



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů  
a kolejových vozidel

Zubová spojka – vibrace a hluk během řazení

Dog Clutch – NVH During Gearshift

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
2023

Bc. Vojtěch FOLTA

Studijní program: N0716A270001 Dopravní a transportní technika

Studijní obor: N071TMVO Motorová vozidla

Vedoucí práce: Ing. Michal Jasný

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Folta** Jméno: **Vojtěch** Osobní číslo: **483134**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Dopravní a transportní technika**  
Specializace: **Motorová vozidla**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Zubová spojka - vibrace a hluk během řazení**

Název diplomové práce anglicky:

**Dog Clutch - NVH During Gearshift**

Pokyny pro vypracování:

Prozkoumejte možnosti měření a vyhodnocení komfortu řazení v mechanické převodovce pro různé typy řadicích mechanismů (synchronizační spojka, zubová spojka). Zaměřte se na vibrace a hluk. Proveďte měření vibrací a hluku během řazení do záběru zubové spojky s aretačním mechanismem, pokuste se zajistit co nejlepší porovnatelnost s měřením synchronizačních spojek. Vyberte vhodné metriky, vyhodnoťte měřené průběhy a porovnejte výsledky pro zubovou a synchronizační spojku, případně i jiné typy relevantních řadicích mechanismů.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Michal Jasný ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **19.04.2023**

Termín odevzdání diplomové práce: **12.07.2023**

Platnost zadání diplomové práce: **19.09.2023**

Ing. Michal Jasný  
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_  
Podpis studenta



## Anotační záznam

Autor:	Bc. Vojtěch Folta
Název práce:	Zubová spojka – vibrace a hluk během řazení
Anglický název:	Dog Clutch – NVH During Gearshift
Rozsah práce:	86 stran 67 obrázků 2 tabulky
Akademický rok:	2022/2023
Ústav:	Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Studijní program:	Dopravní, letadlová a transportní technika
Vedoucí práce:	Ing. Michal Jasný
Klíčová slova:	řadicí spojka, řazení, převodovka, vibrace, hluk, jízdní komfort, NVH, měření, setrvačnickový stav, analýza, NI DIAdem
Key words:	gearshift mechanism, gearshift, gearbox, vibration, noise, driving comfort, NVH, measurement, inertia test bench, analysis, NI DIAdem



## Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá problematikou návrhu metodiky měření a analýzy vibrací a hluku při procesu řazení do záběru u různých typů řadicích spojek v mechanické převodovce motorových vozidel. První část práce se obecně věnuje problematice řazení v převodových ústrojích a jejich vlivu na jízdní komfort. Dále se práce zabývá možnostmi měření a vyhodnocení vibrací a hluku automobilových převodovek. Praktická část práce zahrnuje měření tří odlišných typů řadicích spojek během řazení do záběru ve zkušební hřídelové převodovce MQ200 na setrvačnickovém testovacím stanovišti v laboratořích ČVUT Na Julisce. Provedená měření vibrací a hluku jsou následně vyhodnocena a porovnána dle vybraných kritérií pomocí vytvořených skriptů v softwaru NI DIADEM.

## Abstract

This diploma thesis deals with the issue of creating a methodology for measuring and analysis of vibrations and noise during gearshift by different types of gearshift mechanisms in the mechanical vehicle gearbox. The first part of the thesis is generally devoted to the problem of gearshift in transmission systems and their influence on driving comfort. Furthermore, the thesis deals with the possibilities of measuring and evaluating the vibrations and noise of automotive transmissions. The experimental part of the work includes the measurement of three different types of gearshift mechanisms during gearshift in the testing gearbox MQ200 at the inertia test bench in the laboratories of CTU Na Julisce. The performed vibration and noise measurements are subsequently evaluated and compared according to selected criteria using created scripts in the NI DIADEM software.



## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci na téma: “Zubová spojka – vibrace a hluk během řazení” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne:

.....

podpis autora



## Poděkování

Tímto bych rád poděkoval Ing. Michalu Jasnému za pomoc v praktické části, trpělivost, cenné připomínky a odborné rady při vedení diplomové práce. Mé poděkování patří též Ing. Lukáši Kazdovi za poskytnutí užitečných konzultací a pomoc při práci v programu NI DIAdem. Dále bych chtěl poděkovat své rodině za podporu, kterou mi během celého studia poskytuje.



