

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní



Jiří Hanuš

**IDENTIFIKACE MECHANICKÝCH ZÁVAD
AUTOMOBILOVÝCH PŘEVODOVEK VOZŮ ŠKODA
MĚŘENÍM VIBRACÍ**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2004

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra strojů průmyslové dopravy

Obor

KONSTRUKCE STROJŮ A ZAŘÍZENÍ

Zaměření

KOLOVÉ DOPRAVNÍ A MANIPULAČNÍ STROJE

**IDENTIFIKACE MECHANICKÝCH ZÁVAD
AUTOMOBILOVÝCH PŘEVODOVEK VOZŮ ŠKODA
MĚŘENÍM VIBRACÍ**

**IDENTIFICATION OF MECHANICAL DEFECTS OF SKODA
AUTOMOBILES GEARBOX BY VIBRATION MEASUREMENT**

KSD – 459

Jiří Hanuš

Vedoucí diplomové práce: Dr. Ing. Elias Tomeh

Konzultant diplomové práce: Ing. Petr Melčák – Škoda Auto a.s. – MB.

Počet stran: 78

Počet obrázku: 58

Počet tabulek: 23

Počet příloh: 7

UNIVERZITNÍ KNIHOVNA
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI



3146072786

Datum odevzdání: 28.5.2004



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Jméno a příjmení: **Jiří H a n u š**

obor: **2302T010 Konstrukce strojů a zařízení**

zaměření: **Kolové dopravní a manipulační stroje**

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje diplomová práce na téma:

IDENTIFIKACE MECHANICKÝCH ZÁVAD AUTOMOBILOVÝCH PŘEVODOVEK VOZŮ ŠKODA MĚŘENÍM VIBRACÍ

Zásady pro vypracování:

(uveďte hlavní cíle diplomové práce a doporučené metody pro vypracování)

1. Seznamte se s problematikou uspořádáním mechanického převodového ústrojí pro motorová vozidla, zvláštní pozornost věnujte zejména provedení pro osobní automobily. Popište druhy převodovek používaných firmou Škoda Auto do osobních automobilů.
2. Popište výrobní závady součástí převodovek (ložiska, ozubena kola) podle procesu montáže a způsobu snížení jejich hlučnosti začínající konstrukcí a končící výrobou.
3. Prostudujte výkresy a další dokumentaci štanu na vyzkoušení automobilových převodovek a popište metodiku měření, způsob nalezení výrobních závad ze štanu a jejich typ.
4. Nakreslete kinematické schéma Vámi vybrané převodovky a vypočítejte frekvenci hlavních zdrojů buzení.
5. Návrh metody měření vibrací vybrané převodovky.
6. Analýza provedených měření, projev výrobních závad ve vibračních spektrech převodovky a návrh pro jejich odstranění z výroby, za účelem snižování hlučnosti převodovek.
7. Cílem je použitelnost výsledků DP u zadavatele Škoda Auto a.s.

Forma zpracování diplomové práce:

- průvodní zpráva: cca 60 stran technické zprávy

- výkresová dokumentace: dle zadání

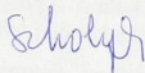
Seznam literatury (uveďte doporučenou odbornou literaturu):

- [1] Podklady Škoda Auto, a.s. Mladá Boleslav.
- [2] Dostupné publikace v oboru ozubených převodů.
- [3] Beneš, Š. – Tomeh, E.: metody diagnostiky valivých ložisek. Skripta TUL 1991.
- [4] Průvodce vibrační diagnostikou. SKF.
- [5] Janoušek, I. Technická diagnostika. Praha 1988.
- [6] Šalamoun, Č.: Motorová vozidla. Skripta ČVUT Praha 1991.

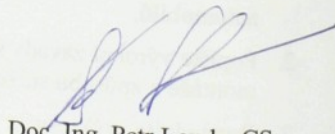
Vedoucí diplomové práce: Dr. Ing. Elias Tomeh

Konzultant diplomové práce: Ing. Petr Melčák – ŠKODA Auto MB

L.S.



Doc. Ing. Celestýn Scholz, Ph.D.
vedoucí katedry



Doc. Ing. Petr Louda, CSc.
děkan

V Liberci dne 31.10.2003

Platnost zadání diplomové práce je 15 měsíců od výše uvedeného data. Termíny odevzdání diplomové práce jsou určeny pro každý studijní rok a jsou uvedeny v harmonogramu výuky.

ANOTACE

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra strojů průmyslové dopravy

Studijní program: M2310 – strojní inženýrství
Diplomant: Jiří Hanuš
Téma práce: IDENTIFIKACE MECHANICKÝCH ZÁVAD
AUTOMOBILOVÝCH PŘEVODOVEK VOZŮ ŠKODA
MĚŘENÍM VIBRACÍ
IDENTIFICATION OF MECHANICAL DEFECTS OF
SKODA AUTOMOBILES GEARBOX BY VIBRATION
MEASUREMENT
Vedoucí diplomové práce: Dr. Ing. Elias Tomeh
Konzultant diplomové práce: Ing. Petr Melčák – Škoda Auto a.s. – MB.

Stručný výtah:

Tato diplomová práce se zabývá měřením a analýzou frekvenčních spekter vibrací, což je moderní nástroj identifikace mechanických závad a vlivu kvality výroby a montáže součástí automobilových převodovek MQ 200. A právě kvalita výroby, montáže a seřízení převodových mechanismů a ložisek má podstatný podíl na výsledné kvalitě, hlučnosti a vibrací automobilových převodovek MQ 200.

Abstract:

This diploma work deals with the measurement and analysis of vibration frequency spectra, which is the modern tool in the field of mechanical defects identification, the effect of production quality and assembly of gearbox MQ 200 components. The very quality of production, assembly and adjustment of the gearing mechanism and bearings takes an essential part in the resulting quality of automobile gearbox MQ 200 noise level and vibration.

Prohlášení:

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 o právu autorském, zejména § 60 (školní dílo) a § 35 (o nevýdělečném užití díla k vnitřní potřebě školy).

Beru na vědomí, že TUL má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé práce a prohlašuji, že **s o u h l a s í m** s případným užitím mé práce (prodej, zapůjčení apod.).

Jsem si vědom toho, že užití své diplomové práce či poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem TUL, která má právo ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených univerzitou na vytvoření díla (až do jejich skutečné výše).

Jiří Hanuš
Jiří Hanuš

V Ohavči dne 20.5.2004

Místopřísežné prohlášení:

„Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně
s použitím uvedené literatury.“

Jiří Hanuš

Jiří Hanuš

V Ohavči dne 20.5.2004

Poděkování:

Na tomto místě bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce Dr. Ing. Eliasu Tomehovi za vedení, pomoc při měřeních a vyhodnocování měření. Dále děkuji kolektivu organizační jednotky GQH/5 – Řízení kvality MB – výroba agregátu za rady, cenné připomínky a poskytnuté podklady pro řešení diplomové práce. Milanu Repšovi děkuji za organizaci měření a pomoc při nich.

OBSAH

Obsah	6
Použité zkratky a symboly	9
1 Úvod	10
2 Pohonné ústrojí osobních vozidel	11
2.1 Mechanické pohonné a převodové ústrojí	11
2.2 Koncepce vozidel	11
2.2.1 Klasická koncepce	11
2.2.2 Klasická koncepce	12
2.2.3 Zkrácená koncepce vzadu	13
2.3 Mechanické stupňové převodovky	14
2.3.1 Základní členy	14
2.3.2 Klasifikace stupňových převodovek	15
2.3.3 Hřídelové stupňové převodovky	16
2.3.4 Strukturní kód stupňových převodovek	16
2.3.5 Úplný klasifikační kód	16
2.4 Třídy stupňových převodovek	17
2.4.1 Třída 222	17
2.4.2 Třída 232	18
2.4.2.1 Třída 232.01	18
2.4.2.2 Třída 232.02	19
2.4.3 Třída 233	19
2.4.4 Vícepředlokové třídy 24X	20
2.4.5 Stupňové převodovky se třemi stupni volnosti	21
2.4.6 Stupňové převodovky se čtyřmi stupni volnosti	22
2.5 Koncepce ŠKODA AUTO	22
3 Výrobní závady součástí převodovek	23
3.1 Hluk a zdroje hluku v převodovce	23
3.1.1 Hluk	23

3.1.2	Zdroje hluku	23
3.1.3	Cesta přenosu vibrací z převodovky	24
3.2	Hluk způsobený záběrem ozubených soukolí	24
3.2.1	Chyba převodu	24
3.3	Konstrukční zásady pro snížení hlučnosti převodovek	25
3.3.1	Konstrukční úpravy ozubení na snížení hlučnosti obecně	26
3.3.2	Konstrukční úpravy ozubení na snížení hlučnosti na MQ 200	26
3.4	Vady ozubených kol projevující se zvýšením hluku	27
3.4.1	Mechanické vady	27
3.4.2	Technologické vady	27
3.5	Ložiska	28
3.6	Mechanismus řazení	29
3.7	Vliv montáže převodovek na hlučnost	30
4	Zkušební stanice převodovek MQ 200	31
4.1	Mechanická část zkušební stanice	31
4.1.1	Uspořádání zkušební stanice	31
4.1.2	Nejdůležitější skupiny funkcí řízení zkušební stanice převodovek	32
4.1.3	Druhy provozu	32
4.1.4	Nakládání a vykládání převodovky ze zkušební stanice	34
4.1.5	Průběh zkoušky	34
4.1.6	Připojení hlukové analýzy DISCOM (Rotas) na zkušební stanici převodovek	36
4.2	Vyhodnocení hlukové analýzy při zkoušení převodovek	37
4.2.1	Do vyhodnocovacího softwaru je třeba zadat	38
4.2.2	Hraniční křivky	38
4.2.2.1	Tvorba hraniční křivky pomocí samoučícího programu	39
5	Převodovka MQ 200	40
5.1	Vstupní hřídel	40
5.2	Výstupní hřídel	40
6	Kinematické schéma převodovky MQ 200	41



7	Výpočet frekvencí hlavních zdrojů buzení.	43
7.1	Výpočet rotorových a zubových frekvencí	43
7.1.1	Vypočtené hodnoty rotorových a zubových frekvencí.	46
7.1.1.1	Hodnoty frekvencí z měření dne 26.3.2004 - vadné ložisko	46
7.1.1.2	Hodnoty frekvencí z měření dne 8.4.2004 - přímá převodovka	47
7.2	Výpočet frekvencí ložisek	49
7.2.1	Ukázka výpočtu frekvencí	49
7.2.1.1	Hodnoty frekvencí ložisek z měření dne 26.3.2004 - vadné ložisko	50
7.2.1.2	Hodnoty frekvencí ložisek z měření dne 8.4.2004 - přímá převodovka	51
8	Metodika měření	53
8.1	Umístění snímačů	53
8.2	Průběh měření	54
8.2.1	Řádová analýza	56
8.2.2	Obálková analýza	56
9	Analýza provedených měření	57
9.1	Vyhodnocení obálkové analýzy	62
9.2	Vyhodnocení řádové analýzy	65
9.3	Vyhodnocení měření na zkušební stanici	74
10	Závěr	76
	Použitá literatura	78

Přílohy

Použité zkratky a symboly

a	vstupní hřídel	
m	výstupní hřídel	
e,f	předloková hřídel	
q	řaditelný převod	
p	stálý převod	
S	direktivní spojka	
n	otáčky	[min ⁻¹]
z	počet zubů ozubeného kola	
b	počet valivých těles ložiska	
f_r	rotorová frekvence	[Hz]
f_z	zubová frekvence	[Hz]
f_{zs}	zubová frekvence stálého převodu	[Hz]
f_i	frekvence vnitřního kroužku ložiska	[Hz]
f_e	frekvence vnějšího kroužku ložiska	[Hz]
f_b	frekvence valivých těles ložiska	[Hz]
f_k	frekvence klece ložiska	[Hz]
L_a	hladina akustického tlaku	[dB]
a_{ef}	Efektivní hodnota zrychlení vibrací	[mm/s ²]

1 Úvod

Převodové ústrojí dnešních automobilů tvoří především převodovky s převody ozubenými soukolími. V minulosti byla ozubená kola navrhována tak, aby měla co nejvyšší únosnost a životnost. V současnosti ozubená kola díky programovému vybavení, v kterém se konstruují a které umožňují i pevnostní kontroly, spolu s dlouholetými zkušenostmi konstruktérů, dosahují optimálních parametrů z hlediska pevnosti, využití materiálu a životnosti. Díky legislativnímu tlaku, požadavkům trhu a konkurenci vystupuje do popředí i hledisko ekologie, m.j. také hluk. Tato skutečnost vede k potřebě lokalizace a identifikace zdrojů hluku a k jejich kvantitativnímu ohodnocení a tato skutečnost je náplní této diplomové práce.

V konstrukci ozubených převodovek dochází v současné době k významnému posunu v oblasti návrhu tvaru boční křivky zubu s ohledem na minimalizaci hlučnosti a vibrací při současném zvýšení účinnosti a životnosti ozubení. Důraz se klade na kvalitativní ukazatele ozubení, zkoumají se materiálové vlastnosti a tepelné zpracování s ohledem na dosažení co nejvyššího vnitřního tlumení. Ověřuje se vhodná volba uložení hřídelí a volných ozubených kol, optimalizuje se velikost bočních vůlí. Neméně významný je tvar převodové skříně, její tuhost, umístění hřídelí a ložisek, počet spojovacích šroubů i např. způsob její montáže.

Hluk, produkovaný automobilem, působí negativně jak na nejbližší okolí, tak i na posádku vozu a hlavně řidiče. Rušivé vlivy, působící během jízdy na pozornost řidiče, mohou negativně ovlivnit bezpečnost všech účastníků silničního provozu. Jeden z největších zdrojů hluku vozidla je hnací ústrojí, jehož součástí je i převodovka. Metody a prostředky měření a analýza frekvenčních spekter vibrací jsou nástrojem moderního způsobu identifikací mechanických závad.

Kvalita převodovek MQ 200 vyráběných ve firmě Škoda Auto a.s. Mladá Boleslav je zajišťována na zkušebních stavech, kde se mimo jiné hodnotí úroveň vibrací a hluku.

Některé komponenty, jako například ozubená kola, hřídele a skříně, se vyrábějí v závodě, diferenciál, ložiska, řadicí mechanismus a další se dovážejí od dodavatelských firem z celé Evropy. Na celkové úrovni vibrací a hluku automobilových převodovek se výrazně podílí přesnost výroby a uložení ozubených kol a valivých ložisek. Nesouosost hřídelí spojek u převodovky má vliv na přesnost uložení ozubených kol a v spektru se projevuje nejen na rotorové frekvenci (f_r , $2f_r$), ale také ovlivňuje velikost amplitud zubové frekvence (f_z , $2f_z$, $3f_z$).

Ozubení a valivá ložiska jsou nejvýraznějším budičem vibrací automobilových převodovek a ve spektrech vibrací se projevují:

- se zubovou frekvencí f_z , $2f_z$, $3f_z$ a příslušnými postranními pásmy, která závisejí na obvodové rychlosti ozubení, kvalitě mazání ozubení a na zatížení zubů (přenášeném výkonu),
- s ložiskovou frekvencí f_L , která závisí na vnitřních rozměrech ložiska, velikosti provozní radiální vůle a počtu valivých těles – frekvence vnějšího kroužku, frekvence vnitřního kroužku, frekvence klece a frekvence valivých těles.

K identifikaci mechanických závad automobilových převodovek MQ 200 a zjišťování jejich vlivu na celkovou hlučnost slouží měření frekvenčních spekter vibrací. Tento způsob je dosažitelný použitím metody řádové analýzy a prostředků technické diagnostiky, které umožňují sledovat vliv ozubených soukolí a valivých ložisek v poměrně složité převodové skříně.



2 Pohonné ústrojí osobních vozidel

Pohonné ústrojí osobních vozidel tvoří v současné době většinou spalovací motor (ať už zážehový, vznětový nebo plynový), mechanické nebo automatické převodovky. U více modelů osobních vozidel má poháněnou pouze jednu nápravu, ale začíná se prosazovat i pohon všech kol. Mnoho výrobců zároveň mechanickou verzi pohonu vyvíjí i různé prototypy elektromobilu anebo vozidla hybridním pohonem. Vozidla s hybridním pohonem se už také začínají prosazovat a někteří výrobci už je několik let nabízejí. Velkou nevýhodou vozidel s hybridním pohonem je jejich pořizovací cena, která je mnohem vyšší než klasického vozidla. Vozidlo s hybridním pohonem má většinou dvě pohonné jednotky, a to spalovací motor a elektromotor, který slouží zároveň jako generátor při brždění a při přebytku výkonu. Dále s sebou musí vozit akumulátory na elektrickou energii, a to je hmotnost a objem navíc, což je také jejich nevýhoda.

2.1 Mechanické pohonné a převodové ústrojí

Mechanické pohonné ústrojí se skládá ze spalovacího motoru (vznětový, zážehový a plynový), třecí spojky, mechanické převodovky, stálého převodu, diferenciálu a hnacích kloubových hřídelí. U pohonu všech kol se musí použít mezinápravový diferenciál a dva nápravové diferenciály. Různým uspořádáním těchto součástí docílíme různých koncepcí, které mají různé vlastnosti (jízdní a prostorové).

2.2 Koncepce vozidel

Podle uspořádání hnacího ústrojí rozděluje koncepce :

- Klasická
- Zkrácená - vše vpředu
- vše vzadu
- Pohon všech kol

2.2.1 Klasická koncepce

Motor uložen podélně vpředu za motorem, následuje spojka a stupňová převodovka. Spojovací hřídel spojuje převodovku s rozvodovkou. Ve skříni s rozvodovkou, která tvoří stálý převod, je i diferenciál. Diferenciál pohání kloubové hřídele, které pohání kola zadní nápravy.

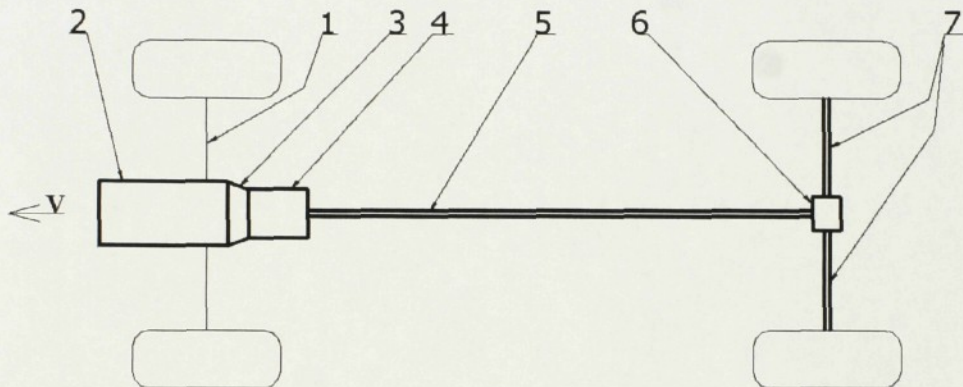
Výhody:

- délka motoru neomezená
- malé zatížení zavěšení motoru (stálý převod až na zadní nápravě)
- jednoduchá konstrukce přední nápravy

- lze využít převodovku umožňující direkt (výkon se nepřenáší přes ozubené soukolí, to znamená lepší účinnost)

Nevýhody:

- nestabilní udržování přímého směru
- při polovičním zatížení je málo zatížena zadní náprava – špatná trakce na kluzké vozovce
- nutné nezávislé zavěšení zadních kol s nápravníci
- nutný vylišovaný tunel v karoserii



Obr. č.1 - Schéma klasické koncepce

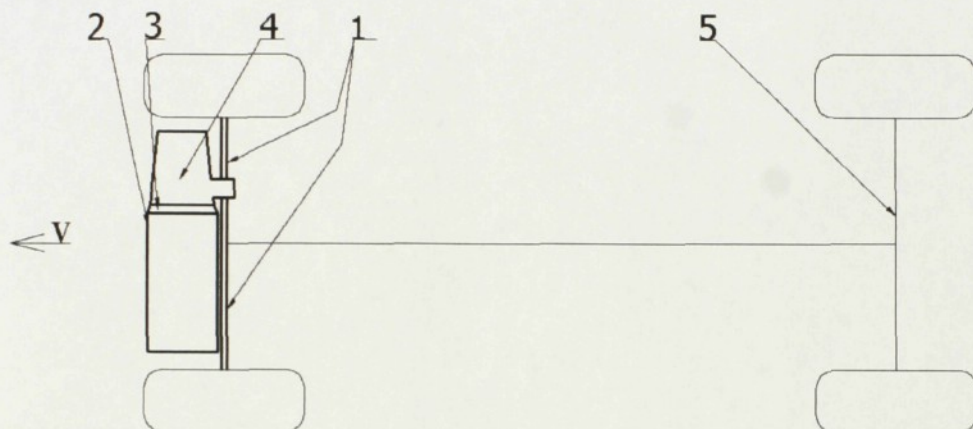
- 1 přední náprava
- 2 motor
- 3 spojka
- 4 převodovka
- 5 spojovací hřídel
- 6 rozvodovka
- 7 kloubové hřídele zadní nápravy

2.2.2 Zkrácená koncepce vpředu

Motor může být uložen buď před nebo za přední nápravou, a to podélně nebo příčně. Další komponenty hnacího agregátu jako spojka, převodovka, rozvodovka, diferenciál jsou smontovány do jednoho bloku s motorem.

- Výhody :
- větší a variabilní zadní část vozidla
 - konstrukční jednoduchost
 - nízká cena
 - neotáčivost
 - zatížení řízených a hnacích kol
 - vozidlo taženo – vyšší jízdní bezpečnost

Nevýhody: - při plném zatížení zhoršené možnosti rozjezdu na kluzké vozovce
 - při velkém zatížení přední nápravy nutný posilovač řízení
 - lze používat jen motory omezené délky
 - složitá přední náprava



Obr. č.2 - Schéma zkrácené koncepce vpředu s napříč uloženým hnacím agregátem

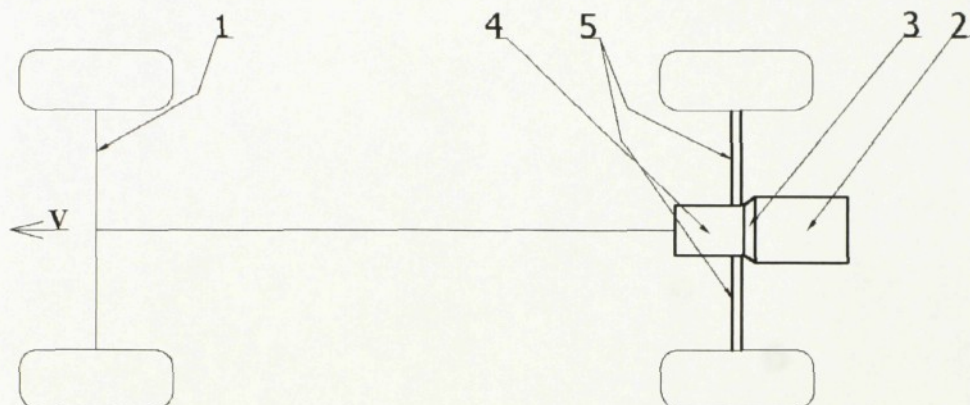
- 1 kloubové hřídele přední nápravy
- 2 motor
- 3 spojka
- 4 převodovka + rozvodovka
- 5 zadní náprava

2.2.3 Zkrácená koncepce vzadu

Motor je umístěn vzadu, je spojen se spojkou, převodovkou, rozvodovkou a diferenciálem a pohání kola zadní nápravy. Motor může být uložen buď před nebo za zadní nápravou. Je-li motor před zadní nápravou, nemůže být vozidlo vybaveno zadními sedadly. Proto se tato vozidla hodí pouze jako sportovní nebo soutěžní.

Výhody: - dobré trakční vlastnosti
 - příznivé rozdělení brzdné síly
 - jednoduchá přední náprava

Nevýhody: - přetáčivost
 - omezená stabilita při přímé jízdě
 - krátké výfukové potrubí problematicky neladitelné
 - palivovou nádrž lze obtížně umístit do bezpečné oblasti
 - malý prostor pro hnací agregát



Obr. č.3 - Schéma zkrácené koncepce vzadu s podélně uloženým hnacím agregátem s motorem za zadní nápravou

- 1 přední náprava
- 2 motor
- 3 spojka
- 4 převodovka
- 5 kloubové hřídele zadní nápravy

2.3 Mechanické stupňové převodovky

Funkce a požadavky na stupňové mechanické převodovky

- podle potřeby měnit převodový poměr tak, aby se dosáhlo požadovaného souladu rychlostního a silového režimu vstupu (motoru) a výstupu (na kolech vozidla).
- měnit smysl převodového poměru, jízda vpřed a vzad.
- umožnit zařazení neutrálu.

2.3.1 Základní členy

- **Převodový mechanismus**

Funkce – Přenos energie ze vstupu „a“ k výstupu „m“

Členy – hřídele, ozubená kola, unášedce, které mezi sebou mohou být spojeny buď TRVALE – kinematickými dvojicemi (ložiska, ozubení)
DOČASNĚ – řadicími členy



- **Řadící členy**

Funkce – Kinematické a silové spojení mezi hřídeli „a“ a „m“

Členy – Zapínané (vypínané) bez zatížení (zubové, kolíkové, kuličkové spojky, přesuvná kola). Pro spojení je třeba synchronizovat obě části.

- Zapínané (vypínané) pod zatížením (třecí, práškové spojky a brzdy, HdD, HdS, El. spojky).

- Zapínané (vypínané) automaticky podle rychlosti spojovaných členů.

- **Řadící ústrojí**

Funkce – Ovládá řadící členy. Ovládání: přímo (řidič), nepřímo (servomechanismus), automaticky.

2.3.2 Klasifikace stupňových převodovek

- **Podle typu mechanismu**

- hřídelové s ozubenými koly
řetězové
- planetové
- kombinované

- **Podle způsobu zapínání řadících členů**

- bez zatížení
- pod zatížením

- **Podle konfigurace vnějších hřídelí**

- souosé
- rovnoběžné
- jednostranné
- oboustranné
- s jedním vnějším koncem
- se dvěma vnějšími konci

- **Podle počtu reakčních členů**

- jednoduché (jeden reakční člen = skříň)
- složené (více reakčních členů)
- ~ sériové
- ~ paralelní
- ~ kombinované



2.3.3 Hřídelové stupňové převodovky

Základní prvky

- Skříň
- Hřídele a jejich uložení
- Ozubená kola
 - pevně spojená s hřídelí
 - volně otočná na hřídeli a s ním spojitelná spojkou
- Řadící členy
 - přesuvná kola
 - spojky
 - volnoběžky
- Olejová náplň

2.3.4 Strukturní kód stupňových převodovek

$$w \ h \ o_h \cdot l_{os} \ l_p$$

w.....počet stupňů volnosti stupňové převodovky

h.....počet hřídelí stupňové převodovky

o_hpočet os

l_{os}identifikátor vzájemné polohy os

l_pidentifikátor počtu a umístění stálých převodů

2.3.5 Úplný klasifikační kód

$$^{\circ}V \ ^{\circ}Z - w \ h \ o_h$$

$^{\circ}V$ počet převodových stupňů vpřed

$^{\circ}Z$ počet převodových stupňů vzad

w h o_h ... strukturní kód

2.4 Třídy stupňových převodovek

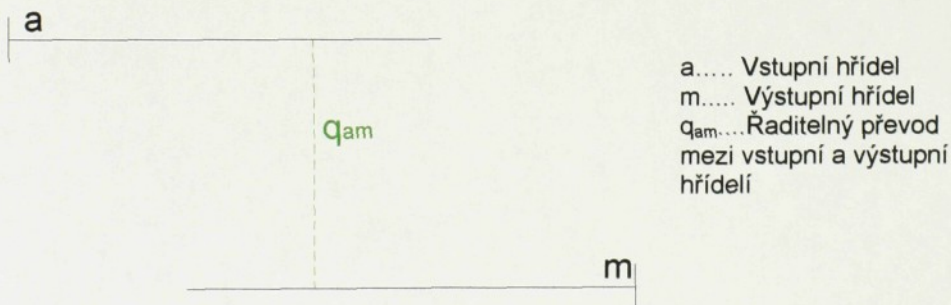
2.4.1 Třída 222

Převodovka má dvě hřídele, dva stupně volnosti a dvě osy hřídelí. Pro tuto třídu je charakteristické:

- Konstrukční jednoduchost (malý počet hřídelí a ložisek)
- Pro jízdu vpřed pouze jeden záběr ozubených kol a záporný převodový poměr
- Velké reakční momenty, které zatěžují skříň
- Rychlostní stupně vzad se tvoří vloženým kolem
- Hodnota převodového poměru nejnižšího stupně je omezena průměrem pastorku ($i_{\max} \approx 5$)
- Počet rychlostních stupňů N je roven počtu řazených soukolí a je z konstrukčních důvodů omezen na $N_{\max} = 6-7$. To je dáno omezenou vzdáleností mezi ložisky.

