



Vliv zatížení na hlučnost převodovek MQ100 osobních automobilů

Diplomová práce

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení
Autor práce: **Bc. Josef Prokop**
Vedoucí práce: doc. Dr. Ing. Elias Tomeh



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Josef Prokop**

Osobní číslo: **S17000266**

Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Konstrukce strojů a zařízení**

Název tématu: **Vliv zatížení na hlučnost převodovek osobních automobilů**

Zadávací katedra: **Katedra vozidel a motorů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Analytická práce, DP je zaměřená na studium problematiky převodových ústrojí motorových vozidel s cílem vytvořit ucelený přehled moderních trendů vývoje převodovek automobilů.

1. Uveďte všechny požadavky kladené na kvalitu převodovek osobních automobilů v automobilovém průmyslu a popište systémy diagnostiky. Věnujte pozornost požadavkům kvality a analyzujte současný stav.

2. Popište systém provedení měření převodovky MQ100 na zabíhacích stavech. Specifikujte možné závady jednotlivých částí převodovky MQ100 a popište jejich projevy. Využijte metod preventivní a prediktivní údržby.

3. Na základě analýzy proveďte kinematický rozbor převodovky MQ100, popište vliv současné konstrukce převodovky na hlučnost a vypočítejte hlavní zdroje buzení převodovky MQ100.

4. Popište vlastní návrh řešení pro vylepšení měřicí cesty převodovky k zajištění dobré kvality převodovek při výrobě a uveďte jeho praktickou použitelnost v podniku.

5. Analyzujte provedená měření, projev závad ve vibračních spektrech převodovky a návrh opatření pro jejich odstranění z výroby za účelem snižování hlučnosti převodovek. Vyhodnoťte a porovnejte výsledky měření hlučnosti při různých zatíženích na zkušebním stavu ve firmě ŠKODA AUTO a během jízdy.

6. Během řešení diplomové práce spolupracujte se společností ŠKODA AUTO, a.s..

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy: 50 stran

Forma zpracování diplomové práce: tištěná/elektronická

Seznam odborné literatury:

- [1] Tomeh, E.: Diagnostic Methodology of Rolling Element and Journal Bearings. /Skripta TU v Liberci/, TUL Liberec, 2007.
- [2] Tomeh, E.: Hodnocení hlučnosti automobilových převodovek měřením vibrací. In DIAGO 2003. ISBN 80-248-0210-4.
- [3] Tomeh, E.: Technická diagnostika: vibrační diagnostika strojů a zařízení. TU v Liberci 2015.
- [4] Tomeh, E.: Identify the Sources of Vibration and Noise on Cars Gearbox by Spectral Analysis. In 54th International Conference of Machine Design Departments. September 2013. ISBN: 978-80-7372-986-8.
- [5] Moravec V., Němček M. a Š. Hurlíková: Kontrolní, geometrické a pevnostní výpočty převodovky MQ100, VŠB, Ostrava 2009.
- [6] Moravec V., Dejl Z., Němček M., Folta Z. a J. Havlík: Čelní ozubená kola v převodovkách automobilů, VŠB, Ostrava 2009.
- [7] Jens Trampe Broch: Mechanical vibration and shock measurements. Brüel a Kjaer, Denmark, 1984.
- [8] Plánka J.: Jízdní komfort, Fakulta strojního inženýrství, Brno 2014.
- [9] Tůma J.: Řádová analýza signálů z točivých strojů s proměnlivými nebo neustálenými otáčkami, VŠB, Ostrava 2011.
- [10] Vejrek T.: Analýza moderních technologií výroby čelního ozubení, VUT Brno, Brno 2008.
- [11] Podklady ŠKODA AUTO, a.s..

Vedoucí diplomové práce: **doc. Dr. Ing. Elias Tomeh**

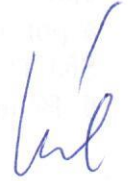
Katedra vozidel a motorů

Datum zadání diplomové práce: **20. listopadu 2017**

Termín odevzdání diplomové práce: **20. února 2019**


prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan




Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 20. listopadu 2017

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.


Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum: 21.5.2018

Podpis: 

Poděkování

Děkuji doc. Dr. Ing. Eliasovi Tomehovi za cenné rady při vedení diplomové práce a pomoci v praktické části. Mé poděkování patří též Marianovi Belasovi za poskytnutí užitečných konzultací a pomoc při měření ve Škoda Auto a.s., Mladá Boleslav. Dále bych chtěl poděkovat svým rodičům za podporu, kterou mi poskytují.

Abstrakt

Převodovky jsou nedílnou součástí různých odvětví dnešního průmyslu. Musí splňovat určitou bezpečnost jednotlivých součástí a v neposlední řadě spolehlivost a životnost. Tato analytická diplomová práce z počátku obecně pojednává o převodových ústrojích, následně s bližším zaměřením na převodovku MQ100, která byla testována třemi způsoby z hlediska vlivu zatížení na hlučnost:

1. na zabíhacích stavech ve Škoda Auto a.s., Mladá Boleslav
2. na Powertrainu v laboratořích KVM, Technická univerzita v Liberci
3. v reálném provozu při jízdách zkouškách v okolí Mladé Boleslavi, v automobilu Škoda Citigo.

Klíčová slova

převodovka, vibrace, hluk, frekvence, amplituda, řád

Abstract

Transmissions are an integral part of the various industries of today's industry. It has to meet the certainty of the individual components and, last but not least, reliability and durability. This analytical master's thesis from the beginning generally deals with gears, followed by a closer look at the MQ100 gearbox, which has been tested in three ways in terms of the effect of the load on noise:

1. in running conditions at Škoda Auto a.s., Mladá Boleslav
2. at Powertrain at KVM Laboratories, Technical University of Liberec
3. in real traffic during driving trials around Mladá Boleslav, in the Škoda Citigo.

Keywords

transmission, vibration, noise, frequency, amplitude, order

Obsah

1	Úvod	12
2	Převodová ústrojí.....	13
2.1	Požadavky kladené na kvalitu převodovek.....	15
2.1.1	Účinnost převodovky.....	16
2.1.2	Hluk v převodovkách	17
2.2	Poruchy hlavních komponentů převodovky	18
2.2.1	Ozubená kola	18
2.2.2	Hřídele převodovky	21
2.2.3	Ložiska převodovky	22
2.3	Současný stav převodovky MQ100 z hlediska konstrukce	23
3	Systemy diagnostiky.....	25
3.1	Metody technické bezdemontážní diagnostiky.....	26
4	Měření převodovky MQ100 na zabíhacích stavech.....	29
4.1	Výpočet frekvencí buzení převodovky	33
4.2	Výsledky ze zabíhacích stavů	37
4.3	Výsledky z analyzátoru CMVA65 Microlog.....	40
4.3.1	Shrnutí výsledků druhého převodového stupně	44
4.3.2	Shrnutí výsledků pátého převodového stupně.....	50
5	Měření převodovky MQ100 ve zkušebně Powertrain.....	53
5.1	Průběh měření	55
5.2	Výsledky měření	56
5.3	Shrnutí výsledků	61
6	Měření převodovky MQ100 při jízdnicích zkouškách.....	62
6.1	Výsledky jízdnicích zkoušek	62
6.2	Shrnutí výsledků	66

7	Návrh měřicí cesty.....	70
8	Modifikace tvarů zubů.....	73
8.1	Výšková modifikace	73
8.2	Podélná modifikace.....	75
8.3	Záběrové poměry modifikovaných ozubených kol	77
9	Závěr.....	81
	Použitá literatura.....	83

Seznam grafů

Graf 4.1:	Spektrum vibrací řádové analýzy 2. převodového stupně hnací hřídele	37
Graf 4.2:	Spektrum vibrací řádové analýzy 2. převodového stupně hnané hřídele	38
Graf 4.3:	Spektrum vibrací řádové analýzy diferenciálu.....	38
Graf 4.4:	Spektrum vibrací řádové analýzy 5. převodového stupně hnací hřídele	39
Graf 4.5:	Spektrum vibrací řádové analýzy 5. převodového stupně hnané hřídele	39
Graf 4.6:	Spektrum vibrací řádové analýzy diferenciálu.....	40
Graf 4.7:	Frekvenční spektrum 2. převodového stupně, RPM 1815, 15 Nm	41
Graf 4.8:	Frekvenční spektrum 2. převodového stupně, RPM 1815, 30 Nm	42
Graf 4.9:	Frekvenční spektrum 2. převodového stupně, RPM 3946, 15 Nm	43
Graf 4.10:	Frekvenční spektrum 2. převodového stupně, RPM 3946, 30 Nm	43
Graf 4.11:	Závislost amplitudy zubové frekvence 2. převodového stupně na zatížení .	44
Graf 4.12:	Závislost amplitudy zubové frekvence stálého převodu na zatížení	45
Graf 4.13:	Závislost RMS 2. převodového stupně na zatížení	46
Graf 4.14:	Frekvenční spektrum 5. převodového stupně, RPM 1809, 15 Nm	47
Graf 4.15:	Frekvenční spektrum 5. převodového stupně, RPM 1809, 30 Nm	47
Graf 4.16:	Frekvenční spektrum 5. převodového stupně, RPM 1809, 45 Nm	48
Graf 4.17:	Frekvenční spektrum 5. převodového stupně, RPM 3941, 15 Nm	49
Graf 4.18:	Frekvenční spektrum 5. převodového stupně, RPM 3941, 30 Nm	49
Graf 4.19:	Frekvenční spektrum 5. převodového stupně, RPM 3941, 45 Nm	50
Graf 4.20:	Zubová frekvence 5. převodového stupně a její harmonické složky	50
Graf 4.21:	Zubová frekvence stálého převodu a její harmonické složky	51

Graf 4.22: Závislost RMS 5. převodového stupně na zatížení	52
Graf 5.1: Frekvenční spektrum 2. převodového stupně, 70 Nm, RPM 1815	56
Graf 5.2: Frekvenční spektrum 2. rychlostního stupně, 70 Nm, RPM 3946	57
Graf 5.3: Frekvenční spektrum 5. převodového stupně, 70 Nm, RPM 1809	58
Graf 5.4: Frekvenční spektrum 5. převodového stupně, 45 Nm, RPM 3941	59
Graf 5.5: Frekvenční spektrum 5. převodového stupně, 70 Nm, RPM 3941	60
Graf 5.6: Závislost RMS 2. převodového stupně na zatížení	61
Graf 6.1: Frekvenční spektrum 2. převodového stupně, RPM 1800, 30 Nm.	63
Graf 6.2: Frekvenční spektrum 5. převodového stupně, RPM 3920, 70 Nm.	65
Graf 6.3: Řádové spektrum 5. převodového stupně, RPM 3920, 70 Nm.	66
Graf 6.4: Závislost RMS druhého i pátého převodového stupně na zatížení	66
Graf 6.5: Řádové spektrum pátého převodového stupně z akcelerometru	68
Graf 6.6: Řádové spektrum pátého převodového stupně z mikrofonu	68

Seznam obrázků

Obr. 2.1: Geometrické odstupňování převodovky.....	14
Obr. 2.2: Progresivní odstupňování převodovky.....	15
Obr. 2.3: Vylomení zubu vloženého kola.....	19
Obr. 2.4: Ozubené kolo poškozené pittingem	20
Obr. 2.5: Abrazivní opotřebení	20
Obr. 2.6: Celkové zadření ozubení	21
Obr. 2.7: Poškození valivého tělesa.....	23
Obr. 2.8: Hloubka vrypu na valivém tělese	23
Obr. 2.9: Uložení hřídelů převodovky MQ 100 QAD.....	24
Obr. 3.1: Data v časové a frekvenční oblasti	26
Obr. 3.2: Poruchové frekvence vybraných dílů zařízení	28
Obr. 4.1: Schéma zabíhacího stavu.....	29
Obr. 4.2: Model převodovky MQ100	30
Obr. 4.3: Umístění akcelerometru na převodovce	31
Obr. 4.4: Upevnění převodovky na zabíhací stavy.....	32
Obr. 4.5: Schéma převodovky MQ100.....	33

Obr. 5.1: Schéma s jednoduchým otevřeným silovým okruhem: 1,2 – hnací a brzdící dynamometr, 3 – zkoušená převodovka, 4 – snímač otáček.....	53
Obr. 5.2: Zkušebna Powertrain v laboratořích KVM TUL	54
Obr. 5.3: Umístění senzoru na převodovce MQ100 QAE.....	55
Obr. 7.1: Jednoosý snímač vibrací na zabíhacích stavech.....	70
Obr. 7.2: Stávající měřicí cesta na zabíhacích stavech	70
Obr. 7.3: Jednoosý snímač při měření převodovky MQ100.....	71
Obr. 7.4: Tříosý akcelerometr 4527-C.....	72
Obr. 7.5: Laserový vibrometr od společnosti SVMTech s.r.o.	72
Obr. 8.1: Tvary výškové modifikace zubu	74
Obr. 8.2: Rozměry zubu pro výpočet poměrné hodnoty délky modifikace.....	74
Obr. 8.3: Diagram vlivu délky modifikace na buzení hluku	75
Obr. 8.4: Základní tvary podélné modifikace	76
Obr. 8.5: Tvary podélné modifikace zubu	76
Obr. 8.6: Možné otisky ozubených kol.....	78
Obr. 8.7: Otisky zubů 2. rychlostního stupně (zleva 0, 50, 100 Nm) hnací kolo	78
Obr. 8.8: Otisky zubů 5. rychlostního stupně (zleva 0, 50, 100 Nm), hnací kolo	79

Seznam tabulek

Tabulka 4.1: Parametry převodovky MQ100.....	34
Tabulka 4.2: Výsledky budících frekvencí 2. převodového stupně	36
Tabulka 4.3: Výsledky budících frekvencí 5. převodového stupně	36
Tabulka 4.4: Výsledky výpočtu a měření 2. převodového stupně, RPM 1815.....	41
Tabulka 4.5: Výsledky výpočtu a měření 2. převodového stupně, RPM 3946.....	42
Tabulka 4.6: Výsledky výpočtu a měření 5. převodového stupně, RPM 1809.....	46
Tabulka 4.7: Výsledky výpočtu a měření 5. převodového stupně, RPM 3941.....	48
Tabulka 5.1: Výsledky výpočtu a měření 2. převodového stupně, RPM 1815.....	56
Tabulka 5.2: Výsledky výpočtu a měření 2. převodového stupně, RPM 3946.....	57
Tabulka 5.3: Výsledky výpočtu a měření 5. převodového stupně, RPM 1809.....	58
Tabulka 5.4: Výsledky výpočtu a měření 5. převodového stupně, RPM 3941.....	59
Tabulka 6.1: Výsledky budících frekvencí 2. převodového stupně (jízdní zkoušky) ...	62

Tabulka 6.2: Výsledky výpočtu a měření 2. převodového stupně (jízdni zkoušky)	63
Tabulka 6.3: Výsledky budících frekvencí 5. převodového stupně (jízdni zkoušky) ...	64
Tabulka 6.4: Výsledky výpočtu a měření 5. převodového stupně (jízdni zkoušky)	64
Tabulka 6.5: Tabulka hodnocení závad z hlediska hlučnosti	67
Tabulka 8.1: Přiřazení výškové modulace k velikosti normálního modulu ozubení	75

Seznam použitých symbolů

Symbol	Význam	Jednotka
q	kvocient	[-]
i	převodový poměr	[-]
i_c	celkový převodový poměr	[-]
y	stupeň progresivity	[-]
f_{vz}	vzorkovací frekvence	[Hz]
FFT	Fast Fourier Transform	[-]
N	počet vzorků	[-]
z_2, z_5	počet zubů ozubených kol 2. a 5. převodového stupně	[-]
I, II, III	hřídele – hnací, hnaná, diferenciál	[-]
f_r	rotorová frekvence	[Hz]
f_z	zubová frekvence převodu	[Hz]
f_{zSP}	zubová frekvence stálého převodu	[Hz]
ord	označení řádu v řádovém spektru	[-]
rev	počet otáček	[-]
a_{ef}, RMS	celková efektivní hodnota zrychlení	[Gs]
a_0	hodnota amplitudy	[g]
$2xf_{za0}$	hodnota amplitudy druhé harmonické složky zubové frekvence	[g]
$3xf_{za0}$	hodnota amplitudy třetí harmonické složky zubové frekvence	[g]
RPM	otáčky za minutu (Revolutions Per Minute)	[min ⁻¹]
m_a	modifikace úhlu záběru	[μ m]
c_a	výšková modifikace	[μ m]
F_n	normální síla mezi zuby	[N]
b_w	společná šířka zubů	[mm]
c'	tuhost zubů	[N/mm. μ m]
w	šířkové zatížení zubů	[N/mm]
l_e	výška zubu	[mm]
y_a	délka modifikace hlavy zubu	[mm]
y_t	délka modifikace paty zubu	[mm]
m_n	normální modul ozubení	[mm]
ε_α	součinitel trvání záběru	[-]
ε_β	součinitel trvání kroku záběru	[-]
C_{min}	dynamická únosnost	[N]

1 Úvod

V první části se diplomová práce krátce zaměřuje na funkci automobilové převodovky a její účel. Popisuje požadavky kladené na kvalitu převodovek osobních automobilů v automobilovém průmyslu, přiblížení účinností a hlavních zdrojů hluku. Jsou zde dále popsány systémy diagnostiky, její metody měření s bližším zaměřením na vibrační diagnostiku. Předmětem práce je převodovka MQ100, používaná v automobilech Škoda menších zdvihových objemů (např. Škoda Citigo). Cílem je podrobit převodovku rozboru z hlediska vibrací, resp. hlučnosti, sledovat hlavní budiče vibrací při provozu na druhý a pátý převodový stupeň v tahovém režimu. Jsou zde uvedeny a popsány hlavní příčiny poruch převodovky, resp. hlavních částí jako jsou ozubená kola, hřídele a ložiska. Převodovka je popsána z hlediska konstrukce a je proveden kinematický rozbor, který tvoří jeden z prvních kroků při analýze buzení vibrací.

První měření proběhlo na zabíhacích stavech ve Škoda Auto a.s., Mladá Boleslav. Ze zabíhacích stavů jsou vyhodnocena spektra řádové analýzy, doplněná frekvenčními spektry z analyzátoru CMVA65 Microlog. Mimo zabíhací stavy byla převodovka testována v laboratoři KVM (zkušebna Powertrain) na Technické Univerzitě v Liberci. Poslední test proběhl v reálném provozu, v okolí Mladé Boleslavi, kde byla převodovka umístěna do automobilu Škoda Citigo 1.0, 44 kW od Škoda Auto a.s., Mladá Boleslav. U všech třech způsobů měření byla snaha nastavit stejné nebo alespoň podobné hodnoty jednotlivých zatěžovacích režimů. Pomocí výpočtů frekvencí buzení převodovky jsou z naměřených hodnot odečteny hodnoty harmonických složek frekvenčního spektra a velikosti jejich amplitud. Dále je popsán návrh na vylepšení měřící cesty vibrací převodovky na zabíhacích stavech, použitím lepších snímačů či vibrometrů. Jedním z významných budičů vibrací v převodovce jsou záběry ozubených kol, které jsou předmětem této diplomové práce. V kapitole 8 je popsána modifikace tvarů zubů, která se zabývá úpravou evolventy a podélné křivky zubu a následně kontroly správného návrhu a montáže zkoumáním záběrových poměrů modifikovaných ozubených kol.

2 Převodová ústrojí

Převodová ústrojí obecně slouží ke změně výstupních otáček a krouticího momentu od pohonné jednotky, zajišťují možnost pohybu automobilu dopředu, dozadu (zpátečka) a přerušení toku výkonu zařazením neutrálu. Například dvě spoluzabírající ozubená kola o různých průměrech tvoří jednoduché převodové ústrojí, které je možno využít ke snížení otáček a nárůstu točivého momentu anebo naopak. Teoreticky platí, že pomocí převodovky neměníme přenášený výkon, ale jen se snižují otáčky a zvyšuje se síla na výstupní hřídeli nebo se otáčky zvyšují a síla se pak snižuje. Ovšem každý převod s sebou nese ztráty a proto se v praxi přenášený výkon (energie) mění na jiné formy energie, většinou jde o přeměnu na tepelnou energii neboli tepelný výkon, který je nutno odvádět.

Dnešní převodovky osobních automobilů je možné dělit z mnoha hledisek. Počet převodových stupňů se od historie, kdy byl maximální počet stupňů čtyři, zvýšil na často používaných šest stupňů u manuálních převodovek. Automatické převodovky dnes disponují i deseti převodovými stupni. S vyšším počtem převodových stupňů je možné lépe využít pohonnou jednotku a dosáhnout tak optimálních otáček motoru, které jsou důležité pro udržení emisí v určité normě, neboť hodnota emisí je v dnešní době rozhodujícím faktorem při výrobě automobilů.

Přehled o správném rozvržení převodových stupňů nám udává pilový diagram, který je na obr. 2.1. Určující je zde parametr q (kvocient), který může být buď konstantní, nebo proměnný s měnícím se převodovým stupněm. Pilový diagram s geometrickým odstupňováním ($q=\text{konst.}$) zřetelně ukazuje nevýhodu, neboť je mezi sousedními stupni poměrně velký rychlostní rozdíl.

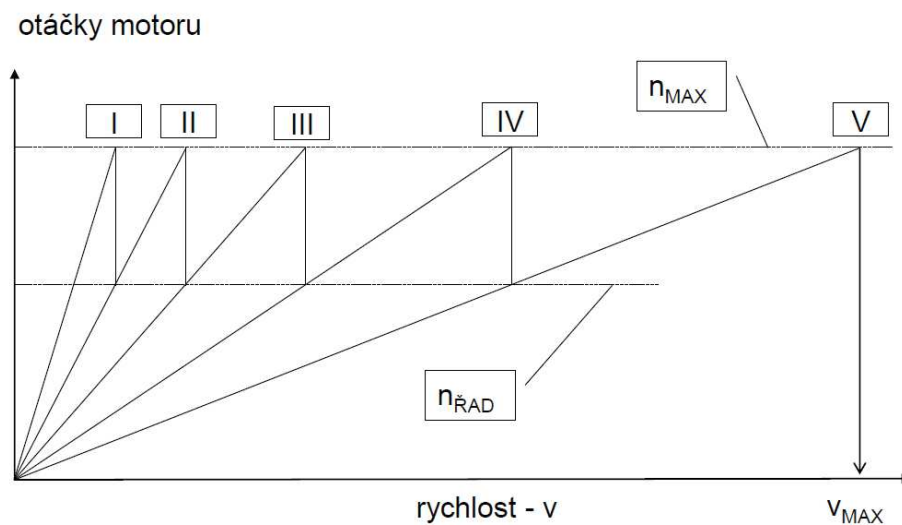
Kvocient je dán vztahem

$$q = \frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \frac{i_3}{i_4} = \dots = \frac{i_{z-1}}{i_z},$$

kde i je převodový poměr a z počet převodových stupňů.

Jelikož je kvocient konstantní, stačí ho zjistit s využitím maximálního i_{MAX} a minimálního i_{MIN} převodového čísla, které jsou většinou známé, tedy

$$q = \sqrt[z-1]{\frac{i_{MAX}}{i_{MIN}}}.$$



Obr. 2.1: Geometrické odstupňování převodovky

Výhodnějším řešením je progresivní metoda rozvržení převodových stupňů ($q \neq \text{konst.}$). Jak je vidět na obr. 2.2, progresivní řešení snižuje rozdíl mezi rychlostmi sousedních převodových stupňů a s rostoucí rychlostí méně klesají otáčky mezi převody. Hodnota kvocientu roste se zvyšujícím se převodovým číslem, z čehož plyne, že

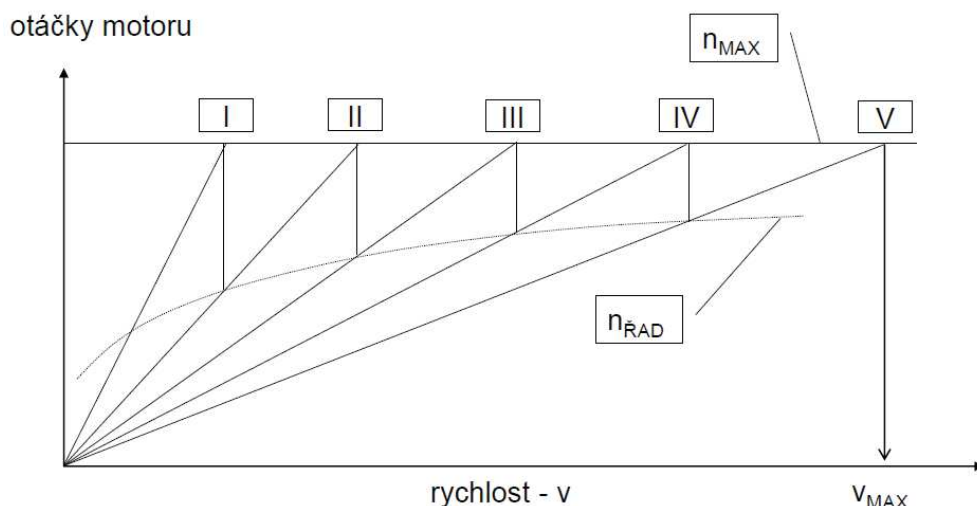
$$\frac{i_1}{i_2} > \frac{i_2}{i_3} > \frac{i_3}{i_4} > \frac{i_{z-1}}{i_z},$$

kde i je převodové číslo a z je počet převodových stupňů.

Důležitým parametrem u progresivního odstupňování je stupeň progresivity y .

$$y = \frac{q_{1-2}}{q_{2-3}} = \frac{q_{(z-2)-(z-1)}}{q_{(z-1)-z}} = konst.,$$

kde q je kvocient a z je počet převodových stupňů.



Obr. 2.2: Progresivní odstupňování převodovky

2.1 Požadavky kladené na kvalitu převodovek

Výsledná kvalita převodovky je závislá na mnoha faktorech nebo obecně řečeno na technologii výroby. Asi největší úspěch je, když se převodovka dobře prodává, bez častých reklamací. Důležité je uspokojit zákazníka, který hlavně ocení:

- dobrou ovladatelnost, uživatelskou přijatelnost
- nízkou hlučnost a vibrace
- ekonomičnost (pořizovacími náklady)

To, že je převodovka správně navržena a provedena jak konstrukčně tak materiálově zákazníka neoslňuje, dá se říci, že to považuje za samozřejmost. Určující je pro něj hlavně cena, tvořící část z celkové hodnoty automobilu. Koncernové závody se v dnešní době snaží vyrábět převodovky s minimálními náklady, což má za následek zkrácení životnosti.

Dříve byl kladen důraz na maximální životnost automobilu, což se odráželo i v konstrukci pohonné jednoty s převodovkou. Díly byly mohutnější a pro výkon automobilu byl určující zdvihový objem.