## Obsah

1 ÚVOD .....	- 1 -
2 TYPY PŘEVODOVEK A JEJICH PROCES ŘAZENÍ .....	- 3 -
2.1 ŘAZENÍ BEZ PŘERUŠENÍ TOKU VÝKONU .....	- 5 -
2.2 ŘAZENÍ S PŘERUŠENÍM TOKU VÝKONU .....	- 6 -
3 ŘADICÍ MECHANISMY V PŘEVODOVKÁCH.....	- 7 -
3.1 ŘADICÍ SPOJKY .....	- 9 -
3.1.1 ŘAZENÍ POSUVNÝMI KOLY.....	- 9 -
3.1.2 ZUBOVÁ SPOJKA BEZ SYNCHRONIZACE.....	- 10 -
3.1.3 ZUBOVÁ SPOJKA SE SYNCHRONIZACÍ .....	- 14 -
4 NVH PARAMETRY AUTOMOBILOVÝCH PŘEVODOVEK .....	- 20 -
4.1 JÍZDNÍ KOMFORT .....	- 22 -
4.2 PŘÍČINY VIBRACÍ A HLUKU AUTOMOBILOVÝCH PŘEVODOVEK.....	- 25 -
4.2.1 ZÁBĚR OZUBENÝCH KOL .....	- 25 -
4.2.2 CHYBA PŘEVODU .....	- 26 -
4.2.3 LOŽISKA, HŘÍDELE A MAZIVO .....	- 27 -
4.2.4 ŘAZENÍ DO ZÁBĚRU .....	- 27 -
5 MĚŘENÍ VIBRACÍ A HLUKU.....	- 30 -
5.1 MĚŘÍCÍ APARATURA .....	- 31 -
5.2 TYPY SIGNÁLŮ.....	- 32 -
5.2.1 PERIODICKÝ SIGNÁL.....	- 33 -
5.2.2 PŘECHODOVÝ SIGNÁL.....	- 34 -
5.2.3 NÁHODNÝ SIGNÁL .....	- 35 -
5.3 MĚŘENÍ VIBRACÍ .....	- 36 -
5.3.1 SNÍMAČE VIBRACÍ.....	- 37 -
5.4 MĚŘENÍ HLUKU.....	- 41 -
5.4.1 SNÍMAČE HLUKU.....	- 44 -
6 METODY ANALÝZY NAMĚŘENÉHO SIGNÁLU .....	- 46 -
6.1 ÚPRAVA SIGNÁLU .....	- 47 -
6.2 ANALÝZA V ČASOVÉ OBLASTI .....	- 48 -
6.3 ANALÝZA VE FREKVENČNÍ OBLASTI .....	- 49 -



7 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ NA ZKUŠEBNÍM STAVU ŘAZENÍ.....	- 53 -
7.1 ZKUŠEBNÍ STAV V LABORATOŘÍCH NA JULISCE .....	- 53 -
7.1.1 HLAVNÍ ČÁSTI STANOVIŠTĚ .....	- 53 -
7.1.2 ZÁZNAM DAT NA STANOVIŠTI .....	- 55 -
7.2 TESTOVACÍ PŘEVODOVKA .....	- 55 -
7.3 VSTUPNÍ PARAMETRY.....	- 57 -
7.4 PRŮBĚH MĚŘENÍ.....	- 57 -
7.5 TESTOVANÉ ŘADICÍ SPOJKY .....	- 59 -
7.5.1 SYNCHRONIZAČNÍ SPOJKA.....	- 59 -
7.5.2 NESYNCHRONIZOVANÁ ZUBOVÁ SPOJKA .....	- 60 -
7.5.3 ZUBOVÁ SPOJKA S ARETAČNÍM MECHANISMEM .....	- 61 -
7.6 POUŽITÉ SNÍMAČE A ÚPRAVA NAMĚŘENÉHO SIGNÁLU VIBRACÍ A HLUKU .....	- 64 -
8 ANALÝZA VÝSLEDKŮ MĚŘENÍ .....	- 67 -
8.1 POROVNÁNÍ ŘADICÍCH SPOJEK.....	- 68 -
8.1.1 TYPICKÉ PRŮBĚHY ŘAZENÍ.....	- 68 -
8.1.2 DOBA ŘAZENÍ.....	- 71 -
8.1.3 MAXIMUM TOČIVÉHO MOMENTU NA VÝSTUPU Z PŘEVODOVKY .....	- 71 -
8.1.4 VIBRACE BĚHEM ŘAZENÍ .....	- 72 -
8.1.5 HLUK BĚHEM ŘAZENÍ.....	- 73 -
8.2 SHRNUÍ.....	- 74 -
9 ZÁVĚR.....	- 75 -
10 PŘÍLOHY .....	- 76 -
11 SEZNAM OBRÁZKŮ .....	- 82 -
12 SEZNAM TABULEK.....	- 83 -
13 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK .....	- 83 -
14 SEZNAM INFORMAČNÍCH ZDROJŮ .....	- 84 -





