. Kmitočtové spektrum (zoom) a příslušné keprum diferenciálu V1 při režimu E, výrazná modulace s frekvencí f_N kolem f_{20}



Brüel & Kjær

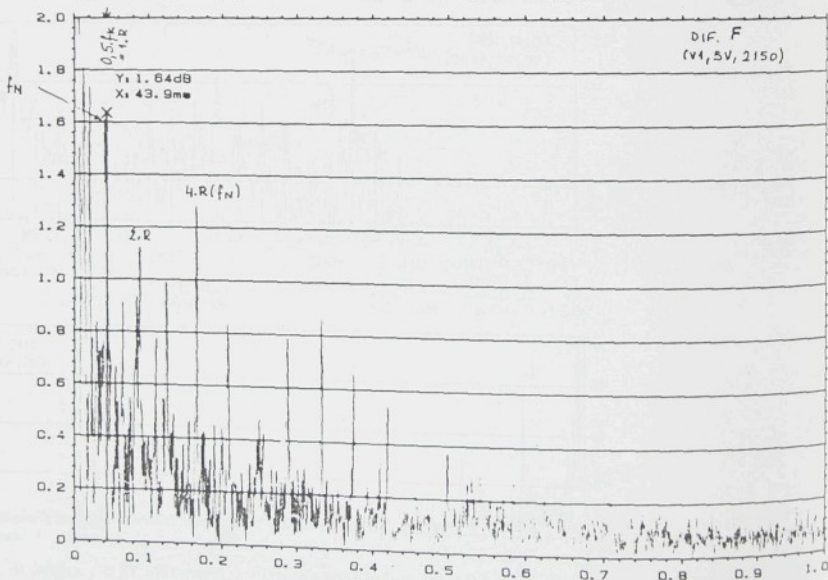
Type 2034

Page No.
69

Sign.:

W19 CEPSTRUM CH.B MAG INPUT
Y: 2.00dB
X: 0.0ms + 1s
SETUP W12 #A: 3

SIDB Y: 1.64dB
X: 43.9ms ~ 0.5 f_N
LONGPASS
W: 232 TOTAL:



Obr.44. Kepstrum diferenciálu V1 při režimu F; velmi výrazné modulace s frekvencí f_N a $0.5 \cdot f_N$ (kepstrum spektra z obr.43)

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
Fakulta strojní



Doc. Ing. Štěpán Beneš, CSc.

TECHNICKÁ DIAGNOSTIKA STROJŮ A ZAŘÍZENÍ

Habilitační práce

Doklady

1. Kopie diplomu strojního inženýra, kandidáta věd, jmenování docentem
2. Životopis
3. Přehled o odborné a pedagogické činnosti, výsledky při výchově vědeckých pracovníků
4. Seznam skript a publikovaných prací

Liberec, duben 1993

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Univerzitní knihovna
Voroněžská 1329, Liberec 1
PSČ 461 17

V278 Sprá

Číslo 72818

DIPLOM

Štěpán Beneš

narozen(a) dne 3. VI. 1936 - Pleternice studoval(a) v letech 1956 - 1961

a zakončil(a) státní závěrečnou zkouškou na fakultě strojní

vysoké školy strojní a textilní v Liberci

studium oboru (specialisace) obráběcích a tvářecích strojů se zaměřením

na stavbu mechanismů a výrobních strojů

Rozhodnutím státní zkušební komise ze dne 7. prosince 1961 nabývá vysokoškolskou kvalifikaci

strojní inženýr

Mayer
děkan

Šim
rektor



P. J. Sem
předseda státní zkušební komise

v Liberci dne 7. XII. 1961

Č. j. 10286

P o t v r z e n í :

Potvrzujeme tímto, že s. inž. Štěpán Beneš, narozen 3.6.1936, v rámci nových forem studia, byl v našem závodě zaměstnán od 4.4.1961 do 30.11.1961, jako konstruktér racionalizační skupiny technického rozvoje s plným pracovním úvazkem (dle podmínek pro dálkově studující).

V Semilech, dne 13.12.1961.

TECHNOMETR
nár. podnik závod SEMIL
evidence kádrů

ČESKOSLOVENSKÁ
SOCIALISTICKÁ REPUBLIKA

DIPLOM KANDIDATA VĚD

EVID. ČÍSLO 6209

ČESKÁ KOMISE PRO VĚDECKÉ HODNOSTI

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ
A TEXTILNÍ V LIBERCI

ROZHODNUTÍM vědecké rady školy
ZE DNE 26. IX. 1977 ČÍS. PROTOKOLU R-658/77

PODLE § 3 ZÁKONA
č. 53 ze dne 26. února 1964

U D Ě L I L A

Ing. Stěpanu BENEŠOVI

NAR. DNE 3. VI. 1936 Pleternici/Jugosl.