S postupem času se zdvihový objem snižuje a s tím naopak roste přeplňování, lepší časování vstřiku paliva, aj. To má za následek vyšší výkon při nižším zdvihovém objemu, ale také vyšší namáhání součástí. Konstrukce převodovek se také zaměřuje na snižování hmotnosti, využití lepších technologických postupů (př.: tepelného zpracování) za účelem získat převodovku, která je dostupnější pro veřejnost. Tyto konstrukční pokroky bylo možné zrealizovat s postupným vývojem a zdokonalováním výpočetního výkonu. V dnešní době je možnost vytvořit díly s definovanou životností při minimálních nákladech. Jelikož toto v minulosti nebylo možné, řešilo se to tak, že se díly pro jistotu naddimenzovaly. Díky tomu se v posledních letech stal automobil spíše spotřebním zbožím.

Pro výrobu převodovky je nutné brát ohled na základní parametry jakou je pevnost zubu v ohybu, dotyku (pitting) a zadírání. Dále to je účinnost a z uživatelského hlediska důležitá akustika neboli hlučnost.

2.1.1 Účinnost převodovky

Mechanické převody fungují na principu přenosu mechanické energie z hnacího hřídele na hnaný, za pomoci tvarové vazby. Je zřejmé, že v průběhu tohoto procesu se část přenášené energie přemění v jinou formu, většinou v teplo. U převodovek s vysokou účinností lze obecně říci, že jsou méně náchylné na opotřebení ozubených kol a produkují méně tepla. Účinnost lze rozdělit na dvě hlavní skupiny, a to na celkovou a mechanickou účinnost. Hlavní příčiny zvyšující ztráty v převodovce se vyskytují:

- v ložiskách
- na ozubení spoluzabírajících ozubených kol
- v těsnění
- na ostatních částech (měnič momentu)

Mezi další, méně přispívající ztráty patří například víření vzduchu v převodovce nebo brodění ozubených kol v mazivu.

2.1.2 Hluk v převodovkách

Hluk způsobuje nepohodlí a poškozuje zdraví posádky v automobilu. Dále má vliv na bezpečnost v provozu, neboť hluk narušuje pozornost a soustředěnost řidiče. V dnešní době je kladen velký důraz na návrh boční křivky zubu s cílem snížit vibrace a s tím spojený hluk. Podle původu lze příčiny vzniku hluku v automobilové převodovce rozdělit do následujících kategorií:

Vibrace ozubených kol a hřídelů pod zatížením

Záběrem ozubených kol vznikají vibrace přenášené na skříň převodovky, které jsou nejvýznamnějším zdrojem hluku. Rozvibrováním zubů se vibrace přenášejí přes ozubená kola, hřídele, ložiska, skříň převodovky až do kabiny automobilu. Jedná se o parametrické buzení ozubených kol. Vibrace jsou vybudeny proměnlivostí hmotnosti, tuhosti a tlumení v diferenciální rovnici vibračního pohybu.

Přivedeme-li na hnací kolo konstantní otáčky, neplatí, že na hnaném kole budou také konstantní. Nerovnoměrným (nekonstantním) chodem hnaného kola dochází ke kmitání, neboli k vybudení vibrací. U evolventního ozubení má největší vliv změna amplitudy, jejíž hlavní příčinou jsou proměnlivá tuhost a rázy při vstupu zubů do záběru. Záběr boků zubů je provázen valením a smykovým třením, které v bodě valení mění svůj smysl, což má za následek vznik vibrací. Problém také nastává při rezonanci, tj. budící frekvence ozubeného soukolí se shoduje s vlastní frekvencí převodovky, nebo když se provoz pohybuje v podkrytické otáčkové oblasti, čímž vzniká větší hlučnost chodu. Kmitání hřídelů je způsobené omezenou tuhostí v krutu, což má za následek vibrace volných ozubených kol uložených na hřídeli. Zkroucení hřídele je vyvoláno nerovnoměrností chodu motoru, resp. klikového hřídele. Hřídel převodovky je dynamicky namáhána tak, že je v prvním okamžiku deformována krutem v důsledku rychlého náběhu točivého momentu. V další části se točivý moment téměř skokově sníží a hřídel v převodovce reaguje torzním odpružením a snahou se vrátit do nezkrouceného stavu, čímž vzniká torzní kmitání kolem rovnovážné polohy. Ozubená kola, která nejsou v záběru a jsou jen unášena na jehlových ložiscích, vykazují určitou vůli, díky které dochází k vibracím.

Pro snížení nerovnosti chodu se často používají torzní tlumiče, případně dvou hmotové setrvačníky.

Hluk v ložiskách a při řazení převodových stupňů

Hluk způsobený ložisky v převodovce není v počátku znatelný, ovšem s časem se zvyšuje a může být slyšet při jízdě. Hluk je způsoben odvalováním valivého členu ložiska po vnitřní a vnější dráze.

Frekvence je dána narušením povrchu valivého členu, například pittingem. U valivého radiálního ložiska může dojít k poškození jeho hlavních částí, tj. na vnitřním kroužku, vnějším kroužku, valivém elementu a na kleci. Pomocí vibrační diagnostiky můžeme odhalit, o jakou závadu se konkrétně jedná, neboť každá závada pro určitý člen vykazuje jinou frekvenci vibrací. K rychlejšímu vyhodnocení se nejčastěji používá metoda obáلكové analýzy nebo metoda SEE.

Hluk při řazení je způsoben špatnou funkcí synchronizačního mechanismu, který vyrovnává otáčky hřídele a řazeného ozubeného kola. V tomto případě může nastat známa situace, kdy se z převodovky ozývá hluk způsobený stykem zubů řazeného ozubeného kola se zuby na objímce synchronu. Tento jev může být také způsoben špatným zacházením ze strany řidiče. Hluk může být způsoben díky špatné konstrukci ozubení, kde není konstantní rozteč zubů.

2.2 Poruchy hlavních komponentů převodovky

Převodovka je mechanismus přenášející rotační pohyb od pohonné jednotky k výstupní hřídeli. Potíže tedy mohou nastat hlavně u součástí přenášející rotační pohyb, jakou jsou například ložiska, ozubená kola a hřídele. Jednotlivé části převodovky jsou podrobněji rozebrány níže.

2.2.1 Ozubená kola

Ozubená kola jsou základním prvkem automobilové převodovky a umožňují tok výkonu od pohonné jednotky k výstupnímu hřídeli. Asi nejpoužívanější metodou pro výrobu je frézování. Dříve se jako dokončovací technologie výroby ozubených kol využívalo ševingování. Tato metoda je levná a vysoce produktivní, ovšem po uhlazení povrchu zubů je kolo z důvodu zvýšení pevnosti kaleno, čímž dochází k teplotní deformaci. Proto je tato technologie nahrazována broušením.

V dnešní době se používají výhradně čelní ozubená kola s šikmým ozubením. Jejich výhodou je plynulejší záběr, který je dán součinitelem záběru ε a z toho vyplývající snížení hlučnosti. Materiál ozubeného kola není homogenní.

Jádro kola je tvořeno pružnějším materiálem a k povrchu se postupně zvyšuje tvrdost. Ozubené kolo je pak tvořeno až ze šesti různých vrstev tvrdostí. V dnešních převodkách se čelní ozubení s přímými zuby používá jen na reverzní převod neboli zpátečku. Proto si můžeme všimnout, že při couvání je převodovka hlučnější. Ozubená kola jsou vystavena vysokému zatížení. Jsou namáhána chvěním a rázy jak od pohonné jednotky, tak o hnacích kol. Některé typy poruch jsou popsány níže.

Vylomení zubu ozubeného kola:

Zub je při záběru s druhým ozubeným kolem namáháný na ohyb. Vylomení zubu může způsobit náhlé (šokové) zatížení převodovky, pokročilé narušení struktury zubu způsobené pittingem a nebo vada v materiálu ozubeného kola. Působením cyklického namáhání vznikají mikrotrhliny, které pak mají za následek vylomení zubu.

Na obr. 2.3 je vidět hnané kolo, které se poškodilo vlivem uvolnění zajišťovacího kroužku ozubeného kola.



Obr. 2.3: Vylomení zubu vloženého kola

Pitting

Pitting způsobuje únavový jev způsobený cyklickým namáháním zubu. Na zub působí vysoké dotykové napětí, které má za následek vznik mikrotrhlin na boku zubu. Trhliny se šíří až dojde k vydrolení a vytvoření jamky.

Pitting může být způsoben špatným dimenzováním soukolí (výpočet na dotyk), špatná volba materiálu nebo nevhodně zvolená povrchová úprava, nepřesná výroba a montáž nebo špatná volba maziva a druhu mazání. Na obr. 2.4 je vidět ozubené kolo s přímým ozubením poškozené pittingem.



Obr. 2.4: Ozubené kolo poškozené pittingem

Opotřebení otěrem (abraze)

Opotřebení otěrem vzniká působením cizích tuhých částic v místě styčné plochy dvou spoluzabírajících ozubených kol. Částice působí jako brusná pasta, která má za následek obrousování povrchu boků zubů. U otevřeného převodu se částice mohou volně dostat mezi ozubená kola, u uzavřených převodů částice vnikají díky nedokonalému utěsnění, nebo jsou produktem vnitřního opotřebení.

Opotřebení snížíme například zvýšením kvality a tvrdosti povrchu, kvalitní filtrací maziva nebo zvýšit ochranu před proniknutím nečistot do převodovky.



Obr. 2.5: Abrazivní opotřebení

Zadírání povrchu

Zadírání způsobuje vysoký stupeň opotřebení. Je způsobený vysokými kontaktními tlaky, teplotami mezi zuby a následným protržením olejového filmu. Při takto vysokém zatížení dochází k mikrosvárům, které mají za následek odtrhávání materiálu z jednoho kola a způsobení nárůstků na kole druhém. Zadírání můžeme odstranit například rozdílnou tvrdostí povrchů spoluzabírajících kol.

Zadírání se zpravidla objevuje na hlavě a patě zubu, tam kde je vysoká kluzná rychlost. Na obr. 2.6 lze vidět dva pruhy na jednotlivých zubech opotřebené vlivem zadírání.



Obr. 2.6: Celkové zadření ozubení

2.2.2 Hřídele převodovky

Hřídele převodovek musí plnit svou funkci při přenosu zatížení a zachycovat radiální a axiální síly od ozubených kol se šikmým ozubením. Hřídele jsou vystavovány vysokému točivému momentu a ohybovému namáhání, proto musí splňovat předepsanou tuhost a pevnost.

Základní požadavky na hřídele převodů

Důležité parametry jsou například rovnoběžnost a dostatečná ohybová tuhost, minimalizace množství vrubů, pevnost, tvrdost dle konstrukce, co nejjednodušší tvar hřídelů a minimalizace nejnepříznivějších ploch pro broušení.

2.2.3 Ložiska převodovky

Ložiska v převodkách jsou neustále namáhána axiálním a radiálním zatížením od hřídelů převodovky. V dnešní době se pro uložení hřídelů zpravidla používají valivá, kuželíková ložiska. Další početnější skupinu tvoří jehlová ložiska, na kterých jsou uložena ozubená kola hnané hřídele.

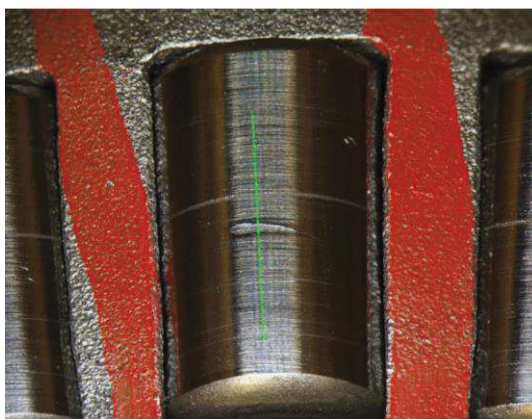
Kritéria volby valivých ložisek

Volba ložisek a jejich uložení ve skříně a na hřídeli může významně ovlivnit vlastnosti převodové skříně. Základními kritérii jsou dynamická únosnost C_{\min} [N], maximální otáčky nesmí být větší nežli mezní frekvence otáčení, cena, možnost a snadnost montáže s možností seřízení.

Poruchy ložisek

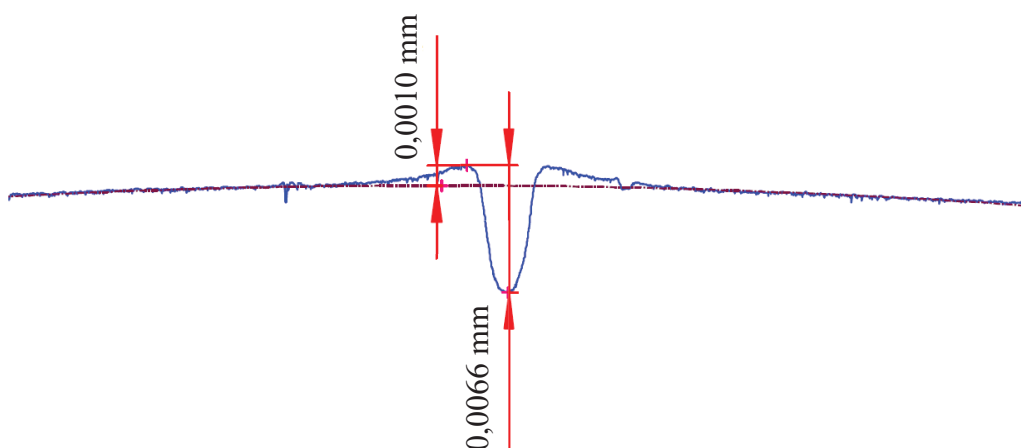
Poruchy mohou být způsobeny dlouhodobým přetěžováním, nebo rázovým zatížením. Nejčastěji se vyskytující mezní stavy neboli poruchy ložiska jsou zadření ložiska, prasknutí valivého elementu, kroužku nebo klece, ztráta předepsané tichosti nebo přesnosti chodu nebo objeví-li se pitting ve větší míře na oběžných drahách a valivých tělesech. Zkušební odborníci často odhalí závadu na ložisku pouhým poslechem.

Může také nastat porucha vlivem narušení povrchu valivých těles (kuželíků), následkem špatného zacházení. Jelikož ložisko není samodržné, nejsou valivá tělesa chráněna vnějším kroužkem a při pádu na zem nebo jakémkoliv nárazu může dojít k odlomení materiálu či vzniku vrypu (viz obr. 2.7). K tomu může dojít nesprávným zacházením při montáži převodovky nebo k poškození dojde u výrobce ložisek.



Obr. 2.7: Poškození valivého tělesa

Jedná se o kulečkové ložisko umístěné u pastorku hnané hřídele. Poškození se okamžitě projeví při zatěžovacích zkouškách na zabíhacích stavech, kdy se ložisko stane značným zdrojem vibrací. Hloubku vrypu a výška vytlačeného materiálu je znázorněna na obr. 2.8.

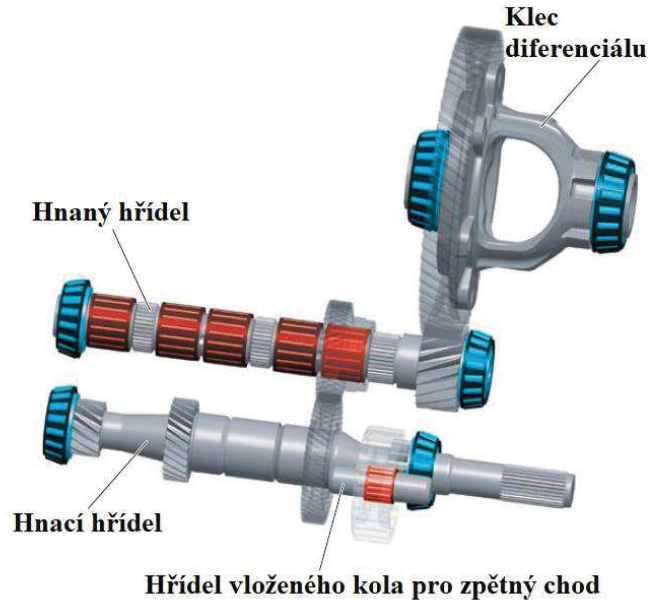


Obr. 2.8: Hloubka vrypu na valivém tělese

2.3 Současný stav převodovky MQ100 z hlediska konstrukce

Jedná se o pětistupňovou mechanickou převodovku. Konstrukční kladly důraz na kompaktnost, nízkou hmotnost, snadné a přesné řazení a modulovou konstrukci. Převodovka MQ100 je nejmenší vyráběnou převodovkou v koncernu. Součástí dvouhřídelové převodovky je kolo rozvodovky s diferenciálem.

Dopředné rychlostní stupně jsou realizovány šikmým čelním ozubením se synchronizací a zpětný chod kombinací přímého a kónického ozubení. Hřídele jsou uloženy ve skříni převodovky pomocí kuželíkových ložisek. Skříň se skládá ze dvou dílů s příčným dělením (viz obr. 4.2).



Obr. 2.9: Uložení hřídelů převodovky MQ 100 QAD

V převodovce MQ100 jsou použita ložiska kuželíková a jehlová. Šest kuželíkových a šest jehlových. Kuželíková ložiska jsou po párech umístěna na konce hnaného, resp. hnacího hřídele a na diferenciál v uspořádání do X. Výhodou těchto ložisek je jejich vysoká únosnost jak v axiálním tak v radiálním směru, naopak nevýhodou je jejich složitá a drahá montáž. To je způsobené tím, že kuželíková ložiska nejsou samodržná. Montáž probíhá ve dvou fázích. Vnitřní kroužek s kuželíky nesené v kleci je nalisován na hřídel a vnější kroužek je nalisován do skříně převodovky. Pět jehlových ložisek je umístěno pod ozubená kola na hnaném hřídeli a jedno pod vložené ozubené kolo zpátečky (viz obr. 2.9).

Převodovka MQ100 je vyráběna od roku 2011. Od této doby je evidováno velice málo poruch způsobených špatnou montáží.

3 Systémy diagnostiky

Diagnostika obsahuje spoustu odvětví. V této práci je využita technická diagnostika, neboli obor zabývající se bezdemontážními a nedestruktivními metodami použité k zjištění technického stavu zařízení. Základním předpokladem spolehlivého provozu a efektivní údržby je znalost průběhu opotřebení a určení zbytkové životnosti daného zařízení. Cílem je získat aktuální technický stav v reálném čase.

Značnou výhodou technické diagnostiky je možnost identifikovat a odstranit příčiny zhoršení technického stavu. Z hlediska komplexního řešení je možno technickou diagnostiku rozdělit do tří bodů:

1. odhalení existence vznikající poruchy – detekce
2. stanovení vadné součásti – lokalizace
3. určení prognózy zbytkové životnosti - predikce

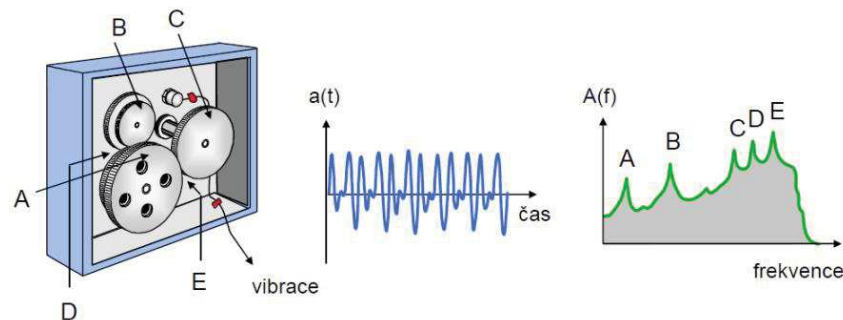
Základem pro vyhodnocení signálu je Fourierova transformace, která obecně spočívá v nahrazení naměřeného signálu navazujícími harmonickými funkcemi o různých fázích a kmitočtech. Musí platit, že součtem těchto dílčích harmonických funkcí získáme funkci původní. Pomocí Fourierovy transformace převedeme signál z časové oblasti do frekvenční, resp. frekvenčního spektra (závislost amplitudy na frekvenci). Z frekvenčního spektra můžeme zjistit, jaké frekvence mají na výsledný průběh největší vliv, oproti signálu v časové oblasti, kde jsou všechny jevy navzájem promíchané (viz obr. 3.1).

Provedením další Fourierovy transformace získáme tzv. kepstrum (lze definovat jako spektrum logaritmického spektra). Kepstrum slouží k určení periodických jevů spektra, které ze samotného spektra nejsou patrné. K měření se zpravidla využívá rychlá Fourierova transformace (FFT), která je používána jako zrychlující algoritmus k určení diskrétní Fourierovy transformace (DFT). DFT spočívá v tom, že časový signál je rozložen na soustavu periodických funkcí.

Naměřený signál není popsán matematicky, proto je nutné použít numerických metod. Signál se zpracovává analogovým snímačem, který snímá v určitých intervalech (periodách), čímž dostáváme tzv. vzorkovací frekvenci f_{vz} .

Nevýhodou použití FFT je, že počet vzorků je omezen na hodnoty N , které jsou rovny mocnině čísla 2. Je to daň za rychlost algoritmu, která je v praxi mnohem důležitější.

Funkce FFT vrací hodnoty dvoustranného komplexního spektra, které musíme podělit počtem vzorků N , abychom získali správné hodnoty [TOMEH Elias, 2015, s. 18].



Obr. 3.1: Data v časové a frekvenční oblasti

3.1 Metody technické bezdemontážní diagnostiky

Metody obsahují několik druhů diagnostiky, které se liší podle toho, jakým způsobem určují technický stav objektu. V praxi se nejčastěji používají následující metody bezdemontážní diagnostiky, u kterých je popsán základní princip. Více je rozvedena metoda vibrodiagnostiky, která je předmětem této diplomové práce.

Ultrazvuková diagnostika - Suché tření generuje ultrazvuk, který vzniká při proudění vlivem netěsností, při tření v ucpávkách a při elektrických výbojích [TOMEH Elias, 2015, s. 21].

Termodiagnostika – Je založena na měření teploty diagnostikovaného objektu. Je to snadná, rychlá a poměrně přesná metoda, která může být prováděna i bezkontaktně. Z pravidla zvýšení teploty ukazuje na počínající závadu. Nevýhodou je, že měření může být ovlivněno okolní teplotou.

Tribotechnická diagnostika – Z kritických míst stroje se odebírají vzorky mazi-
va, které se následně podrobí rozboru. Nejčastěji se měří kinematická viskozita, bod
vzplanutí, hodnota pH a obsažené nečistoty. Často se musí vzorky odebírat za provozu,
aby nedošlo ke zkreslení výsledků díky usazeninám.

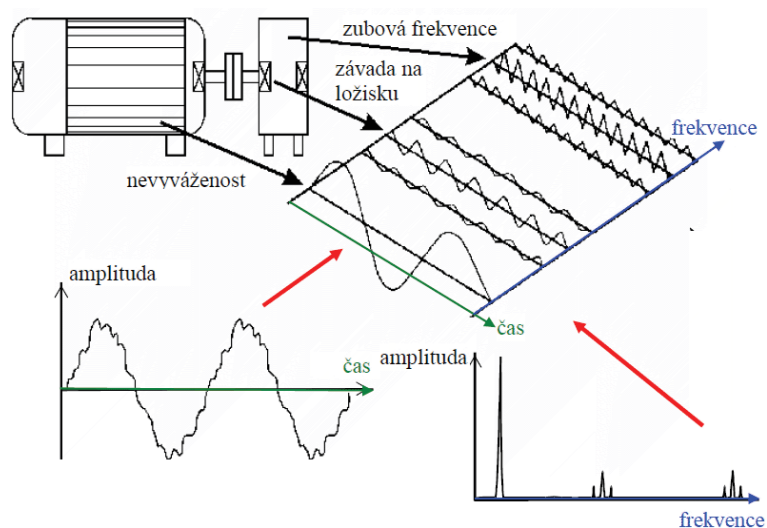
Akustická diagnostika – Hluk je energie vzniklá z vibrací, které stroj při provozu
vytváří. Hluk je nežádoucí zvuk ve frekvenčním rozmezí 20Hz až 20kHz. Zajímá nás
frekvenční spektrum v kritických místech měřeného objektu. Tato metoda s sebou nese
nevýhody, například ovlivnění měření odrazy zvuku a šumy z pozadí.

Elektrodiagnostika – Sledování stavu objektu pomocí elektrických veličin, resp.
změn jejich hodnot. Dělí se na diagnostiku silové elektrotechniky a řídicí elektroniky.

Vibrodiagnostika - Vibrační diagnostika je používána při zjišťování závad rotač-
ních strojů a zařízení. Většina vznikajících závad je zachycena s předstihem tak, aby
bylo možné naplánovat opravu s minimálními náklady a ztrátami ve výrobě. Cílem je
zvýšit spolehlivost a produktivitu strojních zařízení. Závady se projeví změnou velikosti
vibrací. Pro hodnocení stavu stroje za provozu se používá ON-LINE nebo OFF-LINE
diagnostika.

Měření zpravidla probíhá tak, že se změří vibrace na novém, nepoškozeném stroji
a pak v určitých periodách, kde se zjišťují odchylky ve vibracích a můžou se tak predi-
kovat možné závady. Pomocí vibrační diagnostiky lze lokalizovat místo závady, určit
stupeň opotřebení a dobu včasné výměny. Jednotlivé druhy poruch jsou charakterizová-
ny jinými vlastnostmi kmitání. Na obr. 3.2 je graf závislosti frekvence na čase, který
znázorňuje rozdíly ve frekvenci kmitání jednotlivých rotačních dílů zařízení.

Postup měření je v principu jednoduchý, je potřeba „jen“ snímač vibrací, nástroje
pro připevnění na měřený objekt, přenosový kabel a analyzátor. Mimo pravidla určující
připevnění, umístění senzoru a jeho použití je důležité se orientovat v naměřených spek-
trech a umět je vyhodnotit. Chod stroje provází nesčetné množství vibrací, které ovliv-
ňují výsledky měření. Důležité je správně nastavit parametry v analyzátoru. V tomto
odvětví techniky hrají velkou roli zkušenosti.



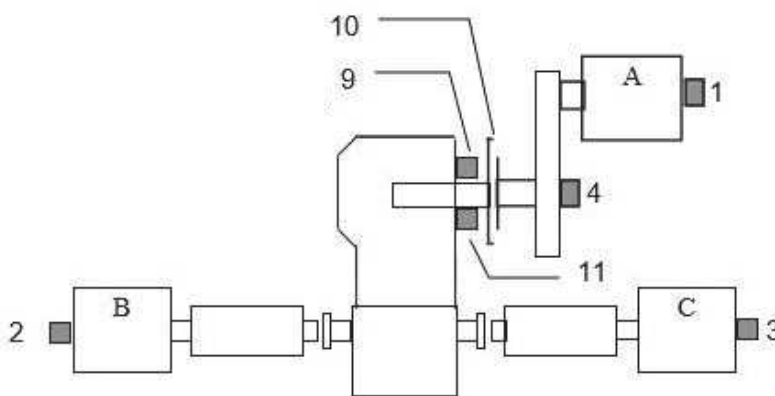
Obr. 3.2: Poruchové frekvence vybraných dílů zařízení

Pomocí Fourierovy transformace získáme graf závislosti amplitudy na frekvenci neboli frekvenční spektrum.