## 1 ÚVOD

Automobilový průmysl je momentálně vystaven velkým změnám a inovacím. Hlavním důvodem je rapidní nárůst počtu automobilových prostředků v dopravě, proto je kladen nátlak ze strany legislativy na množství produkovaných emisí vozidly se spalovacími motory, což vede automobilové společnosti k hledání nových způsobů, jak tyto emise minimalizovat či úplně odstranit, a učinit tak krok k uhlíkové neutralitě automobilového průmyslu. Mezi tyto způsoby změn můžeme zařadit například použití hybridních pohonů, čistě elektrických jednotek nebo spalování syntetických paliv. Právě hybridizace a elektrifikace jsou nejrozšířenější směry, kterými se dnešní automobilový průmysl zabývá. Tyto skutečnosti s sebou nesou nové výzvy pro automobilové společnosti, kterým je třeba se při vývoji nových vozů věnovat.

Fází vývoje v návaznosti na zpřísněné legislativní předpisy prochází celé pohonné ústrojí, jehož součástí je i převodovka, která spojuje motor s hnacími koly a umožňuje přenos točivého momentu.

Smyslem použití převodovky ve vozidle je:

- Přenos a změna velikosti točivého momentu motoru
- Změna otáček výstupní hřídele převodovky
- Umožnění motoru běhu naprázdno u stojícího vozidla
- Změna smyslu otáčení hnacích kol vozidla

Vývojoví inženýři se snaží o zjednodušení celého ústrojí při, co nejvyšší účinnosti převodovky, maximálním využití výkonu motoru, plynulé změně převodových stupňů, a zvýšit tak ekologii provozu bez omezení jízdního komfortu z hlediska hluku a vibrací působících na posádku vozidla. V poslední době se značně zvýšily požadavky i na snížení emisí hluku, neboť dlouhodobé působení hluku má negativní dopad, jak na životní prostředí, tak i na lidské zdraví a značně snižuje pohodlí ve vozidle.

V dřívější době byl s produkcí hluku u vozidel spojován zejména spalovací motor. Situace se pomalu mění, protože hluk od spalovacího motoru je vlivem použití pokročilých tlumících materiálů a optimalizací motorových komponent neustále potlačován, zejména tedy u zážehových agregátů. Vývoj v této oblasti je krokem dopředu, ale do popředí se tak dostávají jiné zdroje hluku. Situace je umocněna v oblasti elektromobility a hybridizace, kdy primárním zdrojem hluku již není spalovací motor, nýbrž hluk aerodynamický, od valení pneumatik nebo hluk od převodového ústrojí.

Hluk a s ním spojené vibrace v převodovém ústrojí vznikají především vlivem nerovnoměrného záběru ozubených kol, od ložisek a také při procesu řazení ozubených kol



do záběru. Tyto negativní faktory se dál šíří skrze jednotlivé komponenty na skříň převodovky, odkud již citelně ovlivňují jízdní komfort v interiéru vozidla. U elektrifikovaných vozidel se tak tyto vlivy mohou stát dominantním zdrojem hluku a vibrací a je třeba se jimi zabývat, tedy měřit je a analyzovat.

Jednotlivé komponenty převodového ústrojí je nutno navrhovat tak, aby při provozu byly hodnoty hluku a vibrací, co možná nejmenší. Tyto projevy jsou klasifikovány dle tzv. NVH parametrů (z angl. Noise, Vibration, and Harshness – vibrace, hluk a pronikavost). Při reálném provozu nelze tyto parametry plně potlačit, tudíž je důležité alespoň je vyhodnotit a zjistit tak projevy a vlivy na okolní prostředí a posádku vozidla.

Pro účel zjištění jednotlivých parametrů celých převodových ústrojí nebo pouze jeho částí, jsou v praxi tato ústrojí při vývoji podrobena statickým i dynamickým zkouškám. Metodika zkoušek je volena v závislosti na sledovaných parametrech. Často vyšetřovanými parametry jsou hluk a vibrace, mechanická účinnost, funkčnost při různém tepelném zatížení, záběr ozubených kol, vyváženost, pevnost a životnost. Měření na jednotlivých komponentách ústrojí mohou probíhat za provozu, tedy při reálné zástavbě testovaného mechanismu, nebo v laboratorních podmínkách.