VĚDECKOU HODNOST KANDIDÁTA

technických věd

NA ZÁKLADĚ OBHAJOBY V OBORU
části strojů a mechanismů

KTERÁ SE KONALA

před komisí 23. 01. 9

DNE 15. IX. 1977



Prof. Ing. Jir. Mařák
PŘEDSEDA KOMISE
PRO OBHAJOBY

VEDOUcí FUNKČNÁŘ
MÍSTA UDELOVÁNÍ HODNOSTI

MINISTR ŠKOLSTVÍ
ČESKÉ SOCIALISTICKÉ REPUBLIKY

V Praze dne 23. března 1981

Č.j.: 8.404/81 - 34

Vážený soudruh

Ing. Štěpán B e n e š , CSc.

Norská 450

L i b e r e c 11.

Podle ustanovení § 75 odst. 1 zákona č. 39/1980 Sb.,
o vysokých školách, Vás jmenuji s účinností od 1. dubna 1981
d o c e n t e m pro obor stavba výrobních strojů a zaříze-
ní.

Přeji Vám mnoho úspěchů při výchově naší nové socia-
listické inteligence i ve vědecké práci.

Vonochůtka

Životopis

Jmenuji se Štěpán Beneš, narodil jsem se 3.6.1936 v Pleternici (Jugoslavie), kde jsem absolvoval 4 roky "osnovnu školu". V roce 1947 jsme se s matkou a příbuznými vrátili do vlasti jako reemigranti.

V roce 1956 jsem maturitou ukončil Vyšší průmyslovou školu strojní se zaměřením na konstrukci textilních strojů a v roce 1961 Vysokou školu strojní a textilní v Liberci se zaměřením na konstrukci strojů.

V rámci ověřování nových forem studia jsem poslední rok studia a zpracování diplomové práce absolvoval dálkově, v té době jsem pracoval v n.p. Technometra Semily jako konstruktér na plný úvazek.

V roce 1961 jsem se oženil s Jarmilou Šimkovou. Syn Vít ukončil VŠST v roce 1986, nyní pracuje ve vývojovém oddělení Škoda v Mladé Boleslavi.

V roce 1962 jsem na umístěnkou nastoupil v n.p. Blanické strojírny - Sellier a Bellot Vlašim, kde jsem získal státní byt. V rámci nástupní praxe jsem získal výuční list strojního zámečníka. V tomto podniku jsem pracoval jako vývojový konstruktér jednoúčelových a speciálních strojů.

Od roku 1964 pracuji na katedře částí a mechanismů strojů. Byl jsem předsedou Svépomocného stavebního bytového družstva VŠST, které v roce 1966 postavilo dům o 20 bytových jednotkách.

Od roku 1968 jsem se na katedře podílel na přípravě a vedení výuky v zaměření balicí a polygrafické stroje. V roce 1977 jsem obhájil kandidátskou disertační práci na téma "Dynamické poměry v náhonu archového ofsetového tiskového stroje AD 724" a v roce 1981 jsem byl jmenován docentem pro obor stavba výrobních strojů a zařízení.

Od roku 1990 jsem vedoucím katedry částí a mechanismů strojů a proděkanem strojní fakulty.



Liberec, 15.4.1993

Doc. Ing. Štěpán Beneš, CSc.

Přehled o odborné a pedagogické činnosti, výsledky při výchově
vědeckých pracovníků

1. Přehled odborné činnosti

- diplomová práce "Válečkovací automat AT 120", stroj realizován v n.p. Technometra Semily,
- samostatný vývoj a výrobní dokumentace "Automatický lakovací stroj pro cvičné náboje" a vedoucí komplexní racionalizační brigády pro výrobu a zkoušky prototypu, 1963 - 1964, Blanické strojírný Vlašim,
- výrobní dokumentace poloautomatické planetové převodovky, LIAZ Mnichovo Hradiště, 1964,
- konstrukce a výroba "Testoru ozubení s uzavřeným okruhem", VŠST 1967,
- spoluřešitel nůžek pro Kovošrot Děčín, 1967,
- spoluřešitel projektu pneumatického pérování obrněného transportéru - Vojský výzkumný ústav Doksy, 1968,
- 1968 - 1972, životnostní zkoušky karbonitridovaných ozubených kol (LIAZ),
- 1970 - 1987, vedoucí dílčích úkolů v rámci státních, rezortních a fakultních úkolů,
- 1970 - 1986, vedoucí úkolů v rámci vedlejší hospodářské činnosti,
- 1969 - 1970, podíl na vývoji a vedení výroby prototypu automatu pro balení v ochranné atmosféře,
- zařízení na výrobu svařovaných konstrukcí - Teplotechna Teplice,
- komínová lávka - Teplotechna Teplice,
- automatická komínová plošina - Teplotechna Teplice,
- bezpečnostní vrata - SNV Stráž p.R.,
- dvoucestné vozidlo POCLAIN, kolejový podvozek UDS 110 - DVIL Komořany,
- 1979 - 1984 člen hodnotitelské komise pro spojovací součásti, SZU Jablonec n.N.,
- 1986 - 1988 vedoucí skupiny pracovníků SHR a VÚHU Most a Transporta Chrudim pro zavádění bezdemontážní diagnostiky v povrchových dolech,
- 1987 - 1990 odborný konzultant firmy CARL SCHENCK (půjčování přístrojů),
- 1989 - 1992 odborný konzultant firmy Brüel a Kjaer, SKF (půjčování přístrojů),
- 1992 nositel interního grantu "Mezní hodnoty kmitání"
- 1992 spoluřešitel grantu rozvoje vzdělávání - doktorandské studium,
- od r.1991 člen výboru a předseda regionální skupiny Asociace technických diagnostiků.