Základní měřenou fyzikální veličinou je poloha, od které pomocí první a druhé derivace získáme rychlost a zrychlení. Z hodnoty frekvence můžeme určit, kterou z těchto veličin budeme určovat. V rozsahu frekvence 10 Hz až 1000 Hz se používá jako měřená veličina rychlost, v případě nižších frekvencí výchylka a naopak ve vyšších frekvencích zrychlení. V praxi se často využívají snímače pracující na principu akcelerometru (zrychlení). Nejpoužívanější jsou akcelerometry využívající piezoelektrický krystal, který reaguje na smykové namáhání úměrné zrychlení, které získáváme v podobě elektrického signálu. Další výhody tohoto akcelerometru jsou vysoká citlivost, malá hmotnost a vysoká vlastní frekvence.

4 Měření převodovky MQ100 na zabíhacích stavech

Zabíhací stavy slouží ke kontrole zkompletovaných převodovek na konci montážní linky (EOL). Vyhodnocují se hodnoty zrychlení vibrací všech převodových stupňů v režimu tah, zpět (brždění motorem) a zpětný chod. Výsledky se vyhodnocují pomocí řádové analýzy. Takto se kontroluje každá převodovka, která opouští montážní linku. Doba trvání zátěžové zkoušky je 1 min a 20 s. Při případném překročení meze hlučnosti je převodovka označena žlutou visáčkou “pozastavený díl“ a vyřadí se z linky. Takto označené převodovky se prověřují na oddělení technické kontroly, kde se identifikují závady a zdroje hluku. Na obr. 4.1 je schéma zabíhacího stavu s popisem.



Obr. 4.1: Schéma zabíhacího stavu

Popis:

A pohon

B výstup pravý

C výstup levý

1 – 3 inkrementální snímač

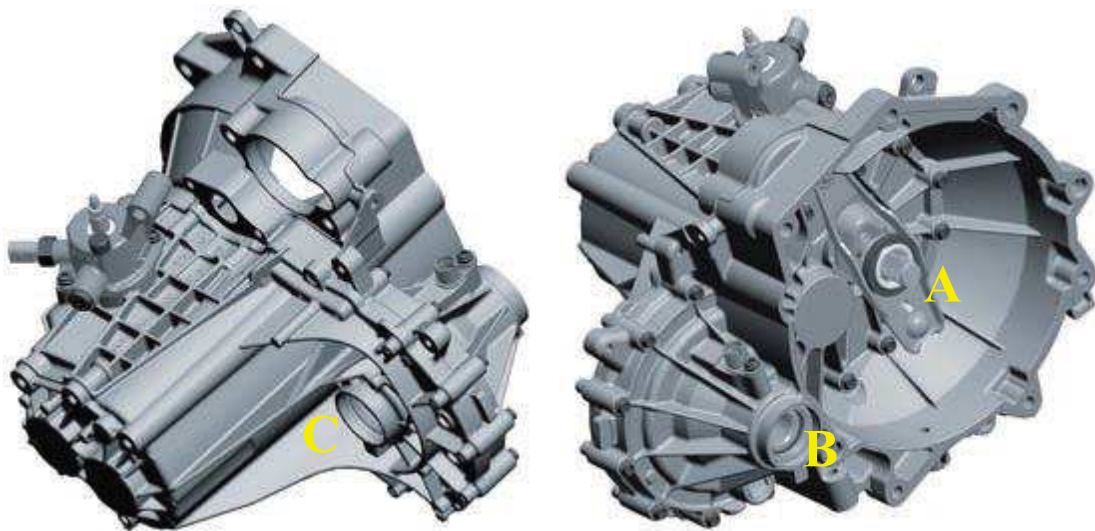
4 – 6 inkrementální snímač (pouze u pohonu řemenem)

9 impulzní snímač s hlídáním měření (hlídání spojky)

10 elektromagnetická spojka

11 impulzní hlídač pro analýzu hlučnosti

Převodovka je pomocí manipulačního jeřábu umístěna do zabíhacího stavu, tak že na hnací hřídel je připojen pohon A, na výstupní hřídele z diferenciálu (poloosy) jsou připojeny hřídele B a C. Dále je nutné načíst čárový kód převodovky, z důvodu získání příslušných informací (př. počty zubů) a zařazení výsledků do příslušné statistiky. Hřídele zabíhacího stavu jsou součástí stejnosměrných strojů, které pomocí ovládacího počítače zatěžují převodovku. Při zkoušce kdy je simulován tah, slouží hřídel A jako pohon a hřídele B a C přibrzdí výstupní poloosy z diferenciálu. V režimu zpět je tomu naopak. Na obr. 4.2 je vidět převodovka MQ100 QAD ve dvou pohledech s vyznačenými přípojnými místy k zabíhacímu stavu. Je nutné dodat, že měření nelze porovnávat s reálným provozem, neboť uchycení převodovky neodpovídá uchycení v automobilu. Naopak výhodou je větší možnost detekování poruch, neboť na převodovku nepůsobí okolní vlivy, jak je tomu například u jízdních zkoušek. Poruchy jsou pak více viditelné. Proto se nelze spoléhat na hodnoty naměřené na zabíhacích stavech, směřovatné jsou pak výsledky z reálného provozu.

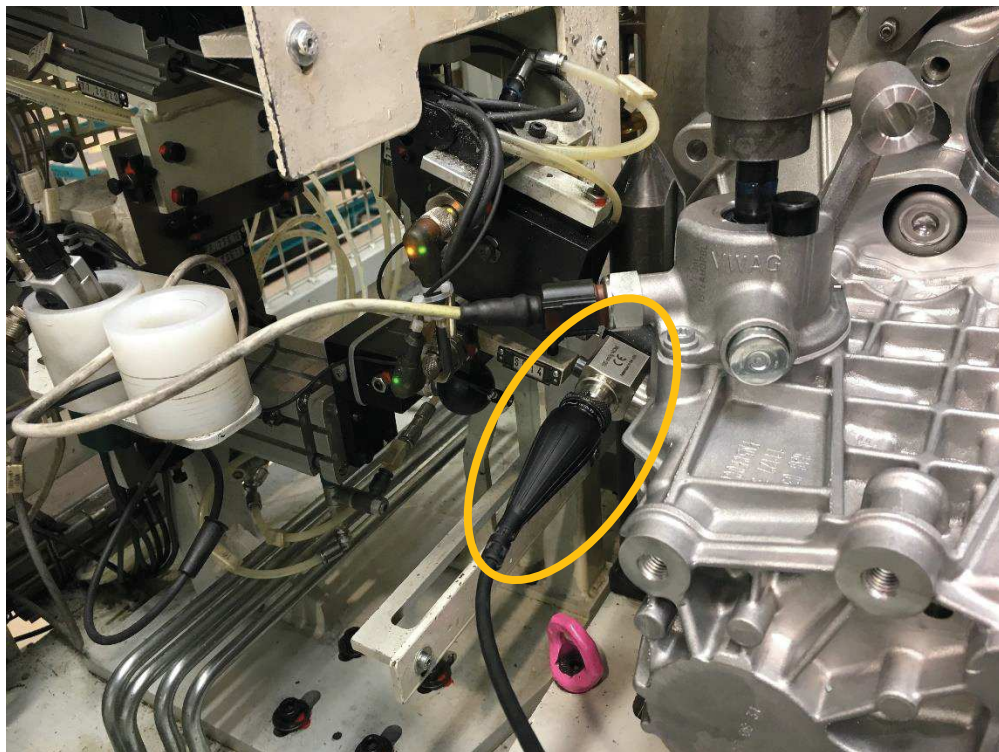


Obr. 4.2: Model převodovky MQ100

Měření hlučnosti převodovky bylo provedeno ve společnosti Škoda Auto a.s., Mladá Boleslav. Na připravenou převodovku MQ100 QAD byl pomocí vteřinového lepidla pevně připevněn adaptér, resp. ocelový váleček o průměru 18 mm a výšce 16 mm, který je vybavený dírou se závitem, kam se poté připevní akcelerometr pomocí šroubu.

Použitím adaptéru zajistíme jednoduchou manipulaci s akcelerometrem a zároveň zachováme pozici pro pozdější měření. Stejná pozice je velice důležitá z důvodu opakovatelnosti měření a následného porovnání výsledků.

Umístění akcelerometru na převodovce a připojení ke konektoru od analyzátoru je vidět na obr. 4.3. Konektor je připevněn pomocí imbusového šroubu. Pro lepší představu umístění akcelerometru je na obrázku 4.4 šipkou vyznačen kabel od připojeného konektoru.



Obr. 4.3: Umístění akcelerometru na převodovce



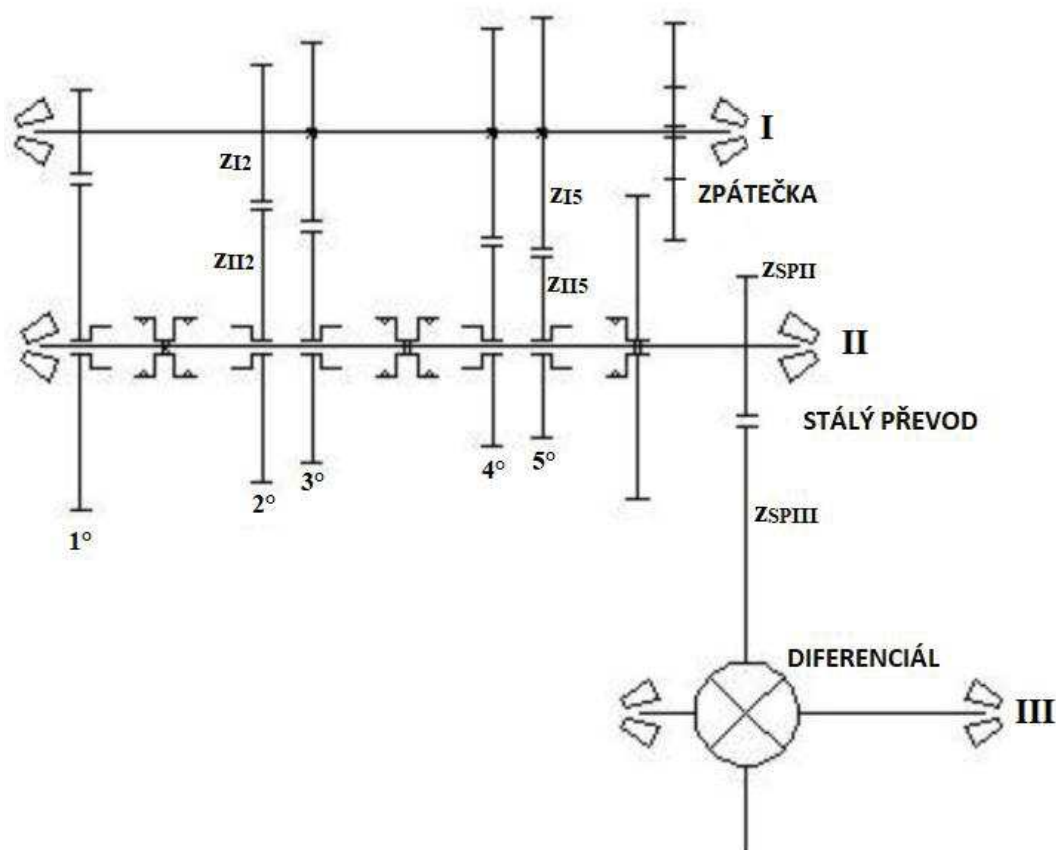
Obr. 4.4: Upevnění převodovky na zabíhací stavy

Měření bylo provedeno pouze na těchto dvou převodech, protože jsou často problematické z hlediska hlučnosti.

Zkouška probíhala ve třech režimech zatížení (15, 30, 45 Nm). Druhý převodový stupeň byl takto zatížen při 1809 min^{-1} (přibližně 50 km/h) a 3941 min^{-1} . Stejným principem byl zatížen i pátý převodový stupeň (1815 min^{-1} a 3946 min^{-1}). Vychází se z hodnot zapsaných z měřicí stanice, kde otáčky vykazují určitou výchytku.

4.1 Výpočet frekvencí buzení převodovky

Buzení nežádoucích kmitů vzniká v důsledku otáčení hřídelů (rotorové frekvence) a dotyku zubů spoluzabírajících kol (zubové frekvence). Obecně daný frekvenční rozsah převodovky je 1 Hz – 5000 Hz. Nutnými vstupními parametry pro výpočet jsou počty zubů druhého (z_{I2} , z_{II2}), pátého (z_{I5} , z_{II5}) převodového stupně a stálého převodu (z_{SPII} , z_{SPIII}), dále pak vstupní otáčky hřídele I (n_I) v režimu TAH. Pro lepší orientaci je vše znázorněno v obr. 4.5, kde je kinematické schéma převodovky MQ100 QAD s popisy důležitých částí pro výpočet. Počty všech ozubených kol a převodové poměry spoluzabírajících kol jsou uvedeny v tabulce 4.1. Následující postupy výpočtů jsou použity také u dalších zkoušek (Powertrain, jízdní zkoušky)



Obr. 4.5: Schéma převodovky MQ100

Tabulka 4.1: Parametry převodovky MQ100

PŘEVODY	POČ. ZUBŮ	PŘEV. POMĚR
Stálý převod	77	4,813
	16	
1.	51	3,643
	14	17,531
2.	43	1,955
	22	9,406
3.	47	1,27
	37	6,113
4.	47	0,959
	49	4,616
5.	43	0,796
	54	3,832
Zp.	47	3,615
	13	17,399
Hnané kolo	i převodový poměr dané rychlosti	
Hnací kolo	i _c celkový převodový poměr (i _c = i·i _{SP})	

Druhý rychlostní stupeň

Režim: TAH, 1815 min⁻¹, 15 Nm, 30 Nm

Rotorové frekvence (f_r):

- Hnací hřídel: $f_{rI2} = \frac{n_{I2}}{60} = \frac{1815}{60} = 30,25 \text{ Hz}$
- Hnaný hřídel: $f_{rII2} = \frac{n_{II2}}{60} = \frac{z_{I2}}{z_{II2}} \cdot f_{rI2} = \frac{22}{43} \cdot 30,25 = 15,48 \text{ Hz}$
- Hřídel diferenciálu: $f_{rIII2} = \frac{n_{III2}}{60} = \frac{z_{SPII}}{z_{SPIII}} \cdot f_{rII2} = \frac{16}{77} \cdot 15,48 = 3,22 \text{ Hz}$

Zubové frekvence (f_z):

Frekvence spoluzabírajících ozubených kol jsou stejné.

- Druhý rychlostní stupeň + stálý převod (rozvodovka)

$$f_{z2} = z_{I2} \cdot f_{rI2} = z_{II2} \cdot f_{rII2} = 22 \cdot 30,25 = 665,6 \text{ Hz}$$

$$f_{zSP} = z_{SPII} \cdot f_{rII2} = z_{SPIII} \cdot f_{rIII2} = 16 \cdot 15,48 = 247,7 \text{ Hz}$$

Režim: TAH, 3946 min⁻¹, 15 Nm, 30 Nm

Rotorové frekvence:

- Hnací hřídel: $f_{rI2} = \frac{n_{I2}}{60} = \frac{3946}{60} = 65,77 \text{ Hz}$
- Hnaný hřídel: $f_{rII2} = \frac{n_{II2}}{60} = \frac{z_{I2}}{z_{II2}} \cdot f_{rI2} = \frac{22}{43} \cdot 65,77 = 33,65 \text{ Hz}$
- Hřídel diferenciálu: $f_{rIII2} = \frac{n_{III2}}{60} = \frac{z_{SPII}}{z_{SPIII}} \cdot f_{rII2} = \frac{16}{77} \cdot 33,65 = 6,99 \text{ Hz}$

Zubové frekvence:

Frekvence spoluzabírajících ozubených kol jsou stejné.

- Druhý rychlostní stupeň + stálý převod (rozvodovka)

$$f_{z2} = z_{I2} \cdot f_{rI2} = z_{II2} \cdot f_{rII2} = 22 \cdot 65,77 = 1447 \text{ Hz}$$

$$f_{zSP} = z_{SPII} \cdot f_{rII2} = z_{SPIII} \cdot f_{rIII2} = 16 \cdot 33,65 = 538,4 \text{ Hz}$$

Pátý rychlostní stupeň

Režim: TAH, 1809 min⁻¹, 15; 30; 45 Nm

Rotorové frekvence:

- Hnací hřídel: $f_{rI5} = \frac{n_{I5}}{60} = \frac{1809}{60} = 30,15 \text{ Hz}$
- Hnaný hřídel: $f_{rII5} = \frac{n_{II5}}{60} = \frac{z_{I5}}{z_{II5}} \cdot f_{rI5} = \frac{54}{43} \cdot 30,15 = 37,86 \text{ Hz}$
- Hřídel diferenciálu: $f_{rIII5} = \frac{n_{III5}}{60} = \frac{z_{SPII}}{z_{SPIII}} \cdot f_{rII5} = \frac{16}{77} \cdot 37,86 = 7,87 \text{ Hz}$

Zubové frekvence:

Frekvence spoluzabírajících ozubených kol jsou stejné.

- Pátý rychlostní stupeň + stálý převod (rozvodovka)

$$f_{z5} = z_{I5} \cdot f_{rI5} = z_{II5} \cdot f_{rII5} = 54 \cdot 30,15 = 1628 \text{ Hz}$$

$$f_{zSP} = z_{SPII} \cdot f_{rII5} = z_{SPIII} \cdot f_{rIII5} = 16 \cdot 37,86 = 605,8 \text{ Hz}$$

Režim: TAH, 3941 min⁻¹, 15; 30; 45 Nm

Rotorové frekvence:

- Hnací hřídel: $f_{rI} = \frac{n_{I5}}{60} = \frac{3941}{60} = 65,69 \text{ Hz}$
- Hnaný hřídel: $f_{rII5} = \frac{n_{II2}}{60} = \frac{z_{I5}}{z_{II5}} \cdot f_{rI5} = \frac{54}{43} \cdot 65,69 = 82,49 \text{ Hz}$
- Hřídel diferenciálu: $f_{rIII5} = \frac{n_{III}}{60} = \frac{z_{SPII}}{z_{SPIII}} \cdot f_{rII5} = \frac{16}{77} \cdot 82,49 = 17,14 \text{ Hz}$

Zubové frekvence:

- Pátý rychlostní stupeň + stálý převod (rozvodovka)

$$f_{z2} = z_{I5} \cdot f_{rI5} = z_{II5} \cdot f_{rII5} = 54 \cdot 65,69 = 3547 \text{ Hz}$$

$$f_{zSP} = z_{SPII} \cdot f_{rII5} = z_{SPIII} \cdot f_{rIII5} = 16 \cdot 82,49 = 1319,8 \text{ Hz}$$

Výsledky:

Tabulka 4.2: Výsledky budících frekvencí 2. převodového stupně

2 převod, TAH		Rotorová frekvence [Hz]			Zubová frekvence [Hz]	
Otáčky [min ⁻¹]	Zatížení [Nm]	Hnací	Hnaná	Hř. diferenciálu	2. převodu	stálého převodu
1815	15; 30	30,25	15,48	3,22	665,6	247,7
3946	15; 30	65,77	33,65	6,99	1447	538,4

Tabulka 4.3: Výsledky budících frekvencí 5. převodového stupně

5. převod, TAH		Rotorová frekvence [Hz]			Zubová frekvence [Hz]	
Otáčky [min ⁻¹]	Zatížení [Nm]	Hnací	Hnaná	Hř. diferenciálu	5. převodu	stálého převodu
1809	15; 30; 45	30,15	37,86	7,87	1628	605,8
3941	15; 30; 45	65,69	82,49	17,14	3547	1319,8

4.2 Výsledky ze zabíhacích stavů

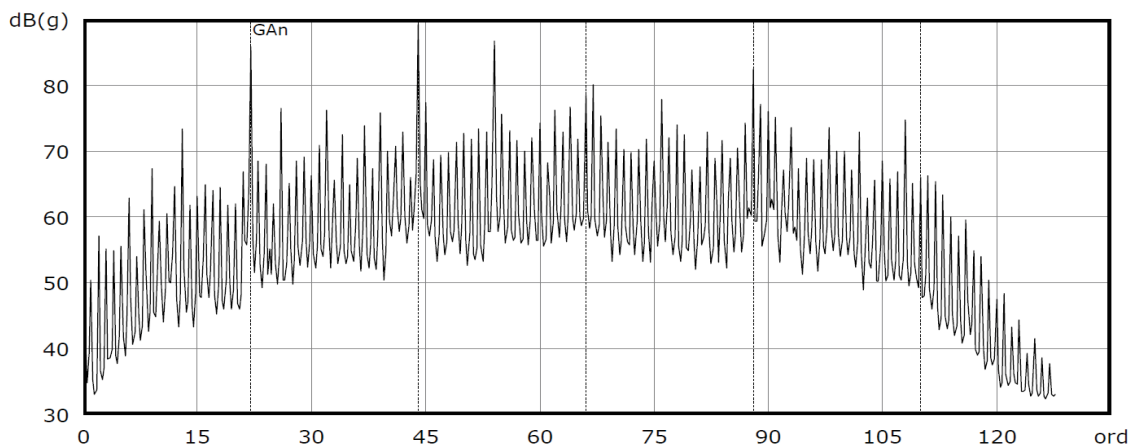
Výsledky jsou zobrazeny v grafech spektra vibrací řádové analýzy. Řádová analýza primárně slouží při měření ozubených kol. Na x-ové ose jsou řády (ord), které u ozubených kol znázorňují počty zubů. Například 43. řád znamená, že se jedná o ozubené kolo se 43 zuby. V grafech řádové analýzy je závislost hlučnosti v decibelech (dB) na řádu (ord). Výsledky z analyzátoru CMVA65 Microlog znázorňují závislost velikosti amplitudy (g) na frekvenci (Hz), dále pak hodnotu RMS (Overall).

V praxi se v řádových analýzách využívá určité hranice, nad kterou by se hodnoty hlučnosti neměli pohybovat. V případě závady, pro kterou je převod hlučnější, nežli nastavená mez je možné okamžitě zjistit podle počtu zubů jaké ozubené kolo je poškozené. Je to jednoduchý a hlavně rychlý způsob určení závady. Může však nastat situace, kdy nám řádová analýza ukáže poruchu v řádu, který nepřísluší žádnému z ozubených kol. V tom případě musíme využít analýzu frekvenčního spektra, které je univerzálnější a umožňuje určit závadu například na některém z ložisek.

Druhý převodový stupeň

Zatížení: 30 Nm

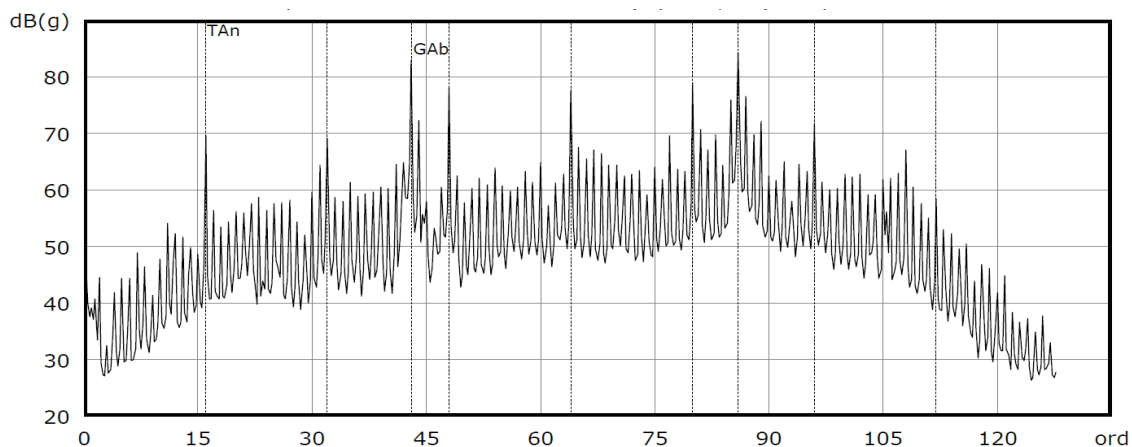
Hnací hřídel (SK1)



Graf 4.1: Spektrum vibrací řádové analýzy 2. převodového stupně hnací hřídele

V grafu 4.1 je vidět vyšší amplituda na 22. řádu. Jedná se o hnací ozubené kolo druhého převodového stupně, resp. amplitudu jeho první harmonické složky (88 dB). Hnané kolo je viditelné v 43. řádu. Stálý převod není znatelný.

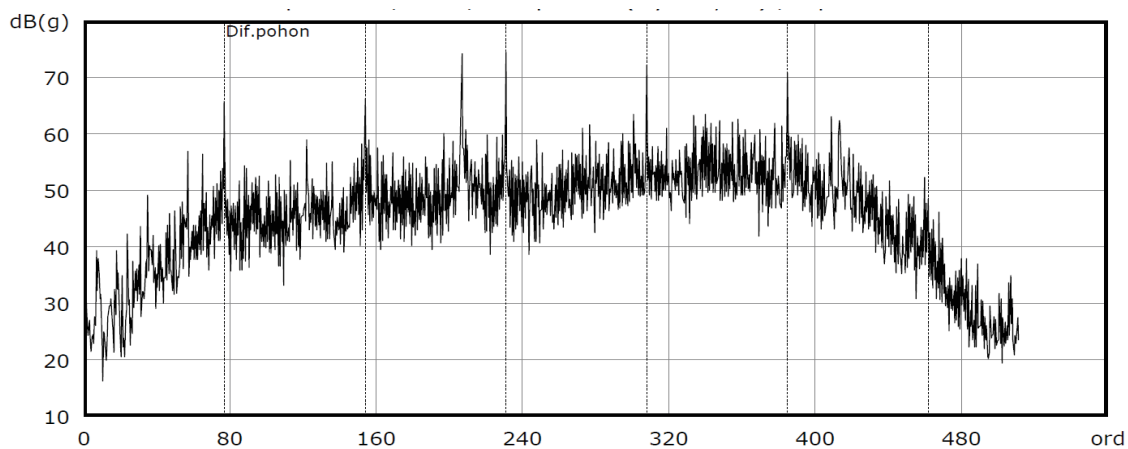
Hnaná hřídel (SK2)



Graf 4.2: Spektrum vibrací řádové analýzy 2. převodového stupně hnané hřídele

Na hnané hřídeli (SK2) je umístěné hnané ozubené kolo druhého převodového stupně se 43 zuby. Z grafu 4.2 jde vidět, že 43. řád vykazuje zvýšenou amplitudu první harmonické složky (84 dB). Harmonické složky od hnacího kola nejsou výrazně viditelné. Naopak amplituda stálého převodu (16. řád) vzrostla na 70 dB.