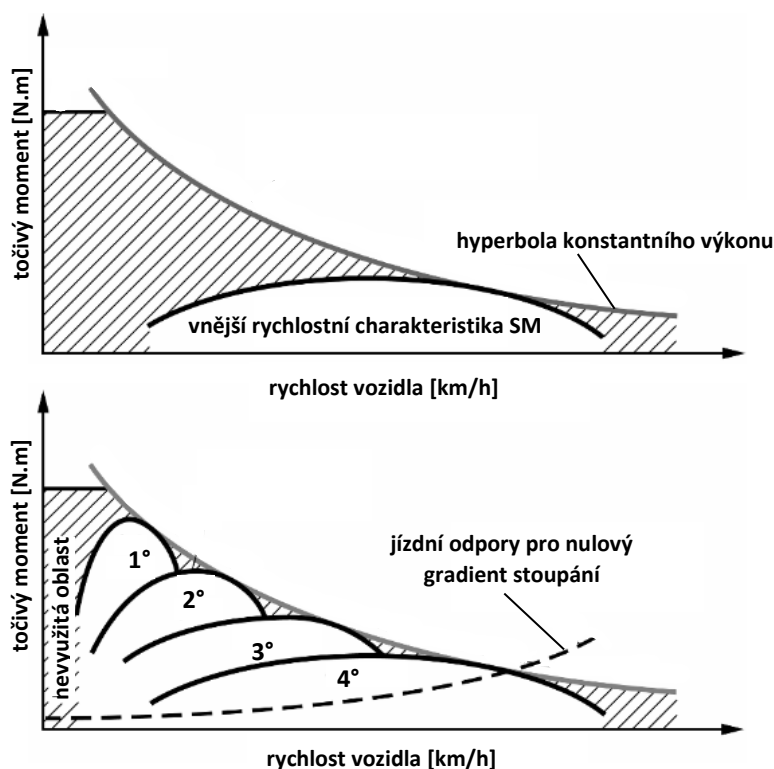
Předmětem zkoumání je v této diplomové práci řadicí mechanismus z hlediska NVH parametrů při řazení do záběru, konkrétně „Zubová spojka s aretačním mechanismem“, která je porovnávána se synchronizační spojkou typu „Borg-Warner“, přičemž ta je v hřídelových převodovkách běžně dostupná. Zubová spojka s aretačním mechanismem je patentována mým vedoucím práce Ing. Michalem Jasným, který tento typ zubové spojky navrhl, zkonstruoval a provedl pevnostní a životnostní zkoušky. Úkolem jeho řadicí spojky je s minimálními zástavbovými rozměry zajistit rychlý a plynulý přenos momentu a umožnit tak úspěšné řazení ozubeného kola daného stupně do záběru s hřídelí pod zatížením v automobilové převodovce. Pro uvedení mechanismu na trh je nutná analýza z hlediska vibrací a hluku při jejím provozu, tedy při procesu řazení do záběru a zjištění vlivu na jízdní komfort a kvalitu řazení. Automobilové převodovky byly v minulosti důkladně prostudovány s ohledem na NVH při přenosu točivého momentu a lze tak nalézt mnoho zdrojů a publikací zabývajících se hlukem převodů a jeho minimalizací. U NVH mechanismů řazení je problematika všeobecně velmi málo popsána a v odborné literatuře se téměř nevyskytuje, zejména metodika a naměřené hodnoty pro referenci, což značně ztížilo zpracování tématu. Z tohoto důvodu bylo nutno navrhnout metodiku na měření hluku a vibrací a porovnat je poté s jinými dostupnými řadicími mechanismy v té samé převodovce.



## 2 TYPY PŘEVODOVEK A JEJICH PROCES ŘAZENÍ

Pro porozumění problematice řazení a řadicích mechanismů je nutné nejprve přiblížit nejen funkci v převodovkách, ale i mechanický základ, na kterém stojí jejich princip fungování.