2. Pegagogická činnost

- 1963 - 1964 učitel odborných předmětů a člen zkušební komise pro zvyšování kvalifikace - Blanické strojírny Vlašim,
- od roku 1964 odborný asistent, cvičení v předmětech Části strojů, konstrukční cvičení a později přednášení v předmětu Části strojů,
- 1977 - kandidát věd v oboru části strojů a mechanismů,
- 1981 - docent pro obor stavba výrobních strojů a zařízení,
- 1968 - 1988 koncepce a vedení výuky v zaměření balicí a polygrafické stroje, vedoucí diplomových prací, člen a posléze předseda komise pro státní závěrečné zkoušky,
- 1972 - 1981 přednášky a cvičení z předmětu Převody a uložení,
- 1981 - 1991 koncepce a přednášky předmětu Teorie stavby strojů, posléze Technická diagnostika,
- 1968 - 1969 externí učitel na SPŠS Liberec,
- 1981 - 1989 člen komise pro obhajoby kandidátských disertačních prací,
- vedení studentských prací SVOČ (1985 - 1988) - tři první a tři druhá místa v celostátní soutěži SVOČ,
- od r. 1981 člen vědecké rady fakulty strojní VŠST,
- 1990 - člen vědecké rady VŠST,
- od r. 1990 člen kolegia rektora,
- 1990 - předseda komise pro studijní plány oborového studia - konstrukční zaměření.

3. Vědecká výchova

Školitel aspirantů:

- Ing. Drahomír Fencel - obhajoba 1991,
- Ing. Karel Vála - změna školitele,
- Ing. Marie Olehlová a Ing. Martin Laimarina - ukončena příprava, oponent kandidátských disertačních prací - VŠST, VUT Brno, VŠB Ostrava.

Školitel doktorandů:

- Ing. Elias Tomeh a Ing. Vladimír Patera - disertační práce odevzdány v dubnu 1993,
 - Ing. Jan Biloš - disertační práce bude odevzdána v květnu 1993.
- Garant předmětů Části strojů, Technická diagnostika.
- Člen oborové rady fakulty - konstrukce strojů a zařízení.

- [14] BENEŠ, Š. - KUTAL, O.: Prognosticky podložená údržba pohonu DPD. In: V. konference o teorii stavby strojů a mechanismů s mezinárodní účastí. VŠST Liberec 1989, s.15-26.
- [15] BENEŠ, Š.: Diagnostika ozubených převodů. In: Sborník DIAGO 90. DT Žilina 1990, s.126-136.
- [16] BENEŠ, Š. - ŠEREMETA, L.: Vliv vyvážení elektromotorů na dynamické poměry pohonu. In: Sborník Dny nové techniky - diagnostika. ŽD Bohumín 1989, s.165-174.
- [17] BENEŠ, Š. - FIALA, J.: Prognosticky podložená údržba dálkové pasové dopravy. In: Sborník Dny nové techniky - diagnostika. ŽD Bohumín 1989, s.175-182.
- [18] BENEŠ, Š.: Diagnostika jehlových tkacích strojů MASTER SM 93. In: Sborník technická bezdemontážní diagnostika v průmyslové praxi. DT ČSVTS Ústí nad Labem 1990, s.275-285.
- [19] VÁLA, K. - BENEŠ, Š.: Zajištění provozuschopnosti malých vodních elektráren na základě bezdemontážní diagnostiky. In: Sborník technická bezdemontážní diagnostika v průmyslové praxi. DT ČSVTS Ústí nad Labem 1990, s.286-295.
- [20] BENEŠ, Š.: Měření kmitání vozidel LIAZ. In: Bezdemontážní diagnostika - snižování nákladovosti výroby. DT ČSVTS Ústí nad Labem 1990, s.67-74.
- [21] BENEŠ, Š.: Komplexní hodnocení jakosti montáže a seřízení strojů měřením mechanického kmitání. In: Spolehlivost - diagnostika 90. DT ZSVTS Nitra 1990, s.21-25.
- [22] BENEŠ, Š. - KUTAL, O. - MACH, M.: Hodnocení kvality montáže pohonu DPD měřením mechanického kmitání. In: Sborník vědeckých prací VŠST v Liberci. VŠST Liberec 1989, s.319-332.
- [23] BENEŠ, Š.: Kepstrální analýza ozubených převodů. In: Sborník Dny nové techniky 1991. Železářny a drátovny Bohumín 1991.
- [24] BENEŠ, Š.: Kinematické, parametrické a rázové buzení kmitání ozubenými převody. In: Technická diagnostika strojov a strojních zariadení. ZPS a.s. Zlín, 1991.
- [25] BENEŠ, Š.: Hodnocení jakosti výroby a montáže měřením mechanického kmitání. In: Sborník Sixth International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms. TU Liberec 1992, Volume B, s.17-21.
- [26] BENEŠ, Š. - TOMEH, E.: Kmitání rozvodu vzduchu ve sklárně. In: Sborník technická diagnostika, Dům techniky ČSVTS Ústí nad Labem, 1992, s.69-81.