Diferenciál (SK3)



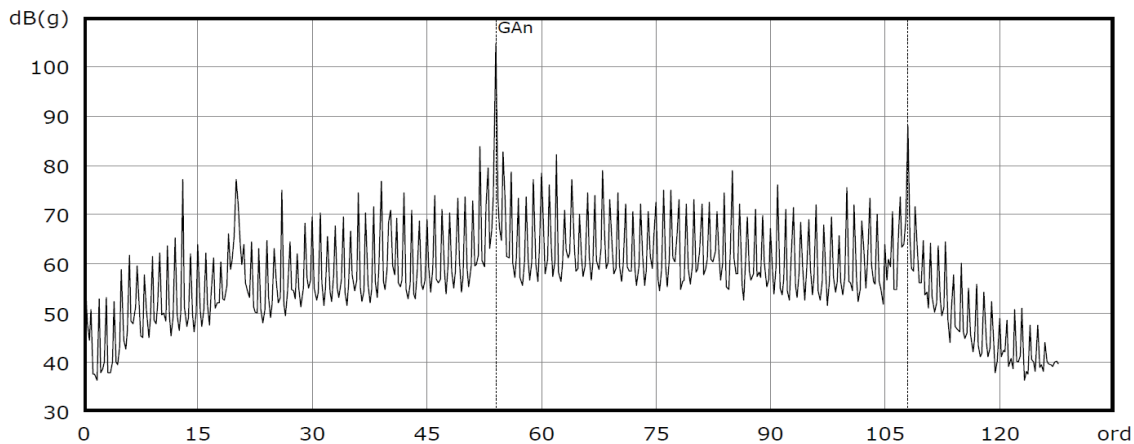
Graf 4.3: Spektrum vibrací řádové analýzy diferenciálu

V grafu 4.3 je vidět první tečkovaná čára zleva, která vyznačuje 77. řád ozubeného kola stálého převodu (rozvodovka diferenciálu). Další svislé tečkované čáry splývají s dalšími harmonickými složkami diferenciálu, resp. násobky 77. řádu. Následující čtyři řády převyšují řád první, to může být způsobeno nesouosostí ozubeného soukolí stálého převodu.

Pátý převodový stupeň

Zatížení: 40 Nm

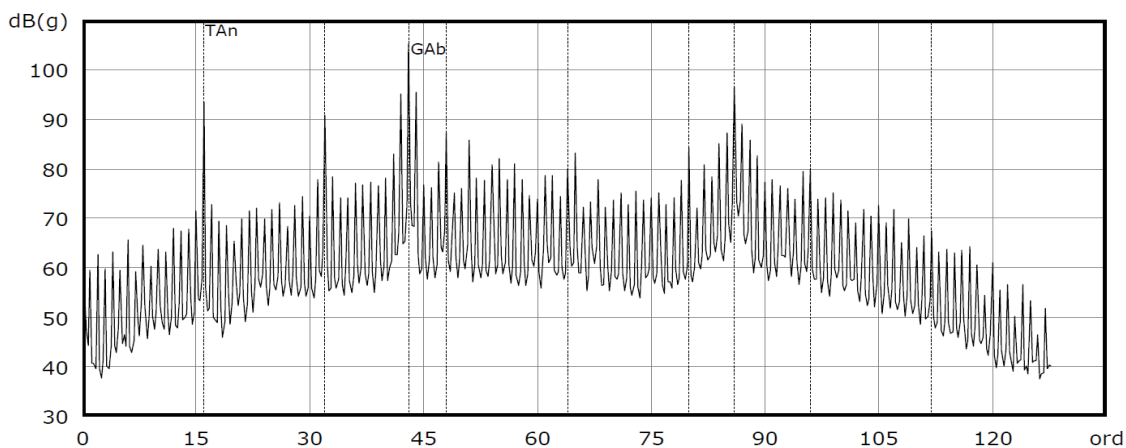
Hnací hřídel (SK1)



Graf 4.4: Spektrum vibrací řádové analýzy 5. převodového stupně hnací hřídele

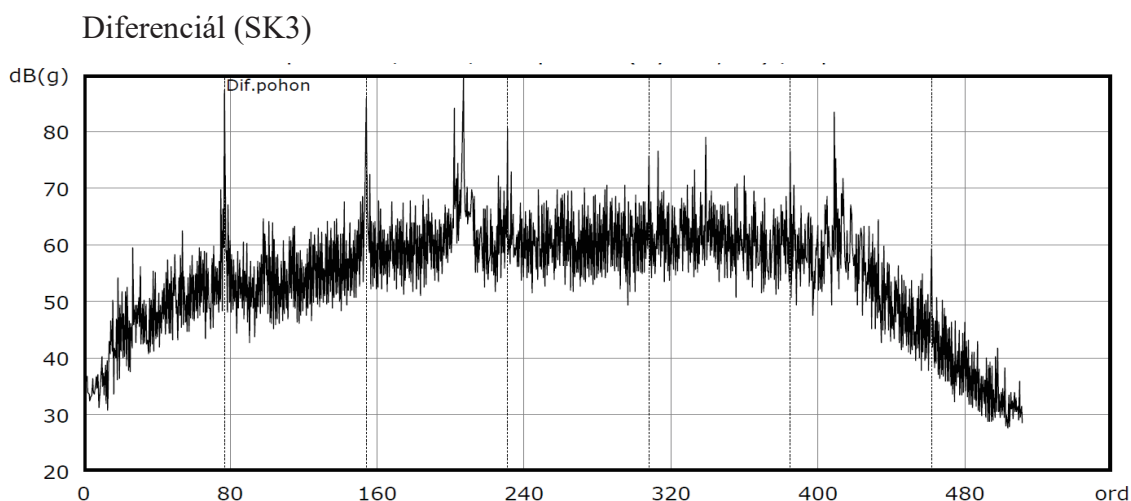
Nejvyšší hodnotu, až 105 dB dosahuje amplituda první harmonické složky hnacího ozubeného kola (54. řád) na hnací hřídeli (SK1).

Hnaná hřídel (SK2)



Graf 4.5: Spektrum vibrací řádové analýzy 5. převodového stupně hnané hřídele

Nejvyšší amplituda (105 dB) byla naměřena na amplitudě první harmonické složky hnaného kola pátého převodového stupně. Dále je vidět, že na 16. řádu vystupuje amplituda hnacího kola stálého převodu na hodnotu 92 dB.



Graf 4.6: Spektrum vibrací řádové analýzy diferenciálu

Graf 4.6 znázorňuje řádové spektrum diferenciálu při zatížení 40Nm. Svislé tečkované čáry vyznačují harmonické složky diferenciálu. Oproti druhému rychlostnímu stupni, který byl zatížen 30 Nm, vzrostla hladina hluku první harmonické složky (77. řád) přibližně o 20 dB. Druhá až pátá harmonická složka nepřevyšuje první. Dá se tedy předpokládat, že při vyšším zatížení stálého převodu se lépe vymezí vůle a zmenší se odchylka v nesouososti.

4.3 Výsledky z analyzátoru CMVA65 Microlog

Data z měření převodovky MQ100 QAD na zabíhacích stavech (viz kapitola 4.) byly sekundárně zaznamenány pomocí analyzátoru CMVA65 Microlog.

Pozn.: 1Gs = 10mm/s², přepočít z m/s² (Gs) na dB:

$$L_a = 20 \log \frac{a_{ef}}{a_0} [dB], a_0 = 10^{-6} \frac{m}{s^2} \quad (4.1)$$

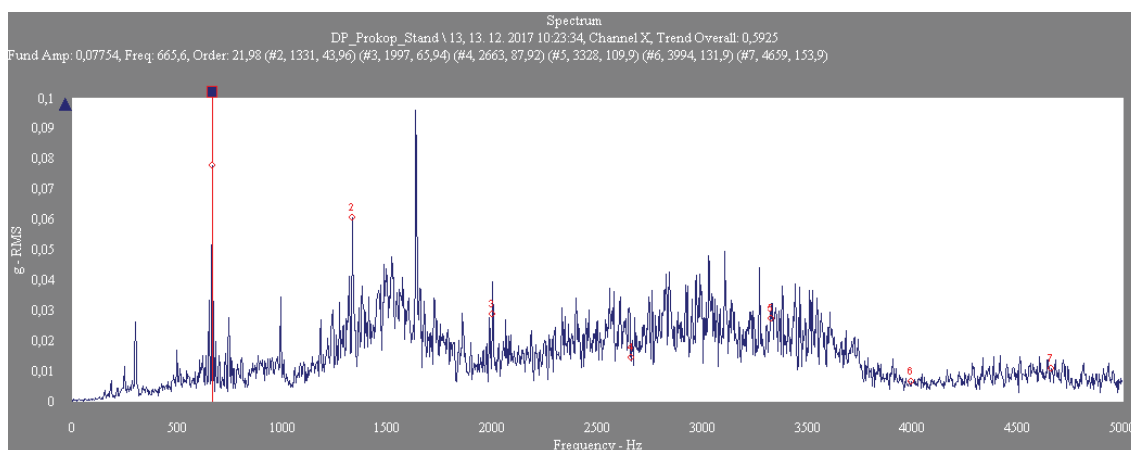
Dle vztahu 4.1 jsou přepočítány všechny hodnoty celkové efektivní hodnoty (RMS) druhého i pátého převodového stupně. Hodnota v dB je vztažena k 10⁻⁶ m/s².

Druhý převodový stupeň

Tabulka 4.4: Výsledky výpočtu a měření 2. převodového stupně, RPM 1815

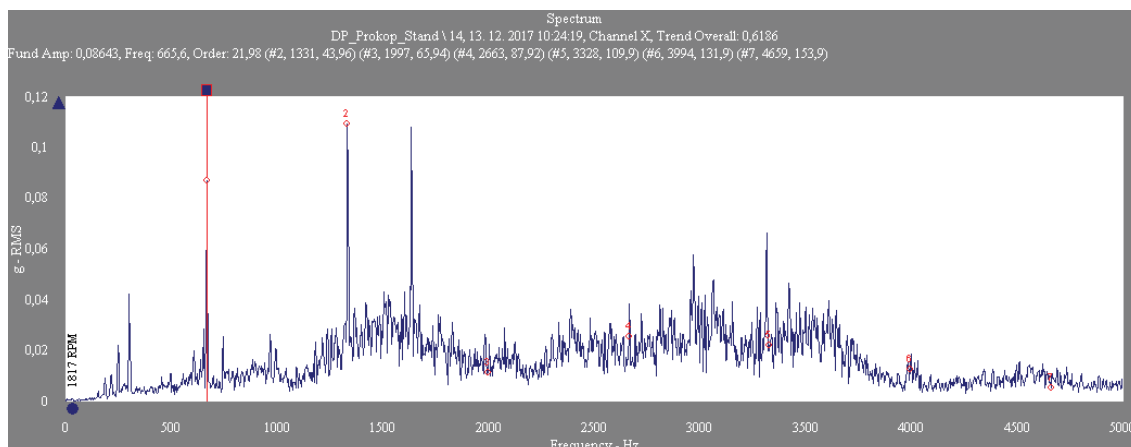
2. převod, RPM 1815							
Zatížení [Nm]	RMS (a_{ef})	Zubová frekvence [Hz]	Amplituda zubové frekvence (složky amplitud) [g]		Zubová frekvence stálého převodu [Hz]	Amplituda zubové frekvence stálého převodu (složky amplitud) [g]	
			f_{z2a0}	$2xf_{z2a0}$		f_{zSPa0}	$2xf_{zSPa0}$
15	0,59Gs =135dB	665,5	0,077	0,06	247,6	0,011	0,012
30	0,62Gs =136dB		0,086	0,108		0,020	0,010

Z tabulky 4.4 je vidět, že při stejných otáčkách došlo k nárůstu hlučnosti při zvýšení zatížení. Základní složky amplitud charakterizující druhý a stálý převod také rostou se zatížením.



Graf 4.7: Frekvenční spektrum 2. převodového stupně, RPM 1815, 15 Nm

Spektrum frekvenční analýzy druhého převodového stupně převodovky MQ 100 QAD na zabíhacích stavech v tahu při zatížení 15 Nm a RPM 1815. V grafu 4.7 je vidět zubová frekvence druhé rychlosti a její nízké amplitudy harmonických složek. Ve spektru se také projevuje malá amplituda zubové frekvence stálého převodu (247,6 Hz; 0,011g).



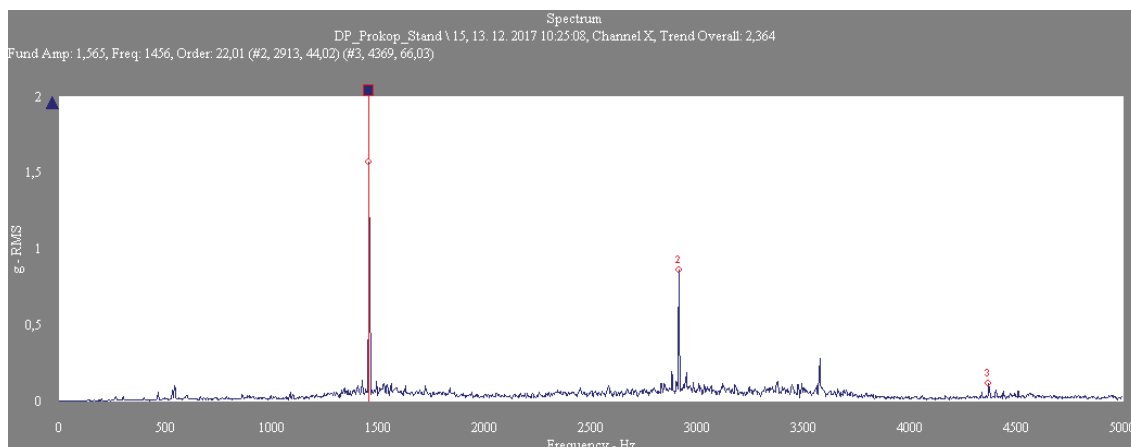
Graf 4.8: Frekvenční spektrum 2. převodového stupně, RPM 1815, 30 Nm

Projevuje se druhá harmonická složka zubové frekvence (1331 Hz; 0,108 g) a je přibližně 1,2x větší než první harmonická složka (viz graf 4.8). Zubová frekvence stálého převodu vykazuje malé hodnoty (247,6 Hz; 0,02g).

Tabulka 4.5: Výsledky výpočtu a měření 2. převodového stupně, RPM 3946

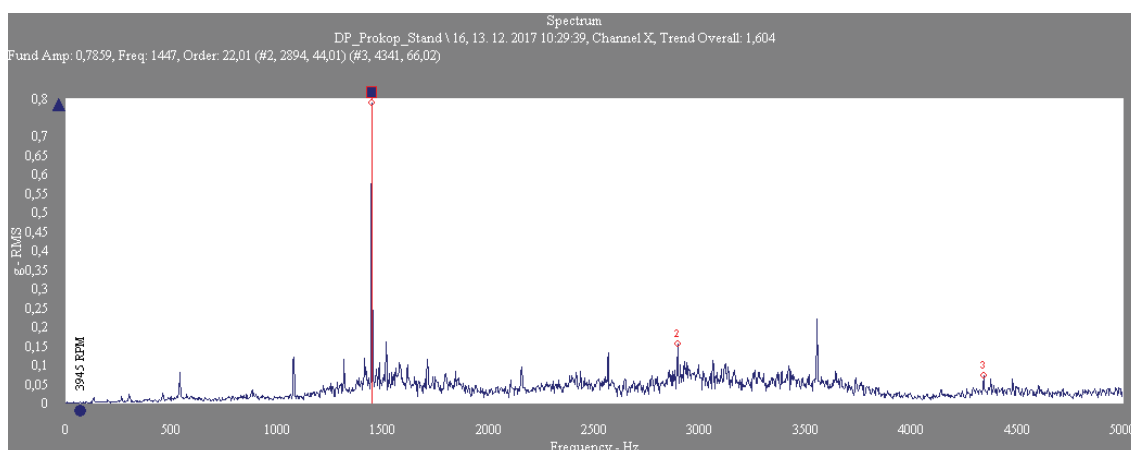
2. převod, RPM 3946							
Zatížení [Nm]	RMS (a_{ef})	Zubová frekvence [Hz]	Amplituda zubové frekvence (složky amplitud) [g]		Zubová frekvence stálého převodu [Hz]	Amplituda zubové frekvence stálého převodu (složky amplitud) [g]	
			f_{z2a0}	$2xf_{z2a0}$		f_{zSPa0}	$2xf_{zSPa0}$
15	2,36Gs =147dB	1447	1,56	0,85	538,4	0,09	0,028
30	1,60Gs =144dB		0,78	0,15		0,08	0,100

V případě vyššího otáčkového režimu se hodnota RMS snižuje se zatížením, stejně tak první složky amplitud zubové frekvence druhého a stálého převodu (viz tabulka 4.5).



Graf 4.9: Frekvenční spektrum 2. převodového stupně, RPM 3946, 15 Nm

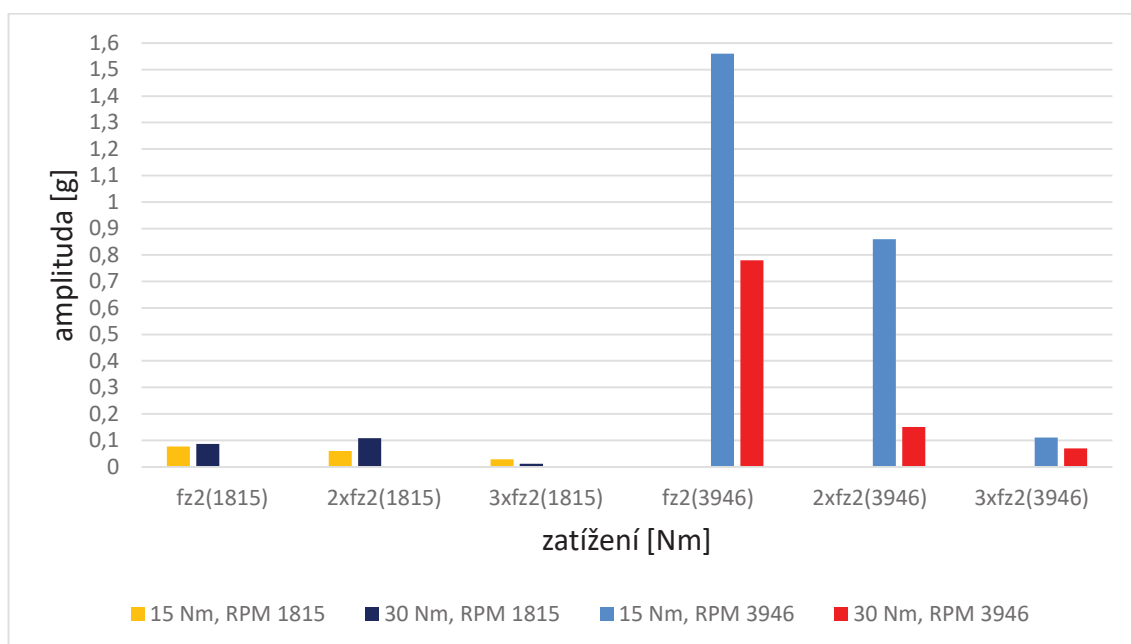
Zde je výrazná první (1447 Hz; 1,56 g) i druhá (2894 Hz, 0,85 g) amplituda harmonické složky zubové frekvence, což může znamenat závadu v počátečním stadiu. Projevuje se také malá amplituda zubové frekvence stálého převodu (538,4 Hz; 0,09g).



Graf 4.10: Frekvenční spektrum 2. převodového stupně, RPM 3946, 30 Nm

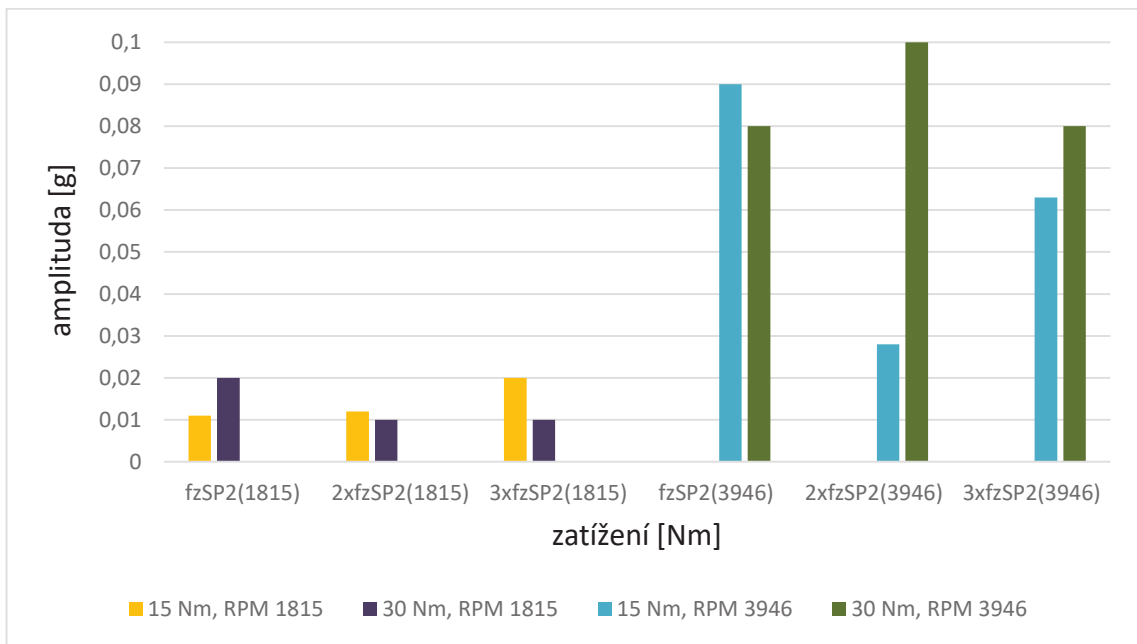
Výrazná je první harmonická složka zubové frekvence (1447 Hz; 0,78 g), několikanásobně převyšuje druhou a třetí harmonickou složku. To ukazuje na větší ráz při vstupu zubů do záběru. Frekvence stálého převodu je zanedbatelná (538,4 Hz; 0,08g).

4.3.1 Shrnutí výsledků druhého převodového stupně



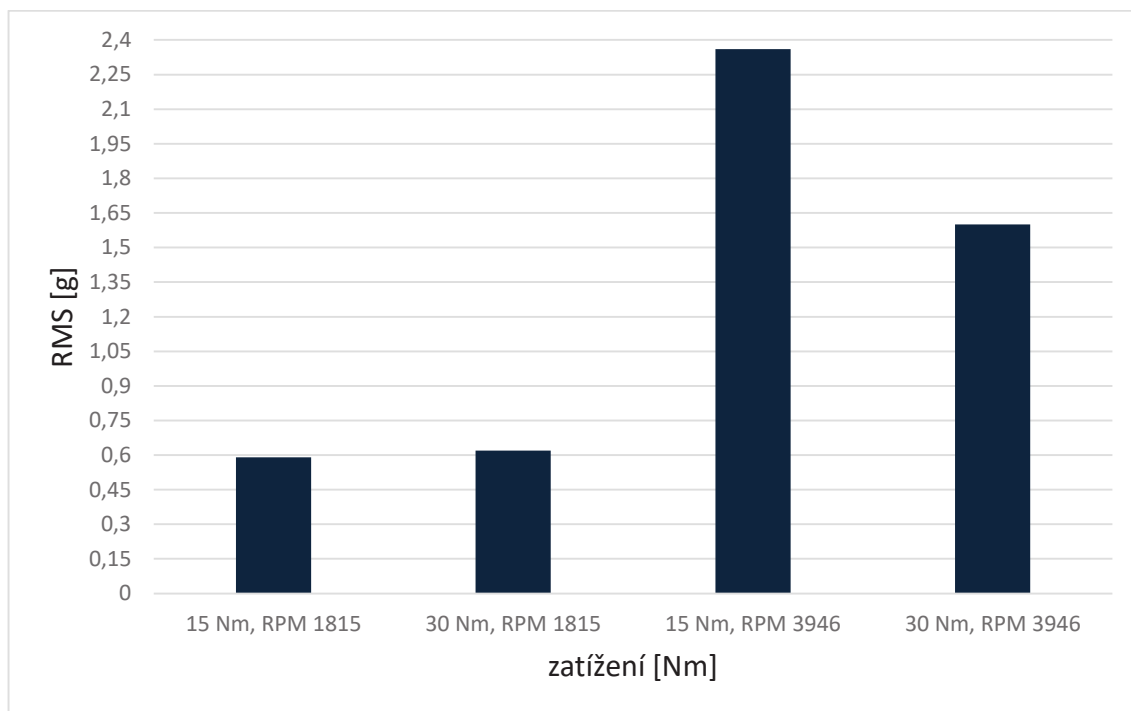
Graf 4.11: Závislost amplitudy zubové frekvence 2. převodového stupně na zatížení

Graf 4.11 ukazuje srovnání amplitud harmonických složek frekvenčního spektra druhého převodového stupně převodovky MQ100 QAD při zatížení 15 Nm a 30 Nm. Je vidět, že amplitudy prvních harmonických složek jsou téměř shodné nebo klesají se zatížením. V provozu na 1815 min⁻¹ je rozdíl pouhých 0,009 g. Při otáčkách 3946 min⁻¹ se amplituda snížila přibližně o 50 %. Amplitudy třetích harmonických složek (3xfz₂, RPM 1815) jsou zanedbatelné. Velikost amplitudy základní harmonické složky se několika násobně zvýšil při otáčkách 3946 min⁻¹. Na druhou stranu, provozování druhého rychlostního stupně na 4000 min⁻¹ se v provozu objeví jen zřídka.



Graf 4.12: Závislost amplitudy zubové frekvence stálého převodu na zatížení

Graf 4.12 zobrazuje závislost amplitud harmonických složek stálého převodu druhého převodového stupně na zatížení. Amplitudy zubové frekvence stálého převodu jsou oproti výchylkám z grafu 4.11 nízké a mají minimální vliv na hlučnost převodovky při provozu druhého převodového stupně. Při RPM 3946 se základní amplituda snižuje se zatížením, při nižších otáčkách se naopak zvyšuje. Také je jasně vidět, že amplituda druhé harmonické složky ve vyšším otáčkovém režimu převyšuje první.