Příklady použití

- Jednostopá vozidla
- Osobní automobily s příčným uložením hnacího agregátu a podélným uložením agregátu nad hnací nápravou
- Stupňové převodovky pásových vozidel a traktorů

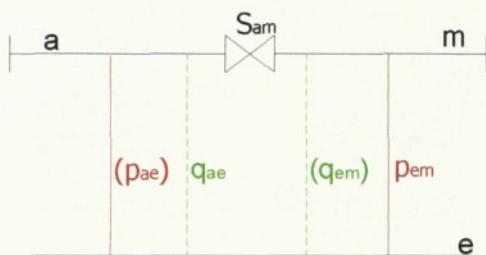


Obr. č. 4 - Schéma převodovky třídy 222

2.4.2 Třída 232

Pro tříhřídelové dvouosé stupňové převodovky se dvěma stupni volnosti je charakteristické:

- Rychlostní stupně vpřed mají dva záběry – převodové poměry jsou kladné – malé reakční momenty.
- Převodový poměr je dán součinem stálého a řaditelného převodového poměru, což umožňuje větší převodové poměry $i_{\max} \approx 10$.
- Jeden rychlostní stupeň je direkt – přímé spojení vstupního a výstupního hřídele hřídelovou spojkou.
- Má vstupní, výstupní a předlokový hřídel
- Vstupní a výstupní hřídel mají společnou osu
- Vstupní nebo výstupní hřídel je spojen s předlohovým stálým převodem



a..... Vstupní hřídel
e..... Předloková hřídel
m..... Výstupní hřídel
 p_{ae} ... Stálý převod mezi „a“ a „e“
 q_{ae} ... Řaditelný převod mezi „a“ a „e“
 p_{em} ... Stálý převod mezi „e“ a „m“
 q_{em} ... Řaditelný převod mezi „e“ a „m“
 S_{am} ... Direktivní spojka mezi „a“ a „m“

Obr. č. 5 - Schéma převodovky třídy 232

2.4.2.1 Třída 232.01

Převodovka se stálým převodem na vstupu

- Soukolí stálého převodu na vstupu je zatíženo jen vstupním momentem (od motoru) – malé rozměry
- Řadící spojky zpravidla na výstupním hřídeli, přenáší velké momenty při malých rychlostech. Z hlediska synchronizace je výhodnější umístit synchronizační spojky na předlokový hřídel

Příklady použití

- Osobní automobily s podélným uspořádáním hnacího agregátu
- Nákladní automobily, autobusy
- Traktory

2.4.2.2 Třída 232.02

Převodovka se stálým převodem na výstupu

- Soukolí řaditelného převodu namáhaná jen vstupním momentem, soukolí stálého převodu nutno dimenzovat na přenos největšího výstupního momentu.
- Předlohový hřídel vysoké otáčky – pro snížení ztrát broděním bývá umístěn nad vstupní a výstupní hřídeli.
- Synchronizační spojky umístěny zpravidla na předlohové hřídeli, z hlediska synchronizace výhodnější umístění na vstupní hřídeli.

Příklady použití

- Jednostopá vozidla se stupňovou převodovkou řazenou bez zatížení
- Nákladní automobily se stupňovou převodovkou řazenou bez zatížení
- Stupňové převodovky řazené pod zatížením.

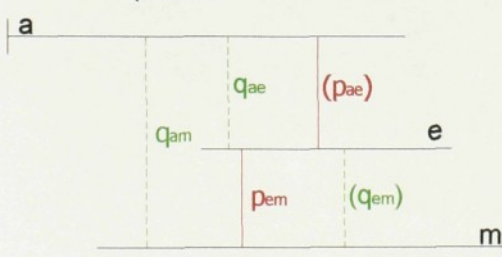
2.4.3 Třída 233

Pro tříhřídelové třiosé převodovky se dvěma stupni volnosti je charakteristické:

- Dvě cesty přenosu energie
 - 1) přes řaditelný převod mezi vstupní výstupní hřídeli – použití pro stupně vpřed s menším převodovým poměrem
 - 2) přes řaditelný a stálý převod mezi vstupní, předlohovou a výstupní hřídeli, použití pro stupně vzad a stupně vpřed s vysokým převodovým poměrem
- Malá délka převodovky

Příklady použití

- Osobní automobily s nutností krátké zástavbové délky stupňové převodovky
- Reverzační stupňové převodovky traktorů a pracovních strojů
- Stupňové převodovky bojových vozidel s velkým rozsahem převodových poměrů



- a..... Vstupní hřídel
- e..... Předlohová hřídel
- m..... Výstupní hřídel
- q_{ae} ... Řaditelný převod mezi „a“ a „e“
- p_{em} ... Stálý převod mezi „e“ a „m“
- p_{ae} ... Stálý převod mezi „a“ a „e“
- q_{em} ... Řaditelný převod mezi „e“ a „m“
- q_{am} ... Řaditelný převod mezi „a“ a „m“

Obr. č.6 - Schéma převodovky třídy 233

Dále uváděné třídy stupňových převodovek se u osobních automobilů nepoužívají, ale pro úplnost je tady uvádím.

2.4.4 Vícepředlokové třídy 24X

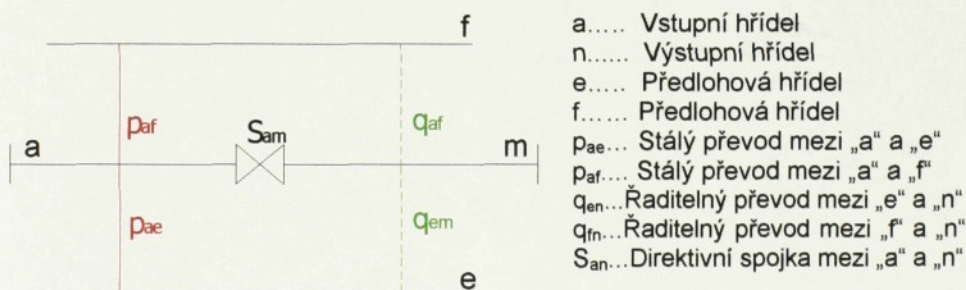
1) Vícetoké

Charakteristika:

- Dochází k větvení toku energie
- Předlohy i příslušná soukolí stálá a řaditelná jsou pro všechny předlohy stejná
- Řadící členy jen na vstupní a výstupní hřídeli společně pro všechny předlohy
- Nutnost dosáhnout rovnoměrné zatížení všech větví

Příklady použití:

- Pro přenos velkých momentů, například u nákladních automobilů se vstupním momentem větším než 1kNm.



Obr.č.7 - Schéma převodovky třídy 243.01

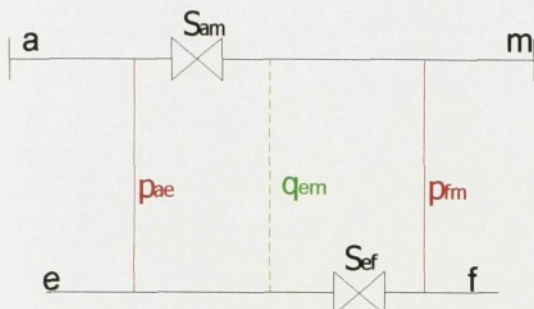
2) Jednotoké

Charakteristika:

- Energie se přenáší pouze jednou předlohou hřídeli
- Nedochází k větvení toku energie
- Předlohy i převody stálé a řaditelné různé
- Řadící členy (kromě spojky direktu) mohou být na předlohách

Příklady použití:

- Nákladní automobily s velkým počtem rychlostních stupňů
- Stupňové převodovky pro traktory, nákladní automobily, pracovní stroje řazené pod zatížením



- a... Vstupní hřídel
n... Výstupní hřídel
e... Předlohová hřídel
f... Předlohová hřídel
p_{ae}... Stálý převod mezi „a“ a „e“
p_{fm}... Stálý převod mezi „f“ a „m“
q_{en}... Řaditelný převod mezi „e“ a „n“
S_{am}... Direktivní spojka „a“ a „m“
S_{ef}... Direktivní spojka „e“ a „f“

Obr.č.8 - Schéma převodovky třídy 242.01

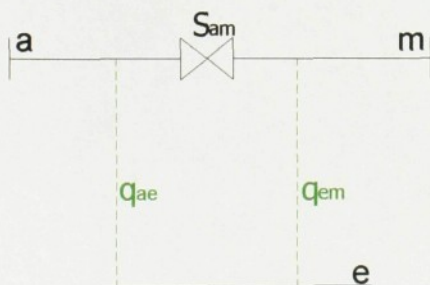
2.4.5 Stupňové převodovky se třemi stupni volnosti

Charakteristika:

- Pro zařazení rychlostního stupně nutno ovládat až dva řadící členy

Příklady použití:

- Mnohastupňové převodovky nákladních automobilů, traktorů, pracovních strojů řaditelné pod zatížením i bez něj



- a.... Vstupní hřídel
e.... Předlohová hřídel
m..... Výstupní hřídel
q_{ae}... Řaditelný převod mezi „a“ a „e“
q_{em}... Řaditelný převod mezi „e“ a „m“
S_{am}... Direktivní spojka mezi „a“ a „m“

Obr. č.9 - Schéma převodovky třídy 332

2.4.6 Stupňové převodovky se čtyřmi stupni volnosti

Charakteristika:

- Velký počet rychlostních stupňů při kompaktní konstrukci
- Při řazení některých stupňů nutnost ovládat až šest řadících členů, proto se používají zejména třecí řadící členy

Příklady použití:

- Nákladní automobily, autobusy.

2.5 Koncepce ŠKODA AUTO

Firma Škoda Auto ve svých modelech FABIA A OCTAVIA používá zkrácenou koncepci vpředu s napříč uloženým hnacím agregátem. Používá převodovku třídy 222 v různých variantách převodových poměrů podle příslušné motorizace vozidla. Převodovky MQ 200, kterých stýká tato diplomová práce, jsou používány pouze u modelu FABIA. Převodovka třídy 222 je pro tuto koncepci výhodná pro svou kompaktnost, ale mění smysl otáčení.

3 Výrobní závady součástí převodovek

Výrobní závady součástí se projeví buďto během samotného výrobního procesu součástí při pravidelných mezioperačních kontrolách nebo na výstupní kontrole. Ale může dojít i k tomu, že se na montážní linku převodovek dostane špatný kus. Špatný kus nemusí jít namontovat nebo se projeví zvýšeným hlukem při provozu.

3.1 Hluk a zdroje hluku v převodovce

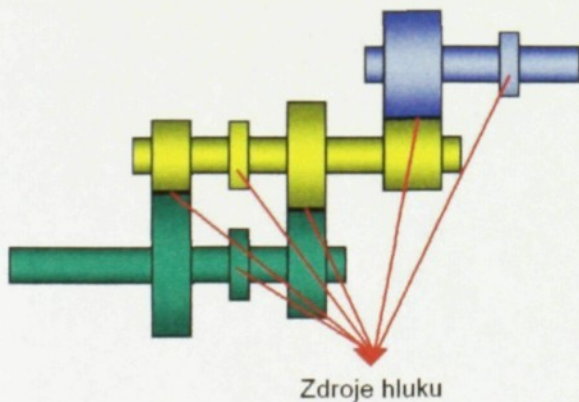
3.1.1 Hluk

Zvuk a vibrace spolu velice úzce souvisejí, protože jsou pouze různým projevem téže příčiny. Oboje je vlnění, zvuk je vlnění ve vzduchu, vibrace v pevných látkách. Zvuk je vjem sluchového orgánu, jehož objektivní příčinou je zvukové (akustické) vlnění. Hluk je podmnožinou zvuku a subjektivně se těžko hledá hranice mezi oběma pojmy. Hluk je každý nežádoucí zvuk, který vyvolává nepříjemný nebo rušivý vjem nebo poškozuje lidské zdraví.

Hluk má dvě stránky, a to kvantitativní a kvalitativní. Kvantitativně je hluk určen pomocí intenzity, frekvence, rytmu, doby expozice atd.. Stanovení kvantitativních veličin je určeno množstvím norem, metodik a legislativních předpisů. Kvalitativní stránka hluku je subjektivní záležitost a záleží vždy na vztahu mezi zdrojem a posluchačem.

3.1.2 Zdroje hluku

Hlavními zdroji hluku jsou pohyblivé součásti jako ozubená soukolí, ložiska. Převodovka dále obsahuje řadu komponent, které mohou být zdroji hluku a vibrací nebo je alespoň vybudí, přenášejí a zesilují - jsou to součásti řazení (např. synchronizační kroužky, přesuvné objímky, řadící vidlice, řadící kulisy nebo táhla). Hřídele sice hluk obvykle neprodukují, ale vlivem průhybu a zkroucení pod zatížením mají na hluk podstatný vliv (především rovnoběžnost hřídelí).



Obr.č.10 - Ukázka zdrojů hluku

3.1.3 Cesta přenosu vibrací z převodovky

Dynamické síly od záběru ozubení generují vibrace, rozkmitávají vlastní ozubená kola, která vyzařují hluk do okolí a dále přenášejí na hřídele. Hřídele dynamicky zatěžují ložiska, která rozkmitávají skříň převodovky. Ta je již obvykle dobrým zářičem hluku díky své skořepinové konstrukci. Uvnitř převodovky jsou vysoké hladiny hluku od ozubených kol, ale vzduchem nesené pulzace nemají takový výkon, aby vybudily okolní struktury a jsou zpravidla pohlcené skříní převodovky. Radiální složka dynamických sil, jak vnějších (od pohonu nebo od předřazených či následných převodů), tak vnitřních, je dominantním zdrojem buzení. Vibrace se dále šíří uložením převodovky nebo motoru a torzními vibracemi hřidel do ostatních soustrojí, která prostřednictvím svých skříní vyzařují hluk do okolí. U automobilových převodovek je problém s šířením vibrací řadičím mechanismem.

3.2 Hluk způsobený záběrem ozubených soukolí

Vibrace od záběru ozubených kol působením vnějších a vnitřních dynamických sil jsou prvotním zdrojem hluku převodovek. Převodovka je akusticky uzavřený systém, ze kterého se hluk šíří zejména vibracemi povrchu skříně nebo připojených agregátů. Nejvýznamnější příčina vibrací je proměnlivá tuhost záběru a kinematická přesnost ozubení.

Z fyzikálního hlediska je příčinou vibrací dynamická síla, která může měnit svoji amplitudu, směr nebo působíště. U evolventního ozubení je nejvýznamnější změna amplitudy, jejíž hlavní příčinou jsou proměnlivá tuhost a rázy při vstupu zubů do záběru vlivem deformací a vlivem rozdílných hodnot úchylek roztečí a profilu zubu skutečného kola od teoretického.

Každý evolventní záběr je charakterizován kombinací valení a smýkání. Při vstupu zubu do záběru je smykové tření velké a postupně klesá až do valivého bodu, kde mění svůj smysl a opět narůstá. Náhlá změna směru třecích sil způsobí vznik vibrací v ozubení. Tento jev má význam především u přímého ozubení. Velikost skluzové rychlosti způsobuje opotřebení a následně chybu profilu.

Dalším zdrojem hluku jsou rázy, které vznikají vlivem axiální a boční zubové vůle volných ozubených kol (např. při volnoběžných otáčkách spalovacího motoru) nebo naopak při velkém zatížení a malých otáčkách. K tomu dochází při nepravidelném chodu hnacího agregátu, kdy dochází k torznímu kmitání. Tento hluk lze odstranit dvoumotovým setrvačником a spojkami s tlumičem záběru.

Mezi další jevy, které způsobují hluk při záběru ozubených kol, lze zařadit Air Pocketing (souvisí se vzduchovými kapsami v mazivu) a Lubricant Entrainment (vlivem malých vůlí není přebytečné mazivo vytlačeno ze záběru a namáhá ozubení přídatnými dynamickými silami, které způsobují nárůst vibrací).

3.2.1 Chyba převodu

Chyba převodu (transmission Error, TE) se definuje jako rozdíl mezi skutečnou a teoretickou pozicí hnaného ozubeného kola. Zpravidla se vyjadřuje v délkových jednotkách (μm) jako pohyb ve směru tečny dotykové kružnice nebo v jednotkách úhlových (vteřinách). TE umožňuje porovnání kvality ozubených kol bez ohledu na jejich rozměry.

Lze odlišit TE statickou (uvažují se pouze statické síly), danou především střídáním počtu zubů v záběru a výrobní nepřesnosti (chyba profilu, chyba rozteče, opotřebení atd.). Dynamická TE vzniká při zatížení za rotace, vlivem dynamických sil (ohyby zubů a hřídelí) a superponuje se na statickou TE.

Periodicky proměnlivá tuhost ozubení během záběru souvisí s přemísťováním bodu dotyku po výšce zubu (změna na celkovém součiniteli záběru). Deformací zubu se mění původní rozteč k dalšímu nezatíženému zubu, který vstupuje do záběru dříve a naráží na spoluzabírající zub. Kontakt mimo přímku záběru způsobí ráz na hlavě hnaného kola. Přenos zatížení je nerovnoměrný, úhlová zrychlení a zpoždění vyvolají přídatné dynamické síly v ozubení. Obdobně se projevují výrobní nepřesnosti a chyby rozteče.

3.3 Konstrukční zásady pro snížení hlučnosti převodovek

Problematickou snižování hlučnosti je potřeba řešit již při konstrukčních návrzích převodovek, úvahou o kinematickém schématu, rozdělení celkového převodového poměru s ohledem na hmotnost ozubených kol, správnou volbou počtu zubů. Samozřejmý je požadavek na použití kol se šikmým nebo zkřiveným ozubením s většími počty zubů a příslušnými korekcemi, jejich umístění a upevnění na dostatečně tuhých hřídelích v převodové skříni s vhodně zvolenými body uložení.

Při konstrukci je důležité dbát na zajištění dostatečné tuhosti uložení ozubených kol, hřídelí a ložisek. Poloha ozubených kol na hřídeli ovlivňuje rozložení zatížení po šířce zubu. Tuhost hřídelí lze zajistit přiblížením podpor. Letmé uložení je nevhodné.

Dostatečně tuhá ozubená kola odpovídají malým chybám v odchylkách záběru. Tvarem ozubeného kola lze ovlivnit jeho vlastní frekvenci a zajistit přeladění mimo rezonanci (vhodnou korekcí nebo změnou úhlu záběru, změnou hmotnosti, přerušením zubů obvodovými drážkami). Další řešení přeladění je použití brzdících členů (sníží se řinčení a rachocení, ale také se sníží účinnost), oddělení velké setrvačné hmoty pružnou spojkou, změna počtu zubů (přeladění, změna amplitudy). Snížení budící amplitudy lze také snížením zátěže přenášené jedním soukolím (větvení toku výkonu). Zmenší-li se rozměry ozubeného soukolí, zmenší se úměrně rychlosti na záběrové přímce a tím také generovaný hluk.

Další součástí vytvářející hluk jsou ložiska. U ložiska záleží na typu, zatížení, konstrukci ložiskové klece, ložiskové vůli a na přesnosti výroby. Vlivem vůle je vnější radiální zatížení přenášeno menším počtem valivých tělísek. Při určitém předpětí je zatížena více než polovina valivých tělísek, klesá maximální dotykové napětí a trvanlivost ložisek roste. Při volbě optimálního předpětí vzrůstá trvanlivost např. kuličkového ložiska o 10%, s dalším růstem předpětí ovšem prudce klesá. U převodovek se skříní z lehkých slitin se používá vyvločkování uložení ložisek. Doporučuje se nahrazovat kuličková ložiska kuželíkovými, ale to nemusí být vždy vhodné, lepší je volit ložiska se zmenšenou vůlí, zvýšenou přesností a zmenšenou hlučností.

Kritická místa s vyšší hladinou napětí mohou být za provozu významným zářičem hlukové energie a vyžadují zesílení nebo vyztužení. Při návrhu je nutné minimalizovat velké nedělené rovné a mírně zakřivené plochy, které dobře vyzařují hluk. Doporučuje se takovéto plochy žebrovat, nebo zvýšit jejich relativní tuhost větší tloušťkou stěny. Přenos hluku lze také snížit změnou průřezu, větvením konstrukce,

útlumu na rozhraní dvou prostředí, použitím hradicích hmot nebo pružných vložek. Při výběru materiálu skříně používat materiály s velkým vnitřním tlumením.

Standardní uložení převodovek pomocí pryžových lůžek a silentbloků se stává nedostačující. Jednoduchá pryžová lůžka lze navrhnout optimálně na jednu frekvenci. Dnes se začíná používat lůžka s vnitřním i vnějším hydraulickým tlumením. Tato lůžka jsou řízená mikro počítačem, který provádí optimální korekce nastavení.

Při použití olejů s vyšší viskozitou se docílí snížení hluku, ale sníží se účinnost soukolí a především trpí ložiska, která vyžadují nízkoviskózní oleje. Vysoko viskózní oleje mohou být přínosem pro opotřebované převodovky, kde mohou omezit vliv vůlí.

3.3.1 Konstrukční úpravy ozubení na snížení hlučnosti obecně

Nejvýznamnějším dynamickým budícím účinkem v ozubení je skoková změna tuhosti vlivem změny počtů zubů v záběru, ale také výrobní a montážní nepřesnosti. Rozhodující jsou hodnoty součinitelů záběru ε_α a ε_β .

Zvětšováním délky trvání záběru klesá celkové zatížení přenášené jedním párem zubů a chyby v ozubení (TE) se zprůměrují. Zvětšení celkového součinitele záběru ε_γ umožňuje použití šikmých nebo zakřivených zubů, větší počet zubů s malým modulem, zmenšení uhlu záběru α_w , případně prodloužení výšky hlavy zubů. U přímého ozubení se sníží dynamické zatížení a tím i hluk pro součinitel záběru $\varepsilon_\alpha=2$. Šikmé ozubení je z hlediska dynamického zatížení na tom lépe, protože je menší změna tuhosti. Vibrace poklesnou pro celočíselné hodnoty ε_β při $\varepsilon_\alpha=2$.

Na hluk má také podstatný vliv přesnost výroby ozubených kol. Je důležité zjistit, jak různé nepřesnosti ovlivní hlučnost a vytipovat výrobní tolerance, které je nutné dodržovat a kontrolovat.

Zlepšením povrchové úpravy (snížení drsnosti povrchu boků zubů) má malý význam (cca. 1 dB(A) při snížení drsnosti na jednu třetinu původní hodnoty). Ale výhodou je, že selepší další parametry, především přesnost ozubení, které mohou přinést významné snížení hlučnosti.

3.3.2 Konstrukční úpravy ozubení na snížení hlučnosti na MQ 200

V převodovkách MQ 200 se používá přímé ozubení pouze u zpětného chodu, u kterého se předpokládá jen občasné používání, a to při nízkých otáčkách => nižší hlukové zatížení. Ozubená kola tvořící soukolí pro jízdu vpřed jsou se šikmým ozubením. Nyní bych chtěl upozornit, že číselné hodnoty uvedené níže se vztahují k dílu č 02T 311 103 K a pro kolo druhé rychlosti. U těchto kol je záběrový úhel 15° tolerance $\pm 14 \mu\text{m}$. Optimální s ohledem na hlučnost je $-6 \mu\text{m}$ (toto platí pro kolo 2. rychlosti). Sklon zubů $33^\circ 45'$. Kontrolují se tvarové odchylky a soudkovitost jak na záběrovém úhlu, tak na sklonu. Dále je předepsáno kontrolovat rozměr přes kuličky, maximální úchylna obvodových roztečí na základní kružnici, součtová úchylna roztečí přes 8 zubů a obvodové házení. Rozptyl obvodového házení mezi měřenými zuby ($4 \times 90^\circ$) větší jak 0,03 mm má vliv na hlučnost. V přílohách č.1 - 4 jsou ukázky zkušebních protokolů kola druhé rychlosti. Měření probíhalo po kalení a po ševingování. Z těchto protokolů je vidět, že po ševingování se profil zubů vyrovná, úchylny obvodových roztečí zmenší a také se zmenší obvodové házení ozubení.

3.4 Vady ozubených kol projevující se zvýšením hluku

Na ozubení je možné sledovat mnoho poškození. Poškození bych rozdělil do dvou základních skupin.

- ~ mechanické vady
- ~ technologické vady

K mechanickému poškození dochází při manipulaci s ozubenými koly. Technologické vady vznikají při vlastní výrobě ozubených kol, jednak nedodržením technologických postupů nebo částečným opotřebením obráběcích strojů. Obě tyto skupiny vad vedou k tomu, že se vada projeví na zkušební stanici.

3.4.1 Mechanické vady

Vady tedy vznikají při manipulaci s ozubenými koly. Jsou to různé poškození profilu zubů (odlomení části zubu, díra po vniknutí cizího tělesa a následný otřep). Taková vada ozubeného kola se projeví zvýšením hlučnosti ve svém řádu ve spektrální analýze. U mechanických vad je jednoznačně určeno, proč je daná převodovka nevyhovující.

3.4.2 Technologické vady

Soustružnické operace na ozubených kolech pro převodovky MQ 200 se provádějí na strojích EMAG. Přesnost obrábění na těchto strojích je závislá na aktuální provozní teplotě. To znamená, že studený stroj vyrobí obrobek s jinými než požadovanými rozměry, proto je třeba při delší odstávce kontrolovat několik prvních kusů. Jestliže se stroj nesrovná sám asi po 15 kusech (nebo podle zkušeností určitým strojem), je třeba provést jeho seřízení. U soustružení boků ozubených kol dochází k nedodržení předepsané drsnosti. Důvodem je nedostatečná tuhost soustružnických nožů, nebo vniknutí třísky mezi nůž a obrobek.

Při frézování ozubení dochází také občas k menším, ale podstatným chybám. Při upnutí je možné, že na dosedací ploše upínacího zařízení zůstane tříska, a to způsobí excentricitu ozubení vůči ose uložení ozubeného kola.

Excentricita způsobuje, že se ozubená kola v soukolí přibližují a zase oddalují. To způsobuje v postranních řádech u řádu kola zvýšení hlučnosti. Kdyby byl odstup spolu zabírajících kol konstantní, tak je hluk menší.