Seznam skript a publikovaných prací

P1. Skripta (6)

- [1] KREJČÍŘ, O. a kol.: Základy strojního inženýrství. VŠST Liberec 1978. (Podíl 18%).
- [2] BENEŠ, Š.: Životnost a spolehlivost strojních součástí. VŠST Liberec 1978.
- [3] BENEŠ, Š.: Teorie stavby strojů. VŠST Liberec 1986.
- [4] BENEŠ, Š. - ŠEREMETA, L. - VÁLA, K.: Bezdemontážní diagnostika. Valivá ložiska jako budič mechanického kmitání. VŠST Liberec 1987. (Podíl 65%).
- [5] BENEŠ, Š. - TOMEH, E.: Metody diagnostiky valivých ložisek. VŠST Liberec 1991. (Podíl 70%).
- [6] BENEŠ, Š.: Technická diagnostika. (Předáno do tisku).

P2. Publikace v oboru technická diagnostika

P2.1. Zahraniční (4)

- [7] BENEŠ, Š.: Zustand orientierte Instandhaltung der Maschinen MASTER SM 93. IV. Internationale Seminar "Grundlage der Maschinenbau". TH Zwickau 1989.
- [8] HELEBRANT, F. - ZIEGLER, J. - BENEŠ, Š.: Vibrodiagnostische messungen der Antriebsteilen der Maschinenknoten von technologischen Komplexen für Tagebau. In: XLI. Berg- und Hüttenmännischer Tag. Bergakademie Freiberg, 1990, s. 15-26.
- [9] SCHENCK - První brněnská strojírna. Preventivní údržba strojů. (Překlad technického názvosloví z němčiny a lektorský posudek). 1989.
- [10] BENEŠ, Š.: SKF - Analýza a příčiny kmitání strojů. (Překlad příručky z němčiny). 1991. 82 s.

P2.2. Odborné časopisy a sborníky (28)

- [11] HELEBRANT, F. - ŠEREMETA, L. - KUTAL, O. - BENEŠ, Š.: Vibrodiagnostika měření prováděná na technologických celcích pro povrchové dobývání hnědého uhlí. In: Uhlí, 3/38/1990, s. 97 - 107.
- [12] BENEŠ, Š.: Využití laserového optického systému OPTALIGN v lomových provozech. In: Sborník XXX. celostátní konference kateder částí a mechanismů strojů s mezinárodní účastí. VŠST Liberec 1989, s.363-371.
- [13] BENEŠ, Š. - VÁLA, K.: Vliv nesouososti elektromotoru a převodové skříně náhonu OPD. In: V. konference o teorii stavby strojů a mechanismů s mezinárodní účastí. VŠST Liberec 1989, s.27-34.