Převodovka umožňuje změnu převodového poměru mezi výstupní hřídelí motoru a koly, zároveň je nepostradatelnou součástí přenosu hnacího momentu u spalovacího motoru, který dokáže z hlediska spotřeby paliva a točivého momentu pracovat efektivně pouze v omezeném spektru otáček. Navíc moment, který by motor produkoval bez převodů by byl nižší, než moment potřebný na kolech vozidla, tudíž je nezbytné zvýšení momentu pomocí převodovky. Mimo jiné spalovací motor neumožňuje provoz v nulových otáčkách, tudíž je nutné zařízení, které zvládne řešit rozjezd vozidla a zajistí jeho chod při malých rychlostech (obvykle rozjezdová třecí spojka či hydrodynamický měnič, dle konstrukce). Z hnací charakteristiky vozidla uvedené níže je vidět důležitost změny rychlostního stupně, jejímž důsledkem je využití širšího spektra výkonu pod hyperbolou konstantního výkonu.



Obrázek 1: Hnací charakteristika vozidla [1]

K pohonu elektrifikovaných vozidel jsou k dispozici různé typy elektromotorů s výhodnější momentovou charakteristikou, přesto mají k elektromotoru připojenou převodovku, avšak s menším počtem převodových stupňů. Elektromotor má také účinnost závislou na pracovních otáčkách a zatížení, tudíž je výhodné mít k dispozici převodovku s proměnným převodovým poměrem pro maximální dojezdy. V nadcházející generaci



automobilismu se tak určitě převodová ústrojí z vozidel nevytrátí, a proto je nutné se jimi zabývat i nadále.

V současných automobilech lze převodová ústrojí klasifikovat dle způsobu ovládání do dvou základních kategorií, a to tedy:

- Manuální převodovky (řazeno ručně)
- Automatické převodovky (řazeno automatickým mechanismem)

První kategorie převodovek osobních automobilů je obecně standardně konstruována jako stupňová hřídelová převodovka s čelním ozubením. U této kategorie je zařazení a změna převodového stupně v převodovce uskutečněny pomocí zubových spojek, které obstarává řidič pomocí spojkového pedálu a řadicí páky. Výhodou této kategorie je spolehlivost, jednoduchost konstrukce, vysoká mechanická účinnost ústrojí a široký rozsah převodových stupňů. Z hlediska jízdního komfortu je nevýhodou nutnost manuálního řazení řidičem, které probíhá při přerušení toku výkonu kvůli vypnutí třecí spojky s větší časovou prodlevou.

U druhé kategorie převodovek je řazeno automatickým mechanismem, který samočinně mění převodové stupně bez zásahu řidiče. Do této kategorie jsou obecně řazeny čtyři druhy převodovek. Prvním druhem jsou **hydrodynamické převodovky s hydrodynamickým měničem momentu**, který zde nahrazuje třecí spojku a díky kterému je umožněn hladký přenos točivého momentu. Vynikají vysokým komfortem při řazení, ale s nízkou mechanickou účinností přenosu výkonu ústrojí. Proces řazení je v těchto planetových převodovkách umožněn díky spojkovým a brzdovým elementům, které spojují jednotlivá soukolí a volí tak různé převodové poměry bez přerušení toku výkonu. Dalším druhem této kategorie jsou **dvouspojkové převodovky**, které v poslední době navyšují svůj podíl na trhu mezi automatickými převodovkami. Tento typ převodovek spojuje výhody manuální a hydrodynamické převodovky, neboť je zde hydrodynamický měnič nahrazen dvojicí třecích spojek, kde každá z nich ovládá buď sudé nebo liché rychlostní stupně za vysoké mechanické účinnosti. Elektronika dle režimu jízdy volí jednu z třecích spojek s předem připraveným stupněm a zároveň velmi rychle odpojuje ten současný. Zubové spojky se díky drážkování posouvají po hřídeli a řadí zvolený stupeň do záběru jako je tomu u manuálních převodovek, ale oproti nim je doba trvání řazení podstatně kratší až necitelná díky součinnosti dvojice třecích spojek s řídicí jednotkou. Nevýhodou je složitost konstrukce a pomalá reakce systému na náhle změny jízdního stylu. Vyšší účinnost, než hydrodynamická převodovka má i třetí druh automatických převodovek, které jsou označovány jako **robotizované manuální (automatizované)**. Z hlediska funkce se jedná o manuální převodovky, u kterých aktuátor ovládá řadicí páku i třecí spojku v závislosti na