Vady způsobené vibracemi strojů na jemné opracování se projeví vlnami na zubovém profilu. V řádovém spektru se tyto vady projeví v tzv. nepasujících řády. Většinou leží mezi řádem kola a jeho první harmonickou.

Chybné dělení při výrobě ozubení spojené s periodicitou obráběcího stroje vytváří podíl u hlubokých řádů.

Ševingování je také problematická operace. Občas dochází také k vniknutí třísky mezi obrobek upínacího zařízení. To způsobí narušení povrchu třísky. Dochází také k tomu, že ševingování neproběhne na všech zubech. Následkem této chyby se zvýší hlučnost.

Na závěr této části bych rad upozornil na to, že během výroby ozubených kol je mnoho technologických kontrol (cca 50 kontrolních míst na kole). Tyto kontroly probíhají v různém stádiu opracování a vždy na určitém množství z dávky. Mezi kontroly patří rozměrové kontroly, vizuální kontroly na celkovost opracování a kontroly, kde se proměřuje profil ozubení.

Každé vyrobené kolo projde před expedicí na montážní linku převodovek kontrolním testem na hluk na stroji DIGIT. Stroj po provedené kontrole ozubené kolo vyhodnotí buď jako dobré, opravitelné nebo jako zmetek. Na opravitelném kole obsluha hledá vadu a snaží se jí odstranit, poté kolo pošle ještě jednou, opravu může obsluha provést dvakrát, je-li opět špatné, kolo se vyřadí.

V ozubárně probíhá také audit, kde se proměřují tři sady kol z převodovky za týden. Zde se kontrolují rozměry s ohledem na zachované tolerance, drsnosti funkčních rozměrů, geometrické tolerance, např. kruhovitost. Výsledkem auditu jsou hodnotící zprávy.

3.5 Ložiska

V převodovce MQ 200 se používají valivá ložiska. Poškození ložiska se při řádové analýze hledá velice obtížně, protože se projevuje v různých řádech. Takže poškození ložiska se určuje ze zkušeností a ze zdokumentovaných odhalených chyb. Ale frekvenční analýzou lze odhalit poškození ložiska velice dobře, za pomoci následujících vzorců lze spočítat frekvence různých částí ložisek. Při těchto frekvencích se poškození valivého ložiska projeví. Frekvenční analýzu nelze provádět jako 100% kontrolu, protože je zdoluhavá. Frekvenční analýzu bych doporučoval u převodovek, které byly řádovou analýzou vyhodnocené jako špatné. Za pomoci frekvenční analýzy by se zjistilo přesně, kde je vada. To znamená, že by odpadlo dlouhé hledání místa poškození.

Výpočet frekvencí valivého ložiska

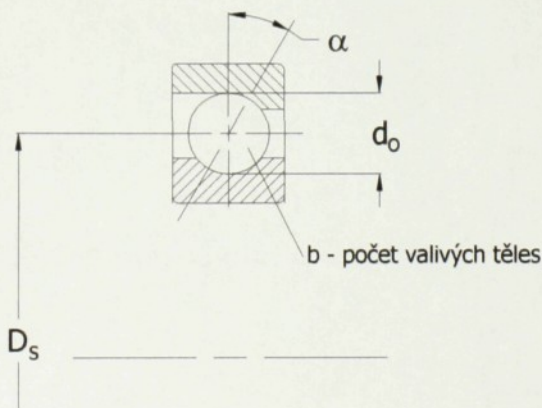
Výpočet lze provést pomocí programu, který dodává výrobce, nebo podle následujících vzorců.

Frekvence vnitřního kroužku

$$f_i = \frac{1}{2} \cdot b \cdot f_r \cdot \left(1 + \frac{d_o}{D_s} \cdot \cos \alpha \right) \text{ [Hz]}$$

Frekvence vnějšího kroužku

$$f_e = \frac{1}{2} \cdot b \cdot f_r \cdot \left(1 - \frac{d_o}{D_s} \cos \alpha \right) \text{ [Hz]}$$



Obr.č.11 - Rozměry ložiska

relativní frekvence - f_R závisí na otáčkách

$n_e = 0 \text{ min}^{-1} \dots$ otáčky vnějšího kroužku

$n_i \dots$ otáčky vnitřního kroužku $\Rightarrow f_R = n_i / 60$

Frekvence valivých těles

$$f_b = f_r \cdot \frac{D_s}{d_0} \cdot \left(1 - \left(\frac{d_o}{D_s} \cos \alpha \right)^2 \right) \quad [\text{Hz}]$$

Frekvence klece ložiska

$$f_k = \frac{1}{2} \cdot f_r \cdot \left(1 - \frac{d_o}{D_s} \cos \alpha \right) \quad [\text{Hz}]$$

U jednoho z ložisek tvoří vnitřní kroužek ložiska hřídel, takže výroba tohoto průměru je velice náročná na přesnost výroby. Vznik malých plošek (vráskování) na tomto průměru se projeví zvýšením hlučnosti. Toto místo je v současnosti velice problematické, jak ze strany hřídele, tak také ze strany ložiska.

Na tomto průměru se sleduje kruhovitost a vlnitost. Mezní odchylka, která nemá ještě vliv na hlučnost: Kruhovitost $3 \mu\text{m}$

Vlnitost $2 \mu\text{m}$

K významné vadě ložiska docházelo při špatném polohování na honovacím stroji. To vedlo k tomu, že honovací hlava narazila na osazení ložiska a poničily se honovací kameny. Při honování dalších kusů docházelo k tzv. vráskování. Externí firma tuto vadu vyřešila lepším polohování při upínání obrobku.

Vliv na hlučnost ložisek má také drsnost, vlnitost a tvar kroužků ložiska. Tvar valivých těles má také velký vliv. Používají se valivá tělíska ve tvaru soudku. Ostré hrany na valivých tělesech se projeví také zvýšením hlučnosti.

Kruhovitost vnějšího kroužku ložiska měřená ve třech řezech by se měla pohybovat do $0,5 \mu\text{m}$, aby neměla vliv na hlučnost.

V přílohách č. 5 a 6 je ukázka protokolů z měření kruhovitosti valivých ploch kroužku ložisek. Příloha 5 přímé ložisko, příloha 6 nepřímé ložisko.

3.6 Mechanismus řazení

Mechanismus řazení je další částí převodovky, která může způsobovat hluk. Především tím že při zařazení zůstane řadící vidlička přitlačena na ozubeném kole. Chybu bych viděl v nedodržení předepsaných tolerancí při výrobě mechanismu řazení.

3.7 Vliv montáže převodovek na hlučnost

Montáž převodovek MQ 200 je z velké části automatizována. Ve výrobním procesu je také zařazeno velké množství kontrol které hlídají správnost a úplnost montáže.

Na předmontáži se hledí na to, aby se součásti vkládali orientovaně, kontroluje se také úplnost jehlových ložisek a axiální vůle pojistných kroužků. Z předmontáže jdou hřídele na montážní linku. Kde probíhá kamerová kontrola. Kamerová kontrola probíhá tak že jsou vedle sebe ukázková hřídel (kde je správnost ověřená) a smontovaná, která pokračuje dále do výroby. Přístroj hodnotí hlavní rozměry (průměry a výšky), úplnost a správnost montáže hřídele. V případě že se zjistí chyba rozsvítí se varovná kontrolka. Dále se kontroluje skříň převodovky hlavně dosedací plochy, zalisování ložisek, správnost a kompletnost víka skříně, hřídel zpětného chodu (rozměry). Konečná kontrola převodovek je na zkušební stanici.

Před samotnou montáží ještě probíhá kontrola diferenciálu. Kontroluje se rozlisování nýtů, ale také probíhá zkouška hlučnosti, kterou prochází každý smontovaný diferenciál.

Na montáži převodovek probíhá také audit. Na tomto auditu se kontrolují dvě převodovky denně (po jedné z každé linky). Vybírají se převodovky, které již prošly testem na zkušební stanici s pozitivním hodnocením. Na auditu se kontroluje množství oleje, utahovací momenty, předpětí diferenciálu, mechanismus řazení, správnost namontovaných kol jejich orientace a poloha. Výsledkem auditu je hodnotící zpráva.

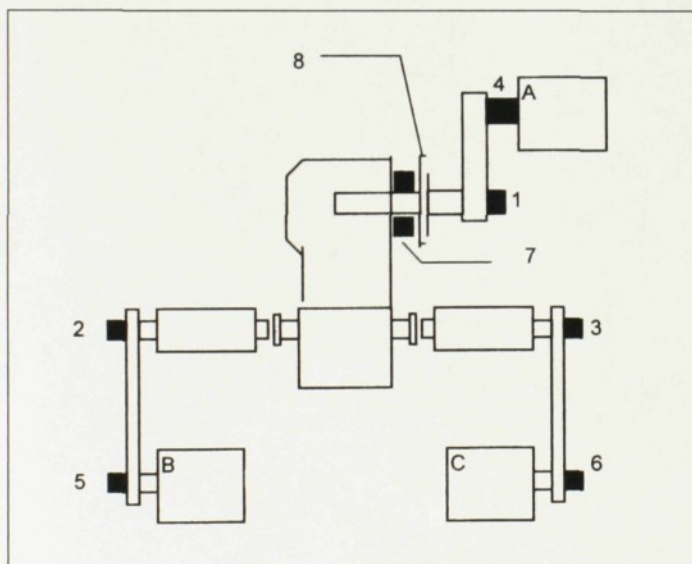
4 Zkušební stanice převodovek MQ 200

Úkolem zkušební stanice je zkoušení převodovek konstrukčního provedení MQ200, ve více variantách s různými převody podle příslušné motorizace. Tyto zkušební stanice jsou umístěny na konci obou montážních linek. Kontroluje se každá převodovka. Po vyhodnocení zkoušky jako dobrý díl a po kontrole množství oleje se převodovky expedují na montážní linku hnacího agregátu nebo se expedují dále do koncernu VW. Vyhodnotí-li se převodovka jako špatný díl, sundá se z linky hned, tyto převodovky se demontují a hledá se vada. Všechny zkušební stanice jsou síťově propojeny se serverem, kam se stahují naměřená data určená k případné editaci a archivaci. Archivace slouží k zpětnému nahlédnutí v případě reklamace.

4.1 Mechanická část zkušební stanice

4.1.1 Uspořádání zkušební stanice

Zkušební stanice se skládá z masivního základního podstavce, na kterém se nachází celá mechanická a elektrická část vlastní zkušební stanice. K zatěžování zkoušených převodovek jsou k dispozici 3 hnací / brzdové agregáty. Pracují v celé oblasti otáček střídavě jako motor nebo generátor (brzda). Regulační zařízení umožňuje nastavení provozních podmínek (otáčky a točivý moment). Požadované hodnoty otáček a momentu udává digitální regulace Simadyn, která také kontroluje správnost převodových poměrů. Akustická kontrola se provádí hlukovou analýzou. Kontrola snímače zpětného chodu se provádí pomocí SPS. Ostatní kontroly provádí pracovník obsluhy.



A,B,C Hnací (brzdící) stroje (stejnoseměrné elektromotory)

1,2,3 snímače otáček k regulaci stejnosměrných strojů

4,5,6 otáčky strojů

7 otáčky pro zarážení

8 elektromagnetická spojka

Obr. č. 12 - Schéma pohonu

4.1.2 Nejdůležitější skupiny funkcí řízení zkušební stanice převodovek

- Systém vizualizace
- SPS
- Regulace pohonů
- Výkonová elektronika

Systém vizualizace:

Systém vizualizace je systém OP37, který je zabudován závěsném ovládacím pultu. Slouží ke kontrole a obsluze zařízení řízených systémem SPS. Umožňuje rychlou lokalizaci provozních zařízení a také poruchy.

SPS:

SPS slouží ke komunikaci mezi zkušební stanicí a hlukovou analýzou Rotas. Jako SPS je použit výrobek Siemens typ S7-300. Připojení na ovládací terminál a digitální regulace pohonu probíhá přes Profibus DP.

Regulace pohonů:

Pro regulaci pohonu slouží systém Simadyn D firmy Siemens. Tento systém komunikuje se systémem SPS přes Profibus DP.

Výkonová elektronika:

K napájení stejnosměrných strojů slouží usměrňovače řady ALSTOM (Cegelec AEG) Minisemi D. Parametrování Minisemi D bylo provedeno pomocí software IMRA 96.

4.1.3 Druhy provozu

- Automatika
- Nastavování
- Start VYP

Automatika:

Tento druh provozu představuje normální formu provozu zařízení. Lze ho navolit pouze z provozu „Start VYP“. Další podmínkou pro spuštění je návrat všech válců do základní polohy. Z provozu „Automatika“ je možný zkušební provoz automatický nebo manuální.

- Automatický zkušební provoz:
V automatickém zkušebním provozu se provede zkouška jednotlivých převodových stupňů po vložení převodovky a stisknutí příslušného tlačítka na ovládacím panelu (+H2).
- Manuální zkušební provoz :
V manuálním zkušebním provozu se mohou odpojovat jednotlivé stroje (přední i oba zadní). Může se také měnit rychlost. Zvýšení rychlosti



ovlivní provoz v tahu tak dlouho, dokud se snížením rychlosti nepřepne do provozu ve smyku. Zde platí následující meze, které závisí na tom, jestli je „Zvláštní provoz“ zapnutý nebo vypnutý.

- ~ Zvláštní provoz Vyp.: Hodnoty momentu a rychlosti stejné, jaké jsou uvedené ve výpise pro momentálně zkoušený převodový stupeň.
- ~ Zvláštní provoz Zap.: Maximálně 6000 ot/min nebo 200 km/h podle toho, čeho se dosáhne dříve. Zkouška se provede s hodnotami pro tah a smyk nastavenými na potenciometrech.

Přepnutí do tohoto zkušebního provozu i zpět je možné kdykoli v průběhu zkoušky.

Nastavování:

Druh provozu „Nastavování“ je určen především pro seřizovací práce a pro zadání průběhu zkoušky i s hodnotami času rychlosti a momentu pro jednotlivé převodové stupně. Zkoušení převodovek není možné.

DP: seřizování dílčí pohyb		manuální zadání záznam		EWY	Počet kusů 12	05.06.2000	
Typ převodovky: E70				Typ převodovky uložit jako: E70			
název / inf.: 1234567891				typ Ma.: 1234567891			
	1.převod	2.převod	3.převod	4.převod	5.převod	sp.rhod	sk.syn.
t1 (sec)	3	4	5	8	9	3	
t2 (sec)	0	0	0	0	0	0	5
t3 (sec)	3	4	5	8	9	3	
v1 (km/h)	0	5	15	20	30	0	
v2 (km/h)	25	40	60	80	100	-15	5
v3 (km/h)	5	15	20	30	0	0	
M01 (Nm)	20	30	40	40	40	20	
M02 (Nm)	-20	-30	-40	-40	-40	-20	
i	13.563	7.319	4.769	3.234	2.583	13.386	
dv (t)	0	0	0	0	0	0	
v4 (km/h)	0	0	0	0	0	0	
v5 (km/h)	0	0	0	0	0	0	
c (mm)							570

Obr. č.13 - Ukázka zadaných hodnot pro určitý typ převodovky

Start VYP:

Druh provozu „Start VYP“ je aktivní po zapnutí zkušební stanice nebo stiskem tlačítka „Start VYP“. V tomto provozu nejsou možné žádné pohyby válců. Z provozu „Start VYP“ je možné přepnout do provozu „Automatika“ nebo „Nastavování“.



Obr. č.14 - Přehled druhů provozu a způsoby zkoušení

4.1.4 Nakládání a vykládání převodovky ze zkušební stanice

Zkoušenou převodovku zvedne pracovník pověřeným zkoušením pomocí jeřábu ze závěsu, přemístí a položí na upínací suport, který se nachází v poloze „Výměna“. Před zahájením zkoušky musí pracovník stisknout tlačítko „Čist data převodovky“ odpovídajícího závěsu. Zkušební stanice načte výrobní číslo a typ převodovky. Upínací suport se manuálně přestaví z polohy výměna do základní polohy, která je kontrolována iniciátorem. Pracovník pomocí obouruční obsluhy upne převodovku. Potom musí ještě provést připojení a aretaci spínacího zařízení a připojit kabely pro spínač zpětného chodu. Nyní začne samotná zkouška viz (kap. 4.1.5). Po dokončení zkoušky a po odsvorkování všech adaptací a uvolnění převodovky se musí opět manuálně upínací suport přestavit do polohy výměna. Převodovku bez závad obsluha přemístí na manipulační vozík a nechá zapsat zkušební údaje příslušného závěsu. Výsledky se zapiší do datového nosiče na úchyty výrobku. Po zápisu uvolní řídicí systém pásového dopravníku úchyt a odveze ho. Závadné převodovky se ukládají na palety vedle zkušební stanice, prázdný úchyt se odveze stejným způsobem jako u dobré převodovky.

4.1.5 Průběh zkoušky

Po upnutí převodovky se zahájí samotná zkouška v provozu „automatika“.

1. Zařadí se zpětný chod a stiskne se tlačítko „START“ pro tento převodový stupeň
 - ~ bliká kontrolka „Zpětný chod“ (převodový stupeň se zkouší)
 - ~ spojka zavírá
 - ~ zpětný chod najíždí s nastavenou zátěží a zrychlením na horní hodnotu a po uplynutí naprogramované doby čekání na spodní hodnotu naprogramované rychlosti
 - ~ spojka se otevírá
 - ~ kontrolka „Z Zpětný chod“ svítí nepřerušovaně (stupeň je vyzkoušen)

2. Zařazení dalšího převodového stupně, který se má zkoušet a stisknout tlačítka „START“ pro tento převodový stupeň.
~ průběh je podobný jako u bodu 1).

Takto se postupně vyzkouší všechny převody. Zkouška každého převodového stupně se může libovolněkrát opakovat. Zkouší-li se ale s hlukovou analýzou, není možné opakovat převodový stupeň po startu synchronizační zkoušky. Musí se zopakovat celá zkouška. Zkoušku lze přerušit stiskem tlačítka „Převodovka se závadami“. Zjistí-li se nesprávný převod, musí se ukončit zkouška. Ukončení zkoušky tlačítkem „Převodovka bez závad“ musí předcházet kompletní vyzkoušení všech převodových stupňů, ukončení synchronizační zkoušky a převody všech převodových stupňů musí být v pořádku. Konec zkoušky s výsledkem „Převodovka se závadami“ znamená, že se zapíše zjištěné chyby do kontrolního protokolu. Pracovník má možnost vymazat chyby z kontrolního protokolu. Pokud se chyby odstraní, zapíše se „Převodovka bez závad“. Pracovník také může ke kontrolnímu protokolu připojit další chyby ze seznamu chyb, který má k dispozici. Chyby zjištěné hlukovou analýzou ROTAS se po skončení synchronizační zkoušky cyklu automaticky přenesou do systému řízení a jsou součástí výše uvedeného protokolu chyb. ROTAS provádí protokolování zkoušky převodovky nezávisle na výsledku zkoušky.

Synchronizační zkouška

U stanice s řadícím automatem probíhá následovně: při přeřazování jednotlivých převodových stupňů během hlukové analýzy. Zkouší se od nejnižšího převodového poměru (to je od pátého převodového stupně). Silniční stroje se točí nastavenými otáčkami a dochází k přeřazení na vyšší převodový poměr. Při přeřazení se sleduje průběh řadící síly hlavně s ohledem na synchronizaci a maximální síla, která nesmí přesáhnout maximální danou hranici. U stanic bez řadícího automatu se musí řadit ručně. Při ruční zkoušce průběh síly hodnotí obsluha. Výsledkem této zkoušky je zhodnocení potřebné řadící síly a kvality řadícího mechanismu.

Chyby převodovky

Na zkušebních stanicích se rozlišují 3 druhy chyb:

- ~ chyby, které se rozpoznají systémem SPS, resp. Simadyn
- ~ chyby rozpoznatelné hlukovou analýzou DISCOM (ROTAS)
- ~ chyby, které zjistí pracovník a které manuálně zapíše do zkušebního protokolu

Veškeré chyby jsou uvedeny ve zkušebním protokolu. Pracovník obsluhy může tyto chyby mazat nebo ručně přidávat. Jsou-li chyby ručně smazány, přesto jsou pomocí „Moby-I“ zapsány na datový nosič palety. Ve zkušebním protokolu může být maximálně uvedeno 15 chyb.

4.1.6 Připojení hlukové analýzy DISCOM (Rotas) na zkušební stanici převodovek

Poloha klíčového spínače na ovládacím pultu určí, zda se zkouší s hlukovou analýzou nebo bez ní. Přepnutí provádí pracovník obsluhy pouze v základní poloze zkušební stanice převodovek.

Připojení hardware mezi hlukovou analýzou a SPS se připojí spojkou TTY. Signál se přenáší kabelem k hlukové analýze a v konvertoru hlukové analýzy před PC se přemění na sériový signál.

Připojení software mezi hlukovou analýzou a SPS je organizováno tak, že SPS stále kontroluje přenos dat a hluková analýza na základě požadavku SPS posílá příslušné údaje do SPS. Data se přenášejí jako znaky ASCII.

Zkušební protokol

Vyhodnotí-li se převodovka jako „Převodovka se závadami“, automaticky se objeví obrázek „Protokol“. Zkušební protokol vypíše maximálně 15 chyb, které zkušební stanice zjistí.

		Škoda auto	
		převodovky se závadami zkušebna: 1 typ: DPF sér.č.: 0123 05.06.00	
datum: 05.06.2000 čas: 09.30.23	E. caritka: <123456789:1234	název: Bischoff	podpis:
závady: 102 nefunguje mechanismus zpět. chodu 121 1. rychl stupeň nesmkoušen 122 2. rychl stupeň nesmkoušen 123 3. rychl stupeň nesmkoušen 124 4. rychl stupeň nesmkoušen 125 5. rychl stupeň nesmkoušen 0 0 0 0 0 0 0 0 0			
oprava převodovky:			
datum:	název:	podpis:	

Obr.č.15 - Ukázka zkušebního protokolu

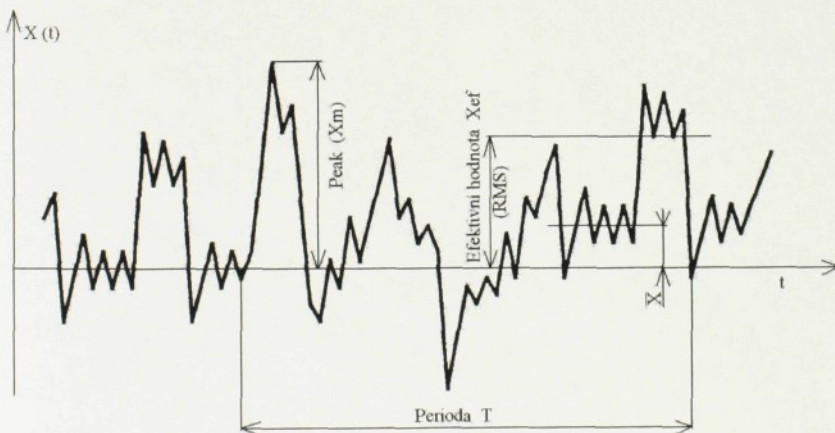
4.2 Vyhodnocení hlukové analýzy při zkoušení převodovek

K vyhodnocení hlukové analýzy se používá software ROTAS od firmy DISCOM. Rotas komunikuje se zkušební stanicí pomocí SPS. Ze zkušební stanice potřebuje především typ zkoušené převodovky (to znamená, že ROTAS si načte všechna potřebná data ze své databanky). Signál, který software Rotas vyhodnocuje, je snímán jedním snímačem. Tímto snímačem je snímáno zrychlení vibrací celé převodovky.

K hodnocení převodovek se používají dva průběhy zvukových signálů. Za prvé to jsou řádová spektra a za druhé se analyzuje průběh signálu v závislosti na otáčkách pro daný řád. Časové průběhy se používají většinou u řádu ozubených kol anebo u problematických řádů. Toto opatření je z důvodu velkého množství dat, které by se muselo zálohovat. Časový průběh signálu se sleduje proto, že spektrální analýza zaznamenává pouze maximální hodnotu, ale ono záleží také na průběhu signálu.

Oba typy hodnocení probíhají podobně v tom, že se určí hraniční křivka, přes kterou naměřená hodnota nesmí přesáhnout. K tvorbě hraničních křivek se vrátím později. Pro hodnocení převodovky z naměřených hodnot pomocí analýzy konečných spekter jsou k dispozici tři synchronní kanály a jeden mix kanál. Pro hodnocení v závislosti na otáčkách je k dispozici pouze mix kanál, a to pro první a druhou harmonickou.

Další hodnoticí faktory Rotasu jsou špičková hodnota (Peak), efektivní hodnota (RMS) a Crestfaktor (Crest). Tyto hodnoty se stanovují dodatečně a umožňují odhalení dalších defektů. Crestfaktor je obzvlášť citlivý a závisí na špičkové hodnotě a na střední výškové amplitudě. Crestfaktor udává poškození jako poměrové číslo a závisí na naměřených hodnotách. Peak a RMS jsou hodnoty absolutní velikosti závislé na zvuku zkoušené převodovky. Všechny hodnoty, ať už spočítané nebo naměřené, mají své hranice.



Obr.č.16 - Hodnoty Peak, Efektivní hodnota, Perioda a Střední hodnota

$$Crestfaktor = \frac{X_m}{X_{ef}} \quad [-]$$

$$X_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T X^2 dt} \quad [dB]$$

X_mMaximální hodnota signálu (peak)

X_{ef}Efektivní hodnota signálu

TDoba periody

X Okamžitá hodnota

4.2.1 Do vyhodnocovacího softwaru je třeba zadat

Data převodovek se zadávají podle typu převodovky. Musí se zadat počty zubů všech ozubených kol a velikosti převodových poměrů. Obě tyto hodnoty se zadávají pro kontrolu správnosti montáže, systém si sám spočítá převodové poměry z otáček strojů a porovná je se zadanými. Tím je kontrola provedena.

Dále je třeba zadat průběh analýzy. Zadává se interval otáček strojů zkušební stanice a interval otáček, v kterém probíhá hluková analýza. Také musíme zadat interval řádů, přes které se bude měřit.

Nesmíme zapomenout zadat hraniční křivky, maximální a minimální polygon. Při zadávání se musí minimální polygon posadit dostatečně vysoko hlavně do 10. řádu, aby se eliminoval vliv zkušební stanice. Minimální polygon se průběhem učení stává hraniční křivkou. Hodnoty pod zadanou hodnotu minimálního polygonu se pro hodnocení neuvažují. Maximální polygon je hodnota, nad kterou se učící hraniční křivka nesmí dostat. Maximální polygon je zadáván pro každý převodový stupeň a vyhodnocovací kanál samostatně. Nad nízkými řády se zadává cca 90 dB, pak lineárně stoupá a nad vyššími řády je konstantní, a to cca 115 dB.

4.2.2 Hraniční křivky

Hraniční křivky se mohou zadat pevně na určité hodnotě nebo za pomoci samoučícího programu se hraniční křivka mění po určitém množství zkoušených převodovek. Samoučící program má tři základní postupy učení, ale obsluha programu si může vytvořit sama několik dalších postupů, které vyhovují lépe. Nebo lze také tyto postupy kombinovat tím, že se ponechá samoučení, ale řádu kol a jejich harmonických se tzv. nasadí klobouky. Klobouky jsou pevně dané hodnoty, přes které samoučení nesmí přesáhnout. Obsluha si může vybrat z nabízených průběhu klobouků, nejvíce se používají kruhové. Maximální hodnota klobouků se určuje z jízdní zkoušky tak, aby se ve vozidle příliš neprojevovalo toto ozubené soukolí.