Graf 4.13: Závislost RMS 2. převodového stupně na zatížení

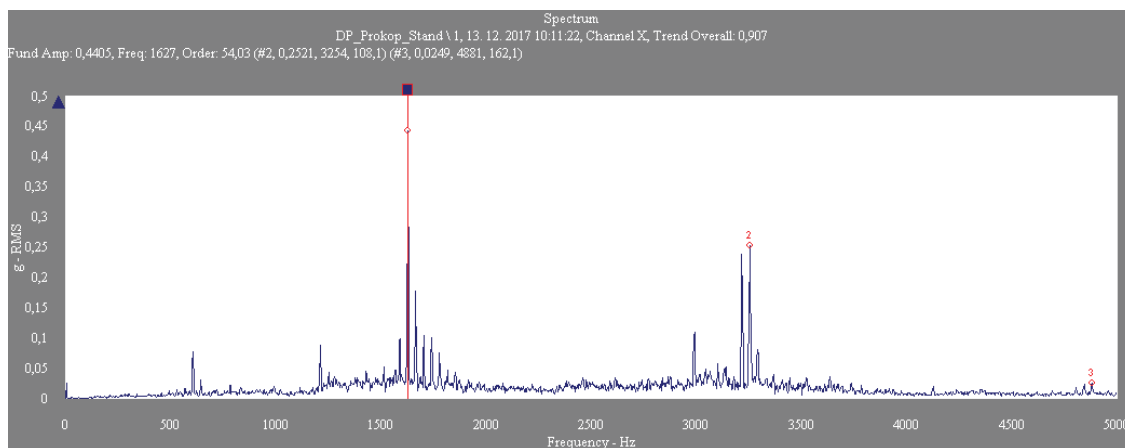
Z grafu 4.13 je vidět, že při otáčkách 3946 min^{-1} se celková efektivní hodnota zrychlení snižuje při nárůstu točivého momentu. To je dáno změnou tuhosti vlivem deformace a vymezením vůlí. V nižším otáčkovém režimu je rozdíl zanedbatelný. Pro lepší představu jsou v tabulkách 4.4 a 4.5 k hodnotám RMS [g] přepočítány odpovídající hodnoty v decibelech RMS [dB], dle vztahu 4.1.

Pátý převodový stupeň

Tabulka 4.6: Výsledky výpočtu a měření 5. převodového stupně, RPM 1809

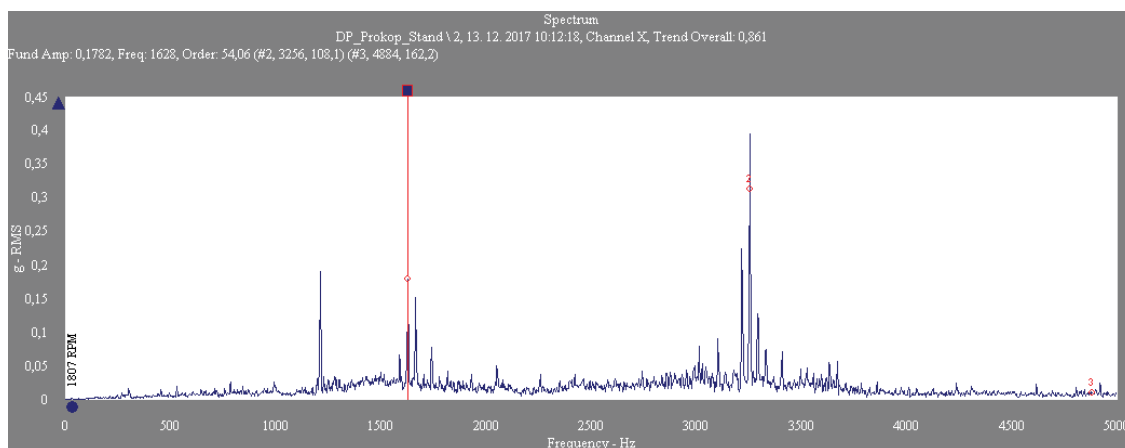
5. převod, RPM 1809							
Zatížení [Nm]	RMS (a_{cr})	Zubová frekvence [Hz]	Amplituda zubové frekvence (složky amplitud) [g]		Zubová frekvence stálého převodu [Hz]	Amplituda zubové frekvence stálého převodu (složky amplitud) [g]	
			f_{z2a0}	$2xf_{z2a0}$		f_{zSPa0}	$2xf_{zSPa0}$
15	0,90Gs =139dB	1628	0,44	0,19	605,8	0,07	0,08
30	0,86Gs =138dB		0,17	0,39		0,01	0,17
45	0,85Gs =138dB		0,08	0,14		0,02	0,14

Vlivem rostoucího zatížení při otáčkách 1809 min^{-1} se snižuje hlučnost, resp. RMS. To samé jde vidět i z hodnot amplitud prvních harmonických složek páteho a stálého převodu. Pouze základní amplituda stálého převodu při zatížení 45 Nm je vyšší než u 30 Nm.



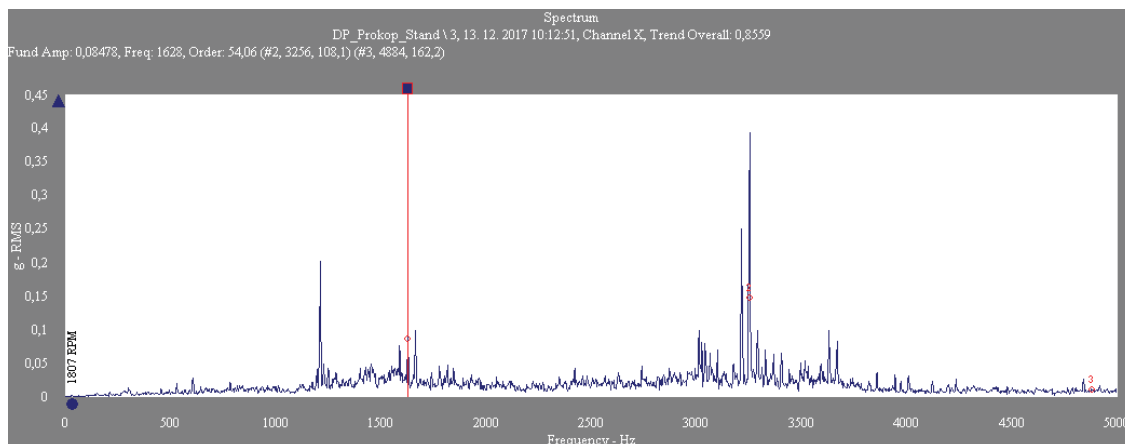
Graf 4.14: Frekvenční spektrum 5. převodového stupně, RPM 1809, 15 Nm

Spektrum frekvenční analýzy páteho převodového stupně převodovky MQ 100 QAD na zabíhacích stavech v tahu při zatížení 15 Nm a RPM 1809. Výrazná je první harmonická složka zubové frekvence (1628 Hz; 0,44 g). Druhá harmonická složka je přibližně 2,3x menší než první. Třetí složka je svou hodnotou zanedbatelná (viz graf 4.14), tak jako harmonické složky stálého převodu.



Graf 4.15: Frekvenční spektrum 5. převodového stupně, RPM 1809, 30 Nm

V grafu 4.15 je vidět, že nejvyšší hodnotu vykazuje druhá harmonická složka zubové frekvence (3256 Hz; 0,39 g). Je přibližně 2,3x větší než první. To pravděpodobně ukazuje na nesouosost ozubených kol. Třetí složka je svou hodnotou zanedbatelná. Hodnoty harmonických složek stálého převodu jsou malé.



Graf 4.16: Frekvenční spektrum 5. převodového stupně, RPM 1809, 45 Nm

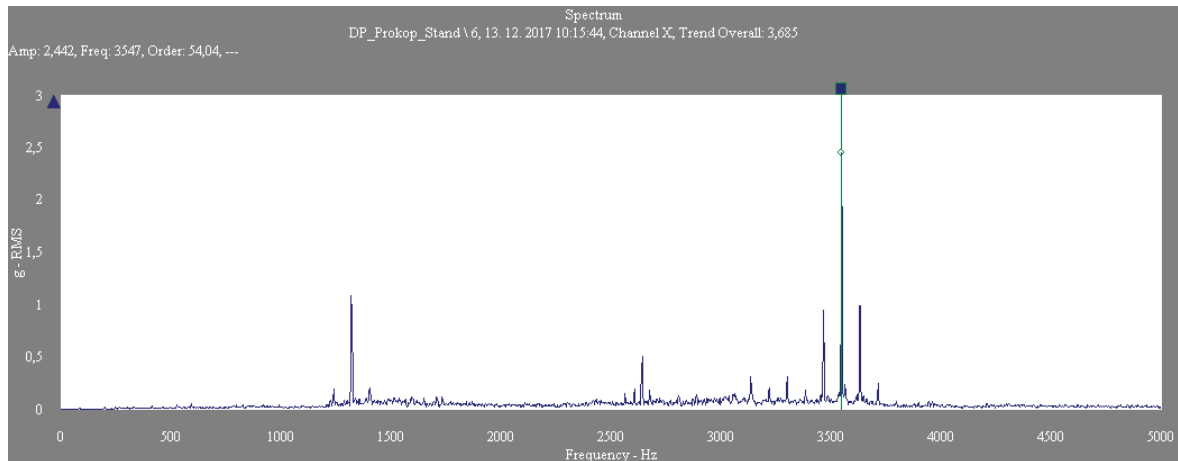
Nejvyšší hodnotu má amplituda druhé harmonické složky zubové frekvence (3256 Hz; 0,14 g). Harmonické složky první a třetí frekvence jsou zanedbatelné (viz graf 4.16). Velikosti harmonických složek stálého převodu jsou malé, a nemají tak na hlučnost převodovky velký vliv.

V režimu TAH, RPM 3941, zatížení 15; 30; 45 Nm je druhá a třetí harmonická složka pro svou velice nízkou hodnotou zanedbatelná. Při vyšších otáčkách je po první významné harmonické složce průběh hladký, jak je vidět na grafech 4.14, 4.15, 4.16.

Tabulka 4.7: Výsledky výpočtu a měření 5. převodového stupně, RPM 3941

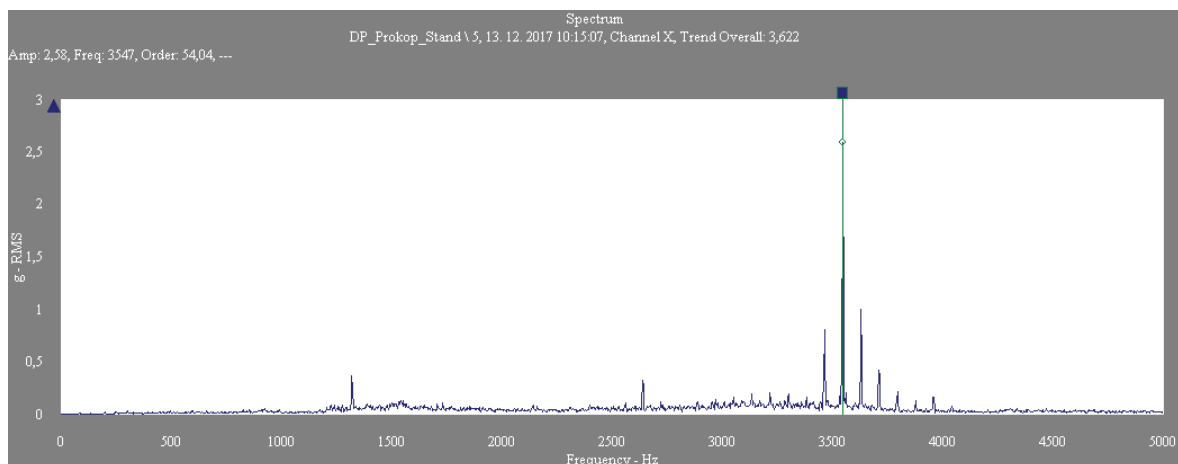
5. převod, RPM 3941						
Zatížení [Nm]	RMS (a_{ef})	Zubová frekvence [Hz]	Amplituda zubové frekvence [g]	Zubová frekvence stálého převodu [Hz]	Amplituda zubové frekvence stálého převodu (složky amplitud) [g]	
					f_{zSPa0}	$2xf_{zSPa0}$
15	3,68Gs = 151dB	3547	2,40	1319,8	1,08	0,380
30	3,62Gs = 151dB		2,58		0,36	0,320
45	2,53Gs = 148dB		1,57		0,06	0,025

Z tabulky 5.4 je vidět pokles celkové efektivní hodnoty i amplitud stálého převodu při rostoucím zatížení. Nejvyšší hodnota amplitudy páteho převodu je při zatížení 30 Nm.



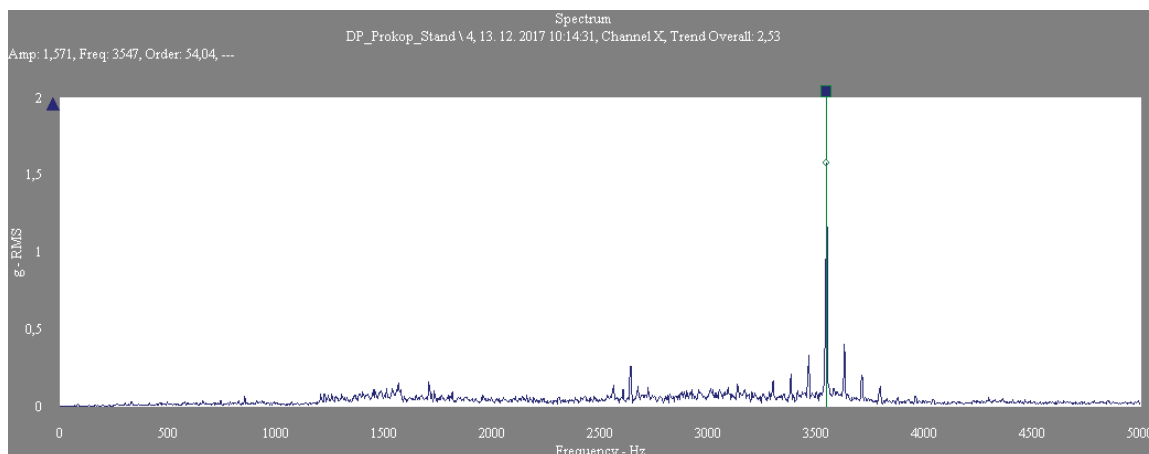
Graf 4.17: Frekvenční spektrum 5. převodového stupně, RPM 3941, 15 Nm

V grafu 4.17 je vidět pouze amplituda základní harmonické složky zubové frekvence páteho převodového stupně (3547 Hz; 2,4 g), dále spektrum vykazuje téměř hladký průběh. Významná je ovšem amplituda první harmonické složky stálého převodu (1319,8 Hz; 1,08 g).



Graf 4.18: Frekvenční spektrum 5. převodového stupně, RPM 3941, 30 Nm

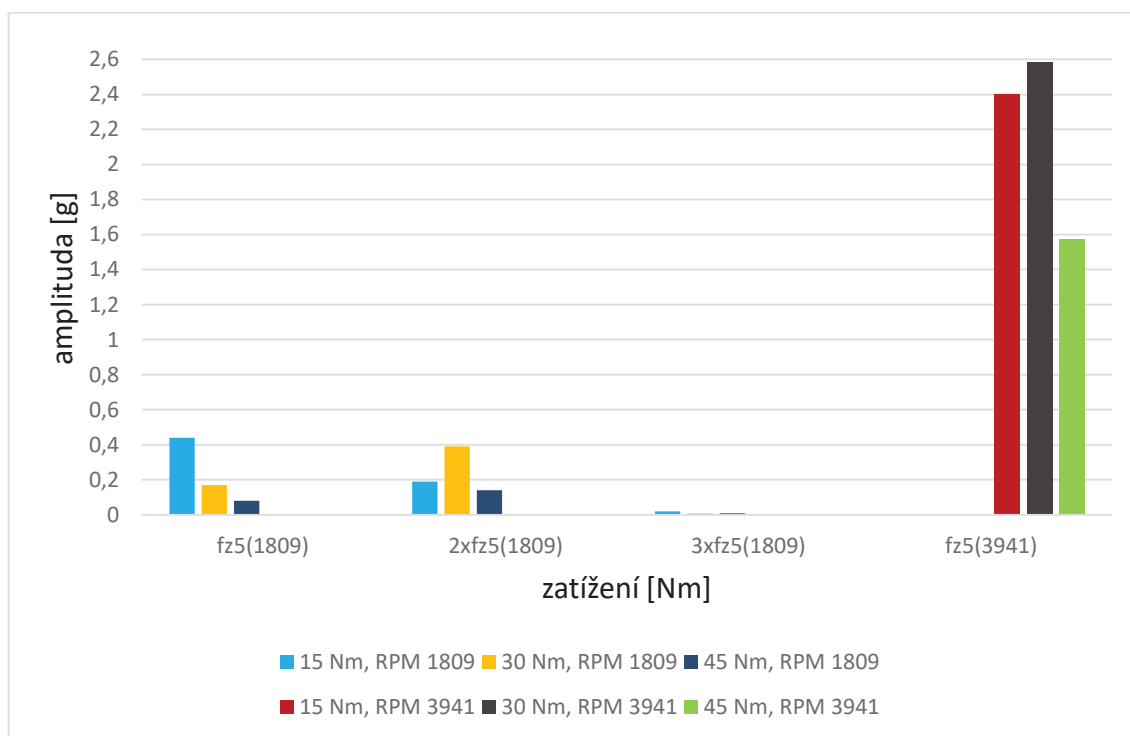
Zde je identifikovatelná pouze první harmonická složka zubové frekvence (3547 Hz; 2,58g), vznik ztelné modulace. Ve spektru se také projevuje amplituda zubové frekvence stálého převodu (1319,8 Hz; 0,36g).



Graf 4.19: Frekvenční spektrum 5. převodového stupně, RPM 3941, 45 Nm

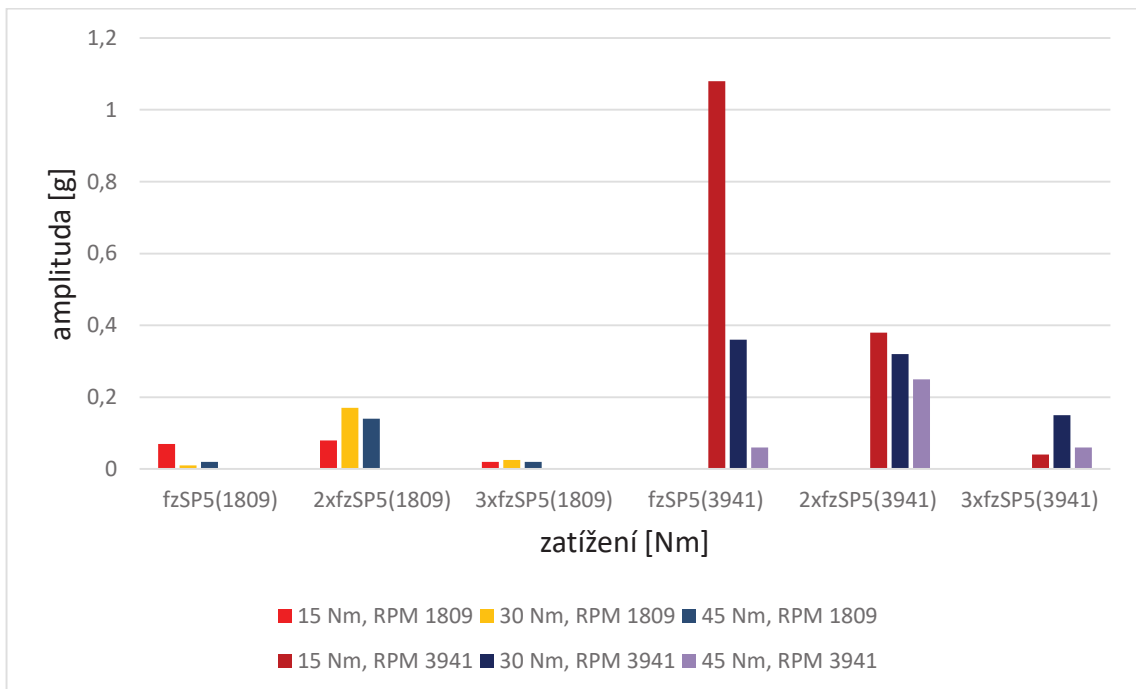
V grafu 4.19 je ve spektru identifikovatelná výrazná zubová frekvence pátého převodu (3547 Hz; 1,57g), vznik výraznější modulace. Ve spektru se také projevuje malá amplituda zubové frekvence stálého převodu (1319,8 Hz; 0,06g).

4.3.2 Shrnutí výsledků pátého převodového stupně



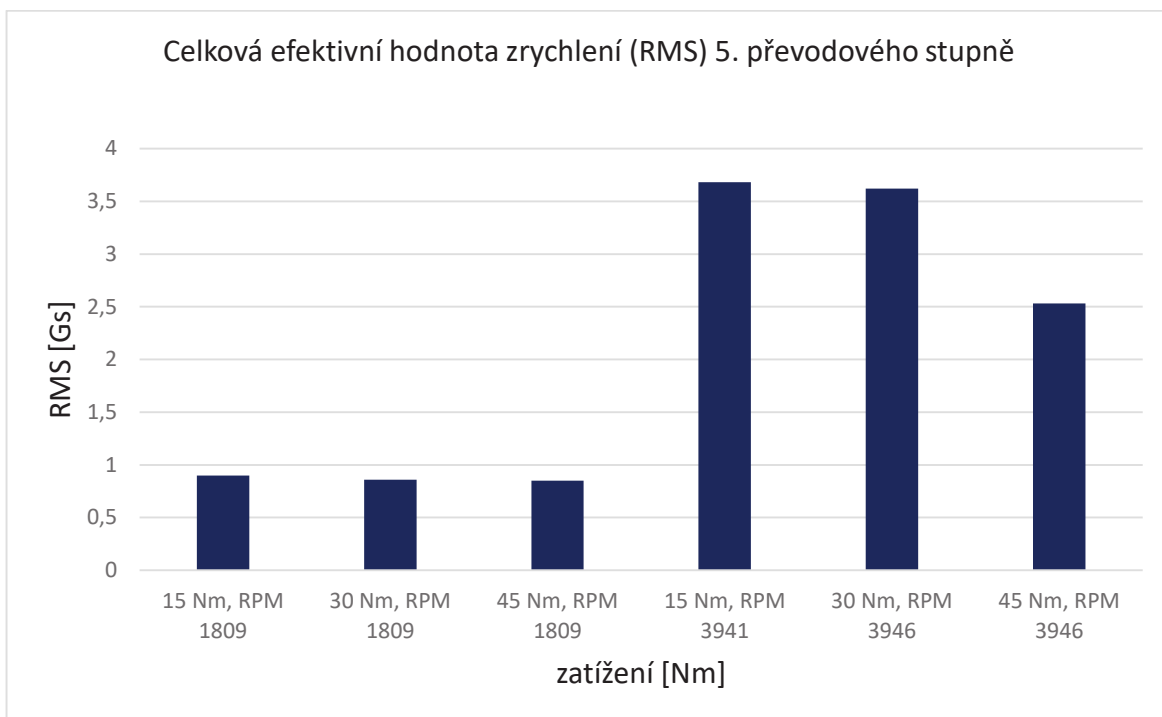
Graf 4.20: Zubová frekvence 5. převodového stupně a její harmonické složky

Graf 4.20 ukazuje srovnání amplitud harmonických složek frekvenčního spektra páteho převodového stupně převodovky MQ100 QAD při zatížení 15, 30 a 45 Nm, v otáčkových režimech RPM 1809 a 3941. Hodnoty amplitud nevykazují stejný charakter v jednotlivých režimech. Amplituda první harmonické složky zubové frekvence se při otáčkách 1809 min^{-1} postupně zmenšuje s rostoucím zatížením. Pouze při zatížení 30 Nm (RPM 1809) převyšuje amplituda druhé harmonické složky první (základní) složku. V režimu RPM 3941 jsou výrazné jen amplitudy první harmonické složky zubové frekvence, které mnohonásobně převyšují amplitudy z nižšího otáčkového režimu. Hodnoty jsou značně ovlivněny vysokými otáčkami od motoru, který je v tomto případě výrazným budičem vibrací.



Graf 4.21: Zubová frekvence stálého převodu a její harmonické složky

V grafu 4.21 můžeme vidět porovnání amplitud harmonických složek frekvenčního spektra stálého převodu převodovky MQ100 QAD při zatížení 15, 30 a 45 Nm v otáčkových režimech (RPM 1809 a 3941). Režim RPM 1809 nevykazuje vysoké hodnoty amplitud. Oba otáčkové režimy potvrzují teorii, že při zvyšujícím se zatížení se nevymezují vůle, zuby se více deformují, záběrová plocha zubů je pak větší a převod je méně hlučný. Vysoké otáčky pouze umocňují výslednou hlučnost.



Graf 4.22: Závislost RMS 5. převodového stupně na zatížení

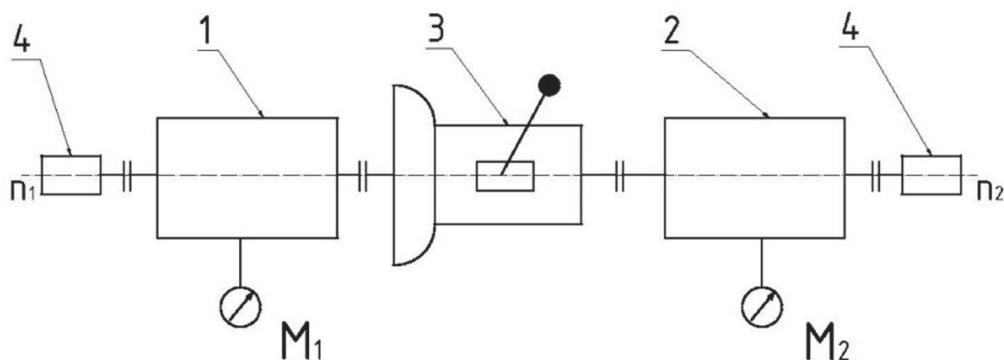
Z grafu 4.22 je vidět, že v obou otáčkových režimech hodnota RMS s rostoucím zatížením klesá. Vymezí se vůle a změnou tuhostí zubů se sníží hodnota parametrického buzení. Pro lepší přehled jsou v tabulkách 4.6 a 4.7 k hodnotám RMS [g] přepočítány odpovídající hodnoty v decibelech, RMS [dB].