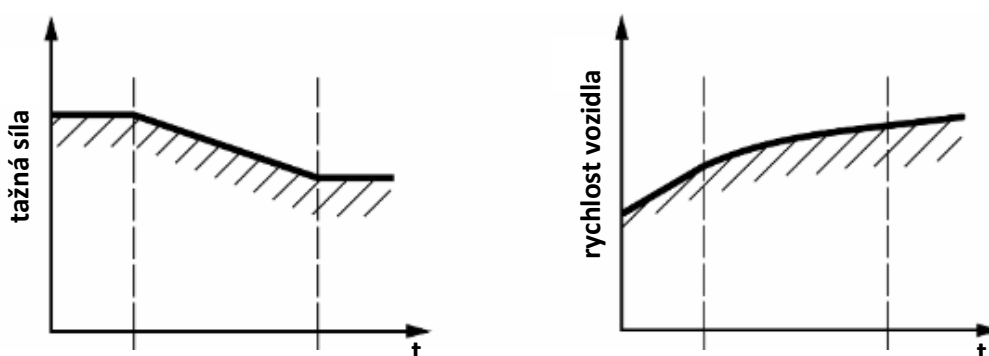
pokynech od řídicí jednotky. Řazeno je zde s přerušením toku výkonu na kola automobilu za nižšího jízdního komfortu pomocí zubových spojek, ale s vysokou mechanickou účinností manuálních převodovek. Posledním druhem jsou **variátory**, které umožňují plynulou změnu převodového poměru a poskytují „nekonečné“ množství převodových stupňů. Elektronika zajišťuje proces změny převodového poměru pomocí změny průměru řemenice na straně hnacího a hnaného kola, což tedy umožňuje eliminovat rázy vznikající při řazení v klasické převodovce s maximálním komfortem. Nevýhodou je přenos nízkých momentů, životnost konstrukce a monotónnost zvuku ústrojí s tímto typem převodovky; [1], [2], [3].

Dále lze převodovky rozdělit dle závislosti na přerušení toku výkonu při procesu řazení rychlostních stupňů:

- Řazení bez přerušení toku výkonu
- Řazení s přerušením toku výkonu

## 2.1 ŘAZENÍ BEZ PŘERUŠENÍ TOKU VÝKONU

Při tomto způsobu řazení nedochází k úplnému přerušení toku výkonu mezi motorem a koly vozidla. Tohoto způsobu je docíleno díky dodatečným brzdovým a spojkovým elementům bez potřeby spojkového pedálu. Původní rychlostní stupeň je při operaci řazení odpojen od momentu motoru a téměř ihned je nahrazen stupněm novým, čímž je změněn převodový poměr mezi motorem a koly. Výhodou je nulové snížení rychlosti a minimální snížení tažné síly při řazení. Další výhodou je vysoký komfort při řazení a ovládání, o které se stará řídicí jednotka v závislosti na režimu jízdy. Z hlediska produkovaného hluku a vibrací při řazení se jedná o velmi pohodlný způsob, neboť není přerušen tok výkonu mezi motorem a koly nebo je přerušen pouze na krátký časový okamžik jako je tomu u dvouspojkových převodovek. Uvedený způsob řazení je běžně využíván u automatických převodovek s hydrodynamickým měničem momentu, u převodovek s plynulou změnou převodového poměru (variátor) nebo u dvouspojkových převodovek; [1], [4].

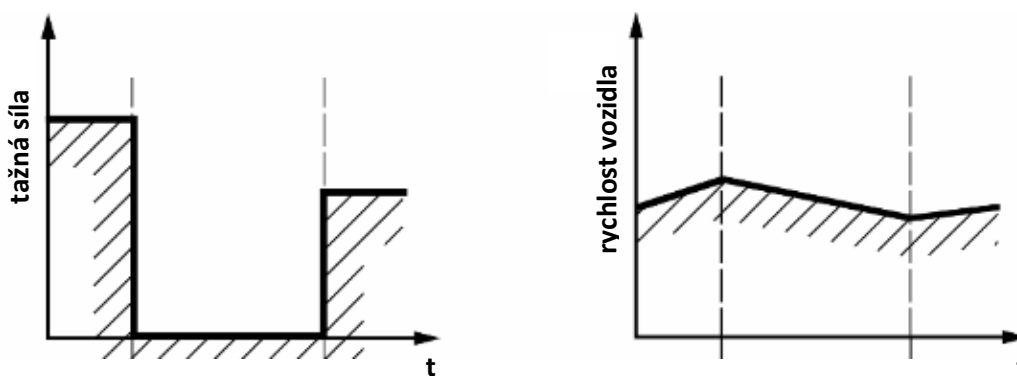


Obrázek 2: Průběh tažné síly a rychlosti při řazení bez přerušení toku výkonu [1]