4.2.2.1 Tvorba hraniční křivky pomocí samoučícího programu

V rámci učení už lze zkoušené převodovky ohodnotit obsluhou. To slouží k tomu, aby se zamezilo tvoření nesmyslné hraniční křivky ze špatných převodovek. Po určitém množství dobrých převodovek (cca 5 ks) je hotovo základní učení, potom se už jen tzv. doučuje. Proces doučování lze nechat kontinuálně běžet, to znamená, že po určitém zadaném množství převodovek se hraniční křivka změní podle naměřených hodnot ze zkoušených převodovek.

Hodnota hraniční křivky se spočítá pomocí průměrné hodnoty Offsetu (který je volitelný, používá se cca 5 dB) a směrodatné standardní odchylky souboru.

$$HK = \bar{y} + \text{offset} + 3 \cdot \delta$$

HK..... Hodnota hraniční křivky

$\bar{y}$ Střední hodnota

δ Směrodatná odchylka

Hraniční křivky jsou různé podle typu převodovek. Křivky se učí pro každý převodový stupeň, a to pro rozjezd i pro brzdění. Učí se také pro oba typy vyhodnocování (spektrální analýza, časový průběh).

Výsledkem spektrální analýzy jsou tři synchronní průběhy (SK1, SK2, SK3) a jeden součtový průběh (MIX). Rozdělení průběhu je následující:

SK1 Kanál synchronní s otáčkami hnací hřídele

SK2 Kanál synchronní s otáčkami hnané hřídele (pastorku)

SK3 Kanál synchronní s otáčkami diferenciálu

MIX Součtový kanál synchronní s otáčkami hnací hřídele

To, že jsou kanály synchronní s určitými otáčkami, nám umožňuje rychlou orientaci v naměřeném průběhu konečných spekter. Řád se spočítá jako zadaná hodnota otáček analyzátoru podělená přesnou naměřenou hodnotou. Tímto řádem se pak násobí počet zubů ozubeného kola. Pro měření na zkušební stanici je řád roven jedné. To znamená, že počet zubů odpovídá řádu (počet zubů $z=23 \Rightarrow 23$. řád). Při tomto jakémsi zjednodušení lze přiřadit ke každému jednoznačně určenému řádu chybovou hlášku. Systém pak může pomocí seznamu chyb uvést ve zkušebním protokolu danou chybu.

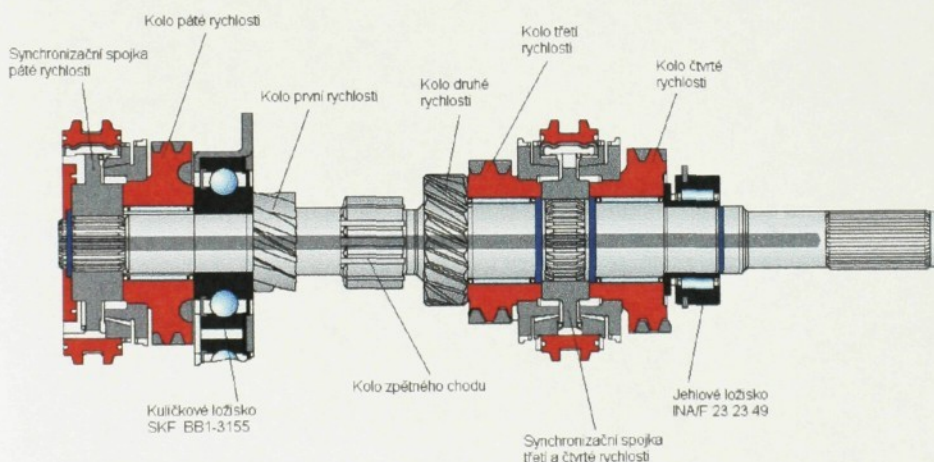
5 Převodovka MQ 200

Převodovka MQ 200 se používá ve spojení s motory, které mají maximální krouticí moment $M_{\max}=200\text{Nm}$. Převodovka MQ 200 je třídy 51-222, což znamená, že má pět rychlostních stupňů vpřed, jeden rychlostní stupeň vzad. Dva stupně volnosti (pro funkci převodovky stačí zařadit jeden člen), dvě hřídele a dvě osy hřídelí.

Řazení rychlostí probíhá následovně. Třetí, čtvrtý a pátý rychlostní stupeň se řadí na vstupní hřídeli převodovky. První a druhý rychlostní stupeň se řadí na výstupní hřídeli z převodovky. Zpětný chod se řadí vložením kolem, soukolí zpětného chodu je umístěno mezi prvním a druhým rychlostním stupněm. Rychlostní stupně vpřed jsou opatřeny synchronizací, první a druhý rychlostní stupeň má dvojitou synchronizaci.

5.1 Vstupní hřídel

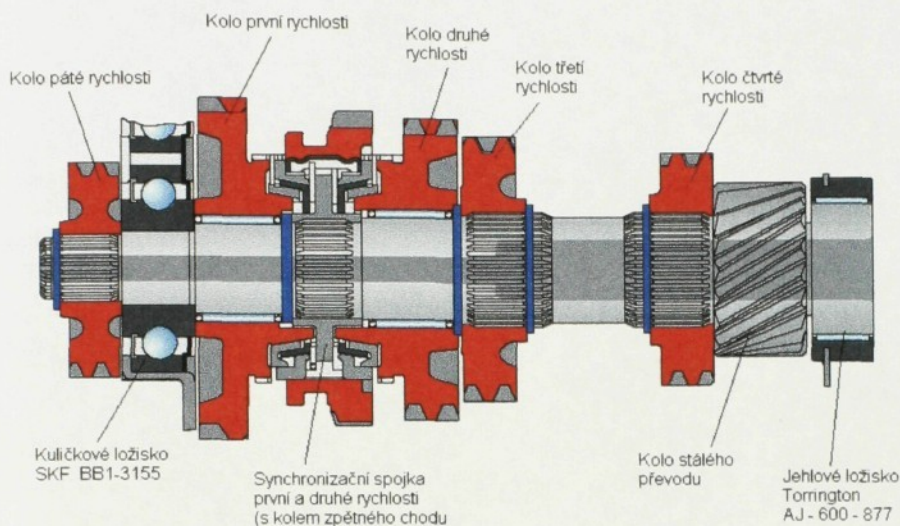
Vstupní hřídel je uložena ve dvou ložiskách. Kola první a druhé rychlosti a kolo zpětného chodu tvoří součást vstupní hřídele. Kola třetí, čtvrté a páté rychlosti jsou uložena na hřídeli na jehlových ložiscích a pojištěná kroužky. Na vstupní hřídeli jsou také synchronizační spojky třetí, čtvrté a páté rychlosti.



Obr.č.17 - Vstupní hřídel převodovky MQ 200

5.2 Výstupní hřídel

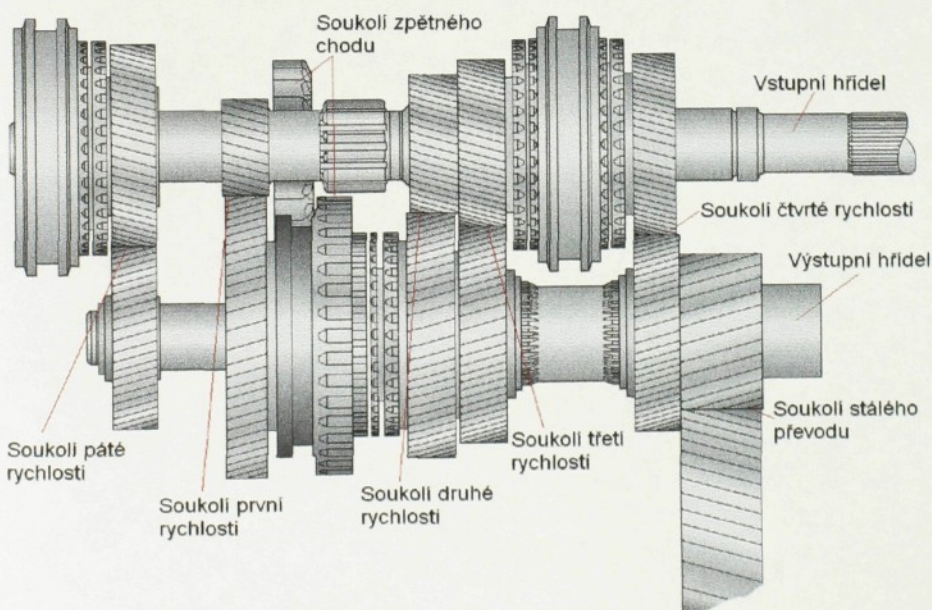
Výstupní hřídel je také uložena na dvou ložiskách. Kola třetí, čtvrté a páté rychlosti jsou uložena na jemném drážkování pojištěná kroužky. Kola první a druhé rychlosti jsou uložena na jehlových ložiskách a také pojištěná kroužky. Výstupní hřídel také obsahuje synchronizační spojku první a druhé rychlosti.



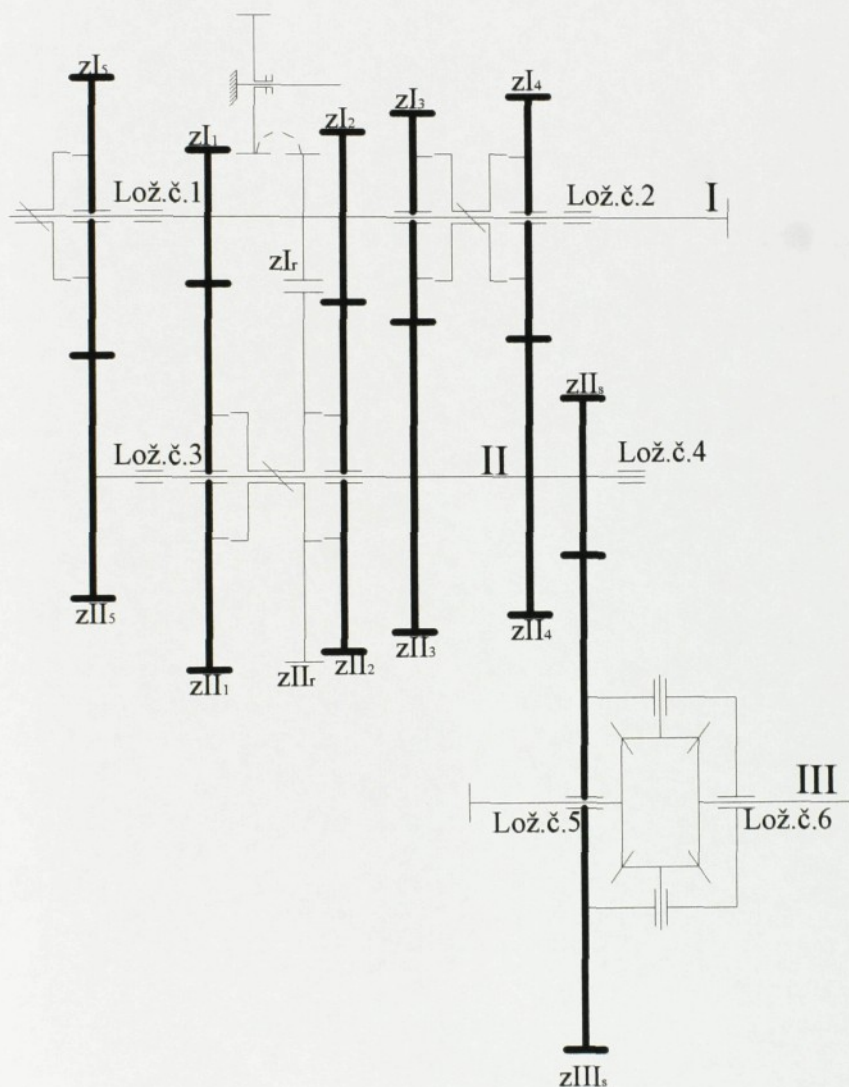
Obr.č.18 - Výstupní hřídel převodovky MQ 200

6 Kinematické schéma převodovky MQ 200

Při tvorbě kinematického schématu jsem vycházel z uspořádání podle obr.č.19



Obr.č.19 - Uspořádání součástí převodovky MQ 200



Obr. č. 20 - Kinematické schéma převodovky MQ 200

7 Výpočet frekvencí hlavních zdrojů buzení

Hlavními zdroji buzení, jejichž frekvenci lze počítat, jsou nevyváženost hřídelí (rotorová frekvence), ozubená kola (zubová frekvence) a ložiska (frekvence vnějšího a vnitřního kroužku, valivých těles a klece valivých těles).

Měření, která byla prováděná v rámci této diplomové práce, probíhala na převodovce MQ 200 GRY. Tato převodovka je dodávaná se zážehovým motorem o zdvihovém objemu $V_z = 1.4\text{ dm}^3$ a výkonu $P = 74\text{ kW}$.

Pro výpočet potřebných frekvencí je potřeba znát parametry převodovky, které jsou v tab.č.1. Dále je potřeba znát vstupní hodnoty otáček, které jsou známy z průběhu měření a jsou uvedeny níže. V této části budou uvedeny pouze obecné vzorce pro výpočet frekvencí. Číselné hodnoty budou uvedeny v kapitole, kde se budou hodnotit.

Tab.č.1 - Počty zubů ozubených kol převodovky GRY

Převodovka MQ 200 GRY	Počty zubů		
	Vstupní hřídel zI _i	Výstupní hřídel zII _i	Hřídel diferenciálu zIII _i
Rychlostní stupeň			
1	11	38	-
2	21	44	-
3	30	43	-
4	38	41	-
5	46	41	-
R	11	24	-
Stálý převod	-	17	66

7.1 Výpočet rotorových a zubových frekvencí

Rotorová frekvence vstupní hřídele

$$f_{r,I} = \frac{nI}{60} [Hz]$$

Rotorová frekvence výstupní hřídele

$$f_{r,II} = \frac{nII}{60} [Hz] \qquad nII = \frac{zI_i}{zII_i} \cdot nI [1/min]$$

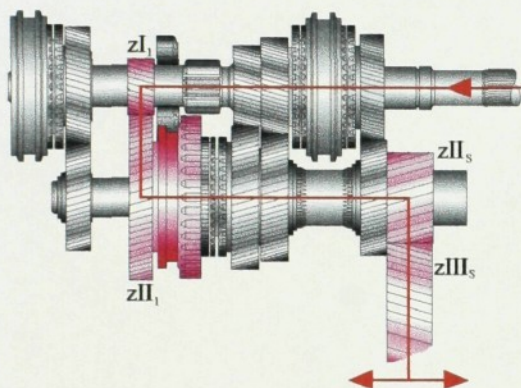
Rotorová frekvence hřídele diferenciálu

$$f_{r,III} = \frac{n_{III}}{60} [\text{Hz}]$$

$$n_{III} = \frac{z_{II_s}}{z_{III_s}} \cdot n_{II} [\text{l/min}]$$

Zubové frekvence

První rychlostní stupeň

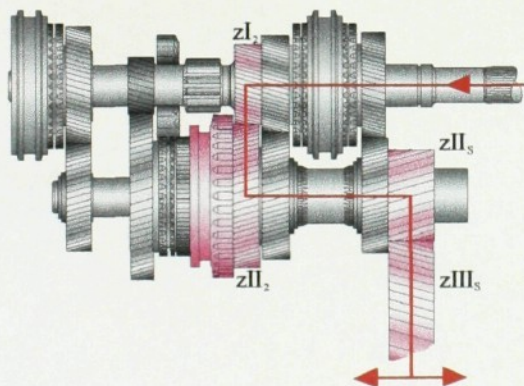


$$f_{z1} = z_{I1} \cdot f_{rI1} = z_{II1} \cdot f_{rII1} [\text{Hz}]$$

$$f_{zs1} = z_{II_s} \cdot f_{rII_s} [\text{Hz}]$$

Obr.č.21 - Tok výkonu převodovkou při prvním rychlostním stupni

Druhý rychlostní stupeň

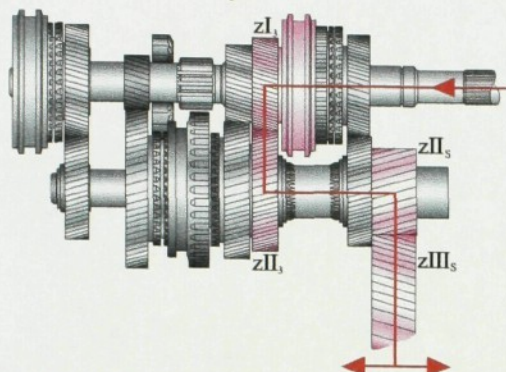


$$f_{z2} = z_{I2} \cdot f_{rI2} = z_{II2} \cdot f_{rII2} [\text{Hz}]$$

$$f_{zs2} = z_{II_s} \cdot f_{rII_s} [\text{Hz}]$$

Obr.č.22 - Tok výkonu převodovkou při druhém rychlostním stupni

Třetí rychlostní stupeň

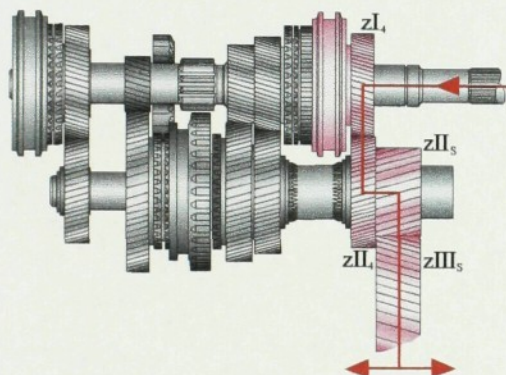


$$f_{z3} = zI_3 \cdot f_r I_3 = zII_3 \cdot f_r II_3 \quad [\text{Hz}]$$

$$f_{zs3} = zII_s \cdot f_r II_3 \quad [\text{Hz}]$$

Obr.č.23 - Tok výkonu převodovkou při třetím rychlostním stupni

Čtvrtý rychlostní stupeň

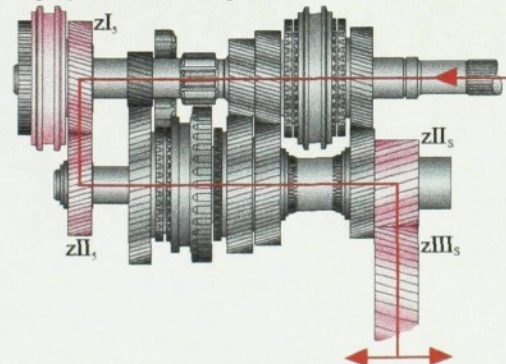


$$f_{z4} = zI_4 \cdot f_r I_4 = zII_4 \cdot f_r II_4 \quad [\text{Hz}]$$

$$f_{zs4} = zII_s \cdot f_r II_4 \quad [\text{Hz}]$$

Obr.č.24 - Tok výkonu převodovkou při čtvrtém rychlostním stupni

Pátý rychlostní stupeň



$$f_{z5} = zI_5 \cdot f_r I_5 = zII_5 \cdot f_r II_5 \quad [\text{Hz}]$$

$$f_{zs5} = zII_s \cdot f_r II_5 \quad [\text{Hz}]$$

Obr.č.25 - Tok výkonu převodovkou při pátém rychlostním stupni

7.1.1 Vypočtené hodnoty rotorových a zubových frekvencí

Pro výpočet hodnot frekvencí jsem zhotovil výpočtový program v programu Excel, jenž je na přiloženém CD. Při výpočtu frekvencí jsem vycházel z naměřené zubové frekvence, jelikož otáčky, které udávala zkušební stanice, se neshodovaly s otáčkami, které naměřil analyzátor. Ze zubové frekvence, kterou jsem našel v naměřených hodnotách pomocí řádů, jsem spočítal vstupní otáčky a z otáček podle již uvedených vzorců jsem spočítal hodnoty frekvencí. Vypočtené hodnoty jsem sestavil do následujících tabulek. Proběhla dvě měření, při každém měření jsme měřili řádovou a obálkovou metodou. Při každé metodě se měřilo v obou směrech otáčení, tzv. TAH a ZPĚT. Bližší informace o měření budou níže v kapitole 8.

7.1.1.1 Hodnoty frekvencí z měření dne 26.3.2004 - vadné ložisko

Tab.č.2 - Rotorové a zubové frekvence převodovky GRY, Řádová analýza TAH

Rychlostní stupeň	Otáčky vstupní hřídele nI [1/min]	Rotorová frekvence vstupní hřídele frI [Hz]	Rotorová frekvence výstupní hřídele frII [Hz]	Rotorová frekvence hřídele diferenciálu frIII [Hz]	Zubová frekvence fz [Hz]	Zubová frekvence stálého převodu fzs [Hz]
1	3009,869	50,164	14,521	3,740	551,809	246,862
2	3006,296	50,105	23,914	6,160	1052,204	406,533
3	3008,118	50,135	34,978	9,010	1504,059	594,628
4	3004,607	50,077	46,413	11,955	1902,918	789,015
5	3807,055	63,451	71,189	18,337	2918,742	1210,210

Tab.č.3 - Rotorové a zubové frekvence převodovky GRY, Řádová analýza ZPĚT

Rychlostní stupeň	Otáčky vstupní hřídele nI [1/min]	Rotorová frekvence vstupní hřídele frI [Hz]	Rotorová frekvence výstupní hřídele frII [Hz]	Rotorová frekvence hřídele diferenciálu frIII [Hz]	Zubová frekvence fz [Hz]	Zubová frekvence stálého převodu fzs [Hz]
1	3040,114	50,669	14,667	3,778	557,354	249,343
2	3014,388	50,240	23,978	6,176	1055,036	407,628
3	3015,698	50,262	35,066	9,032	1507,849	596,126
4	3006,447	50,107	46,441	11,962	1904,083	789,498
5	3808,451	63,474	71,215	18,343	2919,813	1210,654

Tab.č.4 - Rotorové a zubové frekvence převodovky GRY, Obálková analýza TAH

Rychlostní stupeň	Otáčky vstupní hřídele nI [1/min]	Rotorová frekvence vstupní hřídele frI [Hz]	Rotorová frekvence výstupní hřídele frII [Hz]	Rotorová frekvence hřídele diferenciálu frIII [Hz]	Zubová frekvence fz [Hz]	Zubová frekvence stálého převodu fzs [Hz]
1	3047,727	50,795	14,704	3,787	558,750	249,967
2	3005,357	50,089	23,906	6,158	1051,875	406,406
3	3003,750	50,063	34,927	8,996	1501,875	593,765
4	3031,579	50,526	46,829	12,062	1920,000	796,098
5	3810,326	63,505	71,250	18,352	2921,250	1211,250

Tab.č.5 - Rotorové a zubové frekvence převodovky GRY, Obálková analýza ZPĚT

Rychlostní stupeň	Otáčky vstupní hřídele nI [1/min]	Rotorová frekvence vstupní hřídele frI [Hz]	Rotorová frekvence výstupní hřídele frII [Hz]	Rotorová frekvence hřídele diferenciálu frIII [Hz]	Zubová frekvence fz [Hz]	Zubová frekvence stálého převodu fzs [Hz]
1	3201,136	53,352	15,444	3,978	586,875	262,549
2	3005,357	50,089	23,906	6,158	1051,875	406,406
3	3026,250	50,438	35,189	9,064	1513,125	598,212
4	3046,382	50,773	47,058	12,121	1929,375	799,985
5	3636,685	60,611	68,003	17,516	2788,125	1156,052

7.1.1.2 Hodnoty frekvencí z měření dne 8.4.2004 - přímá převodovka

Tab.č.6 - Rotorové a zubové frekvence převodovky GRY, Řádová analýza TAH

Rychlostní stupeň	Otáčky vstupní hřídele nI [1/min]	Rotorová frekvence vstupní hřídele frI [Hz]	Rotorová frekvence výstupní hřídele frII [Hz]	Rotorová frekvence hřídele diferenciálu frIII [Hz]	Zubová frekvence fz [Hz]	Zubová frekvence stálého převodu fzs [Hz]
1	3006,429	50,107	14,505	3,736	551,179	246,580
2	3006,191	50,103	23,913	6,159	1052,167	406,519
3	3002,975	50,050	34,918	8,994	1501,488	593,611
4	3004,653	50,078	46,412	11,955	1902,947	789,027
5	3814,935	63,582	71,336	18,374	2924,783	1212,715

Tab.č.7 - Rotorové a zubové frekvence převodovky GRY, Řádová analýza ZPĚT

Rychlostní stupeň	Otáčky vstupní hřídele nI [1/min]	Rotorová frekvence vstupní hřídele frI [Hz]	Rotorová frekvence výstupní hřídele frII [Hz]	Rotorová frekvence hřídele diferenciálu frIII [Hz]	Zubová frekvence fz [Hz]	Zubová frekvence stálého převodu fzs [Hz]
1	3002,588	50,043	14,486	3,731	550,474	246,265
2	3011,838	50,197	23,958	6,171	1054,143	407,283
3	3017,510	50,292	35,087	9,038	1508,755	596,485
4	3006,649	50,111	46,444	11,963	1904,211	789,551
5	3803,893	63,398	71,130	18,321	2916,318	1209,205

Tab.č.8 - Rotorové a zubové frekvence převodovky GRY, Obálková analýza TAH

Rychlostní stupeň	Otáčky vstupní hřídele nI [1/min]	Rotorová frekvence vstupní hřídele frI [Hz]	Rotorová frekvence výstupní hřídele frII [Hz]	Rotorová frekvence hřídele diferenciálu frIII [Hz]	Zubová frekvence fz [Hz]	Zubová frekvence stálého převodu fzs [Hz]
1	3047,727	50,795	14,704	3,787	558,750	249,967
2	3000,000	50,000	23,864	6,147	1050,000	405,682
3	3003,750	50,063	34,927	8,996	1501,875	593,765
4	3031,579	50,526	46,829	12,062	1920,000	796,098
5	3805,435	63,424	71,159	18,329	2917,500	1209,695

Tab.č.9 - Rotorové a zubové frekvence převodovky GRY, Obálková analýza ZPĚT

Rychlostní stupeň	Otáčky vstupní hřídele nI [1/min]	Rotorová frekvence vstupní hřídele frI [Hz]	Rotorová frekvence výstupní hřídele frII [Hz]	Rotorová frekvence hřídele diferenciálu frIII [Hz]	Zubová frekvence fz [Hz]	Zubová frekvence stálého převodu fzs [Hz]
1	3211,364	53,523	15,493	3,991	588,750	263,388
2	3010,714	50,179	23,949	6,169	1053,750	407,131
3	3030,000	50,500	35,233	9,075	1515,000	598,953
4	3046,382	50,773	47,058	12,121	1929,375	799,985
5	3639,130	60,652	68,049	17,528	2790,000	1156,829

7.2 Výpočet frekvencí ložisek

Pro výpočet frekvencí ložisek je potřeba znát vnitřní rozměry a typ ložisek. Dále je potřeba znát relativní frekvenci kroužku ložisek, protože v převodovce MQ 200 jsou vnější kroužky nalisované ve skříní. Frekvence se počítají z rotorové frekvence příslušné hřídele. Rotorové frekvence jsou spočítány v kapitole 7.1.