5 Měření převodovky MQ100 ve zkušebně Powertrain

Powertrain je zařízení k testování převodovek, resp. optimalizaci parametrů hnacího ústrojí automobilu. Zpravidla se jedná o dlouhodobé zkoušky, u kterých je snaha simulovat reálný provoz. Existuje několik druhů uspořádání zkušebny Powertrain:

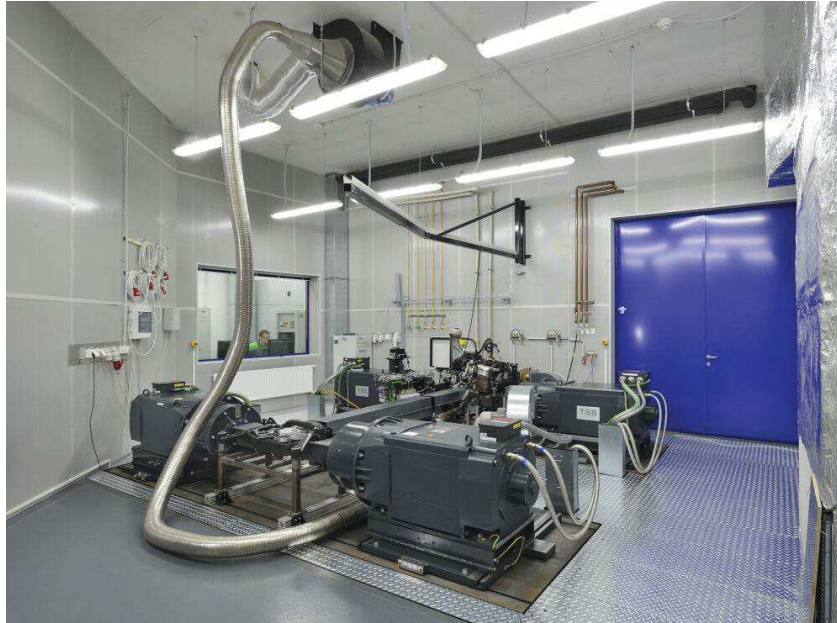
- jednoduchý otevřený silový kruh
- uspořádání s výkyvně uloženou převodovkou
- zkoušení dvou převodovek současně
- zkoušení kuželočelních převodovek
- uspořádání s uzavřeným okruhem

Podrobněji bude popsána zkušebna Powertrainu s jednoduchým otevřeným silovým okruhem, neboť je součástí laboratoře KVM TUL a byla použita pro testování převodovky MQ100 QAE. Toto uspořádání je schematicky znázorněno na obr. 5.1.



Obr. 5.1: Schéma s jednoduchým otevřeným silovým okruhem: 1,2 – hnací a brzdící dynamometr, 3 – zkoušená převodovka, 4 – snímač otáček

U této zkušebny je převodovka pevně přišroubována k rámu, který zachycuje reakční moment. Dynamometry jsou asynchronní motory sloužící k pohonu převodovky a také k jejímu brždění (simulace zátěže). Výhodou je možnost přímého měření točivých momentů M_1 a M_2 , což zaručuje dobrou přesnost měření. Ovládání převodovky zajišťují roboti, tj. ovládání spojkového pedálu a řazení robotickou rukou. Zkušebna Powertrain z laboratoře KVM je vidět na obr. 5.2. Tato zkušebna je vhodná pro kompletní hnací agregáty 4x4 a 4x2 vozidel do výkonu 136kW, resp. 111 kW na kolo.



Obr. 5.2: Zkušebna Powertrain v laboratořích KVM TUL

Každá zkušebna má své limity v použití testovaných převodovek z hlediska výkonů, otáček, točivého momentu, aj.

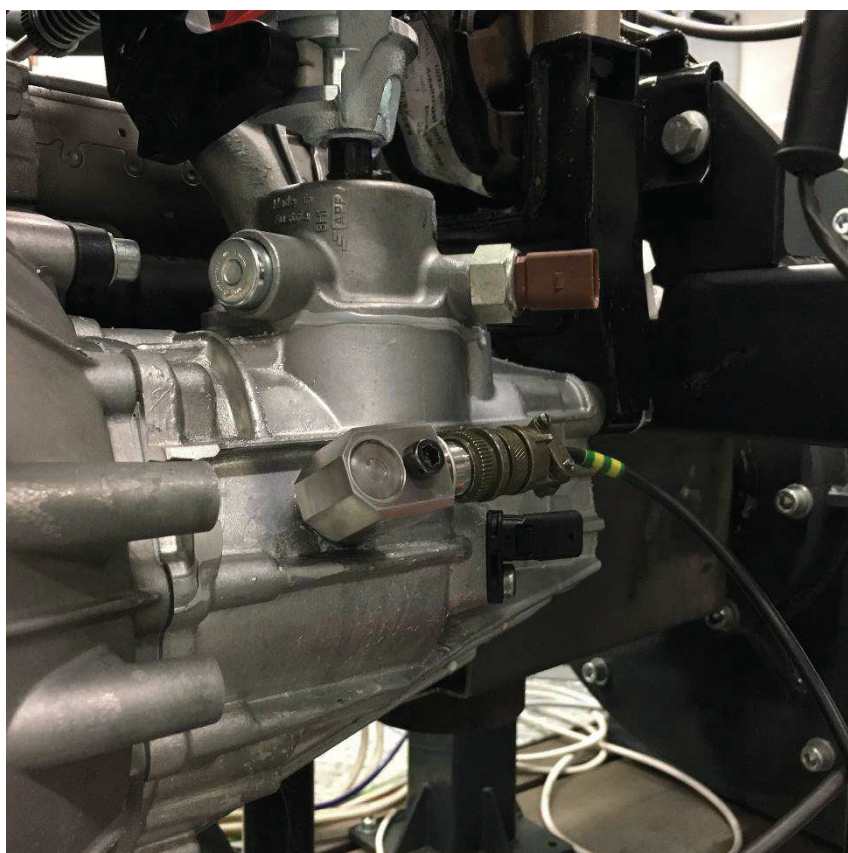
Technické parametry zkušebny Powertrain TUL:

- 2ks Dynamometr 136 ADG 288WP - první osa
Parametry: 136kW / 500min⁻¹ / 2598Nm, 120 kW / 2600 min⁻¹ / 440 Nm, maximální otáčky: 3000 min⁻¹, měřicí příruba: 5 kNm, ±0,1%, moment setrvačnosti rotoru: 6,3 kg.m²
- 2ks Dynamometr 111 ADG 286WP - druhá osa
Parametry: 111 kW / 500 min⁻¹ / 2120 Nm, 80 kW / 2600 min⁻¹ / 294 Nm, maximální otáčky: 3000 min⁻¹, měřicí příruba: 3 kNm, ±0,1%,moment setrvačnosti rotoru: 5,2 kg.m²
- Řadící robot - Gearshift Control GSA9001s
- Teplotní stabilizace provozních médií motoru
- Ovládání brzdy řídicím systémem PLC Simatic S7-300 a programovým prostředím LabView
- Paliva: (benzin, nafta, LPG, 20 a 200 bar CNG, CH₂)
- Systém regulace výměny vzduchu a odsávání výfukových spalin
- Zabezpečení utajení před třetími osobami.

5.1 Průběh měření

Měřená převodovka MQ100 QAE 06 10 byla přišroubována do rámu a k motoru 1.4 MPI s výkonem 55 kW. Obě poloosy byly jednotlivě připojeny k dynamometrům. Následovalo připojení elektroinstalace, lanka spojky a lanovody řadicí páky ovládané robotickou rukou. Pozice senzoru měření vibrací je stejná jako při měření na zabíhacích stavech ve Škoda Auto a.s., Mladá Boleslav (viz obr. 5.3).

Pozn.: Převodovka MQ100 QAE je geometricky identická s převodovkou MQ100 QAD, s tím rozdílem, že QAE má navíc snímač na systém start stop.



Obr. 5.3: Umístění senzoru na převodovce MQ100 QAE

Převodovka byla zatěžována ve dvou otáčkových režimech 1815 min^{-1} a 3941 min^{-1} při zatížení 30, 45, 70 Nm.

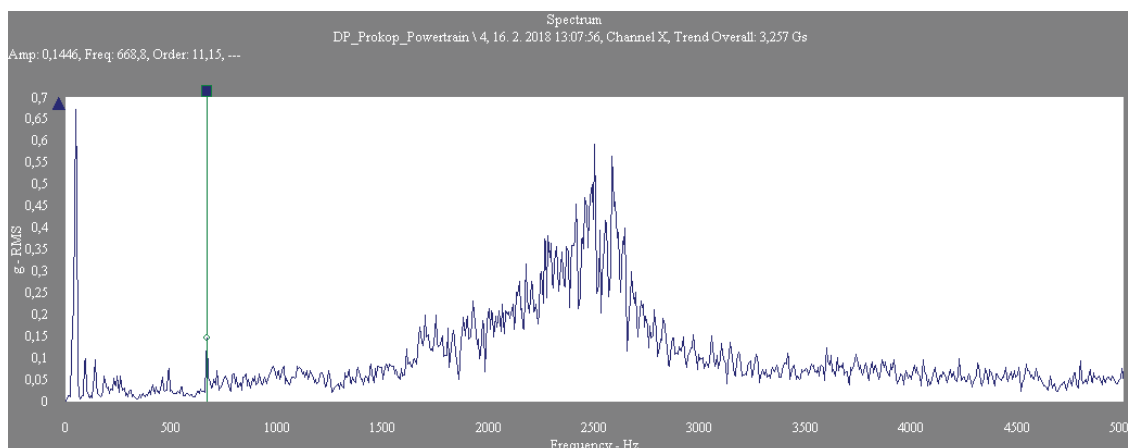
5.2 Výsledky měření

Druhý převodový stupeň

Tabulka 5.1: Výsledky výpočtu a měření 2. převodového stupně, RPM 1815

2. převod, RPM 1815					
Zatížení [Nm]	RMS (a_{ef})	Zubová frekvence [Hz]	Amplituda zubové frekvence [g]	Zubová frekvence stálého převodu [Hz]	Amplituda zubové frekvence stálého převodu [g]
30	2,25 Gs = 147 dB	665,6	0,04	247	0,03
45	2,53 Gs = 148 dB		0,06		0,04
70	3,25 Gs = 150 dB		0,14		0,05

Podle tabulky 5.1 je vidět, že hodnoty amplitud zubové frekvence druhého převodového stupně i stálého převodu jsou nevýrazné. Se zvyšujícím se zatížením se zvyšují i amplitudy stálého převodu, což neodpovídá předpokladu. Zaznamenána byla pouze první harmonická složka, další složky jsou svou velikostí zanedbatelné. Graf 5.1 znázorňuje frekvenční spektrum druhého rychlostního stupně, při zatížení 70 Nm a otáčkách 1815 min⁻¹.



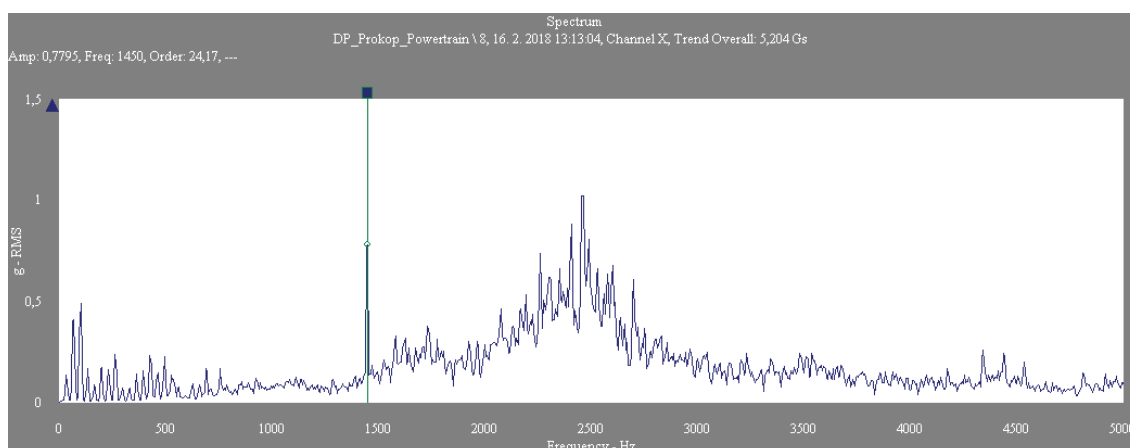
Graf 5.1: Frekvenční spektrum 2. převodového stupně, 70 Nm, RPM 1815

Spektrum nevykazuje žádné neobvyklé anomálie z hlediska amplitud. Červeným kurzorem je vyznačena zubová frekvence převodu (665,6 Hz), jejíž amplituda při zatížení 70 Nm vykazuje hodnotu 0,14g. Zubová frekvence stálého převodu je 247 Hz s nízkou hodnotou amplitudy 0,05g.

Tabulka 5.2: Výsledky výpočtu a měření 2. převodového stupně, RPM 3946

2. převod, RPM 3946					
Zatížení [Nm]	RMS (a_{ef})	Zubová frekvence [Hz]	Amplituda zubové frekvence [g]	Zubová frekvence stálého převodu [Hz]	Amplituda zubové frekvence stálého převodu [g]
30	3,34Gs = 151dB	1447	0,52	538,4	0,03
45	4,53Gs = 153dB		0,67		0,06
70	5,20Gs = 154dB		0,77		0,11

Ve vyšším otáčkovém režimu se několikrát zvýšili velikosti amplitud zubové frekvence a frekvence stálého převodu (viz tabulka 5.2). Opět nejsou výrazné další harmonické složky, pouze první. S vyššími otáčkami se podle očekávání zvýšila i hloučnost. V následujícím grafu 5.2 je frekvenční spektrum druhého rychlostního stupně zatíženého 70 Nm a otáčkami 3946 min⁻¹.



Graf 5.2: Frekvenční spektrum 2. rychlostního stupně, 70 Nm, RPM 3946

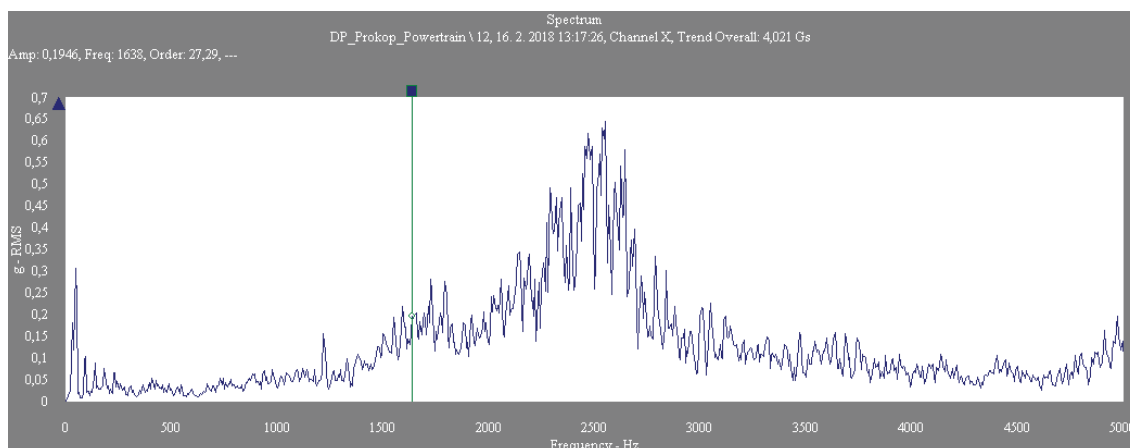
V grafu 5.2 je vyznačena kurzorem amplituda zubové frekvence (1447 Hz), jejíž hodnota je 0,77 g. Celková efektivní hodnota zrychlení (RMS) je 5,2 Gs, což odpovídá přibližně 154 dB. Převod je v tomto režimu hlučnější. Provozování druhého rychlostního stupně na takto vysoké otáčky je ojedinělé.

Pátý převodový stupeň

Tabulka 5.3: Výsledky výpočtu a měření 5. převodového stupně, RPM 1809

5. převod, RPM 1809					
Zatížení [Nm]	RMS (a _{ef})	Zubová frekvence [Hz]	Amplituda zubové frekvence [g]	Zubová frekvence stálého převodu [Hz]	Amplituda zubové frekvence stálého převodu [g]
30	2,26Gs = 147dB	1628	0,20	605,8	0,04
45	2,78Gs = 149dB		0,12		0,03
70	4,02Gs = 152dB		0,19		0,01

V otáčkovém režimu RPM 1809 jsou významné jen první složky amplitudy, další jsou zanedbatelné. Oproti výsledkům měření z tabulky 5.1 (druhého převodového stupně) se amplituda s rostoucím točivým momentem snižuje, hlavně amplituda zubové frekvence stálého převodu. Naopak celková efektivní hodnota resp. hlučnost roste. To znamená, že budičem vibrací jsou jiné součásti převodovky.



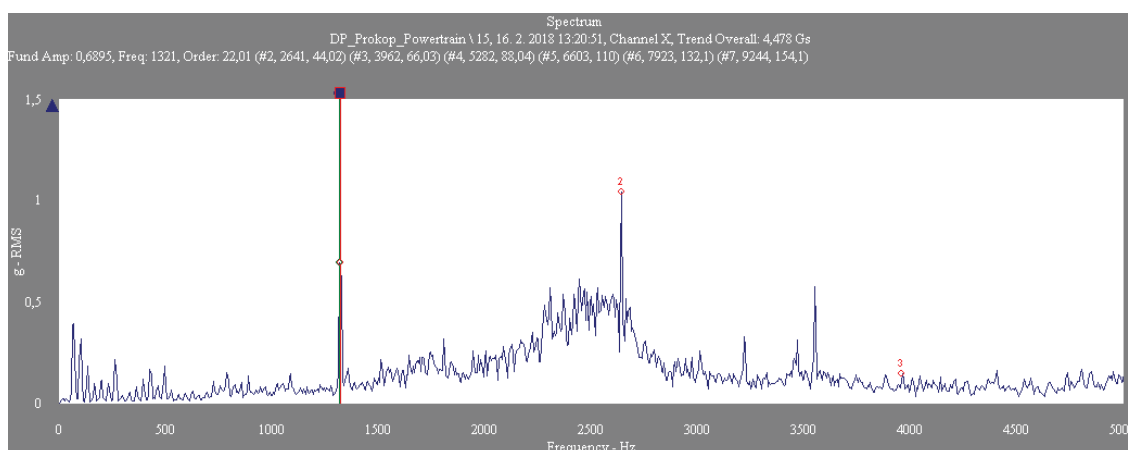
Graf 5.3: Frekvencní spektrum 5. převodového stupně, 70 Nm, RPM 1809

V otáčkovém režimu RPM 1809 jsou amplitudy jak frekvence zubové, tak amplitudy frekvence stálého převodu nízké. Graf 5.3 ukazuje na frekvencní spektrum pátého rychlostního stupně při zatížení 70 Nm. Červeným kurzorem je vyznačena zubová frekvence převodu, jejíž amplituda je 0,19 g.

Tabulka 5.4: Výsledky výpočtu a měření 5. převodového stupně, RPM 3941

5. převod, RPM 3941						
Zatížení [Nm]	RMS (a_{ef})	Zubová frekvence [Hz]	Amplituda zubové frekvence [g]	Zubová frekvence stálého převodu [Hz]	Amplituda zubové frekvence stálého převodu (složky amplitud) [g]	
					f_{zSPa0}	$2 \times f_{zSPa0}$
30	4,17Gs = 152dB	3547	0,42	1319,8	0,77	0,56
45	4,47Gs = 153dB		0,57		0,68	1,04
70	5,19Gs = 154dB		1,70		0,54	0,45

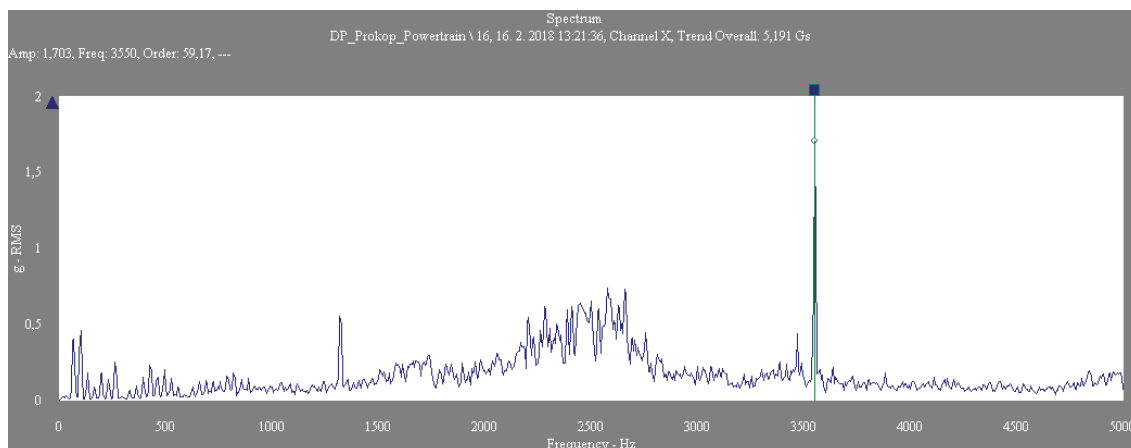
Oproti ostatním režimům několika násobně vzrostly hodnoty amplitud. U amplitudy zubové frekvence stálého převodu se objevil výrazný druhý řád amplitudy. V případě 45 Nm je amplituda druhé harmonické složky vyšší než první. To pravděpodobně značí nesouosost soukolí. Celková efektivní hodnota proti očekávání roste.



Graf 5.4: Frekvenční spektrum 5. převodového stupně, 45 Nm, RPM 3941

V grafu 5.4 jsou vidět první tři harmonické složky zubové frekvence stálého převodu označené červenými čísly. Při zatížení 45 Nm má amplituda první harmonické složky hodnotu 0,68 g při frekvenci 1319,8 Hz a druhá má hodnotu 1,04 g při frekvenci 2639,6 Hz. Třetí harmonická složka je už zanedbatelná.

Frekvenční spektrum pro zatížení na 70 Nm a otáčky 3941 min⁻¹ je vidět v grafu 5.5. Červený kurzor tentokrát označuje zubovou frekvenci soukolí pátého převodu, která je ve vyšší frekvenční oblasti (3547 Hz) a má hodnotu 1,7 g, další harmonické složky nejsou výrazné.

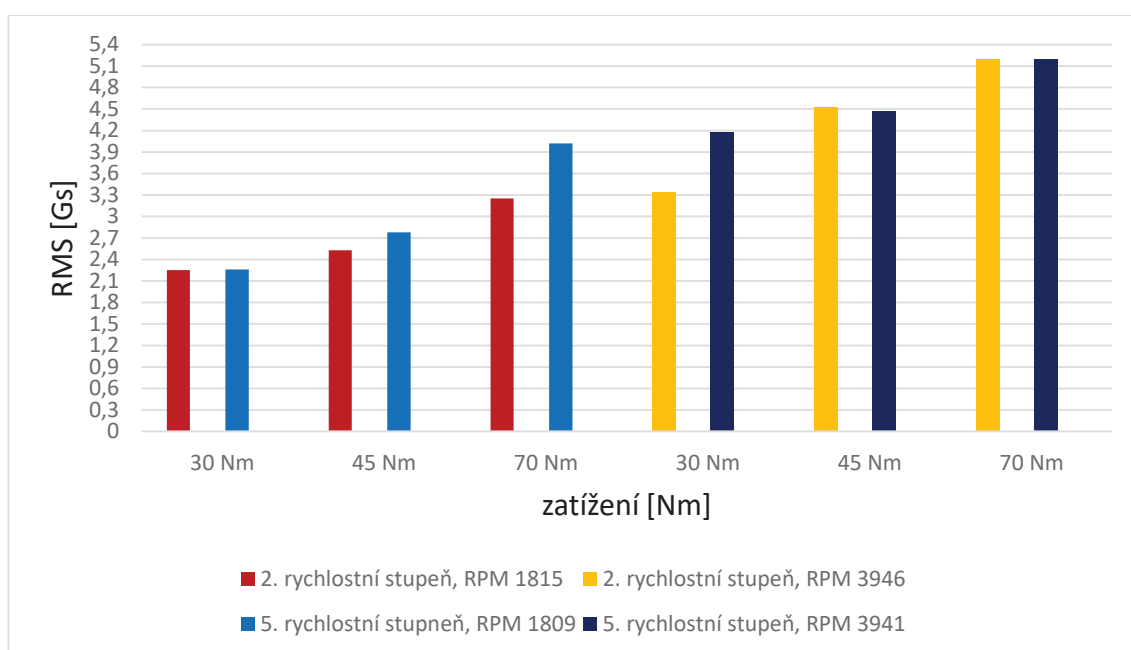


Graf 5.5: Frekvenční spektrum 5. převodového stupně, 70 Nm, RPM 3941

Pátý převodový stupeň vykazuje zvýšenou hlučnost přibližně od 120 km/h, kde se znatelně projevuje hluk z převodovky. Jeden z důvodů zvýšené hlučnosti je, že frekvence pátého převodu přejde do jiných frekvenčních oblastí. Druhým pravděpodobnějším důvodem je systém uložení. Hnaná hřídel s pastorkem a diferenciál s rozvodovkou jsou uloženy s předpětím, zatím co hnací hřídel má axiální vůli. Může tedy dojít k vyosení ozubených kol pátého převodu. Hodnota axiální vůle je přibližně 0,147 mm. Je to ovšem pouze hypotéza, kterou by bylo potřeba podrobně prozkoumat.

5.3 Shrnutí výsledků

Z výsledků je vidět, že se zvyšujícím zatížením neklesala, naopak rostla hlučnost převodovky. Pouze v případě RPM 1809 pátého rychlostního stupně se amplitudy zubových frekvencí pátého a stálého převodu snižovali. Ovšem celková efektivní hodnota ve všech režimech roste. Hodnota RMS hodnotí vibraci celé převodovky. Výsledky pravděpodobně ovlivnil hlavně motor, který byl dominantním zdrojem hluku ve zkušebně. Dalším faktem je, že toto měření předcházeli dlouhodobé zkoušky k prověření životnosti, trvající přibližně 50 hodin. Převodovka MQ100 QAE tak mohla být mechanicky poškozená. V grafu 5.6 jsou srovnány výsledky RMS obou otáčkových režimů v závislosti na zatížení.



Graf 5.6: Závislost RMS 2. převodového stupně na zatížení

6 Měření převodovky MQ100 při jízdních zkouškách

Poslední zkouškou, u které se měřili vibrace převodovky MQ 100 QAD byly jízd- ní zkoušky v automobilu Škoda Citigo 1.0, 44 kW od Škoda Auto a.s., Mladá Boleslav. Akcelerometr byl umístěn na ocelový adaptér, který byl použitý také na převodovce při zkouškách na zabíhacích stavech (viz kapitola 4). Kabel byl pomocí papírové lepicí pásky přichycen ke karoserii a mezi těsnicí gumou a předními dveřmi zaveden dovnitř automobilu. Pomocí počítače byla online sledována rychlost, otáčky motoru, točivý moment a úhel nastavení škrticí klapky. Směrodatné bylo nastavení otáček a točivého momentu, ideálně stejné jako v laboratořích KVM na měřící stanici Powertrain. Ustave- ní otáček motoru a točivého momentu na daných hodnotách bylo obtížné, neboť ovlá- dání plynovým pedálem není příliš přesné a v provozu nejsou ideální podmínky jako v laboratoři.

Výpočty budících frekvencí od hřídelů a ozubených kol jsou v tabulkách 6.1 a 6.2. Druhý i pátý rychlostní stupeň byl testován ve stoupání a klesání z důvodu dosažení požadovaného zatížení.