## 2.2 ŘAZENÍ S PŘERUŠENÍM TOKU VÝKONU

Při tomto způsobu řazení dochází k úplnému přerušení toku výkonu mezi motorem a koly vozidla. Tento systém řazení je běžně využíván u manuálních či automatizovaných převodovek. Odlišnost u těchto typů převodovek je pouze ve způsobu ovládání, kdy u manuálních převodovek je řazení zprostředkováno řidičem za použití řadicí páky a spojkového pedálu, zatímco u automatizovaných převodovek tyto funkce obstará aktuátor. Řazený rychlostní stupeň je u obou typů převodovek zařazen do záběru díky zubovým spojkám. V okamžiku řazení vůz jede na volnoběh, kdy vlivem jízdních odporů dochází ke ztrátě tažné síly a poklesu rychlosti vozidla. Při operaci řazení s přerušeným tokem výkonu je tedy důležité, aby trvala co nejkratší časový úsek a měla při svém průběhu, co nejmenší vliv na jízdní komfort. Tyto podmínky jsou zcela jistě ovlivněny typem řadicího mechanismu umístěným v převodovce, které uvádím v následující kapitole této práce; [1], [4].



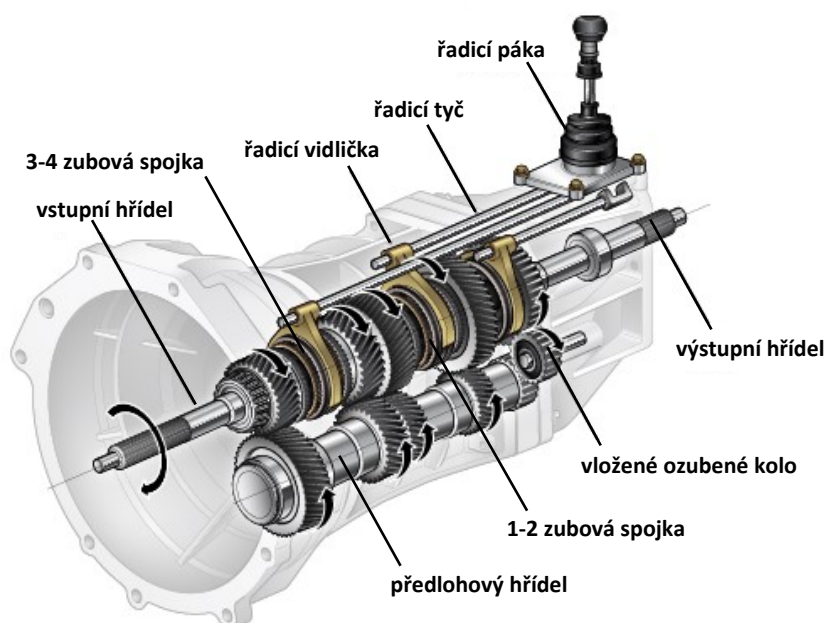
Obrázek 3: Průběh tažné síly a rychlosti při řazení s přerušením toku výkonu [1]



Pro upřesnění je nutné zmínit, že v práci se dále zabývám pouze oblastí převodovek, kde je při procesu řazení do záběru využito zubových spojek. Jak již bylo uvedeno, tyto spojky najdeme u manuálních, automatizovaných a dvouspojkových typů převodovek, kde při řazení dochází k přerušení toku výkonu, i když u dvouspojkových převodovek trvá fáze přerušení toku výkonu pouze minimální časový úsek. Další varianty používané zejména u automatických převodovek jsou lamelové či třecí spojky. Ty mají oproti uvedeným řadu nevýhod, jako je především zbytkový moment za rozepnutého stavu, což má za následek nižší účinnost ústrojí oproti převodovkám s přerušným tokem výkonu; [7], [8].

### 3 ŘADICÍ MECHANISMY V PŘEVODOVKÁCH

Úvod do problematiky řadicích mechanismů je nejnáze popsitelný na manuálních převodovkách. Automatizovaná a dvouspojková ústrojí fungují na stejném principu, ale při procesu volby rychlostního stupně je zapotřebí elektronika, která volí vhodný stupeň v závislosti na jízdním režimu. U manuálně řazených převodovek se při sešlápnutí spojkového pedálu a zařazení daného rychlostního stupně řadicí pákou přenáší řadicí pohyb přes řadicí tyč a vidličku řazení, čímž dochází ke skokové změně převodového poměru v převodovce, který je realizován propojením volně otočného ozubeného kola s jeho hřídelí. Tato poslední zmíněná operace je provedena zubovou spojkou, která je nasazena na drážkování hřídele a její axiální pohyb doleva či doprava je ovládán řadicí vidličkou dle zvoleného rychlostního stupně. Řazení probíhá při přerušném toku výkonu od motoru, které je zajištěno například lamelovou třecí spojkou. Ta se nachází mezi klikovou hřídelí motoru a vstupní hřídelí do převodovky.