Tab.č. 10 - Typy a vnitřní rozměry ložisek

Číslo ložiska	1,3	2	4	5,6
Typ	Kuličkové	Jehlové	Jehlové	Kuželíkové
Značení (Škoda)	02T 311 206 E	02T 311 375 E	02T 311 373 D	003 519 189 F
Značení (Výrobce)	SKF BB1-3155	INA/F 23 23 49	Torrington AJ - 600 - 877	SKF LM 297 49 / QCL 7CVA 606
Počet val. těles b	8	19	16	21
Průměr val. těl. Do [mm]	11,1	4	6	6,488
Střední průměr Ds [mm]	42	35,55	40,8	51,594
Stykový úhel α [°]	11,616	0	0	12,41

7.2.1 Ukázka výpočtu frekvencí

Ukázka výpočtu frekvencí ložisek je provedena na ložisku číslo 1 - SKF BB1-3155. Výpočet zbylých ložisek je podobný. Hodnoty potřebné pro výpočet jsou v tabulce č.10. Za rotorovou frekvenci se u ložisek č.1 a č.2 dosadí f_{rI} , u ložisek č.3 a č.4 f_{rII} a u ložisek č.5 a č.6 f_{rIII} . Rotorové frekvence se dosazují do uvedených vzorců podle probíhající analýzy a zařazeného převodového stupně. V této zprávě jsou uvedeny tabulky s frekvencemi ložisek na vstupní hřídeli, na přiloženém CD je v programu Excel proveden výpočet zbylých hodnot.

Frekvence vnitřního kroužku

$$f_{\dot{n}} = \frac{1}{2} \cdot b \cdot f_r I \cdot \left(1 + \frac{d_o}{D_s} \cdot \cos \alpha \right) = \frac{1}{2} \cdot 8 \cdot f_r I \cdot \left(1 + \frac{11,1}{42} \cdot \cos 11,616 \right)$$

Frekvence vnějšího kroužku

$$f_{e1} = \frac{1}{2} \cdot b \cdot f_r I \cdot \left(1 - \frac{d_o}{D_s} \cos \alpha \right) = \frac{1}{2} \cdot 8 \cdot f_r I \cdot \left(1 - \frac{11,1}{42} \cos 11,616 \right)$$

Frekvence valivých těles

$$f_{b1} = f_r I \cdot \frac{D_s}{d_o} \cdot \left(1 - \left(\frac{d_o}{D_s} \cos \alpha \right)^2 \right) = f_r I \cdot \frac{42}{11,1} \cdot \left(1 - \left(\frac{11,1}{42} \cos 11,616 \right)^2 \right)$$

Frekvence klece ložiska

$$f_{k1} = \frac{1}{2} \cdot f_r I \cdot \left(1 - \frac{d_o}{D_s} \cos \alpha \right) = \frac{1}{2} \cdot f_r I \cdot \left(1 - \frac{11,1}{42} \cos 11,616 \right)$$

7.2.1.1 Hodnoty frekvencí ložisek z měření dne 26.3.2004 - vadné ložisko

Tab.č.11 - Hodnoty frekvencí ložiska č.1 - SKF BB1-3155

Rychlostní stupeň	Frekvence vnitřního kroužku fi [Hz]				Frekvence vnějšího kroužku fe [Hz]			
	Ř.T.	Ř.Z.	O.T.	O.Z.	Ř.T.	Ř.Z.	O.T.	O.Z.
1	231,489	233,815	234,401	246,200	169,827	171,533	171,963	180,619
2	231,214	231,837	231,142	231,142	169,625	170,082	169,572	169,572
3	231,354	231,938	231,019	232,749	169,728	170,156	169,481	170,751
4	231,084	231,226	233,159	234,297	169,530	169,634	171,052	171,887
5	292,801	292,908	293,052	279,698	214,807	214,885	214,991	205,194

Frekvence valivých těles fb [Hz]				Frekvence klece ložiska fk [Hz]			
Ř.T.	Ř.Z.	O.T.	O.Z.	Ř.T.	Ř.Z.	O.T.	O.Z.
185,330	187,193	187,661	197,108	21,228	21,442	21,495	22,577
185,110	185,609	185,053	185,053	21,203	21,260	21,197	21,197
185,223	185,689	184,954	186,339	21,216	21,269	21,185	21,344
185,006	185,120	186,667	187,579	21,191	21,204	21,381	21,486
234,416	234,502	234,618	223,926	26,851	26,861	26,874	25,649



Tab.č.12 - Hodnoty frekvencí ložiska č.2 - INA/F 23 23 49

Rychlostní stupeň	Frekvence vnitřního kroužku f_i [Hz]				Frekvence vnějšího kroužku f_e [Hz]			
	Ř.T.	Ř.Z.	O.T.	O.Z.	Ř.T.	Ř.Z.	O.T.	O.Z.
1	530,184	535,512	536,853	563,876	422,941	427,191	428,261	449,817
2	529,555	530,980	529,390	529,390	422,439	423,576	422,307	422,307
3	529,876	531,211	529,106	533,070	422,695	423,760	422,081	425,243
4	529,257	529,581	534,008	536,616	422,201	422,460	425,992	428,072
5	670,607	670,853	671,184	640,597	534,960	535,156	535,420	511,020

Frekvence valivých těles f_b [Hz]				Frekvence klece ložiska f_k [Hz]			
Ř.T.	Ř.Z.	O.T.	O.Z.	Ř.T.	Ř.Z.	O.T.	O.Z.
440,193	444,616	445,729	468,165	22,260	22,484	22,540	23,675
439,670	440,853	439,533	439,533	22,234	22,293	22,227	22,227
439,936	441,045	439,298	442,588	22,247	22,303	22,215	22,381
439,423	439,692	443,368	445,532	22,221	22,235	22,421	22,530
556,781	556,985	557,259	531,864	28,156	28,166	28,180	26,896

7.2.1.2 Hodnoty frekvencí ložisek z měření dne 8.4.2004 - přímá převodovka

Tab.č.13 - Hodnoty frekvencí ložiska č.1 SKF BB1-3155

Rychlostní stupeň	Frekvence vnitřního kroužku f_i [Hz]				Frekvence vnějšího kroužku f_e [Hz]			
	Ř.T.	Ř.Z.	O.T.	O.Z.	Ř.T.	Ř.Z.	O.T.	O.Z.
1	231,225	230,929	234,401	246,986	169,633	169,416	171,963	181,196
2	231,206	231,641	230,730	231,554	169,619	169,938	169,270	169,874
3	230,959	232,077	231,019	233,037	169,438	170,258	169,481	170,963
4	230,088	231,242	233,159	234,297	169,532	169,645	171,052	171,887
5	293,407	292,558	292,676	279,886	215,251	214,628	214,715	205,332

Frekvence valivých těles fb [Hz]				Frekvence klece ložiska fk [Hz]			
Ř.T.	Ř.Z.	O.T.	O.Z.	Ř.T.	Ř.Z.	O.T.	O.Z.
185,119	184,882	187,661	197,737	21,204	21,177	21,495	22,649
185,104	185,452	184,723	185,382	21,202	21,242	21,159	21,234
184,906	185,801	184,954	186,570	21,180	21,282	21,185	21,370
185,009	185,132	186,667	187,579	21,192	21,206	21,381	21,486
234,902	234,222	234,317	224,077	26,906	26,829	26,839	25,666

Tab.č.14 - Hodnoty frekvencí ložiska č.2 INA/F 23 23 49

Rychlostní stupeň	Frekvence vnitřního kroužku fi [Hz]				Frekvence vnějšího kroužku fe [Hz]			
Typ analýzy	Ř.T.	Ř.Z.	O.T.	O.Z.	Ř.T.	Ř.Z.	O.T.	O.Z.
1	529,578	528,902	536,853	565,677	422,458	421,918	428,261	451,255
2	529,536	530,531	528,446	530,333	422,424	423,218	421,554	423,060
3	528,970	531,530	529,106	533,730	421,972	424,015	422,081	425,770
4	529,265	529,617	534,008	536,616	422,208	422,488	425,992	428,072
5	671,995	670,050	670,322	641,028	536,067	534,516	534,732	511,364

Frekvence valivých těles fb [Hz]				Frekvence klece ložiska fk [Hz]			
Ř.T.	Ř.Z.	O.T.	O.Z.	Ř.T.	Ř.Z.	O.T.	O.Z.
439,689	439,128	445,729	469,661	22,235	22,206	22,540	23,750
439,655	440,480	438,749	440,316	22,233	22,275	22,187	22,266
439,184	441,310	439,298	443,137	22,209	22,317	22,215	22,409
439,430	439,722	443,368	445,532	22,221	22,236	22,421	22,530
557,933	556,318	556,544	532,222	28,214	28,132	28,144	26,914

8 Metodika měření

K identifikaci mechanických závad automobilových převodovek a zjišťování jejich vlivu na celkovou hlučnost slouží měření frekvenčních spekter vibrací. Tento způsob je dosažitelný použitím metody řádové analýzy a prostředků technické diagnostiky, které umožňují sledovat vliv ozubených soukolí a valivých ložisek v poměrně složité převodové skříni.

Pro měření vibračních spekter převodovky MQ 200 - GRY jsme použili jednobaný analyzátor SKF MICROLOG, snímač zrychlení s dotykovým hrotem, referenční snímač vstupních otáček a program PRISM4 pro analýzu a archivaci naměřených hodnot.

Proběhla dvě měření (26.3.2004 a 8.4.2004), dne 26.3.2004 bylo špatné ložisko INA/F 23 23 49.

8.1 Umístění snímačů

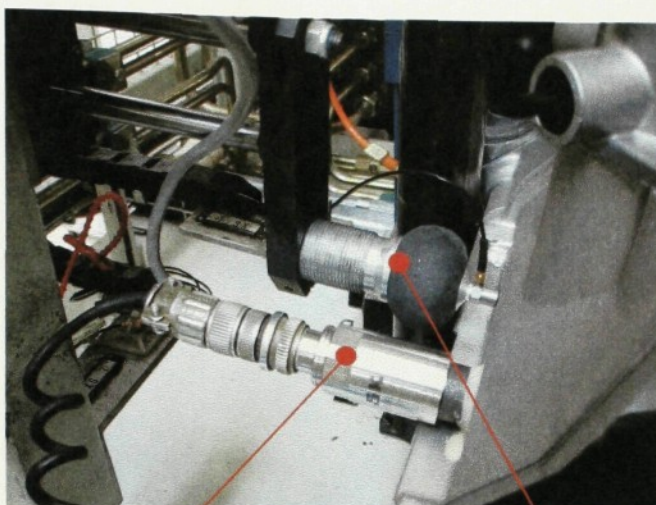
Referenční snímač otáček



Obr. č. 26 - Referenční snímač otáček

Snímač otáček byl umístěn na stojánku, který byl na upínací desce zkušební stanice. Snímač byl nasměrován na unašeč, na kterém byla referenční značka. Aby snímač mohl snímat otáčky, musel se do skříně převodovky vyvrtat otvor.

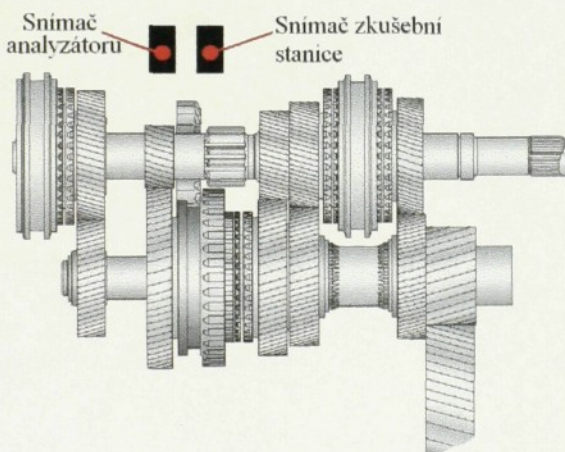
Snímač vibrací byl umístěn v blízkosti snímače vibrací zkušební stanice. Snímač byl našroubován na držák, který byl nalepen na skříni převodovky. Držák byl přilepen přibližně 10 mm nad dělicí rovinou převodovky proti soukolí prvního rychlostního stupně.



Snímač analyzátoru

Snímač zkušební stanice

Obr.č.27 - Snímače zrychlení



Obr.č.28 - Umístění snímačů zrychlení

8.2 Průběh měření

Měření probíhalo na zkušební stanici převodovek MQ 200. Na zkušební stanici se musely pro měření analyzátozem nastavit konstantní otáčky pro každý rychlostní stupeň. Měřily se pouze rychlostní stupně vpřed, zpětný chod má přímé ozubení a to je samo o sobě hlučné.

Měření analyzátozem bylo první, pak následovala klasická zkouška na zkušební stanici, obě měření probíhala na jedno upnutí. Při měření byly použity dvě metody, řádová a obálková analýza. Při každé z analýz se měřil TAH (akcelerace) a ZPĚT (brždění motorem). Výsledkem měření analyzátoru je graf zrychlení vibrací v závislosti na frekvenci, výsledkem zkušební stanice je graf hladiny akustického tlaku v závislosti na řádech. Ze zrychlení vibrací lze spočítat hladinu akustického tlaku pomocí následujícího vzorce.

$$L_a = 20 \cdot \log \frac{a}{a_0} \quad [\text{dB}]$$

- L_a Hladina akustického tlaku vypočítaná ze zrychlení [dB],
 a naměřená hodnota zrychlení kmitového pohybu [m.s⁻²],
 a_0 vztažená hodnota zrychlení $a_0 = 1 \cdot 10^{-6}$ m.s⁻².

Z otáček naměřených analyzátozem se počítaly příslušné frekvence (viz kapitola 7), při kterých se má projevit poškození. Podle vypočtených frekvencí se v naměřených průbězích hledá, jestli je určitá součást dobrá nebo špatná.

Při měření probíhala standardní hluková analýza programem ROTAS, parametry zkoušky jsou v tabulce č. 15.

Tab.č. 15 - Parametry hlukové analýzy

Parametry zkoušky	Rychlostní stupeň					
	1	2	3	4	5	zpětný chod
t1 [s]	5	5	7	7	7	4
t2 [s]	0	0	0	0	0	0
t3 [s]	5	5	7	7	7	4
v1 [km/h]	0	3	11	17	30	0
v2 [km/h]	35	60	95	105	120	-30
v3 [km/h]	3	11	17	30	8	0
MD1 [Nm]	15	30	40	40	40	15
MD2 [Nm]	-15	-30	-40	-40	-40	-15
i	13,410	8,130	5,560	4,190	3,460	12,350
n _t start	1500	1800	1800	1800	1800	1500
n _t stop	4000	4000	4000	3500	3000	3000
n _z start	4000	4000	4000	3500	3000	3000
n _z stop	1500	1500	1300	1800	1800	1500

- t1 - čas akcelerace
t2 - čas setrvání - změna momentu zatížení
t3 - čas brždění
v1 - počáteční rychlost
v2 - maximální rychlost
v3 - konečná rychlost
MD1 - moment zatížení při akceleraci
MD2 - moment zatížení při brždění

i - celkový převodový poměr

n_1 start - otáčky, při kterých začíná analýza při TAH

n_1 stop - otáčky, při kterých končí analýza při TAH

n_2 start - otáčky, při kterých začíná analýza při ZPĚT

n_2 stop - otáčky, při kterých končí analýza při ZPĚT

Průběh zkoušky: akcelerace z v_1 do v_2 po dobu t_1 s momentem MD1, setrvání na v_2 po dobu t_2 a změna momentu na MD 2, brzdění z v_2 na v_3 po dobu t_3 s momentem MD2. Hluková analýza (ROTAS) probíhá mezi otáčkami start a stop.

Pro měření analyzátozem byly nastaveny konstantní otáčky, nejlépe by bylo, kdyby se podařilo při všech měřeních nastavit stejné (3000 1/min), jelikož to zkušební stanice neumožnila, snažil se pan Repš nastavit alespoň přibližně. Přesnou hodnotu otáček jsme získali z referenčního snímače otáček, s těmito hodnotami byl proveden výpočet. Pro měření analyzátozem byl stejný zátěžný moment jako u hlukové analýzy viz. tab.č.15.

8.2.1 Řádová analýza

Řádová analýza je vhodná pro hodnocení kvality ozubených kol. Rozsah řádu při měření byl s ohledem na analyzátor od 0 do 100 řádu. Analyzátor při měření byl synchronní se vstupními otáčkami. Princip je podobný jako u zkušební stanice. Řádová analýza je také vhodná pro měření na strojích, kde kolísají otáčky.

8.2.2 Obálková analýza

Obálková analýza je výhodná především pro diagnostiku valivých ložisek. Rozsah při měření 0 – 3000 Hz, filtr 50 – 1 000 Hz.

Obálková metoda umožňuje detekci impulsních signálů od závad, jako jsou závady valivých ložisek. Proces obálkování signálu převádí harmonické násobky frekvence závady o vysoké frekvenci na frekvenční složky, které jsou v rozmezí FFT spektra. Pokud je dynamický rozsah analyzátoru dostatečně velký, potom lze tyto signály vidět pro několik harmonických násobků základní frekvence. Pokud je dynamický rozsah malý, potom jsou harmonické násobky utopené v šumu. I při velkém dynamickém rozsahu se přesto harmonické násobky ztrácejí na malém frekvenčním rozsahu a nelze je vidět.

Klíčem ke zjištění závad ložisek je schopnost zachytit malé amplitudy harmonických násobků závad ložisek bez zahrnutí vibračních signálů od rotace hřídelí, které mají velkou amplitudu. Aby toho bylo dosaženo, musí si uživatel analyzátoru zvolit jeden ze čtyř "pásmových" filtrů. "Pásmový" filtr potlačí velkou amplitudu nízkofrekvenčních signálů a zesílí pouze vysokofrekvenční harmonické složky, to má za následek zlepšení poměru signálu a šumu.

"Pásmový" filtr se volí hlavně s ohledem na rotorovou frekvenci. Dolní mezní frekvence by měla být taková, aby bylo potlačeno prvních deset rotorových frekvencí tak, aby prošly harmonické násobky frekvencí závad ložisek. Horní mezní frekvence se volí tak, aby byly potlačeny komponenty s vysokými frekvencemi, které jsou často zesilovány rezonancí snímače.

9 Analýza provedených měření

Při měření dne 26.3.2004 bylo namontované nové valivé ložisko INA/F 23 23 49, jehož valivá tělíska (jehly) nesplňovala požadovanou toleranci kruhovitosti (dle sdělení pracovníků Škoda Auto jedna z devatenácti jehel nesplňovala tolerance kruhovitosti). 8.4.2004 bylo namontované dobré valivé ložisko INA/F 23 23 49. V naměřených spektrech zrychlení vibrací se frekvence valivého ložiska INA/F 23 23 49 neprojeví zvýšenými amplitudami. Ale výrazně se projeví amplitudy zubových frekvencí. Porovnáním efektivních hodnot zrychlení v tabulkách 16 a 17 je vidět, že 8.4.2004 jsou hodnoty o něco menší, což značí mírné zlepšení.

Tab.č.16 - Efektivní hodnota zrychlení ze dne 26.3.2004

Efektivní hodnota zrychlení vibrací a_{ef}				
Rychlostní Stupeň	Řádová analýza [mm/s^2]		Obálková analýza [gE]	
	TAH	ZPĚT	TAH	ZPĚT
1	10,05	12,14	1,268	1,175
2	7,67	9,80	0,811	1,173
3	7,28	8,70	0,755	0,890
4	11,54	14,80	1,115	1,304
5	15,56	13,70	1,504	1,400

Tab.č.17 - Efektivní hodnota zrychlení ze dne 8.4.2004

Efektivní hodnota zrychlení vibrací a_{ef}				
Rychlostní Stupeň	Řádová analýza [mm/s^2]		Obálková analýza [gE]	
	TAH	ZPĚT	TAH	ZPĚT
1	6,26	10,95	1,108	1,081
2	5,80	8,90	0,678	1,183
3	6,17	8,29	0,687	0,752
4	10,85	13,02	0,939	1,150
5	14,37	13,55	1,395	1,304

V publikaci [13] je uvedeno hodnocení zkoušeného předmětu podle efektivní hodnoty zrychlení a pásmového filtru při obálkové analýze. Z tohoto hodnocení vyplývá, že když je $a_{ef} > 0,5 gE$, je hodnocení "nepřijatelné".

V tabulkách č. 18 - 21 jsou hodnoty amplitud zrychlení vibrací z měření řádovou analýzou a posouzení příslušného ozubeného soukolí. Porovnání hodnot amplitud zrychlení vibrací ze dne 26.3.2004 a z 8.4.2004 je v tabulkách č.22 a 23. Záporné číslo v tabulkách č.22 a 23 značí, že po výměně valivého ložiska INA/F 23 23 49 byl stav ozubeného soukolí horší než před výměnou. Především nárůst složky 2.harmonické značí, že byla vnesena chyba nesouososti kol. Pro větší názornost jsou na obrázku č.31 grafy porovnání amplitud.

Tab.č.18 - Amplitudy zrychlení vibrací zubových frekvencí soukolí a stálého převodu z 26.3.2004 Řádová analýza TAH

Amplitudy zrychlení zubových frekvencí a [mm/s ²]						
ŘT 26.3.	řád	1.h	2.h	3.h	Chyba	
f_z	1	11	1	2,6	2,3	nesouosost, chybná montáž
f_{zs}		4,93	0,09	0,1	0,2	x
f_z	2	21	1,2	0,4	0,14	v pořádku
f_{zs}		8,12	0,6	0,26	0,1	x
f_z	3	30	1,7	0,05	0,1	x
f_{zs}		11,87	0,5	0,4	0,9	x
f_z	4	38	2,8	0,025	x	v pořádku
f_{zs}		15,75	0,65	1,5	0,4	nesouosost, chybná montáž
f_z	5	46	0,34	0,013	x	v pořádku
f_{zs}		19,06	1,6	0,55	0,12	x

Tab.č.19 - Amplitudy zrychlení vibrací zubových frekvencí soukolí a stálého převodu z 8.4.2004 Řádová analýza TAH

Amplitudy zrychlení zubových frekvencí a [mm/s ²]						
ŘT 8.4.	řád	1.h	2.h	3.h	Chyba	
f_z	1	11	0,6	1	0,97	nesouosost, chybná montáž
f_{zs}		4,93	0,05	0,1	0,05	nesouosost, chybná montáž
f_z	2	21	1,1	0,5	0,2	v pořádku
f_{zs}		8,12	0,2	4,8	0,1	nesouosost, chybná montáž
f_z	3	30	1	0,06	0,05	v pořádku
f_{zs}		11,87	0,4	0,67	0,83	nesouosost, chybná montáž
f_z	4	38	3,8	0,5	x	v pořádku
f_{zs}		15,75	0,5	3	0,5	nesouosost, chybná montáž
f_z	5	46	0,3	0,02	x	v pořádku
f_{zs}		19,06	2	1,2	0,1	x

Tab.č.20 - Amplitudy zrychlení vibrací zubových frekvencí soukolí a stálého převodu z 26.3.2004 Řádová analýza ZPĚT

Amplitudy zrychlení zubových frekvencí a [mm/s ²]						
ŘZ 26.3.	řád	1.h	2.h	3.h	Chyba	
f_z	1	11	1,9	2,2	2,3	x
f_{zs}		4,93	0,09	0,1	0,2	nesouosost, chybná montáž
f_z	2	21	4	0,94	0,126	modulace
f_{zs}		8,12	0,3	0,8	0,5	nesouosost, chybná montáž
f_z	3	30	4	0,11	0,09	modulace
f_{zs}		11,87	0,4	1	3,3	nesouosost, chybná montáž
f_z	4	38	6	0,13	x	modulace
f_{zs}		15,75	0,6	5	0,8	nesouosost, chybná montáž
f_z	5	46	0,4	0,011	x	v pořádku
f_{zs}		19,06	3	2,3	0,2	x

Tab.č.21 - Amplitudy zrychlení vibrací zubových frekvencí soukolí a stálého převodu z 8.4.2004 Řádomá analýza ZPĚT

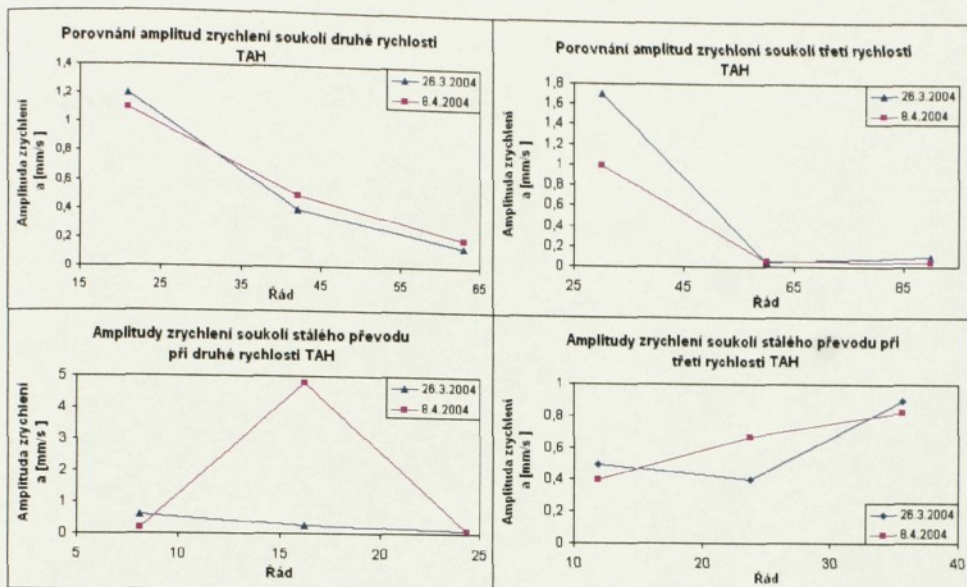
Amplitudy zrychlení zubových frekvencí a [mm/s ²]						
ŘZ 8.4.	řád	1.h	2.h	3.h	Chyba	
f_z	1	11	1,5	2,4	6,7	nesouosost, chybná montáž
f_{zs}		4,93	0,075	0,07	0,1	x
f_z	2	21	4	0,6	0,1	modulace
f_{zs}		8,12	0,3	0,6	0,4	nesouosost, chybná montáž
f_z	3	30	3,5	0,1	0,05	modulace
f_{zs}		11,87	0,36	0,98	3,1	nesouosost, chybná montáž
f_z	4	38	6	0,1	x	v pořádku
f_{zs}		15,75	0,4	6,4	0,7	nesouosost, chybná montáž
f_z	5	46	0,9	0,03	x	v pořádku
f_{zs}		19,06	3,4	3,6	0,2	x

Tab.č.22 - Porovnání nárůstu amplitudy zrychlení vibrací zubových frekvencí soukolí a stálého převodu - Řádomá analýza TAH