- [41] BENEŠ, Š.: Diganostika pohonů DPD v Jugoslavii. Vyhodnocení provozních měření kmitání a posouzení příčin poškození valivých ložisek hnacích elektromotorů. VŠST Liberec 1989. KST 89-15.
- [42] BENEŠ, Š. - NĚMEČEK, P. - ZADAKOVÁ, M.: Dynamické poměry turbogenerátorů. Měření mechanického kmitání soustrojí turbogenerátorů Vodní elektrárny Lipno. VŠST Liberec 1990. KST 90-14.
- [43] BENEŠ, Š. - TOMEH, E. - ZADAKOVÁ, M.: Diagnostika velkorozměrových pomaluběžných valivých ložisek. VŠST Liberec 1990. KST 90-16.
- [44] BENEŠ, Š. - TOMEH, E. - ZADAKOVÁ, M.: Diagnostika převodovek vozidel UAZ. VŠST Liberec 1990.
- [45] BENEŠ, Š. - TOMEH, E. - ZADAKOVÁ, M.: Analýza kmitání Rootsových dmychadel a vzduchového potrubí. VŠST Liberec 1990.
- [46] BENEŠ, Š.: Posouzení kmitání základů pro litografický stroj. VŠST Liberec 1990.
- [47] BENEŠ, Š. - TOMEH, E. - ZADAKOVÁ, M.: Diagnostika TURASU velkstroje RK 5000. Analýza a návrh mezných hodnot kmitání. VŠST Liberec 1989. KST 89-17.
- [48] BENEŠ, Š.: Bezdemontážní diagnostika tkacích strojů MASTER SM 93. Návrh míst měření a vyhodnocení vstupních měření kmitání. VŠST Liberec 1989. KST 89-08.
- [49] BENEŠ, Š.: Diagnostika jehlových tkacích strojů MASTER SM 93. Vyhodnocení periodických měření. VŠST Liberec 1989. KST 89-14.
- [50] BENEŠ, Š. aj.: Kmitání vozidel LIAZ. Vyhodnocení měření mechanického kmitání jízdních zkoušek. VŠST Liberec 1990. KST 90-21.
- [51] BENEŠ, Š. - PEŠÍK, L.: Hodnocení pružného uložení pneumatických strojů - hluk a kmitání. VŠST Liberec 1990.
- [52] BILOŠ, J. - LABAJ, J. - BENEŠ, Š.: Analýza kmitání a návrh opatření rozvlákňovacího stroje ve Stavebních izolacích Častolovice. ČEZ-OKE Ostrava 1990.
- [53] BENEŠ, Š. - ZADAKOVÁ, M.: Diagnostika valivých ložisek VOP Český Dub. VŠST Liberec 1990. KST 90-06.
- [54] NĚMEČEK, P. - BENEŠ, Š.: Hlučnost vybraných strojů ve s.p. Severografia Liberec. VŠST Liberec 1990. KST 90-01.
- [55] BENEŠ, Š.: Diagnostika tkacích strojů MASTER SM 93. Statistické vyhodnocení periodických měření kmitání. VŠST Liberec 1990.
- [56] BENEŠ, Š. - BUREŠ, M. - NĚMEČEK, P. - TOMEH, E.: Hodnocení hluku a kmitání tkalcoven - vyhodnocení vlivu vibroizolačního uložení tkacích strojů a plovoucích podlah. /Výzkumná zpráva/. VŠST, Liberec 1991.

- [27] BENEŠ, Š. : Úroveň kmitání strojů a pravděpodobná životnost. In: Sborník Dny nové techniky 92 - technická diagnostika, Asociace technických diagnostiků, Bohumín 1992, s.115-119.
- [28] BENEŠ, Š. - TOMEH, E.: Přejímka tiskových strojů měřením kmitání. In: Sborník Dny nové techniky 92 - technická diagnostika, Asociace technických diagnostiků, Bohumín 1992, s.120-123.
- [29] BENEŠ, Š. - STRÍTESKÝ, J.: Analýza kmitání motoru nákladního vozidla. In: Sborník Dny nové techniky 92 - technická diagnostika, Asociace technických diagnostiků, Bohumín 1992, s.100-104.
- [30] BENEŠ, Š.: Hodnocení poškození ozubení převodovek ze změřených kmitočtových spekter. Přednáška na sympoziu: Technická diagnostika strojov a strojních zariadení, Zlín 5.-6.2.1992.
- [31] BENEŠ, Š.: Vliv kmitání na trvanlivost valivých ložisek. In: DIAGO - 1993 - Technická diagnostika strojov a strojních zariadení. ŽIVŠ Žilina 1993, s.15-25.
- [32] BENEŠ, Š.: Statistické vyhodnocení kmitání při přejímce textilních tkacích strojů. In: DNT 93 - Technická diagnostika. Bohumín 1993, s.145-152.
- [33] BENEŠ, Š.: Určení poškození ozubených převodovek měřením kmitání. In: DNT - 93 - Technická diagnostika. Bohumín 1993, s.153-159.
- [34] BENEŠ, Š.: Analýza kmitání a hluku ventilátoru. In: Technická diagnostika 1/1993 - v tisku.
- [35] BENEŠ, Š. - NĚMEČEK, P.: Měření a analýza hluku. In: Technická diagnostika 1/1993 - v tisku.

P2.3. Výzkumné zprávy (hospodářská činnost) (46)

- [36] BENEŠ, Š. - ZADAKOVÁ, M. - TOMEH, E.: Diagnostika velkorozměrových převodovek. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec 1990. KST 90-07.
- [37] BENEŠ, Š.: Měření mechanického kmitání ofsetových tiskových strojů řady ADAST DOMINANT. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec 1989. KST 89-10.
- [38] BENEŠ, Š. - TOMEH, E. - NĚMEČEK, P. - ZADAKOVÁ, M.: Měření kmitání a hlučnosti tkalcoven. VŠST Liberec 1989. KST 89-23.
- [39] BENEŠ, Š. - TOMEH, E. - ZADAKOVÁ, M.: Pohon kola SRs 2000. Vyhodnocení vstupních měření kmitání pohonu kola velkostroje. VŠST Liberec 1989. KST 89-16.
- [40] BENEŠ, Š. - MOJŽÍŠ, M. - VÍZEK, J.: Posouzení kmitání základů vzduchových kompresorů. Návrh metody měření a vyhodnocení mechanického kmitání. VŠST Liberec 1989. KST 89-01.