6.1 Výsledky jízdních zkoušek

Druhý převodový stupeň

Tabulka 6.1: Výsledky budících frekvencí 2. převodového stupně (jízdni zkoušky)

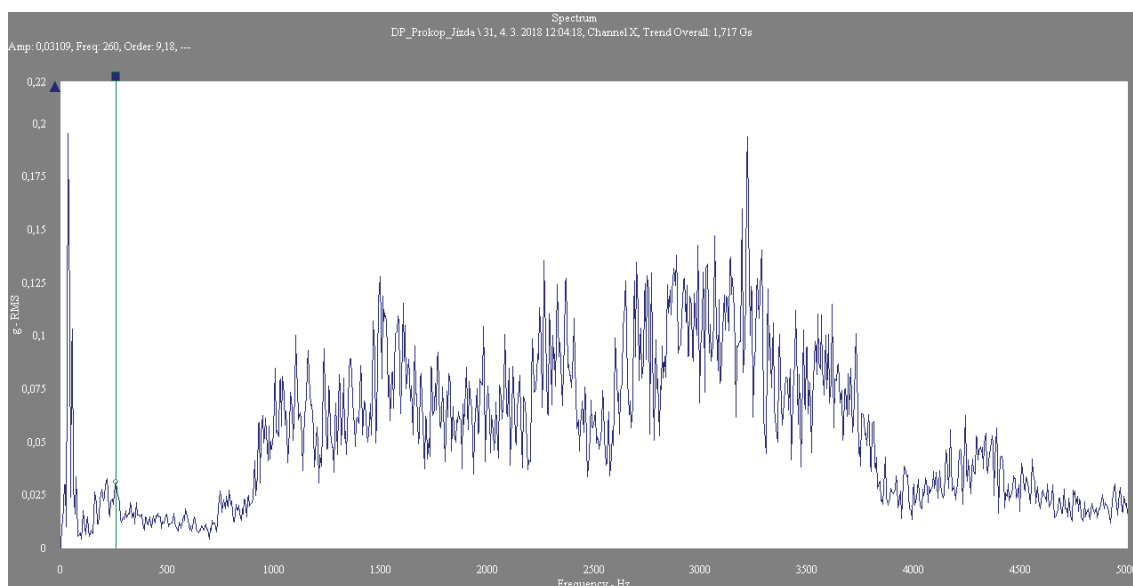
2. převod		Rotorová frekvence [Hz]			Zubová frekvence [Hz]	
Otáčky [min ⁻¹]	Zatížení [Nm]	Hnací	Hnaná	Hř. diferenciálu	2. převodu	stálého převodu
1800	30	30	15,3	3,2	660	244,8
3930	70	65,5	33,5	7	1441	536

V tabulce 6.1 jsou dva otáčkové režimy. První (RPM 1800, 30 Nm) odpovídá rychlosti 27km/h a druhé měření (RPM 3930, 70 Nm) rychlosti přibližně 35 km/h. Větší hlučnost při vyšším zatížení pravděpodobně ovlivňují vysoké otáčky.

Tabulka 6.2: Výsledky výpočtu a měření 2. převodového stupně (jízdní zkoušky)

2. převod					
Zatížení [Nm]	RMS (a_{ef})	Zubová frekvence [Hz]	Amplituda zubové frekvence [g]	Zubová frekvence stálého převodu [Hz]	Amplituda zubové frekvence stálého převodu (řád amplitudy) [g]
30	1,71Gs =145dB	660	0,01	244,8	0,03
70	2,93Gs =149dB	1441	0,12	536	0,04

V tabulce 6.2 jsou vypočítané hodnoty celkového efektivního zrychlení (RMS), zubové frekvence druhého rychlostního stupně, stálého převodu a jejich amplitudy, které jsou v těchto režimech zatížení nízké.



Graf 6.1: Frekvenční spektrum 2. převodového stupně, RPM 1800, 30 Nm.

V grafu 6.1 je kurzorem zvýrazněna frekvence stálého převodu s hodnotou amplitudy 0,03 g. Zanedbatelnou amplitudu má zubová frekvence soukolí druhého převodového stupně (0,01 g).

Hodnoty jsou v tabulce 6.2. Velká výchylka byla zaznamenána na rotorové frekvenci hnacího hřídele (0,19 g), při každé otáčce dojde k jednomu většímu kmitu. Ovšem další harmonické složky jsou zanedbatelné.

Pátý převodový stupeň

Tabulka 6.3: Výsledky budících frekvencí 5. převodového stupně (jízdni zkoušky)

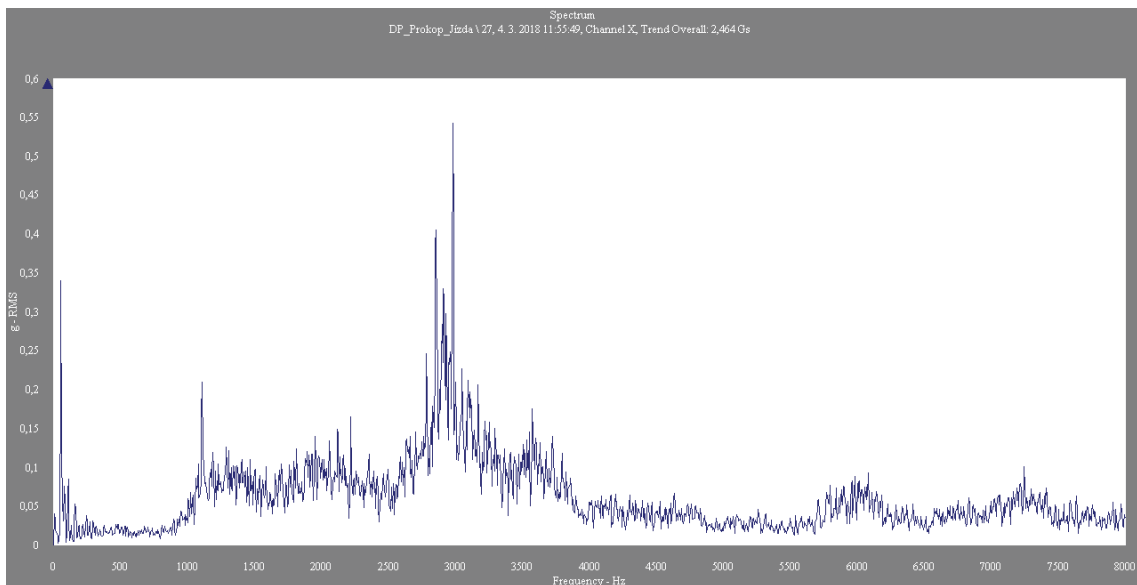
5. převod		Rotorová frekvence [Hz]			Zubová frekvence [Hz]	
Otáčky [min ⁻¹]	Zatížení [Nm]	Hnací	Hnaná	Hř. diferenciálu	5. převodu	stálého převodu
1820	30	30,3	38,1	8	1636	609,6
3920	70	65,3	82	17	2808	1312

V tabulce 6.3 jsou vypočítány rotorové a zubové frekvence pátého převodového stupně. Postup výpočtu je stejný jako v podkapitole 4.1.

Tabulka 6.4: Výsledky výpočtu a měření 5. převodového stupně (jízdni zkoušky)

5. převod		Zubová frekvence [Hz]	Amplituda zubové frekvence [g]	Zubová frekvence stálého převodu [Hz]	Amplituda zubové frekvence stálého převodu [g]
Zatížení [Nm]	RMS (a_{ef})				
30	3,08Gs = 150dB	1636	0,13	609,6	0,02
70	2,46Gs = 148dB	2808	0,40	1312	0,12

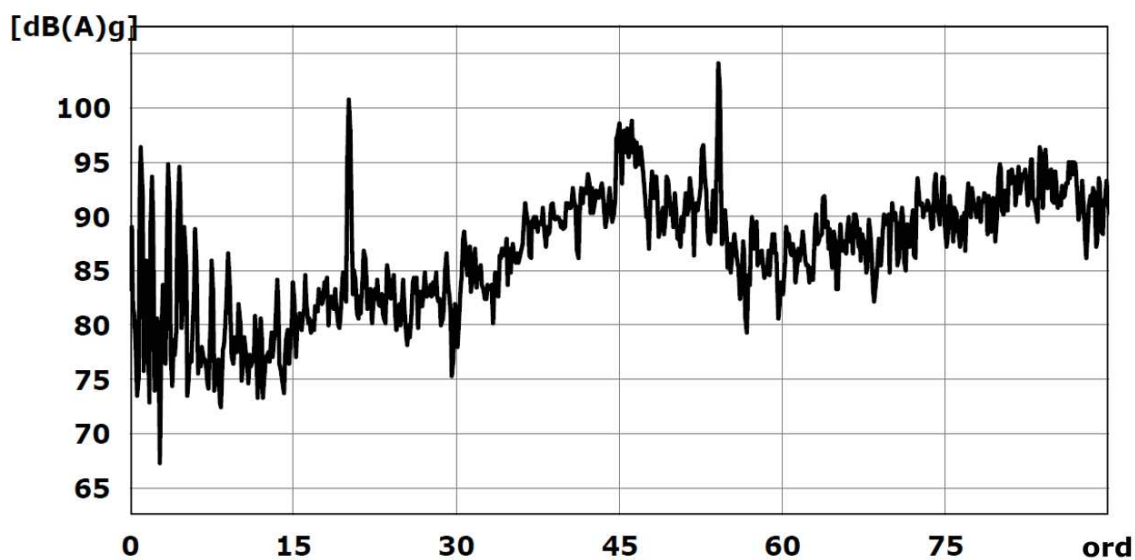
Z hlediska pátého převodového stupně je hlučnější režim vyššího zatížení (RPM 3920, 70 Nm). Ovšem celková efektivní hodnota zrychlení (RMS) je vyšší u nižšího zatížení (RPM 1820, 30Nm), kde se vyšší hlučností projevují jiné díly převodovky.



Graf 6.2: Frekvenční spektrum 5. převodového stupně, RPM 3920, 70 Nm.

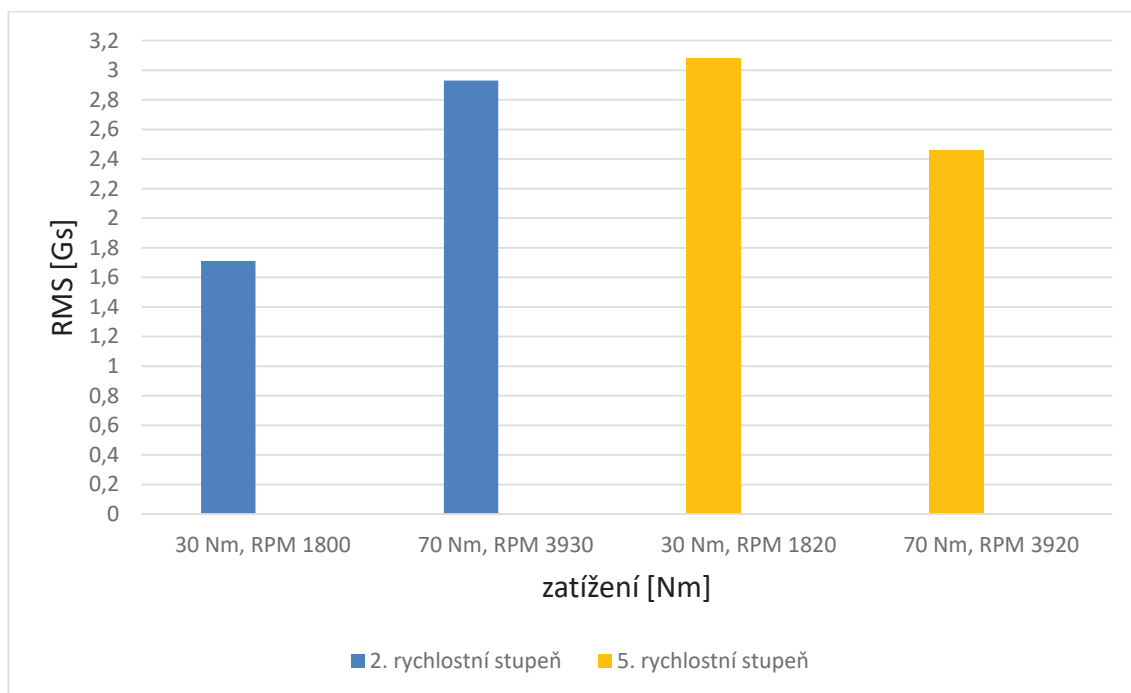
Graf frekvenčního spektra 6.2 vykazuje zvýšenou amplitudu zubové frekvence pátého převodu na 2808 Hz s hodnotou 0,4 g. V intervalu 1000 - 1500 Hz je výrazná amplituda od stálého převodu. Záběr stálého převodu vstupuje do spektra pátého převodu, což je také vidět v řádovém spektru mixového kanálu pátého převodu (viz grafu 6.3). Amplituda první harmonické složky stálého převodu vystupuje na 20,09. řádu. Tuto hodnotu získáme vynásobením počtu zubů rozvodovky a celkového převodového poměru pátého převodu, tj. $77 \div 3,832 = 20,09$ (ord). Svislá osa popisuje hlučnost dB. Spektrum je ze Škoda Auto a.s., Mladá Boleslav, tedy k měření byl použit jiný snímač, který měl také jiné umístění. Nelze tedy srovnávat hodnoty v dB z tabulky 6.4 s hodnotami vyplývajícími z grafu 6.3.

Ve spektru jsou výrazné dva řády (viz graf 6.3). Na 54. řádu je výrazná amplituda hnacího kola pátého převodového stupně. Rozdíl 20,09. řádu od okolních pásem je přibližně 14 dB. To už je rozdíl, který zaznamená i nenáročný zákazník. Ovšem, jedná se o výsledky ze senzoru, hodnoty z mikrofonu v kabině vozu mohou být odlišné. Prostor kabiny je ovlivněn dalšími zdroji hluku, jakým je například pohonná jednotka, karoserie, aj.



Graf 6.3: Řádové spektrum 5. převodového stupně, RPM 3920, 70 Nm.

6.2 Shrnutí výsledků



Graf 6.4: Závislost RMS druhého i pátého převodového stupně na zatížení

Z grafu 6.4 je vidět, že druhý rychlostní stupeň je hlučnější při vyšším zatížení, pravděpodobně z důvodu vysokých otáček. Oranžově vyznačený pátý rychlostní stupeň je už podle očekávání méně hlučný při vyšším zatížení.

Z hodnot naměřených snímačem připevněným na skříň převodovky lze zjistit vibrace a přepočtem dle vztahu 4.1 hlučnost. Z pravidla jsou tyto výsledky využívány k posouzení vlivu vibrací na životnost převodovky. Z hlediska pohodlí pro zákazníka jsou směrodatné hodnoty hlučnosti z kabiny vozu, které jsou zaznamenávány pomocí mikrofonů. Do kabiny automobilu je vnášeno mnoho dalších vibrací, které mají vliv na hluk vnímaný člověkem. Až měření z mikrofonu ukáže, jestli převodovka, jako jeden z mnoha zdrojů vibrací automobilu nenarušuje bezpečnost a pohodlí posádky

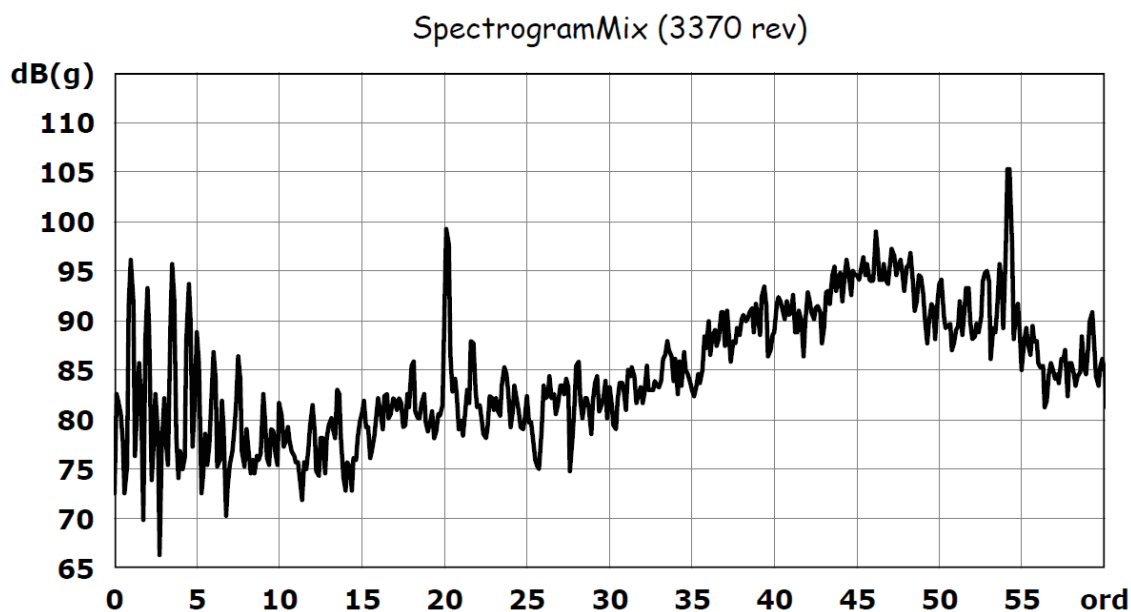
Z toho plyne, že uspokojivé výsledky ze senzoru, neznamenají vždy úspěch. Posouzení hlučnosti v kabině vozu mají na starost odborníci, kteří známkují hluk v automobilu pomocí tabulky 6.5.

Tabulka 6.5: Tabulka hodnocení závad z hlediska hlučnosti

index	A	B		C	
	1	2	3	4	5
význam	bezpečnostní riziko	nepřijatelné	špatné	nepříjemné, rušivé	zlepšení nutné

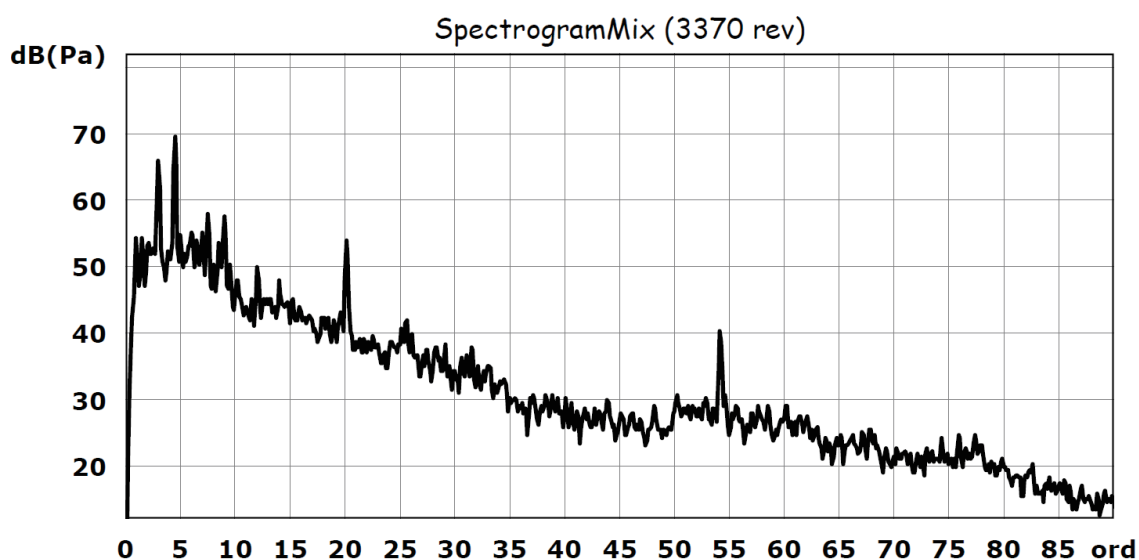
6	7	8	9	10
lehké závady	velmi lehké závady	uspokojivé	velmi dobré	výborné, bez závad

Někdy je tedy nutné volit kompromis mezi životností a hlučností. Pro příklad jsou v následujících grafech znázorněna řádová spektra z akcelerometru (viz graf 6.5) a z mikrofonu (viz graf 6.6) při otáčkách 3370 min⁻¹.



Graf 6.5: Řádové spektrum pátého převodového stupně z akcelerometru

V grafu 6.5 jsou výrazné amplitudy 20. a 54. řádu. Rozkmit v nižších řádech je způsoben pohonnou jednotkou. Amplituda zatíženého hnací kola pátého převodu (54 zubů) vykazuje hlučnost 105 dB. Stejně jako v grafu 6.3 je vidět výrazná amplituda u 20. řádu. Opět se jedná o stálý převod, který významně ovlivňuje hlučnost pátého převodu. Přesná hodnota řádu je 20,09. V grafu 6.6 je řádové spektrum z mikrofonu umístěného v kabině automobilu. Spektra jsou naměřena při stejných otáčkách 3370 min^{-1} .



Graf 6.6: Řádové spektrum pátého převodového stupně z mikrofonu

Směrodatné jsou hodnoty zaznamenané mikrofonem, protože nadměrný hluk může být předmětem reklamace od náročného zákazníka. Není možné porovnávat hodnoty dB z grafů 6.5 a 6.6. Výstupní hodnotou akcelerometru je napětí [mV], z kterého získáme zrychlení [m/s^2 , resp. g], následně dB. Základem pro určení hlučnosti [dB] z mikrofonu je akustický tlak [μPa].

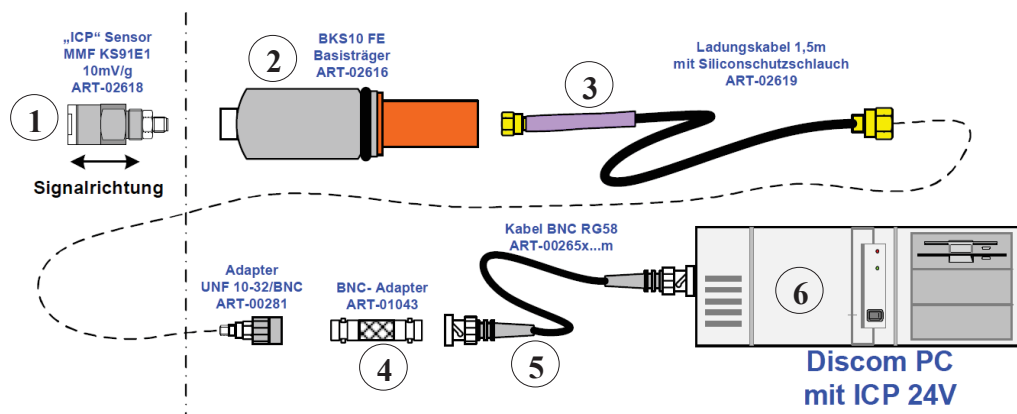
Výrazné amplitudy například od ozubeného kola se mohou ztratit v jiných pásmech vibrací. Důležitý je rozdíl hlučnosti výrazné amplitudy od hlučnosti okolních řádů. Obvykle je rušivý rozdíl 5 – 10 dB, školený pracovník nebo náročný zákazník rozliší i 2 – 3 dB. Z toho plyne, že amplitudy na 20. a 54. řádu by mohli být předmětem reklamace.

7 Návrh měřicí cesty

Návrh spočívá ve výměně stávajícího jednoosého snímače vibrací (viz obr. 7.1) za tříosý snímač nebo za laserový vibrometr. Jak už název napovídá, jednoosý snímač poskytuje informace o vibracích pouze v hlavní ose x. Na obrázku 7.2 je měřicí cesta používaná na zabíhacích stavech ve Škoda Auto a.s, Mladá Boleslav.



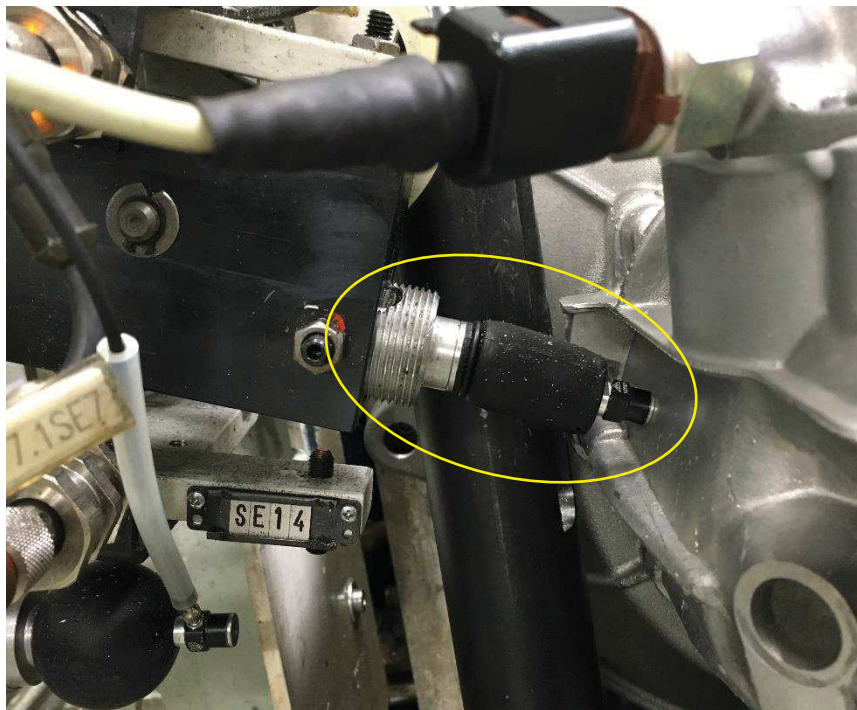
Obr. 7.1: Jednoosý snímač vibrací na zabíhacích stavech



Obr. 7.2: Stávající měřicí cesta na zabíhacích stavech

Popis: 1 – jednoosý snímač, 2 – pneumatický přidržovač, 3 – napájecí kabel se silikonovou povrchovou ochranou, 4 – BNC spojka, 5 – přenosový kabel, 6 – PC s měřicí kartou.

Snímač je připevněn k rámu, na místě určeném pro měření převodovek MQ100 (viz obr. 7.3). Usazením převodovky do zařízení je snímač pneumaticky přitlačován na skříň převodovky, čímž je zajištěn stálý kontakt pro kvalitnější měření vibrací.



Obr. 7.3: Jednoosý snímač při měření převodovky MQ100

Tříosý snímač najde důležitější uplatnění ve vývoji konstrukce převodovek, neboť nám dává informace o vibracích v jednotlivých osách. To je důležité pro úpravu uložení, které zachycují reakce od vibrací a eliminují je. Nevýhodou tříosých snímačů je jejich vyšší cena a nutná úprava softwaru. Existuje několik druhů snímačů, které se liší samozřejmě cenou v závislosti na přesnosti měření vibrací a také na teplotě ve které je snímač schopen pracovat. Při měření tříosým snímačem je důležité hlídat ne jen stejné umístění snímače při opakovaném měření, ale také připevnit snímač ve stejném smyslu natočení vůči souřadnicovým osám.

Vyhovující je například akcelerometr 4527-C (viz obr. 7.4) od společnosti Brüel & Kjær, která patří ke světové špičce v oblasti měřicí techniky.