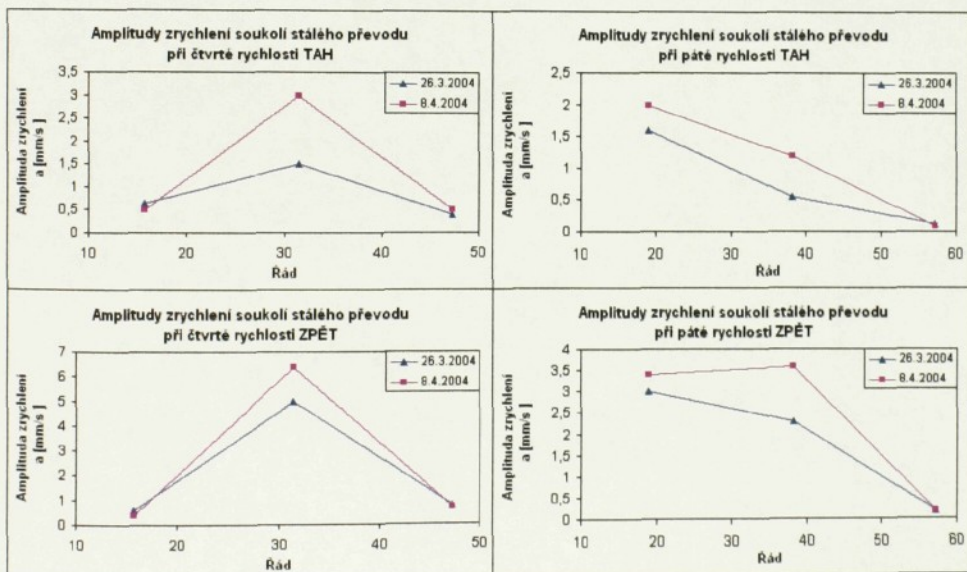
Nárůst amplitud zrychlení v tahu 26.3 oproti 8.4 - ŘÁDOVÁ ANALÝZA - TAH							
a [mm/s ²]				a [%]			
		1.harmonická	2.harmonická	3.harmonická	1.harmonická	2.harmonická	3.harmonická
f _z	1	0,4	1,6	1,33	40,00	61,54	57,83
f _{zs}		0,04	0	0,15	44,44	0,00	75,00
f _z	2	0,1	-0,1	-0,06	8,33	-25,00	-42,86
f _{zs}		0,4	-4,54	0	66,67	-1746,15	0,00
f _z	3	0,7	-0,01	0,05	41,18	-20,00	50,00
f _{zs}		0,1	-0,27	0,07	20,00	-67,50	7,78
f _z	4	-1	-0,475	x	-35,71	-1900,00	x
f _{zs}		0,15	-1,5	-0,1	23,08	-100,00	-25,00
f _z	5	0,04	-0,007	x	11,76	-53,85	x
f _{zs}		-0,4	-0,65	0,02	-25,00	-118,18	16,67

Tab.č.23 - Porovnání nárůstu amplitudy zrychlení vibrací zubových frekvencí soukolí a stálého převodu - Řádomá analýza ZPĚT

Nárůst amplitud zrychlení na zpět 26.3 oproti 8.4 - ŘADOVÁ ANALÝZA - ZPĚT							
a [mm/s2]				a [%]			
	1.harmonická	2.harmonická	3.harmonická	1.harmonická	2.harmonická	3.harmonická	
fz	1	0,4	-0,2	-4,4	21,05	-9,09	-191,30
fzs		0,015	0,03	0,1	16,67	30,00	50,00
fz	2	0	0,34	0,026	0,00	36,17	20,63
fzs		0	0,2	0,1	0,00	25,00	20,00
fz	3	0,5	0,01	0,04	12,50	9,09	44,44
fzs		0,04	0,02	0,2	10,00	2,00	6,06
fz	4	0	0,03	x	0,00	23,08	x
fzs		0,2	-1,4	0,1	33,33	-28,00	12,50
fz	5	-0,5	-0,019	x	-125,00	-172,73	x
fzs		-0,4	-1,3	0	-13,33	-56,52	0,00

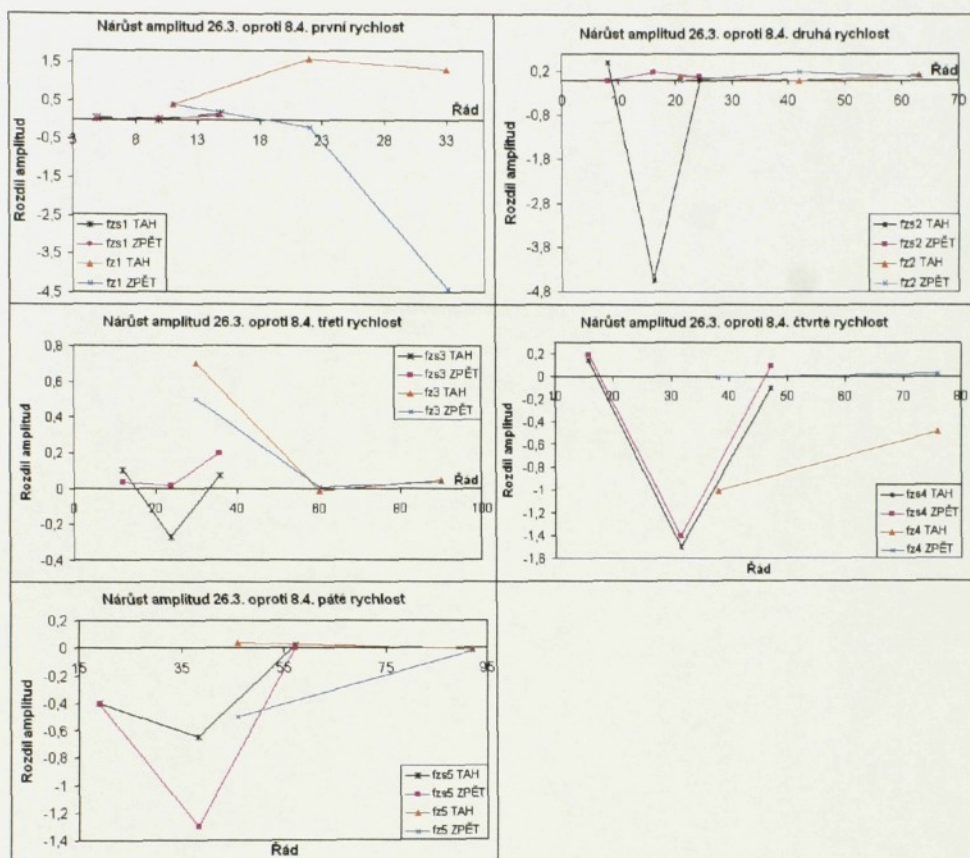


Obr.č.29 - Grafy porovnání amplitud



Obr.č.30 - Grafy porovnání amplitud

Z průběhů grafů na obrázcích č.29 a 30 lze vidět, že většinou došlo demontáží a zpětnou montáží ke zhoršení stavu ozubených soukolí. Alespoň tomu nasvědčují hodnoty amplitud zubových frekvencí a jejich harmonických. Chyba bude pravděpodobně způsobená montáží nebo špatně zvolenou ložiskovou vůlí, což způsobí nesouosost a excentricitu soukolí.

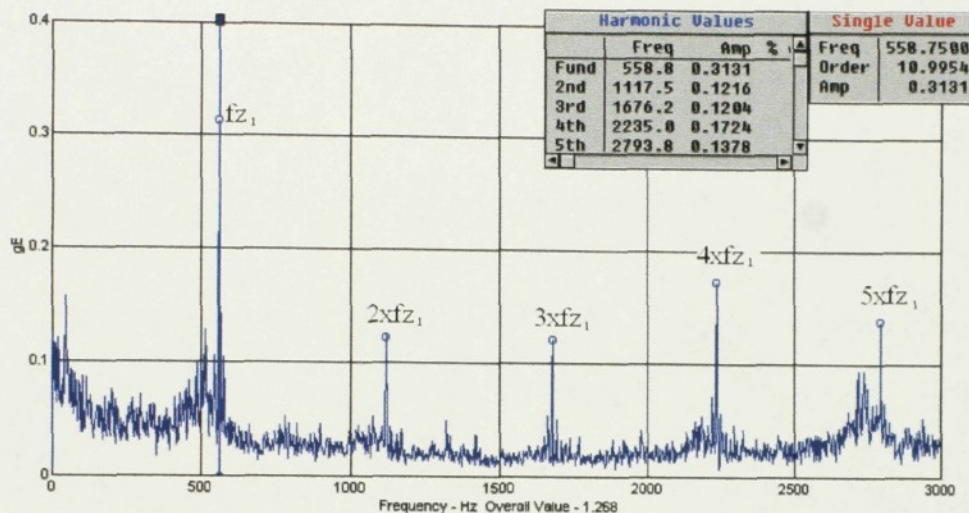


Obr.č.31 - Porovnání amplitud zrychlení vibrací mezi jednotlivými měřeními

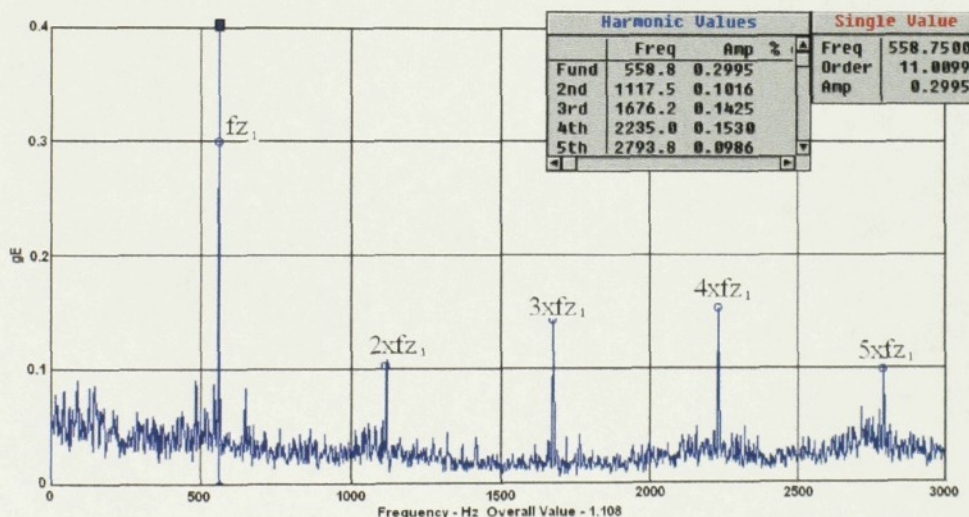
Záporné hodnoty v grafech na obrázku č.31 znamenají, že 8.4.2004 byl stav ozubených soukolí zkoušené převodovky horší než 26.3.2004. To opět ukazuje na to, že montáží dobrého ložiska byla vnesena vůle do uložení hřídelí.

9.1 Vyhodnocení obálkové analýzy

Spektra první rychlosti - TAH



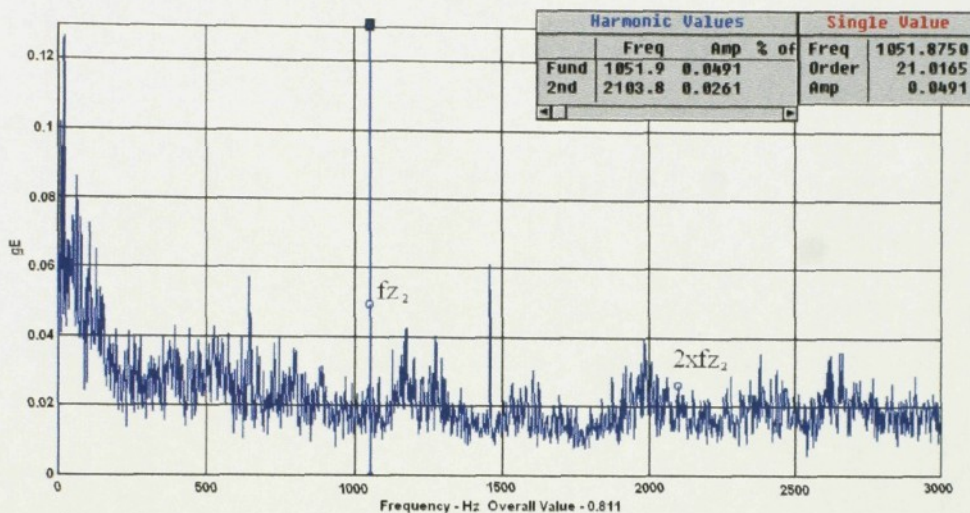
Obr.č.32 - Spektrum vibrací - obálková analýza - TAH první rychlost - 26.3.2004



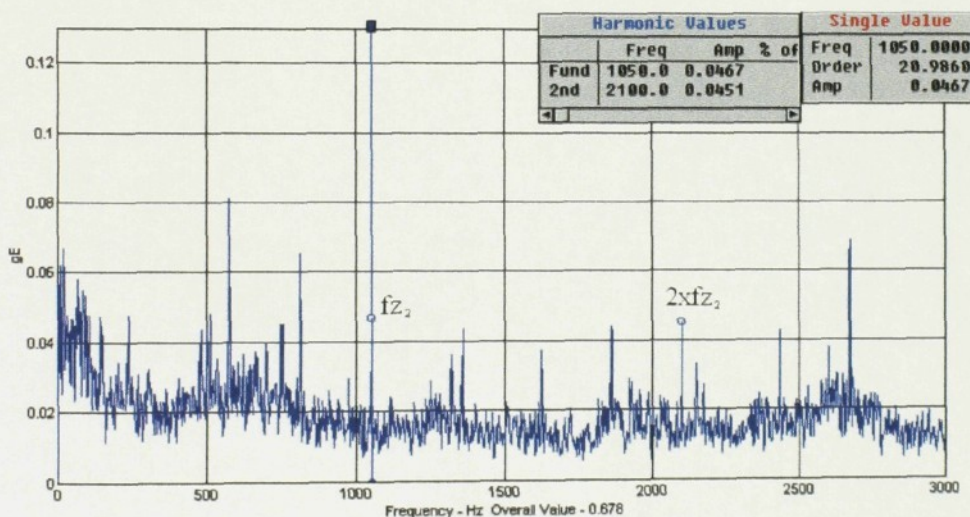
Obr.č.33 - Spektrum vibrací - obálková analýza - TAH první rychlost - 8.4.2004

Z průběhu naměřených spekter lze vyčíst, že v soukolí první rychlosti při obou měřeních byla zubová, anebo ložisková vůle. To vyplývá z podstaty obálkové analýzy, která hodnotí rázy. Poškození valivého ložiska INA/F 23 23 49 se ve spektrech první rychlosti neprojevovalo nárůstem amplitud ložiskových frekvencí.

Spektra druhé rychlosti - TAH



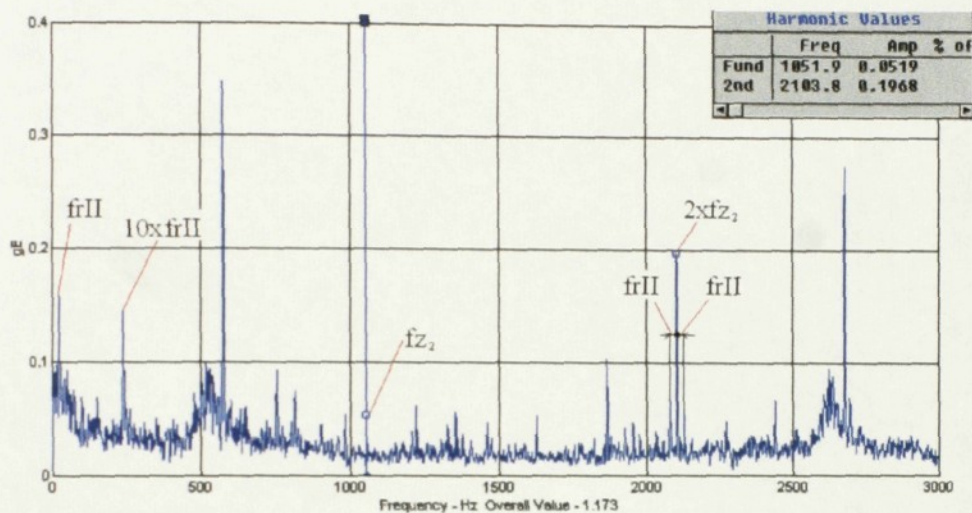
Obr.č.34 - Spektrum vibrací - obálková analýza - TAH druhá rychlost - 26.3.2004



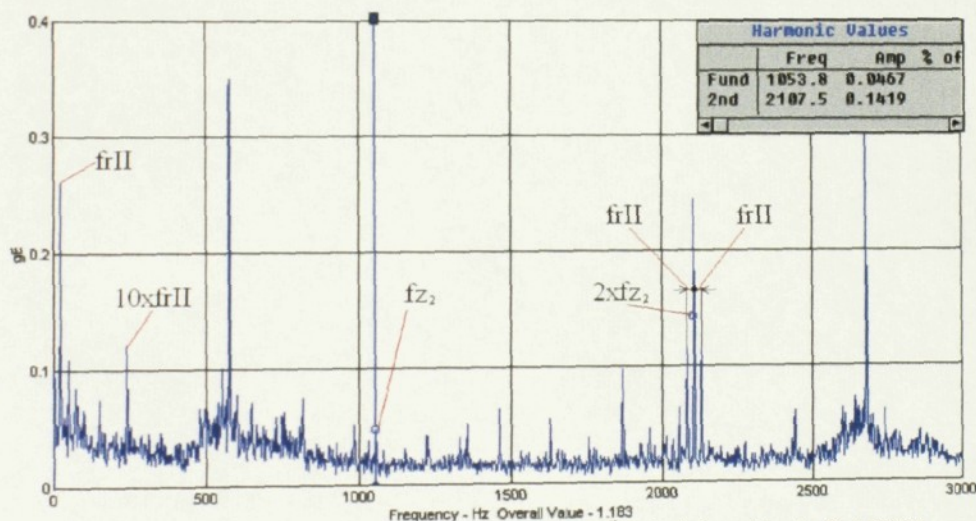
Obr.č.35 - Spektrum vibrací - obálková analýza - TAH druhá rychlost - 8.4.2004

Ve spektrech druhé rychlosti v tahu se poškození valivých ploch a tělísek valivého ložiska INA/F 23 23 49 neprojevilo, ale je viditelné, že v uložení hřídele byla vůle. Neoznačené špičky spekter odpovídají neidentifikovatelným frekvencím.

Spektra druhé rychlosti - ZPĚT



Obr.č.36 - Spektrum vibrací - obálková analýza - ZPĚT druhá rychlost - 26.3.2004

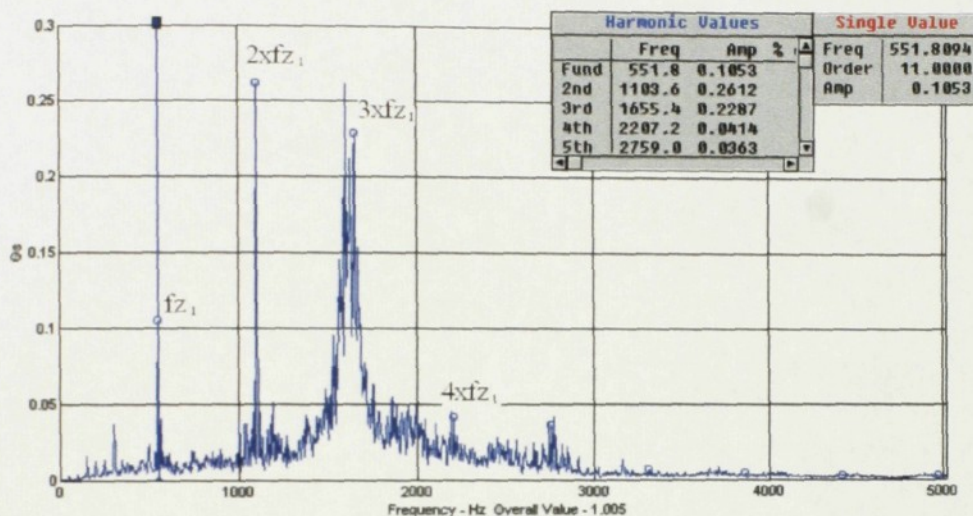


Obr.č.37 - Spektrum vibrací - obálková analýza - ZPĚT druhá rychlost - 8.4.2004

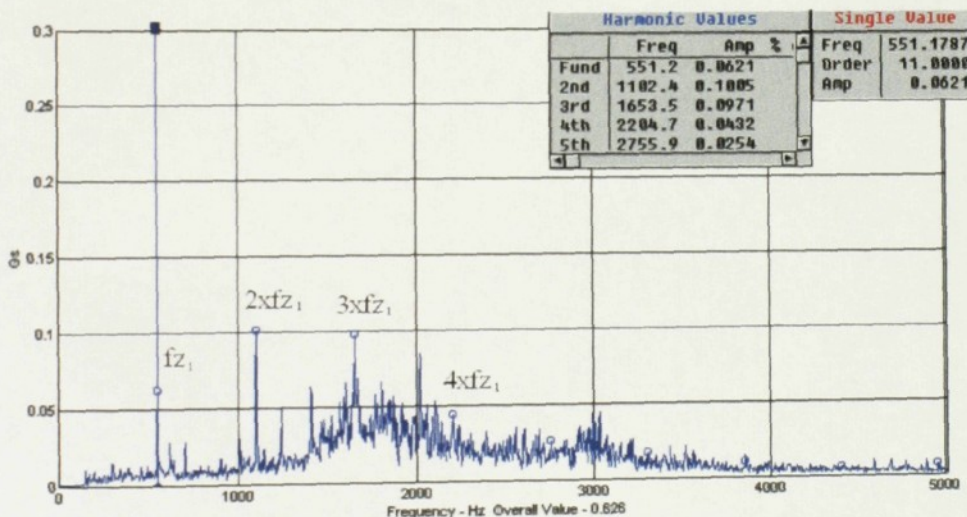
Ve spektrech druhé rychlosti na ZPĚT se poškození valivého ložiska INA/F 23 23 49 ve frekvencích možného poškození ložiska také neprojevovalo. Špičky, které jsou neoznačené, jsou neidentifikovatelné frekvence. Modulace vzniklá kolem 2.harmonické zubové frekvence je rovna f_{rII} , to znamená chybu v uložení hřídele.

9.2 Vyhodnocení řádové analýzy

Spektra první rychlosti - TAH



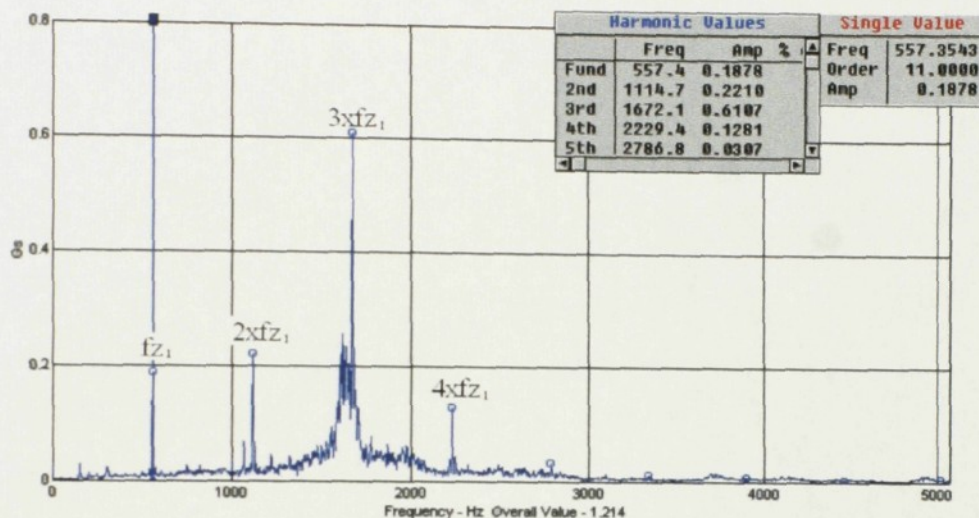
Obr.č.38 - Spektrum vibrací - řádová analýza - TAH první rychlost - 26.3.2004



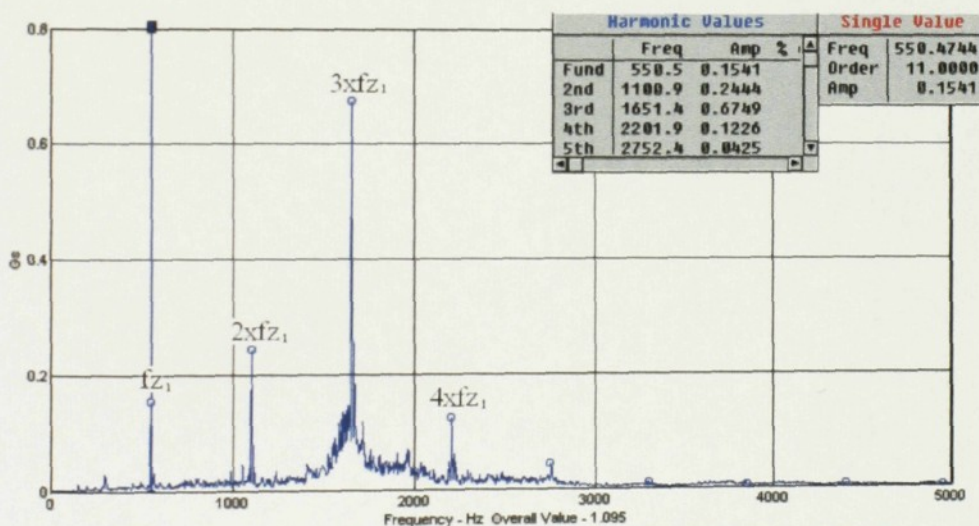
Obr.č.39 - Spektrum vibrací - řádová analýza - TAH první rychlost - 8.4.2004

Ve spektru 26.3.2004 je viditelný nárůst 2.harmonické a 3.harmonické zubové frekvence první rychlosti, a to znamená nesouosost soukolí a chybu montáže.

Spektra první rychlosti - ZPĚT



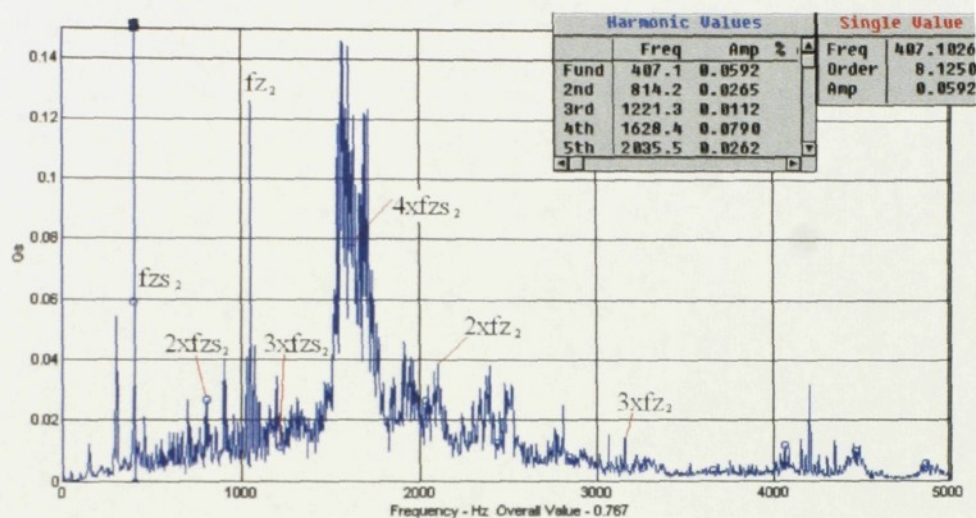
Obr.č.40 - Spektrum vibrací - řádová analýza - ZPĚT první rychlost - 26.3.2004



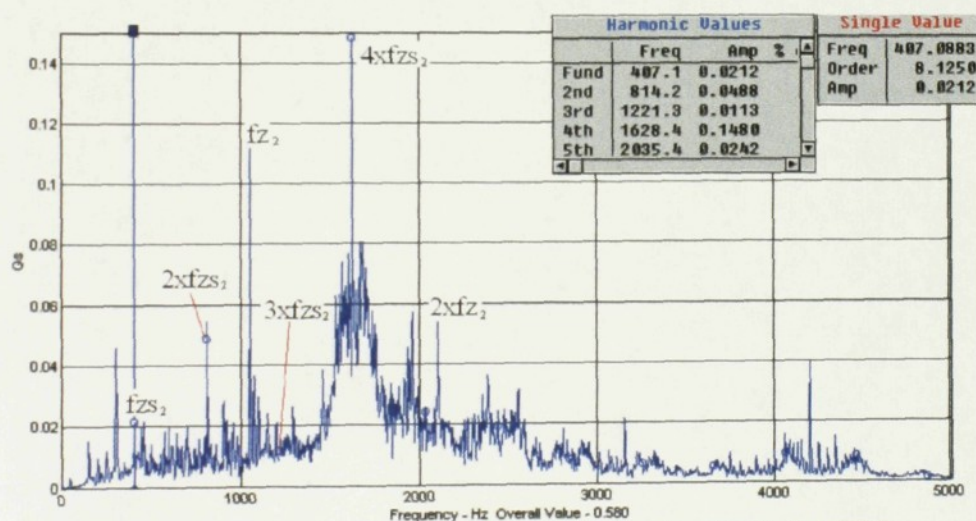
Obr.č.41 - Spektrum vibrací - řádová analýza - ZPĚT první rychlost - 8.4.2004

Ve spektrech je viditelný nárůst 2.harmonické a 3.harmonické zubové frekvence, a to znamená nesouosost soukolí.