- [72] BENEŠ, Š. - STEHLÍK, T. - STRÍTESKÝ, J. - TOMEH, E.: Přejímka tiskového stroje SIMULTAN II. Analýza kmitání stroje při přejímce. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1992. KST 92-01, 36 stran.
- [73] BENEŠ, Š. aj.: Přejímka stroje NUMEROTA II. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1992. KST 92-07, 22 stran.
- [74] BENEŠ, Š. - TOMEH, E.: Analýza mechanického kmitání strojů s.p. Cutisin. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec 1992. KST 92-06, 27 stran.
- [75] BENEŠ, Š. aj.: Diagnostika míchačky na beton LEC-1,5. Analýza vstupního měření kmitání a návrh periodického sledování. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec 1992, KST 92-12, 20 stran.
- [76] BENEŠ, Š. aj.: Analýza kmitání ploškovacích strojů. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1992. KST 92-13, 30 stran.
- [77] BENEŠ, Š. aj.: Diagnostika asynchronních elektromotorů. Teoretický rozbor a vyhodnocení orientačního měření elektromotorů DPD. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1992. KST 92-05, 23 stran.
- [78] BENEŠ, Š. - NĚMEČEK, P. - BARTÁČEK, M.: Hluk vyzařovaný Destarolem LX. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1992. KST 92-14, 4 strany.
- [79] BENEŠ, Š. Analýza kmitání hnacího elektromotoru NUMEROTA II. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1993. KST 93-05.
- [80] BENEŠ, Š. a kol.: Diagnostika asynchronních elektromotorů. Rozbor provozních měření. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec 1993. KST 93-04.
- [81] BENEŠ, Š. - ŠEREMETA, L.: Systém zavedení bezdemontážní diagnostiky těžebního a zpracovatelského zařízení I, II. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1993. KST 93-02.

P2.4. Expertní a lektorské posudky

- [82] BENEŠ, Š.: Oponentní posudek publikace SÝKORA, J.: Šrouby a matice. TEVUH. Praha, 1989.
- [83] BENEŠ, Š. Lektorský posudek - LUFTMAN, Z.: Vícetoké převody v trakčních a zdvihových pohonech. /Odborný článek Transporta Chrudim/. 1990.
- [84] BENEŠ, Š.: Lektorský posudek skript - ZIEGLER, J. - HELEBRANT, F.: Technická diagnostika výrobních zařízení. /SKripta VŠB Ostrava/. 1990.
- [85] BENEŠ, Š.: Oponentní posudek - Zkouška spolehlivosti převodovek zdvihu regálových zakladačů. Metoda a hodnocení výsledků zrychlených stendových zkoušek. /Závěrečná zpráva - Transporta Chrudim/. 1989.

- [57] BENEŠ, Š. - TOMEH, E. - BILOŠ, J. - LIPUS, T.: Analýza mechanického kmitání ofsetového tiskového stroje ULTRASET 72. /Výzkumná zpráva/. VŠST, Liberec 1991.
- [58] BENEŠ, Š. - NĚMEČEK, P. - TOMEH, E.: Analýza kmitání zdroje a rozvodu stlačeného vzduchu. /Výzkumná zpráva/. VŠST, Liberec 1991.
- [59] BENEŠ, Š. - LABAJ, J.: Měření kmitání rozvláknovacího stroje. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 19191. KST 91-01.
- [60] BENEŠ, Š. - BUREŠ, M. - NĚMEČEK, P. - TOMEH, E.: Hodnocení hluku a kmitání tkalcoven. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1991, HS 61 012/340. KST 91-02.
- [61] BENEŠ, Š. - NĚMEČEK, P. - TOMEH, E.: Analýza kmitání zdroje a rozvodu stlačeného vzduchu. /výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1991. KST 91-05.
- [62] BENEŠ, Š. - TOMEH, E. - BILOŠ, J. - LIPUS, T.: Analýza mechanického kmitání ofsetového tiskového stroje ULTRASET 72. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1991. - KST 91-06.
- [63] BENEŠ, Š. - BILOŠ, J. - NĚMEČEK, P. - TOMEH, E.: Analýza kmitání a hluku dmychadel SKG 70 a SIEMENS. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1991. KST 91-17.
- [64] BENEŠ, Š. - NĚMEČEK, P. - STRÍTESKÝ, J. - TOMEH, E.: Měření mechanického kmitání a hluku strojů ve Státní tiskárně cenin Praha. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1991. KST 91-18.
- [65] BENEŠ, Š. - STEHLÍK, T. - TOMEH, E.: Měření vlastních frekvencí řízení vozidla LIAZ. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1991. KST 91-19.
- [66] BENEŠ, Š.: Analýza kmitání pohonu vozů Liaz. Návrh další spolupráce a postup řešení. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1991. KST 91-20.
- [67] BENEŠ, Š. - BUREŠ, M. - PRÁŠIL, L. - TOMEH, E.: Analýza kmitání strojů na výrobu střívek. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1991. KST 91-24.
- [68] BENEŠ, Š. - STEHLÍK, T. - STRÍTESKÝ, J. - TOMEH, E.: Přejímka stroje SIMULTAN II. Měření kmitání. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec, 1991. KST 91-25.
- [69] BENEŠ, Š.: Diagnostika linky De La Rue Giorgy na výrobu bankovek. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec 1991. KST 91-16.
- [70] BENEŠ, Š. - ZADAKOVÁ, M.: Skřípcové tkací stroje STB 330. Vyhodnocení orientačního měření mechanického kmitání strojů. VŠST Liberec, 1989. KST 89-26.
- [71] NĚMEČEK, P. - BENEŠ, Š.: Hluk v pracovním prostředí. Vyhodnocení hlučnosti strojů v k.p. Chemopharma Ústí nad Labem. VŠST Liberec 1989. KST 89-27.