Obr. 7.4: Tříosý akcelerometr 4527-C

Tento piezoelektrický senzor s váhou pouhých 6g a rozměry 12x12x11 mm, může pracovat ve frekvenčním rozsahu 1 – 10000 Hz, při teplotách -60 – 230 °C. Integrovaný mikro konektor je uschován v robustním těle z titanu. Výstupní informace všech tří os zajišťuje pouze jeden výstupní kabel.

Další možností jak inovovat měření vibrací je nahradit jednoosý snímač laserovým vibrometrem (viz obr. 7.5). Jelikož není potřeba vibrometr připevňovat na převodku, je možné si volit místo měření. Výhodné je měřit v ose hřídele z důvodu lepšího přenosu vibrací. Laserový vibrometr je schopen měřit až ze vzdálenosti pěti metrů. Proto je možné použít vibrometr v náročných aplikacích, kde je nevhodné či nemožné použití klasických akcelerometrů. Jedná se například o měření malých a jemných konstrukcí, v nepřístupných místech, ve vysokých teplotách, aj. Ovšem nevýhodou je, že oproti tříosému senzoru měří tento vibrometr pouze v ose paprsku a nedokáže měřit energii kmitání (RMS), protože není v kontaktu s měřeným objektem.



Obr. 7.5: Laserový vibrometr od společnosti SVMTech s.r.o.

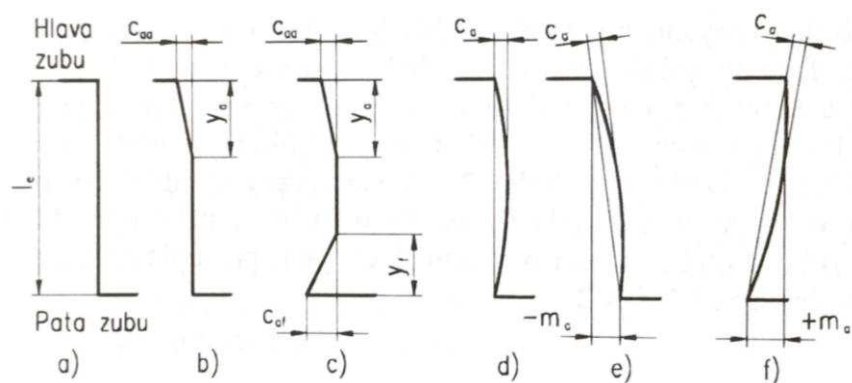
8 Modifikace tvarů zubů

Z provozních a technologických důvodů se skutečný tvar zubu liší od teoretického. Mezi technologické důvody patří výhradně nepřesnost výroby. Provozní důvody zahrnují z velké části modifikaci z důvodu zatížení nebo teplotních změn. Rozlišujeme dva základní typy modifikace, a to výškovou a podélnou. Jedná se o změnu teoretické křivky zubu. Jeden z důvodů modifikace je například zvýšení tuhosti zubu, od které se odvozuje velikost modifikací a také menší kolísání tuhosti má pozitivní vliv na hlučnost převodu. Provedené změny se pohybují v řádech mikrometrů (10^{-6}). V úpravě se rozlišuje tažná a zpětná strana zubu, neboť podmínky záběru při akceleraci a deceleraci (brždění motorem) jsou odlišné.

Na správnou výrobu ozubených kol se klade velký důraz, neboť vibrace spojené se záběrem ozubení vytváří dominantní složku z celkové hlučnosti převodovky. Emitované vibrace jsou velice náchylné na minimální změny v geometrii ozubení ať už z hlediska záběru, kde deformací zubů v záběru vznikají rázy, dále změnách součinitele záběru nebo při úchylných ve výrobě. Vzhledem k nevyhnutelné deformaci zubů by i ideálně přesně vyrobené ozubení bylo zdrojem vibrací. Změny v záběru ozubených kol mohou způsobit také úchylnky a deformace ostatních částí převodovky.

8.1 Výšková modifikace

Výšková modifikace zahrnuje změnu evolventy zubu, což má za následek zvýšení tuhosti při zatížení zubu. Pod zatížením se zub hnacího kola deformuje (ohýbá). Tím vznikne úhlová odchylka ve vzájemném natočení obou ozubených kol a tedy při vstupu nezatíženého zubu do záběru dojde k nevhodnému kontaktu, který způsobí vstupní ráz. To má negativní dopad na hlučnost a životnost převodu. Základní změnou výškové modifikace je zúžit hlavu a odlehčit evolventu k patě zubu. Často se přidává úhlová modifikace, která mimo jiné kompenzuje deformace při tepelném zpracování. Druhy modifikací evolventy jsou znázorněny na obr. 8.1.



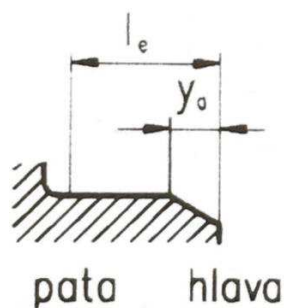
Obr. 8.1: Tvary výškové modifikace zubu

Na obr. 8.1a je znázorněn teoretický tvar evolventy. Dále je možné odlehčit hlavu zubu jak je tomu na obr. 8.1b nebo i patu zubu (obr. 8.1c). Plynulá výšková modifikace je znázorněna na obr. 8.1d, modifikace 8.1e a 8.1f jsou kombinované s úhlovou modifikací. Nejvhodnější je plynulá modifikace dle obr. 8.1d. Při dostatečné modifikaci je možné upravit pouze jedno z ozubených kol, což je velice výhodné u velkých soukolí, kde stačí modifikovat menší pastorek. Hodnota modifikace roste se zatížením, jak vyplívá ze vztahu 8.1

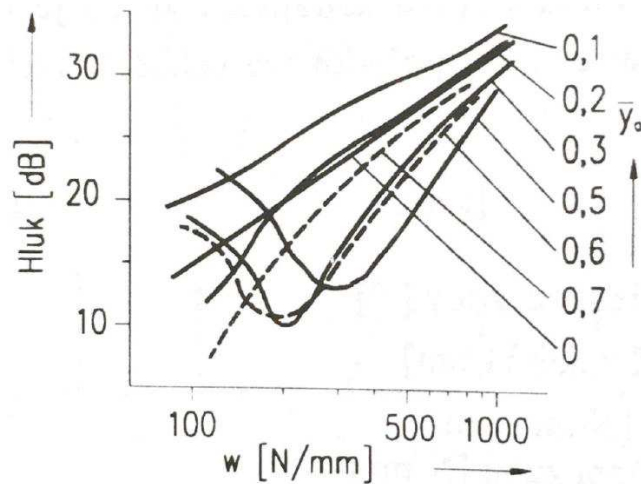
$$c_a \doteq c_{a\Sigma} = \frac{F_n}{b_w \cdot c'} = \frac{w}{c'} [\mu m], \quad (8.1)$$

kde F_n [N] je normální síla mezi zuby, b_w [mm] společná šířka zubů, w [N/mm] šířkové zatížení a c' [N/mm · μm] tuhost zubu.

Ovšem výšková modifikace nemusí mít vždy pozitivní vliv, například u málo zatíženého soukolí vykazují vibrace větší hodnoty než u ozubení bez modifikace. Vliv na hluk při zatížení má délka modifikace y_a vyjádřená poměrnou hodnotou $\bar{y}_a = \frac{y_a}{l_e}$.



Obr. 8.2: Rozměry zubu pro výpočet poměrné hodnoty délky modifikace



Obr. 8.3: Diagram vlivu délky modifikace na buzení hluku

Z obr. 8.3 je zřejmé, že příliš nízká hodnota poměrné modifikace ($y_a = 0,1$) vykazuje zvýšené hodnoty hluku než soukolí bez modifikace. Pro vyšší zatížení se zdá být nejvýhodnější ($y_a = 0,5$). Z toho vyplývá, že určení délky modifikace je velmi obtížné. K usnadnění slouží tabulka, která udává velikosti výškové modifikace $c_a [\mu m]$ v závislosti na modulu ozubení $m_n [mm]$.

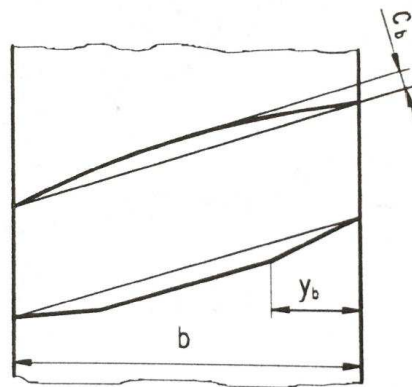
Tabulka 8.1: Přiřazení výškové modulace k velikosti normálního modulu ozubení

Normální modul	<2	2÷3,5	3,5÷6	6÷10	10÷16	>16
$m_n [mm]$						
Doporučené výškové modifikace $c_a [\mu m]$	3÷8	6÷14	10÷20	15÷35	20÷50	30 a více

Dle tabulky 8.1 volíme výškové modifikace obou ozubených kol. V případě modifikování pouze pastorku musíme zvolit větší hodnoty.

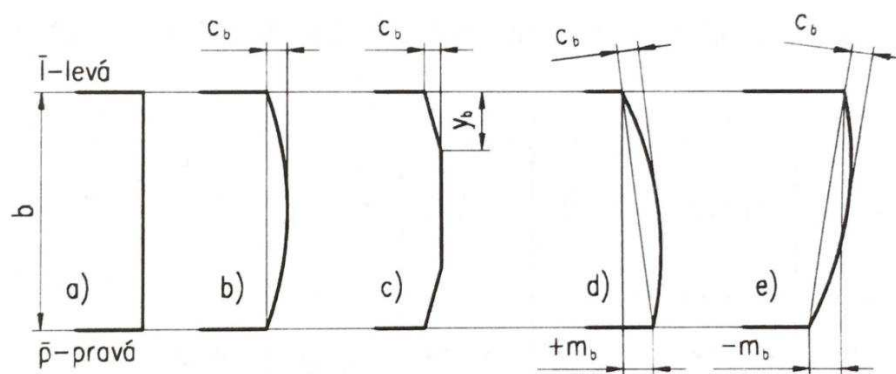
8.2 Podélná modifikace

Jedná se o úpravu boční křivky z důvodu eliminace deformace hřidelů pod zatížením, výrobní úchyly zubů, těles kol, ložisek a skříně. Na obr. 8.4 jsou vidět dva základní tvary podélné modifikace.



Obr. 8.4: Základní tvary podélné modifikace

Teoretický tvar boku zubu se zdá být přímka, avšak se jedná o část šroubovice, která je v obr. 8.4 znázorněna slabší čarou. V horní části obrázku je spojitý průběh, používaný pro úzká kola s šikmým ozubením. Naopak u širokých kol se modifikují pouze okraje (obvykle symetricky), jak je vidět ve spodní části obr. 8.4.



Obr. 8.5: Tvary podélné modifikace zubu

Stejně jako u výškové, má i podélná modifikace několik druhů úpravy teoretické křivky (viz obr. 8.5). Modifikace podélné křivky jsou obdobou výškové modifikace z obr. 8.1. Opět je možné kombinovat s modifikací úhlovou (změna úhlu šroubovice). U reverzačních převodů nebo, tam kde dochází k brždění motorem se úhlově modifikují obě strany zubu. Tím získáme méně hlučný převod při brždění motorem. Hodnota podélné modifikace c_b je závislá na stupni přesnosti a šířce zubu.

Pro správnou modifikaci je nutné rozlišovat smysl šroubovice (pravá - P, levá - L) a strany boku zubu (pravý - p, levý - l).

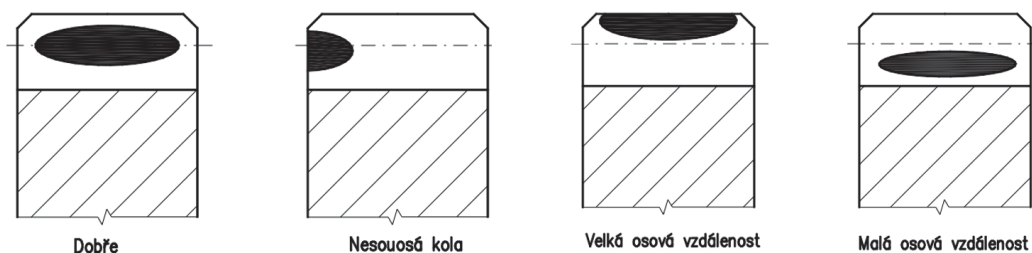
8.3 Záběrové poměry modifikovaných ozubených kol

Poloha a tvar záběrového pole se mění se zatížením a modifikacemi tvaru zubu. Zatížení vyvolá deformaci a tím změnu úhlové polohy záběrového pole. Obecně se po modifikaci zubů plocha záběrového pole zmenšuje. Cílem úpravy tvaru zubů je dosáhnout co největší plynulosti záběru. Pro dosažení celočíselného součinitele záběru $\varepsilon_\alpha = 2$ lze doporučit, aby spodní hranice tolerance hlavové kružnice nebo spodní hranice sražení hlavy zubu byly navrženy tak aby hodnota modifikovaného soukolí dosahovala $\varepsilon_\alpha = 2$ nebo přesahovala přibližně o 5% [MORAVEC Vladimír, 2001, s. 53]. Součinitel záběru kroku se mění s deformací, chybou ve výrobě, změnami boční křivky, aj. V každém případě se s deformacemi a modifikacemi součinitel záběru kroku snižuje. Je snaha dosáhnout celočíselné hodnoty ($\varepsilon_\beta = 1;2 \text{ atd.}$), z hlediska plynulosti záběru. S ohledem na realizované úpravy je nutné volit teoretickou hodnotu ε_β přibližně o 10 - 20% větší, v závislosti na tvaru a velikosti modifikace.

Správné navržení modifikace je velice náročný proces. Nejúčinnější je sledování upraveného soukolí při provozu nebo testování zrychlenou formou, což je časově náročné. Účinným způsobem jak určit správnost navržené modifikace je měření hluku a vibrací ve vybraných provozních režimech. Avšak nejjednodušší způsob ověření je vytvořit otisky zubů na barvu u spoluzabírajících kol. Dříve se místo barvy používala elektrolyticky nanášená vrstva mědi o tloušťce $4 - 8 \mu\text{m}$.

Mimo modifikace je možné zjistit správnost osové vzdálenosti nebo sousost ozubených kol. Měření spočívá v ustavení ozubených kol ve správné osové vzdálenosti (s vůlí) a nanesení barvy na boky zubů jednoho ozubeného kola. Důležitá je i hustota barvy. Při nanesení moc řídké barvy dochází k stékání, čímž vznikají sekundární otisky.

Správně by měla barva, která se otiskne na druhé ozubené kolo pokrývat 60% plochy na výšku a 50-80% plochy na šířku zubu. Na obr. 8.6 jsou znázorněny otisky zubů s nejpravděpodobnější příčinnou problému.



Obr. 8.6: Možné otisky ozubených kol

Tvar a velikost otisku zubů ozubených kol nepochybně ovlivňuje velikost zatížení točivým momentem. Otisky se mění se zatížením, neboli při vyšších zatíženích dochází k větší deformaci zubů. Následkem toho se vymezi některé vůle a zuby se odvalují po větších plochách, což se ukáže i ve velikosti otisku. Následující obrázky jsou ze Škoda Auto a.s., Mladá Boleslav a ukazují otisky zubů hnacího a hnaného kola druhého a pátého převodového stupně.

Viditelným kritériem pro určení správnosti záběru jsou například vykreslené ostré hrany u velice nízkého zatížení. To naznačuje příliš tvrdý počáteční kontakt.

Druhý rychlostní stupeň:



Obr. 8.7: Otisky zubů 2. rychlostního stupně (zleva 0, 50, 100 Nm) hnací kolo

Z obr. 8.7 je zřejmé, že při zatížení 0 Nm, resp. bez zatížení není stopa otisku po celé délce zubu. To je pravděpodobně způsobeno malou odchylkou v souososti ozubených kol, výrobní nepřesností nebo z důvodu modifikace, díky které se snižuje dotyková plocha. K otlacení zubu dochází v režimu bez zatížení pouze u jedné strany, což nehraje z hlediska životnosti velkou roli. Přesazení ozubených kol vůči sobě je znatelné ze zatížení 50 Nm a 100 Nm, kde není otisk souměrný po délce zubu.

Díky přesazení nedochází k hranovému záběru, který narušuje okraje zubů a může tak dojít k jeho poškození. Uprostřed je vidět obrázek s otiskem hnacího ozubeného kola při zatížení 50 Nm. Plocha otisku se zvětšila a více se vykreslil spoluzabírající zub druhého ozubeného kola.

Zuby se začínají mírně deformovat a záběr se tak stává plynulejším a hlavně méně hlučným. Vpravo je otisk při maximálním zatížení převodovky. Je znatelný veliký rozdíl od nezatíženého soukolí. Zatížením 100 Nm získáme stopy otisků téměř po celé délce zubu a jsou také zřejmé ostré hrany spoluzabírajícího zubu druhého kola. Pod větším zatížením dochází k deformaci a přizpůsobení zubů v záběru. Je pravděpodobné, že zatížení, resp. tlak není po celé délce zubu stejný.

Pátý rychlostní stupeň:



Obr. 8.8: Otisky zubů 5. rychlostního stupně (zleva 0, 50, 100 Nm), hnací kolo

Otisky zubů jsou u hnacího kola pátého převodového stupně obdobné otiskům zubů hnacího kola druhého převodového stupně. Na hnacím kole vlevo je vidět mírný otisk od druhého kola v záběru. S rostoucím zatížením se otisk více vykresluje a začínají být více znatelné hrany druhého ozubeného kola v záběru. Deformacemi se vymezí vůle a chod soukolí je tišší.

Další možné metody jak měřit odchylky v geometrii ozubeného soukolí jsou:

- **Kontrola dvoubokým odvalem:** S měřeným ozubeným kolem je v záběru přesné kontrolní kolo. Ozubená kola jsou k sobě přitlačována pružinou, a tedy jsou v dotyku oba boky zubu. Pomalým otáčením se z důvodu nepřesnosti výroby mírně mění osová vzdálenost, která je elektronicky vyhodnocována.

- **Kontrola jednobokým odvalem:** Zde se měřené a kontrolní kolo upevní do správné osové vzdálenosti a sleduje se odchylka v úhlu natočení v rámci jedné otáčky.

V podkapitolách 8.1, 8.2 a 8.3 jsou podrobněji popsány metody úpravy ozubení směřující ke snížení vibrací a hluku ozubeného soukolí, resp. celé převodovky. Dále jsou stručně popsány některé další možnosti eliminace hluku [MORAVEC Vladimír, 2001, s. 267].

- Počet zubů soukolí volit nesoudělný a poměr počtu zubů kol na tomtéž hřídeli nesmí být celé číslo.
- Zvýšit přesnost ozubení změnou nebo zdokonalením technologie, přísnější kontrolou nebo jiným vhodným opatřením (nejvhodnější stupeň přesnosti dle ISO 5 - 7).
- Snížit drsnost povrchu boků zubů především ve směru vyšších relativních skluzových rychlostí.
- Provéřit nerovnoměrnost otáčení a zatížení na vstupu do převodové skříně a v případě potřeby nalézt způsoby, jak nerovnoměrnost snížit.
- Odstranit vyskytující se torzní a rezonanční kmity v systému pohonu.
- Zmenšit vůle v systému pohonu u volných dílů (řadící elementy, ovládní).
- Minimalizovat vibrace převodové skříně vhodným tvarováním (odstranění rovných ploch, žebrování, nerovnoměrně rozložená hmota ve stěnách skříně).

9 Závěr

Technická diagnostika je obsáhlý technický obor. Nejuniverzálnějším a nejpoužívanějším odvětvím technické diagnostiky je vibrodiagnostika.

Cílem diplomové práce bylo zhodnotit vliv zatížení na hlučnost převodovky MQ100, která se používá v automobilech Škoda nižších zdvihových objemů (př.: Škoda Citigo). V úvodu práce jsou popsány základní principy funkce převodových ústrojí, její hlavní části, možné poruchy, apod. Praktická část diplomové práce byla zaměřena na měření vibrací převodovky MQ100 při různých zatížení. Jednalo se o druhý o a pátý převodový stupeň, neboť jsou z hlediska hlučnosti problematické. Testování proběhlo na třech odlišných zařízeních. Nejprve na zabíhacích stavech ve Škoda Auto a.s., Mladá Boleslav, dále v laboratořích KVM TUL ve zkušebně Powertrain a nakonec při jízdách zkouškách v reálném provozu v okolí Mladé Boleslavi.

Na zabíhacích stavech nebylo možné dosáhnout zatížení 45 Nm u druhého převodového stupně, z důvodu nadměrného zahřívání stejnosměrných motorů, jejich řízení a regulace. V neposlední řadě je tento test velice odlišný od reálného provozu převodovky, už jen z hlediska odlišného uchycení k rámu zabíhacího stavu oproti uchycení v automobilu. Výsledky ze zabíhacích stavů jsou znázorněny v grafech 4.1 až 4.6. Jedná se o řádová spektra, která neukazují na žádnou výraznou poruchu, velikosti amplitud nejsou extrémní. Souběžně byly výsledky zaznamenávány nalepeným externím snímačem pomocí analyzátoru vibrací CMVA65 Microlog. Číselné výsledky z externího měření jsou uvedeny v tabulkách 4.4 až 4.7. Hodnoty z Micrologu potvrzují výsledky ze zabíhacích stavů.

Amplitudy první harmonické složky zubové frekvence druhého převodového stupně jsou v režimu RPM 1815 srovnatelné, v režimu RPM 3946 se amplituda 2x sníží s vyšším zatížením (viz graf 4.11). Jelikož hodnota RMS vychází z amplitudy, závislost RMS na zatížení (viz graf 4.13) má stejný charakter jako výsledky amplitud. Stejně tak pátý převod, hodnoty amplitud i RMS se zatížením klesají v obou otáčkových režimech (viz grafy 4.20 a 4.22). To odpovídá teorii, že s vyšší zatížením způsobí deformace, vymezení vůlí a změnu tuhosti, což má za následek snížení vibrací, resp. hluku. Deformací se zvětší plocha záběru zubů (viz podkapitola 8.3, obr. 8.7).

Při měření na stanici Powertrain v laboratořích KVM TUL byla použita převodovka MQ100 QAE, která se z hlediska geometrie neliší od převodovky QAD. Průběh měření se více přibližuje reálnému provozu. Převodovku poháněl spalovací motor 1.4 MPI, 55kW a zátěž na poloosách byla regulována dynamometry. Výsledky z měření jsou shrnuty v tabulkách 5.1 až 5.4. Graf 5.6 znázorňuje velikost RMS v závislosti na zatížení. Výsledky mají opačný charakter proti očekávání, tedy s rostoucím zatížením roste i hluchnost, což neodpovídá záběrovým poměrům z podkapitoly 8.3. Důvodem je pravděpodobně to, že před měřením byla převodovka podrobena dlouhodobé životnostní zkoušce (cca 50 hodin). Analýza frekvenčních spekter ze stanice Powertrain ukazuje řád harmonických složek rotorové frekvence hnací hřídele, což ukazuje na větší vůle v uložení. Dále je možné, že do převodovky byly přenášeny příliš vysoké vibrace od motoru.

V poslední fázi měření byla převodovka MQ100 QAD přimontována do automobilu Škoda Citigo 1.0, 44kW. Ovládání plynovým pedálem neposkytovalo takovou přesnost jako elektronické nastavení v softwaru. V reálných podmínkách omezuje měření provoz, dále pak hledání vhodného sklonu vozovky pro dosažení jednotlivých zatížení při určitých otáčkách motoru. Výsledky z jízdních zkoušek jsou uvedeny v tabulkách 6.1 až 6.4. Hodnota RMS u druhého převodu vzrostla se zatížením. Ovšem se zatížením se zvětšili i otáčky, což může být důvod zvýšené hluchnosti. Druhý rychlostní stupeň je využíván v krátkém časovém úseku. Zuby se v deformaci plně nepřizpůsobí a záběr je pak hluchnější. Pátý převod potvrzuje teorii, že při vyšším zatížení nastává snížení hluchnosti díky vymezení vůlí a změně tuhosti (viz graf 6.4).

Uvedené testy převodovky MQ100 jsou z určitého hlediska porovnatelné, ovšem je nutné si uvědomit, že každá z provedených zkoušek má v praxi odlišné využití.

Použitá literatura

Převodovky 2. Autodíly Mjauto – náhradní díly na vozy evropské i japonské / asijské výroby [online]. Dostupné z: <http://www.mjauto.cz/prevodovky-2>

9 stupňová automatická převodovka | Kaps Automatic. Specialisté na automatické převodovky | Kaps Automatic [online]. Copyright © 2018 KAPS Automatics s.r.o. [cit. 18. 04. 2018]. Dostupné z: <http://www.kaps.cz/9-stupnova-automaticka-prevodovka-aktuality-1177>

. [online]. Dostupné z: <http://kds.vsb.cz/mhd/poruchy-prevodovky.htm>

Poškozené vložené kolo | Kaps Automatic, s.r.o. Servis vozů Nissan GTR | Kaps Automatic, s.r.o. [online]. Copyright © 2018 [cit. 18.04.2018]. Dostupné z: <http://www.kaps-gtr.com/poskozene-vlozene-kolo>

Technická diagnostika - ESOS. ESOS Ostrava s.r.o. [online]. Copyright © 2018 ESOS [cit. 16.05.2018]. Dostupné z: <http://diagnostikastroju.cz/technicka-diagnostika/>

TOMEH, Elias. Technická diagnostika: vibrační diagnostika strojů a zařízení. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-174-0.

MORAVEC, Vladimír. Konstrukce strojů a zařízení II.: čelní ozubená kola: teorie, výpočet, konstrukce, výroba, kontrola. Ostrava: Montanex, 2001. ISBN 80-7225-051-5.

Měření vibrací pro diagnostiku opotřebení strojů | Automatizace. HW.cz. Automatizace. HW.cz | Elektronika v automatizaci [online]. Copyright © 1997 [cit. 18. 04. 2018]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/mereni-a-regulace/mereni-vibraci-pro-diagnostiku-opotrebeni-stroju.html>

TYPE 4527-C - Brüel & Kjær Sound & Vibration. Object moved [online]. Dostupné z: <https://www.bksv.com/en/products/transducers/vibration/Vibration-transducers/accelerometers/4527-C>

Podklady ze Škoda auto a.s.

Laserové vibrometry | SVM Tech. [online]. Copyright © Všechna práva vyhrazena [cit. 18. 04. 2018]. Dostupné z: <http://www.svmtech.cz/cz/laserove-vibrometry>

| SŠPU Opava [online]. Copyright ©T [cit. 18. 04. 2018]. Dostupné z: http://www.sspu-opava.cz/UserFiles/File/_sablony/KOM_IV/VY_52_INOVACE_J-06-08.pdf

Obsah příloženého CD

- diplomová práce
 - diplomová_práce_2018_Josef_Prokop.pdf
 - kopie_zadání_diplomová_práce_2018_Josef_Prokop.pdf