Spektra druhé rychlosti - TAH



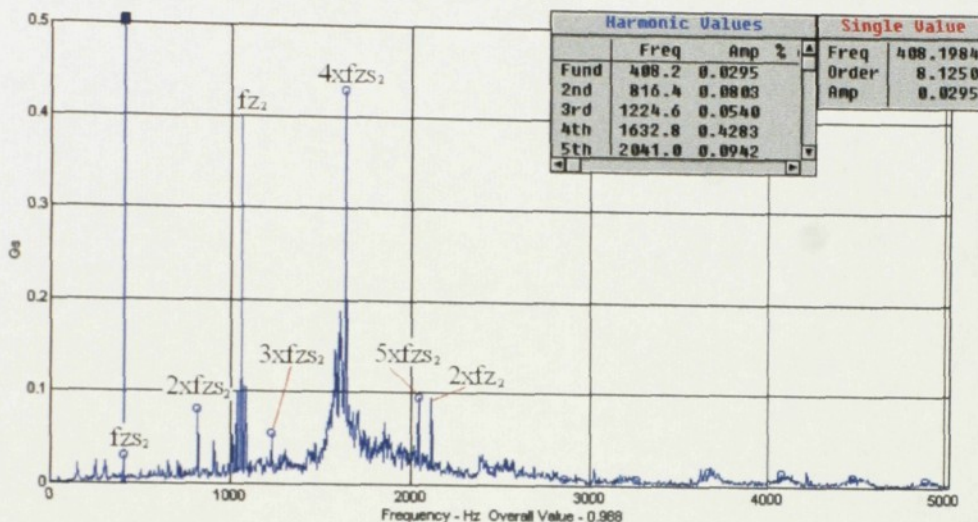
Obr.č.42 - Spektrum vibrací - řádová analýza - TAH druhá rychlost - 26.3.2004



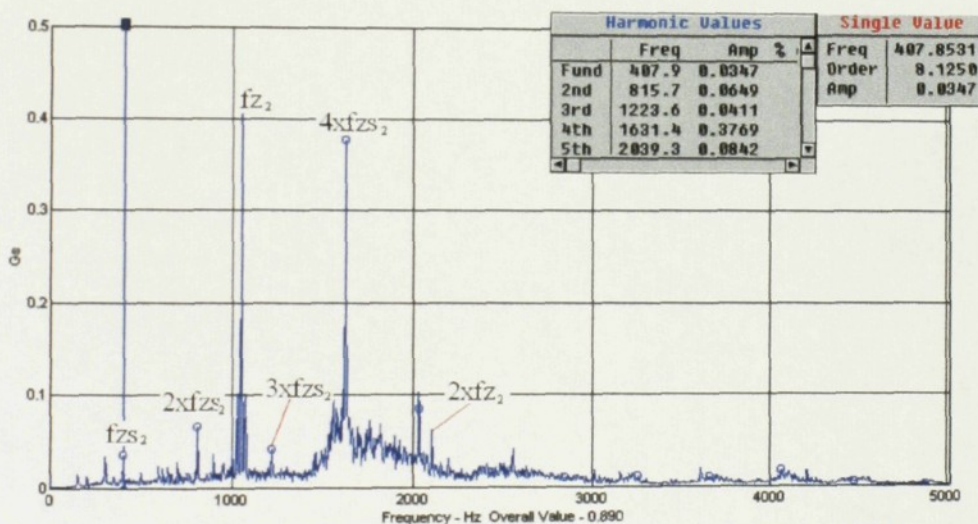
Obr.č.43 - Spektrum vibrací - řádová analýza - TAH druhá rychlost - 8.4.2004

Ve spektrech je vidět, že soukolí druhé rychlosti je v pořádku smontované. Také je vidět vliv soukolí stálého převodu na zvýšení hlučnosti převodovky, jak je popsáno v [10].

Spektra druhé rychlosti - ZPĚT



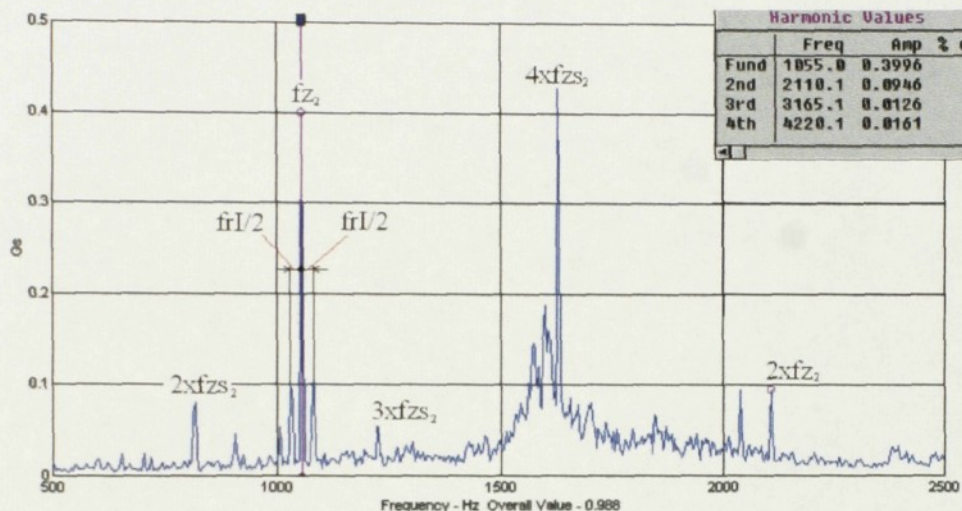
Obr.č.44 - Spektrum vibrací - řádová analýza - ZPĚT druhá rychlost - 26.3.2004



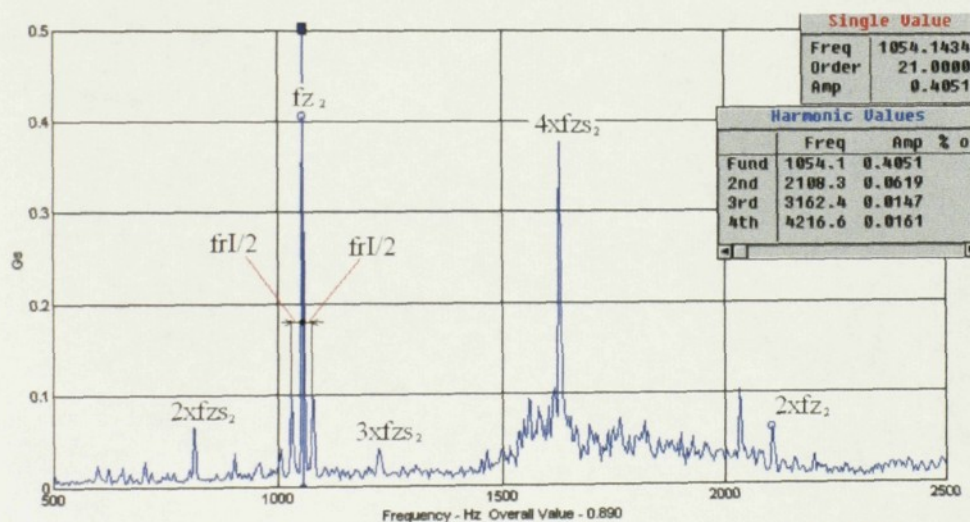
Obr.č.45 - Spektrum vibrací - řádová analýza - ZPĚT druhá rychlost - 8.4.2004

Ve spektrech je vidět, že soukolí druhé rychlosti je v pořádku smontované, i když amplituda zrychlení vibrací zubové frekvence je vyšší. Také zde je vidět vliv soukolí stálého převodu na zvýšení hlučnosti převodovky.

Spektra druhé rychlosti - ZPĚT



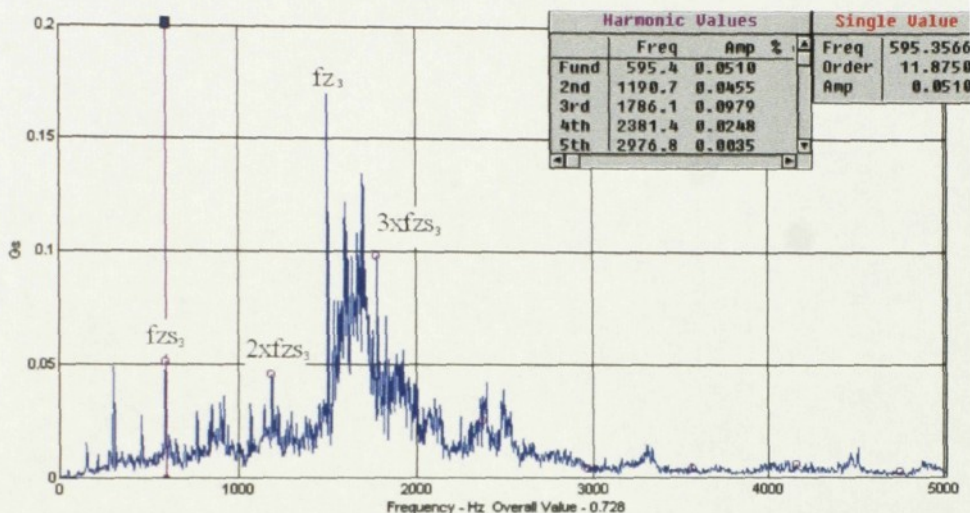
Obr.č.46 - Spektrum vibrací - řádová analýza - ZPĚT druhá rychlost - 26.3.2004



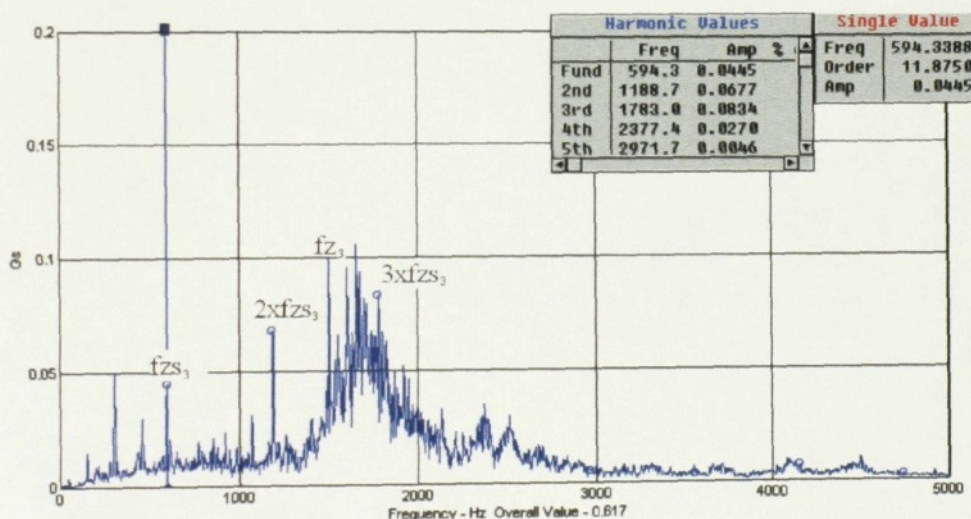
Obr.č.47 - Spektrum vibrací - řádová analýza - ZPĚT druhá rychlost - 8.4.2004

Ve výřezích spekter druhé rychlosti je názorně vidět modulace okolo zubové frekvence. Modulace je rovna $f_{r1}/2$, což je interharmonická složka rotorové frekvence, a to značí opět vůli v ozobení, potažmo vůli v uložení hřídele.

Spektra třetí rychlosti - TAH



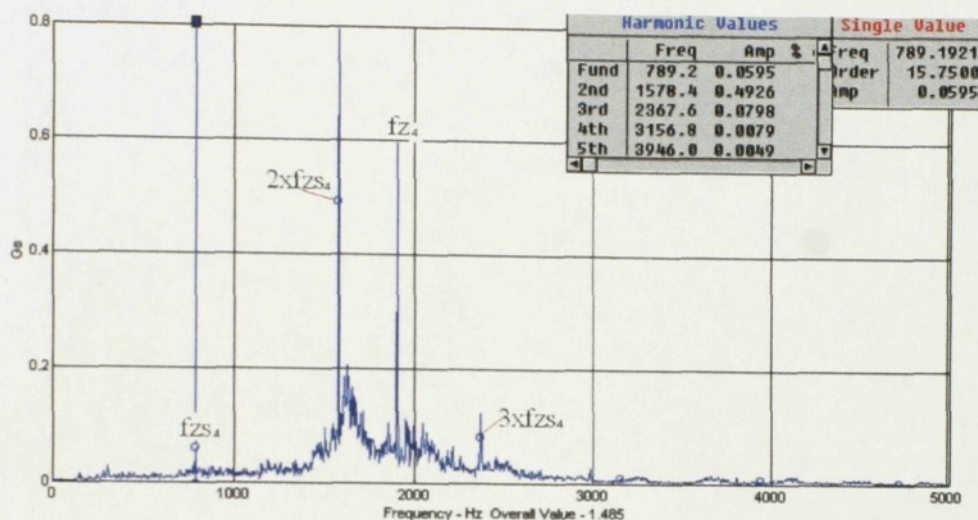
Obr.č.48 - Spektrum vibrací - řádová analýza - TAH třetí rychlost - 26.3.2004



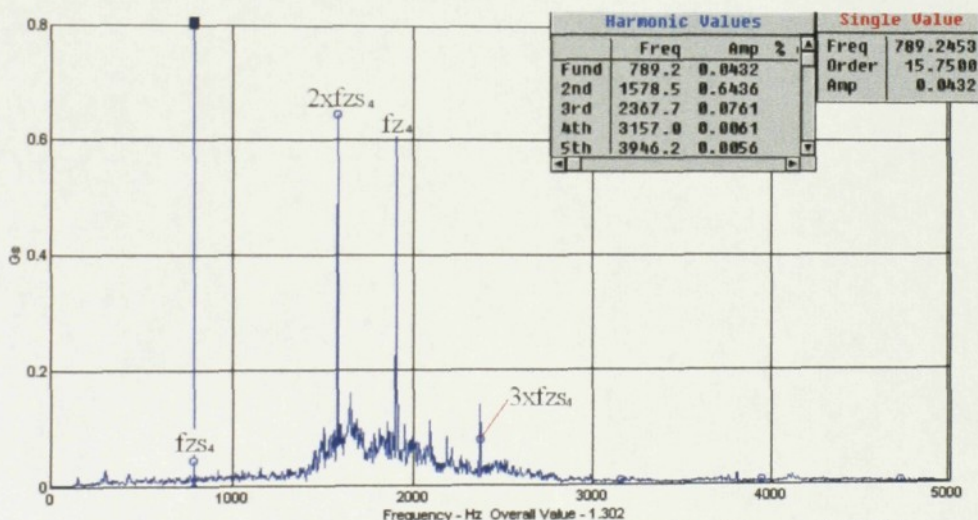
Obr.č.49 - Spektrum vibrací - řádová analýza - TAH třetí rychlost - 8.4.2004

Ve spektrech soukolí třetí rychlosti je vidět opět vliv stálého převodu na zvýšení hlučnosti převodovky. Dále lze vidět, že soukolí třetí rychlosti je správně smontované. To je zřejmé z toho, že se neprojevuje druhá a třetí harmonická.

Spektra čtvrté rychlosti - ZPĚT



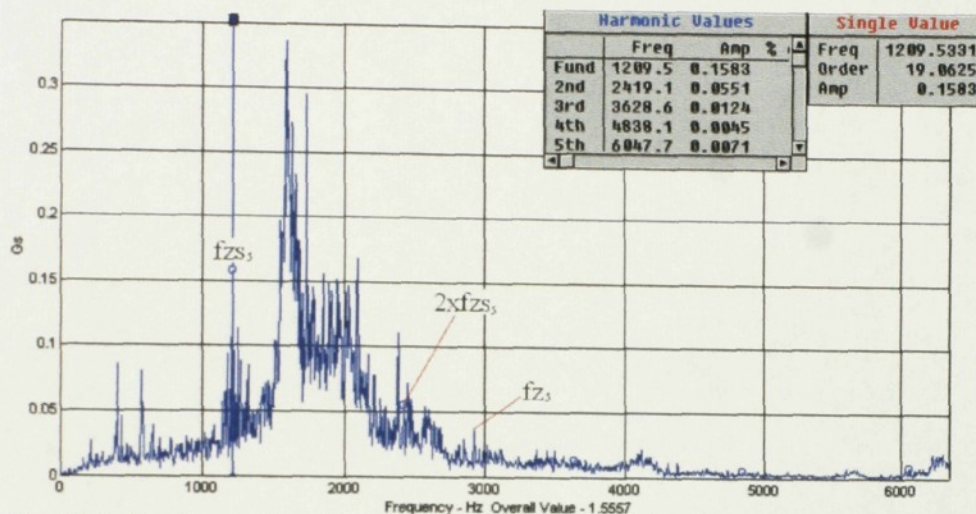
Obr.č.50 - Spektrum vibrací - řádová analýza - ZPĚT čtvrtá rychlost - 26.3.2004



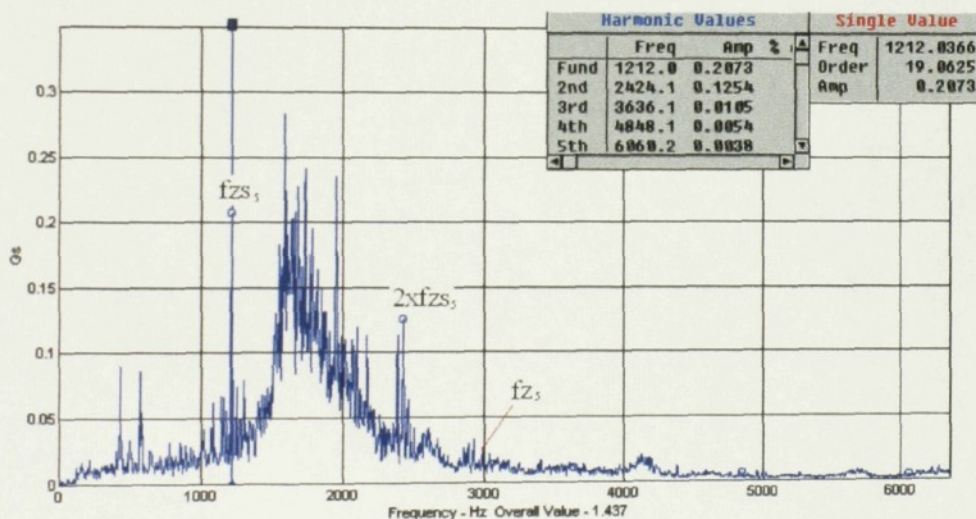
Obr.č.51 - Spektrum vibrací - řádová analýza - ZPĚT čtvrtá rychlost - 8.4.2004

V těchto spektrech lze opět vidět vliv stálého převodu na zvýšení hluchosti převodovky a také, že soukolí čtvrté rychlosti je správně smontované. Ve spektrech čtvrté rychlosti vznikla okolo zubové frekvence modulace rovna rotorové frekvenci f_r . To opět značí vůli v uložení hřídele.

Spektra páte rychlosti - TAH



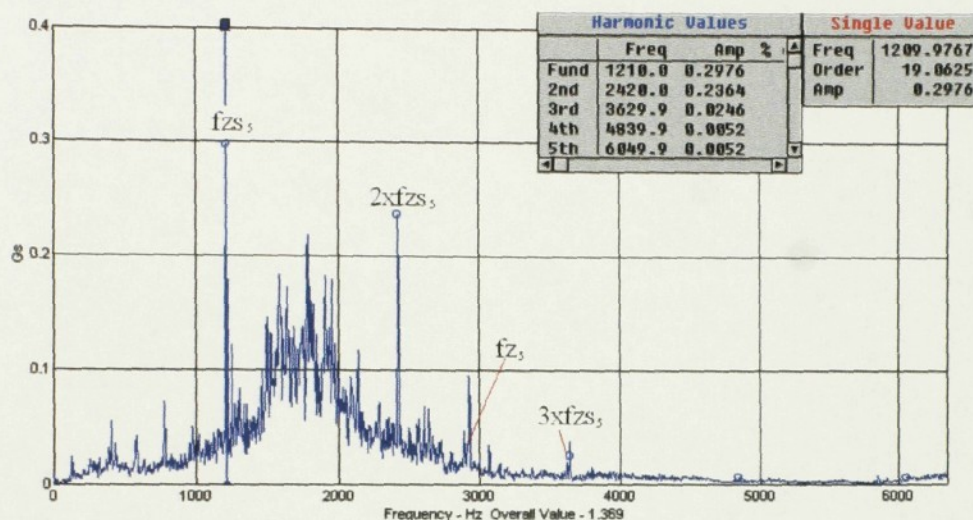
Obr.č.52 - Spektrum vibrací - řádová analýza - TAH pátá rychlost - 26.3.2004



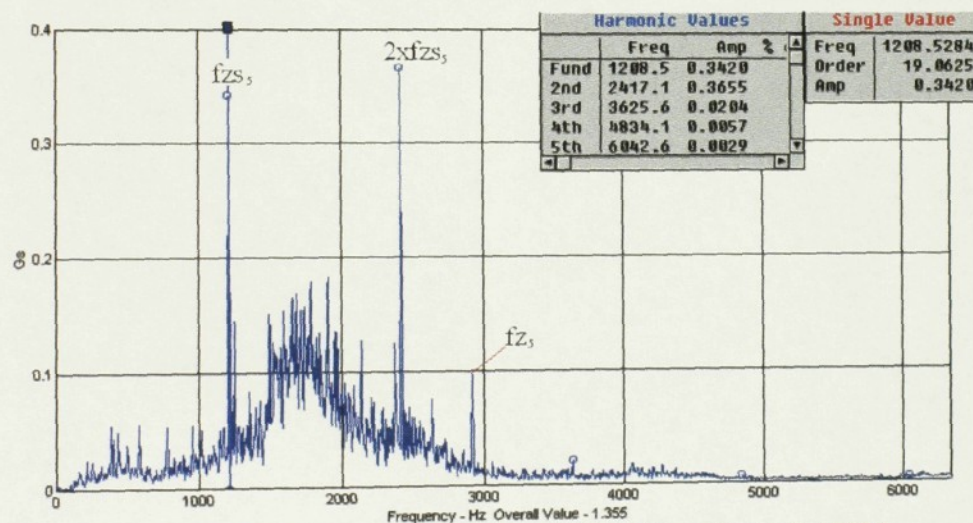
Obr.č.53 - Spektrum vibrací - řádová analýza - TAH pátá rychlost - 8.4.2004

Soukolí páte rychlosti je také v pořádku. Vliv stálého převodu na zvýšení hlučnosti převodovky je zde menší než při nižších rychlostních stupních.

Spektra páte rychlosti - ZPĚT



Obr.č.54 - Spektrum vibrací - řádová analýza - ZPĚT pátá rychlost - 26.3.2004



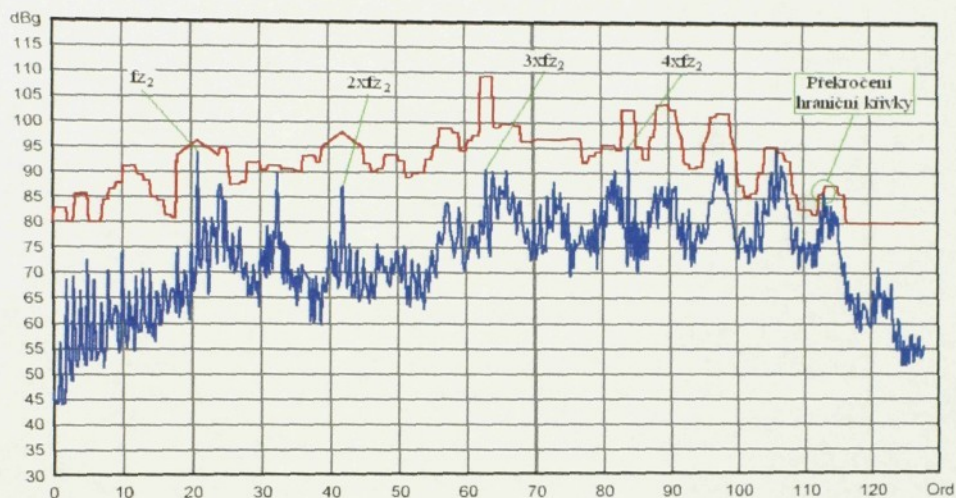
Obr.č.55 - Spektrum vibrací - řádová analýza - ZPĚT pátá rychlost - 8.4.2004

Soukolí páte rychlosti je v pořádku, lze opět vidět vliv stálého převodu na zvýšení hlučnosti převodovky.

Po provedených analýzách spekter z měření analyzátozem SKF MICROLOG lze identifikovat přesnou chybu montáže a poškození jednotlivých součástí převodovky.

9.3 Vyhodnocení měření na zkušební stanici

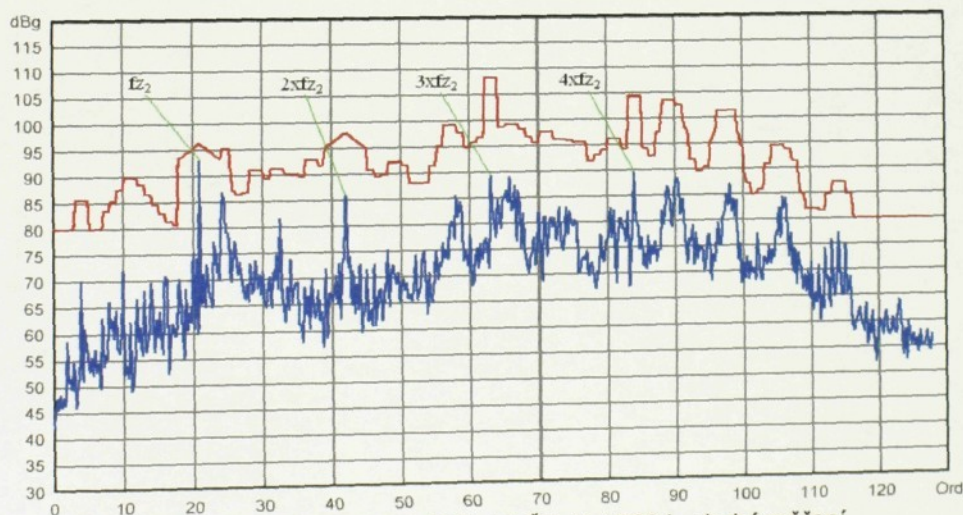
SK1 in 2-B



Obr.č.56 - Spektrum druhé rychlosti, SK1, ZPĚT, 26.3.2004 - druhé měření

Stanice nahlásila: zvuk ve 2. chodu zpět; 113 řád; 86,2 dB; hranice je 85,7 dB.