P4. Nejvýznamnější publikace po obhajobě kandidátské disertační práce
(do r.1986)

P4.1. Časopisy a sborníky (9)

- [98] BENEŠ, Š.: Zařízení pro běhové zkoušky ozubených kol. In: Strojírenství, 24, 1974/6, s. 352 - 355.
- [99] BENEŠ, Š.: Vliv ozubených kol na kvalitu tisku u archových ofsetových strojů. In: II. konference o teorii strojů a mechanismů, VŠST Liberec 1976, s. 289 - 298.
- [100] BENEŠ, Š.: Dinamičeskiye svijstva uprugych pokryšek. In: Tribologie und Effektivität der Produktion, NTS po Mašinostrojenje, Sofia 1977, s. 149 - 154.
- [101] KREJČÍŘ, O. - BENEŠ, Š.: Konstrukce některých nekonvenčních obalových skládaček. In: Sborník vědeckých prací VŠST v Liberci sv. XI /1978/, s. 289 - 296.
- [102] KREJČÍŘ, O. - BENEŠ, Š.: Konstrukce hranolovitých skládaček s konkávními úhlopříčnými ohyby stěn. In: Sborník VŠST 1979, s. 299 - 304.
- [103] PRÁŠIL, L. - BENEŠ, Š. aj.: Kolejový podvozek univerzálního dokončovacího stroje UDS 110-a. In: Sborník VŠST 1979, s. 349 - 356.
- [104] BENEŠ, Š. - DRNOVSKÁ, J.: Zařízení na navíjení vzorkovnic příze. In: III. konference o teorii strojů a mechanismů. VŠST Liberec 1980.
- [105] PRÁŠIL, L. - BENEŠ, Š. - BORŮVKA, F.: Rozbor dynamických vlastností ozubeného převodu s pružným členem pro vymezení boční vůle v ozubení. In: Sborník VŠST 1981, s. 137 - 146.
- [106] BENEŠ, Š. - BUREŠ, M.: Rozbor silových poměrů na komínové plošině. In: Sborník VŠST 1982, s. 303 - 310.

P4.2. Oponované výzkumné zprávy státních a rezortních úkolů (7)

- [107] BENEŠ, Š. - PRÁŠIL, L.: Ozubená kola s pružnými členy. VŠST 1980, KST 80-13.
- [108] BENEŠ, Š.: Harmonický třecí převod pro invalidní vozíky. VŠST Liberec 1981, KST 81-04.
- [109] DRAPÁK, R. - BENEŠ, Š.: Leptací zařízení pro kinematické ofsetové desky. VŠST Liberec 1981, KST 81-10.
- [110] BENEŠ, Š. - BERAN, F.: Statistické hodnocení jakosti spojovacích součástí. VŠST Liberec 1984, KST 84-17.

- [86] BENEŠ, Š.: Vyhodnocení stavu převodových skříní pojezdu a zdvihu regálových zakladačů. Posouzení využitelnosti a pracnosti programového vybavení podle ZN 49/88. - Transporta Chrudim. VŠST Liberec 1989. KST 89-07.
- [87] BENEŠ, Š.: Racionalizace stříhání příčného otvoru vložky č.v. 3.050.003.0. Posouzení etapy řešení výzkumného úkolu AERO - Technometra Semily. VŠST Liberec 1989. KST 89-06.
- [88] BENEŠ, Š.: Diagnostický systém hlavních cirkulačních čerpadel primárního okruhu jaderných elektráren Temelín VVER 1000 MW. Hodnocení nabídek diagnostických systémů. VŠST Liberec, 1991. KST 91-07.
- [89] BENEŠ, Š.: Bezdemontážní diagnostika tiskových strojů INTAGLIOCOLOR 8, SIMULTAN II a NUMEROTA II. Návrh spolupráce při řešení technické diagnostiky. VŠST Liberec, 1991. KST 91-08.
- [90] BENEŠ, Š.: Hodnocení komplexní jakosti zadní nápravy LIAZ měřením hluku a kmitáním. Návrh spolupráce a postupu řešení. VŠST Liberec, 1991. KST 91-09.
- [91] BENEŠ, Š.: Posudek disertační práce VŠB Ostrava. ČAMARA, M.: Řešení problematiky určení zbytkové životnosti rotujících pohonných jednotek dobývacích a zakládacích strojů, 1993.

P3. Autorská osvědčení

- [92] AO 229 262 (PV 6829-82). BENEŠ, Š. - BUREŠ, M. - CERHA, J. - PRÁŠIL, L.: Brzděný přední kolejový podvozek pro dvoucestná vozidla.
- [93] AO 228 825 (PV 6829-82). PRÁŠIL, L. - BENEŠ, Š. - BUREŠ, M. - CERHA, J.: Kolejový podvozek pro mobilní zemní stroje a vozidla.
- [94] AO 271 113 (PV 08735-87). BENEŠ, Š. - SYPECKÝ, J. - VÁLA, K. - VÍT, J.: Způsob regulace přítlaku generátoru harmonické třecí převodovky a mechanismus k provádění tohoto způsobu.
- [95] AO 224 052 (PV 5763-80). BENEŠ, Š.: Zařízení k ovládání vrat.
- [96] AO 276 115 (PV 5829-81). BENEŠ, Š.: Zařízení ke zhotovování předtisků na výkresy.
- [97] AO 236 074 (PV 3309-83). BENEŠ, Š. - VELTRUSKÝ, M. - HYNČICA, V. - BUREŠ, M.: Pracovní lešení pro práce ve výškách, zejména na komínech.

- [111] BENEŠ, Š.: Převody s větším převodových poměrem. VŠST Liberec 1985, KST 85-19.
- [112] BENEŠ, Š.: Rozbor zatížení a dotykového namáhání kreslicího stolu DIGIGRAF. VŠST Liberec 1985, KST 85-20.
- [113] BENEŠ, Š. - PRAŠIL, L.: Ozubená kola s pružným členem. VŠST Liberec 1980, KST 80-13.

P4.3. Výzkumné zprávy (hospodářská činnost) (12)

- [114] BENEŠ, Š. - FENCL, D.: Výzkum únosnosti ozubených kol z tvárné litiny. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec 1977, KST 77-09.
- [115] BENEŠ, Š.: Výpočet planetové převodovky stroje TECONER. VŠST Liberec 1976.
- [116] BENEŠ, Š. - BUREŠ, M.: Zařízení na výrobu svařovaných konstrukcí. VŠST Liberec 1977, KST 77-09, KST 77-16.
- [117] BENEŠ, Š. - SOCHOR, M.: Výpočet a kontrola tyčí vrtné kolony. VŠST Liberec 1978, KST 78-07.
- [118] BENEŠ, Š. - FENCL, D.: Balení koberců do smrštitelné folie. VŠST Liberec 1978, KST 78-25.
- [119] BENEŠ, Š. aj.: Kolejový podvozek dvoucestného stroje ZTS Poclain TY 45.2. /Výzkumná zpráva/. VŠST Liberec 1979, KST 79-15.
- [120] BENEŠ, Š. - RYDVAL, M.: Ocelová vrata vstupního objektu tábora SNV Stráž p.R. VŠST Liberec 1980, KST 80-03, KST 80-06, KST 80-08, KST 80-24.
- [121] BENEŠ, Š. - BUREŠ, M.: Univerzální dopravník. VŠST Liberec 1980, KST 80-09, KST 80-26.
- [122] BENEŠ, Š. - BUREŠ, M.: Lávka pro montáž prefabrikovaných komínů. VŠST Liberec 1981, KST 81-07, KST 81-12.
- [123] PRAŠIL, L. - BENEŠ, Š. aj.: Kolejový podvozek vozidla Tatra UDS 110-a. VŠST Liberec 1979, KST 79-11.
- [124] BENEŠ, Š. - BUREŠ, M.: Pohyblivá komínová plošina KP 3000-1. VŠST Liberec 1982. KST 82-07, KST 82-08, KST 82-17.
- [125] BENEŠ, Š.: Náhon kazetového přehravače KM 340. VŠST Liberec 1985, KST 85-17, KST 86-03.