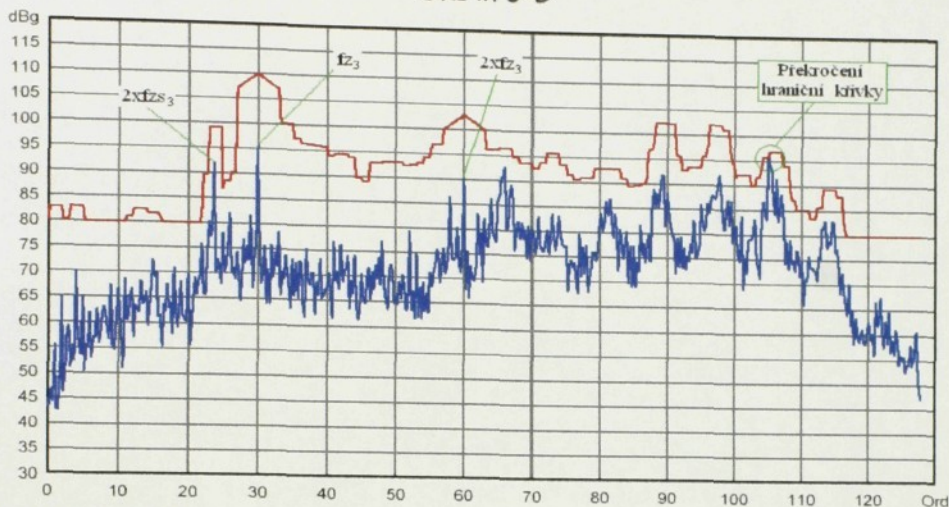
SK1 in 2-B



Obr.č.57 - Spektrum druhé rychlosti, SK1, ZPĚT, 8.4.2004 - druhé měření

V tomto případě stanice vyhodnotila převodovku jako dobrou.

SK1 in 3-B



Obr.č.58 - Spektrum třetí rychlosti, SK1, ZPĚT, 26.3.2004 - druhé měření

Stanice nahlásila: zvuk ve 3. chodu zpět; 105 řád; 96,1 dB; hranice je 95,9 dB.

Na zkušební stanici proběhla každý měřicí den čtyři identická měření téže převodovky. 8.4.2004, kdy bylo namontované dobré ložisko, vyhodnotila stanice převodovku vždy jako dobrou.

Při měření 26.3.2004 byla chyba indikována pouze při zkoušení na zpět. Při prvním měření se chyba projevila u druhé rychlosti v kanále SK1 na 112 řádu, překročení hraniční křivky bylo o 2,3 dB.

Při druhém měření se chyba projevila u druhé rychlosti v kanále SK1 na 113 řádu, překročení hraniční křivky bylo o 0,5 dB a u třetí rychlosti v kanále SK1 na 105 řádu, překročení hraniční křivky bylo o 0,2 dB.

Při třetím měření se chyba projevila u druhé rychlosti v kanále SK1 na 113 řádu, překročení hraniční křivky bylo o 0,5 dB a u čtvrté rychlosti v kanále SK3 na 104 řádu, překročení hraniční křivky bylo o 0,6 dB a na 107 řádu, překročení hraniční křivky bylo o 2,7 dB.

Při čtvrtém měření se chyba projevila u druhé rychlosti v kanále MIX na 113,75 řádu, překročení hraniční křivky bylo o 0,4 dB.

Chyby převodovky se na zkušební stanici projeví ve vyšších řádech. Jelikož rozsah našeho analyzátoru SKF MICROLOG je od 0 do 100 řádu, nelze provést porovnání projevených chyb. Protože výsledkem stanice je závislost na řádech a měří se při doběhu (rozběhu), a to znamená že otáčky nejsou konstantní, nelze zpětně spočítat frekvenci, při které se projevilo poškození.

10 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo identifikovat mechanické závady a vliv kvality výroby a montáže součástí automobilových převodovek MQ 200 pomocí měření vibrací (např. ozubená kola, ložiska) a stanovení řádu, při kterých se projeví poškození ozubených kol a valivého ložiska INA/F 23 23 49. Stanovení řádu poškození ozubených kol a valivého ložiska mělo za cíl zjednodušit vyhodnocování převodovek MQ 200 na zkušební stanici.

Při porovnání obou měření jsem nezjistil velké zlepšení po výměně špatného valivého ložiska INA/F 23 23 49 za dobré, ale v některých spektrech došlo k výraznému zhoršení stavu převodovky. Podle hodnocení efektivních hodnot zrychlení vibrací u obáلكové analýzy, které je uvedeno v [12] a [13], je stav zkoušené převodovky nepřijatelný. Z tohoto hodnocení ale nelze přesně určit, která součást převodovky má vliv na zvýšené vibrace a hlučnost. Jestli je to špatným ložiskem nebo ozubeným kolem anebo špatnou montáží. Podle mého názoru došlo k vnesení chyby při demontáži a zpětné montáži při výměně valivého ložiska.

Jelikož efektivní hodnota zrychlení vibrací a_{ef} se 8.4.2004 výrazně nezmenšila, lze konstatovat, že chyba valivého ložiska INA/F 23 23 49 buďto nebyla jediná (analýza spekter vibrací nám potvrzuje i další chyby např. stálého převodu, nesouosost soukolí), která měla vliv na vyřazení převodovky na zkušební stanici, anebo se při demontáži a zpětné montáži při výměně valivého ložiska INA/F 23 23 49 vnesla chyba. Chyba mohla být způsobena špatnou metodou montáže, anebo příliš velkou radiální vůlí nového ložiska. Na efektivní hodnotu zrychlení vibrací mají také vliv amplitudy zubových frekvencí.

Poškození valivého ložiska by se mělo projevit při obáلكové analýze. V případě poškození na vnitřním nebo na vnějším kroužku valivého ložiska vzniknou kolem f_i nebo f_e postranní pásma s rotorovou frekvencí. Při poškození valivého tělíska vzniknou postranní pásma okolo f_b s frekvencí f_k . Poškození klece se projeví zvýšenými amplitudami harmonických složek frekvence klece f_k .

Při vyhodnocování měření obáلكové analýzy jsem takovýto projev vady valivých ploch nebo valivých těles valivého ložiska INA/F 23 23 49 nenašel (to jen potvrdilo, že při obou měření bylo namontované nové nepoškozené ložisko INA/F 23 23 49, 26.3.2004 jedno valivé tělísko (jehla) nesplňovalo toleranci kruhovitosti). Ale projevil se vůle v uložení hřídelí, což značí vůli ve valivých ložiscích. Vůle do uložení hřídelí byla s největší pravděpodobností vnesena při montáži převodovky nebo použitím valivého ložiska s velkou radiální vůlí. Jelikož se při našem měření poškození valivého ložiska (jednoho valivého tělíska) neprojevilo nelze identifikovat vliv jednoho valivého tělíska (jehly), které nesplňovalo toleranci kruhovitosti, na zvýšení hlučnosti převodovky MQ 200.

Ve spektrech vibrací řádové analýzy se projevila u některých rychlostních stupňů nesouosost soukolí. Nesouosost se projevila velkým nárůstem amplitudy zrychlení vibrací při 2.harmonické a 3.harmonické zubové frekvence a modulací okolo zubových frekvencí, modulace byla rovna rotorové frekvenci, anebo interharmonické složce rotorové frekvence. Nesouosost mohla být způsobena buď excentricitou ozubeného kola nebo vůlí v uložení hřídelí.



Dále ve spektrech řádové analýzy lze vidět vliv stálého převodu na zvýšení hlučnosti a zvýšení vibrací převodovek MQ 200. Tento vliv je zejména pozorovatelný ve spektrech druhé, třetí, čtvrté a páté rychlosti. V některých z těchto spekter lze také vidět, že je velký nárůst harmonických složek zubové frekvence stálého převodu, což opět značí nesouosost soukolí a chybu montáže.

Závěrem lze říci, že na kvalitu a hlučnost nových převodovek MQ 200 nemá vliv jen výroba a nákup kvalitních součástí, ale značný vliv má i průběh montáže. Na vnější projev hlučnosti má dále vliv volba materiálu a konstrukce skříně.

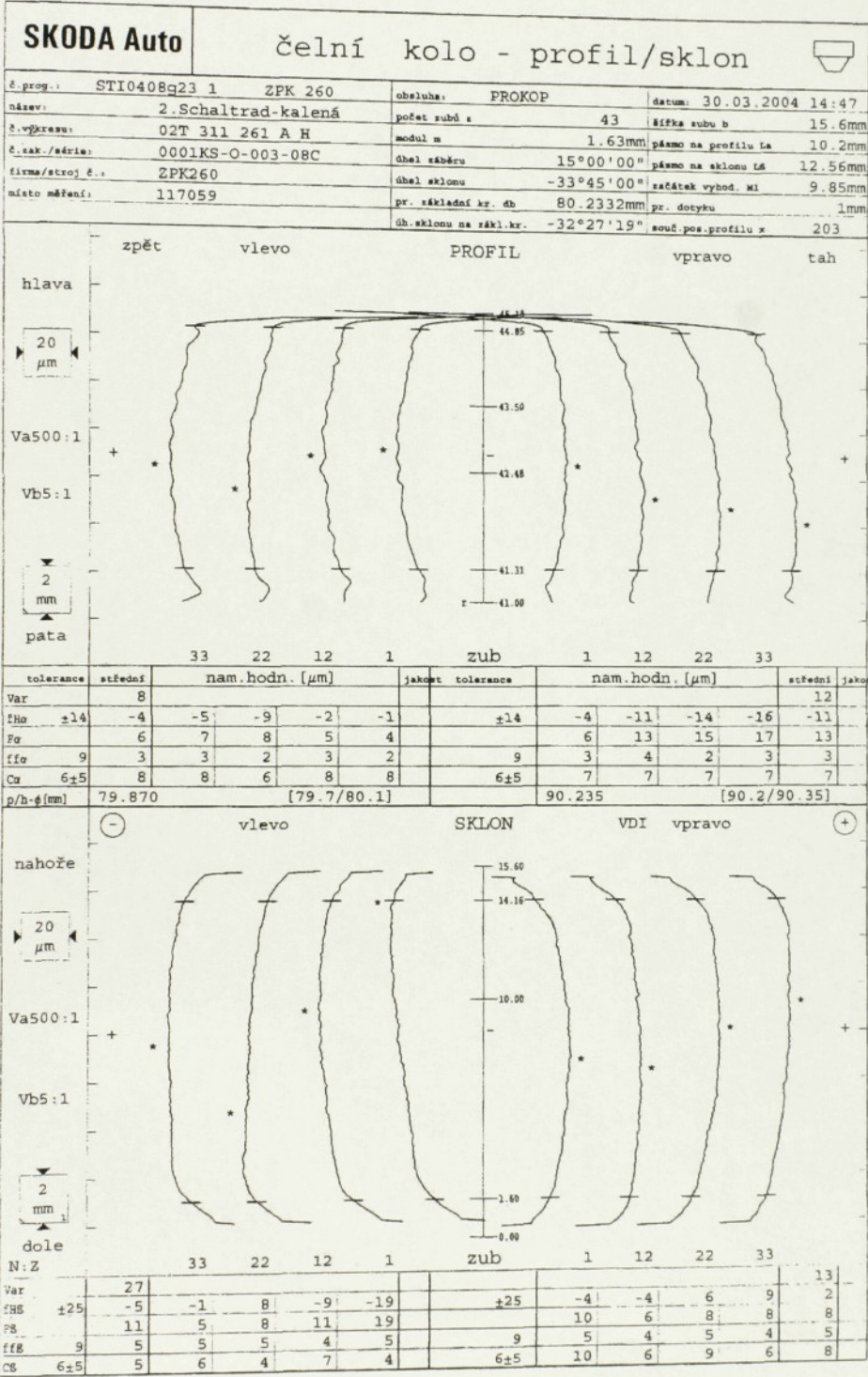
Použitá literatura

- [1] Šalamoun, Č.: *Motorová vozidla IV*. Skripta ČVUT Praha 1991.
- [2] Tůmová, G.: *Mechanická převodová ústrojí*. Studijní pomůcka TU Liberec 1999.
- [3] Vlk, F.: *Koncepce motorových vozidel*. Nakladatelství a vydavatelství VLK Brno 2000.
- [4] Dočkal, A.: *Konstrukční optimalizace ozubené převodovky s ohledem na snižování hlukové emise*. Disertační práce VUT Brno 2003.
- [5] Beneš, Š.: *Technická diagnostika*. Skripta TU Liberec 2003.
- [6] Beneš, Š. - Tomeh, E.: *Metody diagnostiky valivých ložisek*. Skripta TU Liberec 1991.
- [7] Beneš, Š.: *Diagnostické tabulky*. Skripta TU Liberec 1997.
- [8] Němeček, P.: *Hluk v technické praxi I*. Skripta TU Liberec 1998.
- [9] *Hlavní katalog ložisek*. SKF 1989.
- [10] Tomeh, E.: *Vliv stálého převodu na úroveň vibrací a hluku převodovky Škoda*. XXXIV. mezinárodní konference kateder a pracovišť spalovacích motorů českých a slovenských vysokých škol. Sborník přednášek KOKA 2003.
- [11] Podklady Škoda Auto, a.s. Mladá Boleslav
- [12] *Průvodce vibrační diagnostikou I*. Příručka SKF, prosinec 1995.
- [13] *Technická diagnostika 1-2*. Časopis ATD - Zlín 1997.
- [14] Tomeh, E.: *Hodnocení hlučnosti automobilových převodovek škoda měřením vibrací*. In DIAGO 2003.
- [15] Tomeh, E.: *Identifying Motor Vehicles Mechanical Defects by Vibrodiagnostics Methods*. In Journal of Modele European Construction and Design of Cars. Number 1, January 2003.

Seznam příloh

- Příloha č. 1 Zkušební protokol boku ozubeného kola - kalené
Příloha č. 2 Zkušební protokol roztečí ozubeného kola - kalené
Příloha č. 3 Zkušební protokol boku ozubeného kola - ševingované
Příloha č. 4 Zkušební protokol roztečí ozubeného kola - ševingované
Příloha č. 5 Zkušební protokol kruhovitosti kroužku ložiska - přímý
Příloha č. 6 Zkušební protokol kruhovitosti kroužku ložiska - nepřímý
Příloha č. 7 CD ROM - Výpočty frekvencí - 26.3.2004
- 8.4.2004
- Tabulky amplitud zrychlení - grafy nárůstu amplitud

Příloha č.1



Příloha č.2

SKODA Auto		čelní kolo - rozteče			
č.prog.: STI0408g23 1 ZPK 260		obsluha: PROKOP		datum: 30.03.2004 14:47	
název: 2.Schaltrad-kalená		počet zubů z		43	
č.výkresu: 02T 311 261 A H		modul m		1.63mm	
č.sak./série: 0001KS-O-003-08C		místo měření:		117059	
firma/stroj č.: ZPK260					

úchytky obvodových roztečí fp levý bok

součtové úchytky roztečí Fp levý bok

úchytky obvodových roztečí fp pravý bok

součtové úchytky roztečí Fp pravý bok

	levý bok / zpět				pravý bok / tah			
	nam.hodn.	jako.	dov.hodn.	jako.	nam.hodn.	jako.	dov.hodn.	jako.
max. úch. obvod roztečí fp max	7		10		12	x	10	
max. úch. soused. roztečí fu max	8				8			
kolišání roztečí fp	14				20			
součtové úchytky roztečí Fp	50				71			
součtové úch. roztečí k zubů Fp/z	25		40		41	x	40	

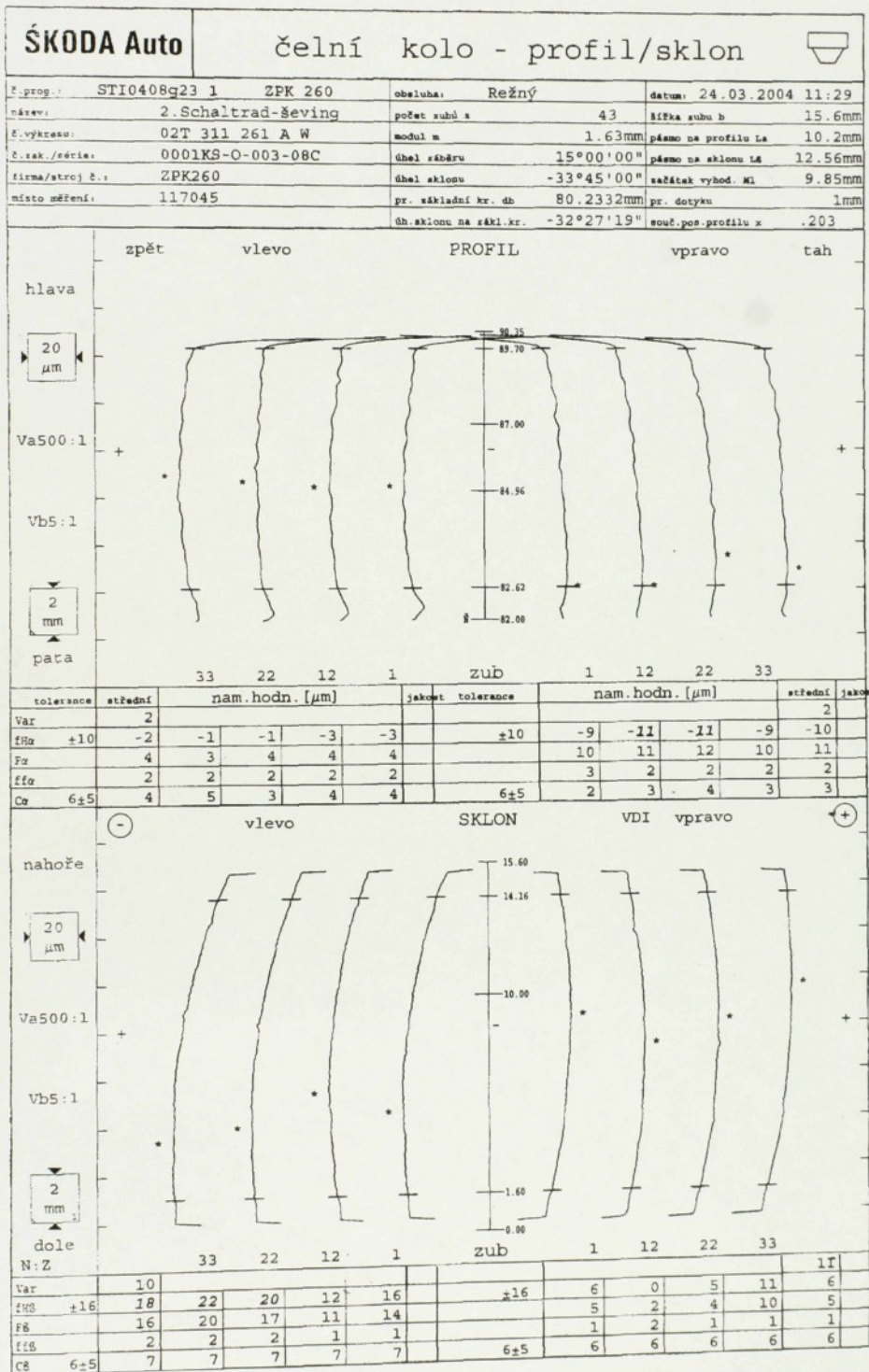
házení Fr

Mdk 91.629[mm]/pr. kul. 3.5

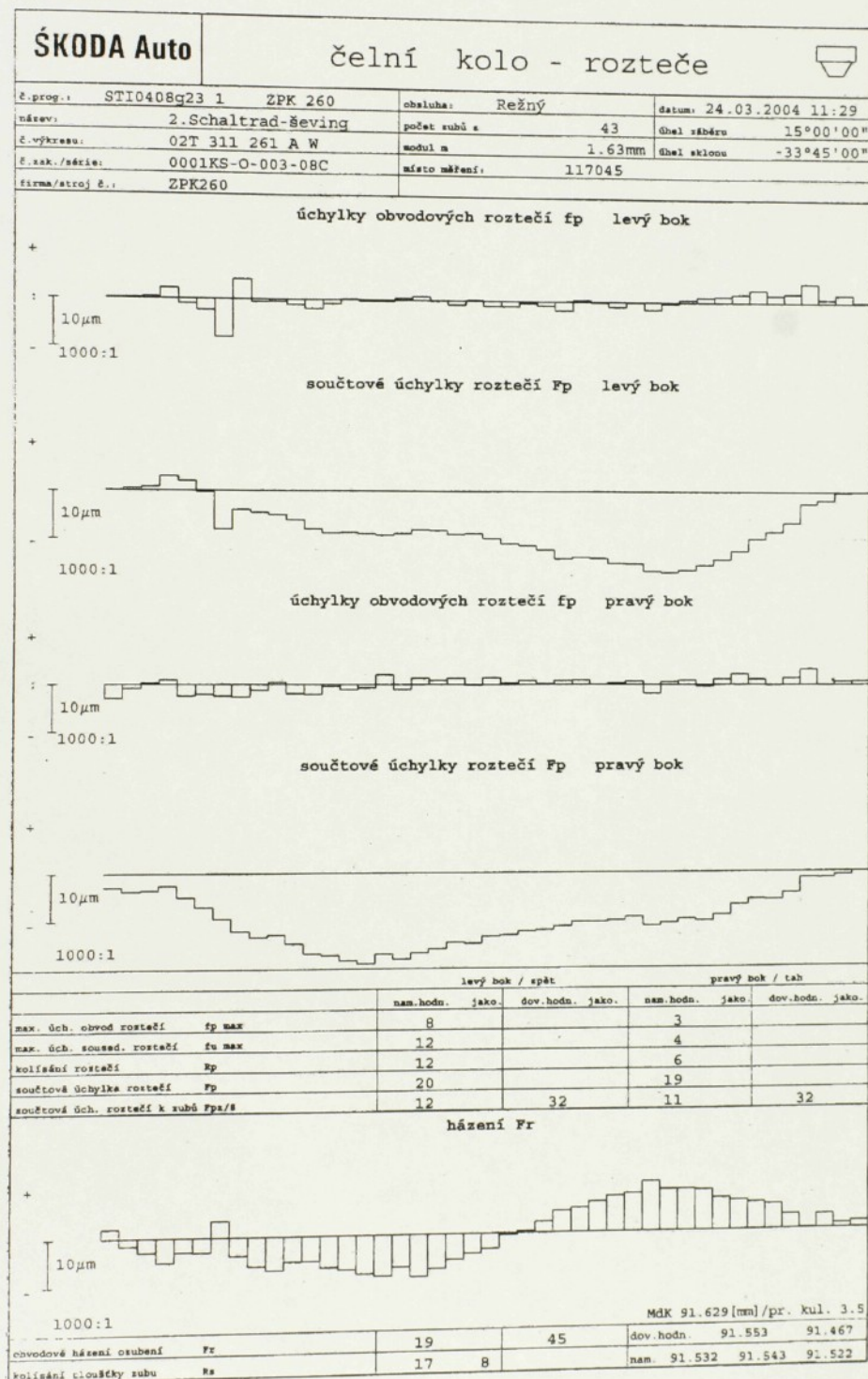
obvodové házení osubení Fr	43	63	dov.hodn.	91.628	91.514
kolišání tloučky zubu Rz	26	9	nam.	91.621	91.638 91.608



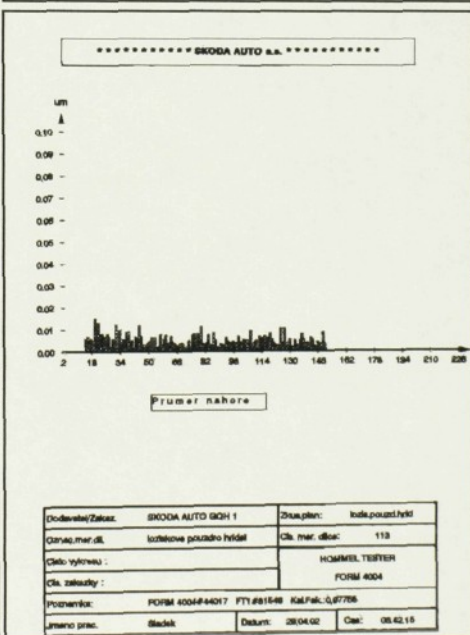
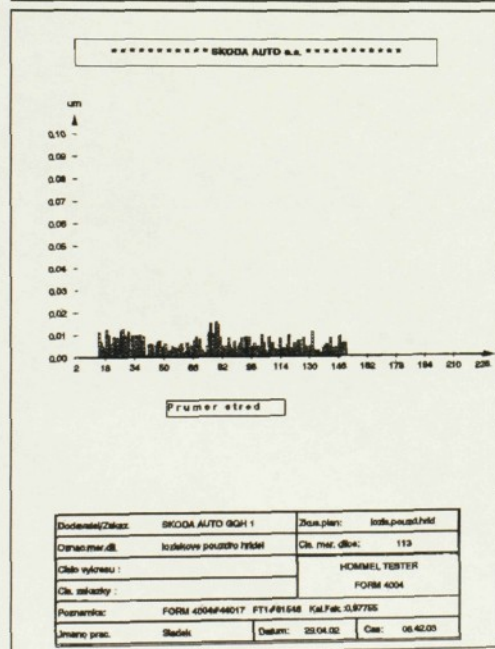
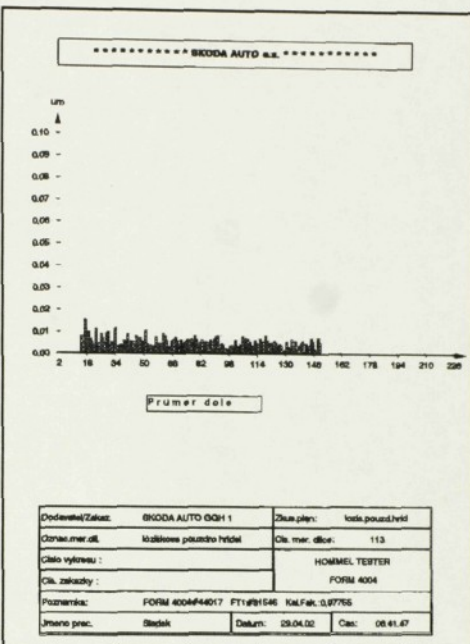
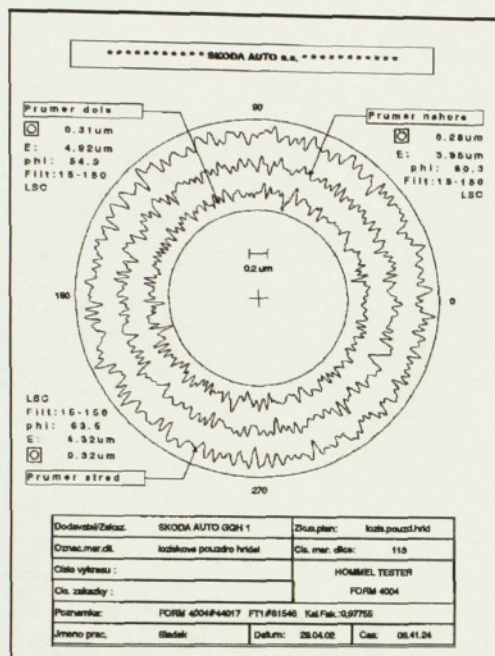
Příloha č.3



Příloha č.4



Příloha č.5



Příloha č.6