Obrázek 4: Komponenty pro řazení v mechanické převodovce [5]



Pokud uvažujeme rychlost vozidla konstantní, tak se pro každý převodový poměr liší otáčky motoru, resp. hřídele. Rozdíl otáček můžeme vyčíst z pilového diagramu, který nám znázorňuje otáčky a rychlost vozidla pro jednotlivé rychlostní stupně. Pro zvýšený jízdní komfort při řazení je nutné tento rozdíl vyrovnat, aby bylo umožněno hladké zařazení zubovou spojkou. K vyrovnání otáček ozubeného kola a hřídele se využívá tzv. synchronizačních spojek. Při jízdě na určitý rychlostní stupeň se otáčí spojková lamela, hřídele a všechna ozubená kola, která jsou ve stálém záběru. Každá rotující komponenta má kinetickou energii a moment setrvačnosti, který je během řazení nutno změnit a vyrovnat mezi dvěma členy, což je úkolem synchronizace. Tato operace při procesu řazení však trvá přibližně 0,3 – 1 s, což může být například v oblasti motorsportu znevýhodňující, takže se zde využívají zubové spojky bez synchronizace, které umožňují změnu rychlostního stupně v kratším časovém intervalu, což s sebou nese řadu úskalí. Jednotlivé způsoby řazení rychlostních stupňů pomocí řadicích mechanismů a jejich využití uvádím dále; [1], [3], [6].

Způsobů řazení rychlostních stupňů je hned několik:

- Posuvnými koly
- Zubovou spojkou bez synchronizace
- Zubovou spojkou se synchronizací
- Další řešení se zubovými spojkami jako např. vícenásobná synchronizace, hydraulicky ovládaná třecí spojka, systém Porsche, systém Mercedes Benz



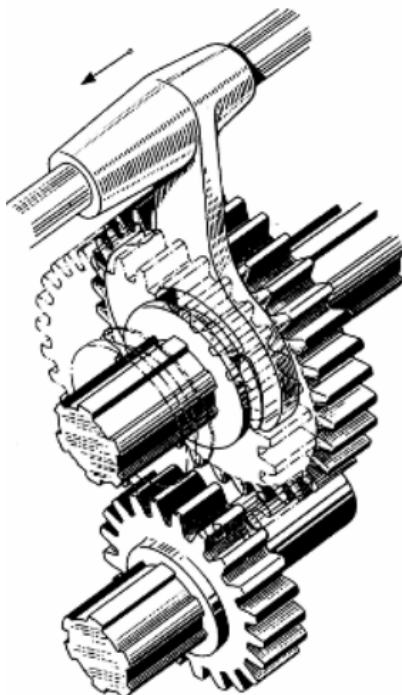


### 3.1 ŘADICÍ SPOJKY

Tato kapitola se věnuje vybraným systémům určeným k řazení převodových stupňů do záběru s přerušením toku výkonu v převodovkách motorových vozidel.

#### 3.1.1 ŘAZENÍ POSUVNÝMI KOLY

Řazení rychlostních stupňů tímto systémem je konstrukčně nejjednodušší, neboť ke své funkci potřebuje minimum komponent. Ozubená kola nejsou v permanentním záběru, ale axiálním posunem jednoho z nich pomocí řadicí vidlice se dostanou do společného záběru. Druhé spoluzabírající kolo je pevně uloženo na hřídeli a nemůže se tedy axiálně posouvat. Tento způsob řazení funguje bez jakékoliv synchronizace otáček, proto je zde nutná manipulace řidiče se spojkovým a akceleračním pedálem, aby se otáčky vyrovnaly. Dvojice ozubených kol má přímé ozubení, aby do sebe jednoduše zapadala. Zkosená čela zubů s náběhy slouží k tomu, aby bylo možné zařadit i v poloze, kdy zub není přímo proti zubové mezeře. Důsledkem použití přímého ozubení je velký hluk a rázy, oproti ozubení šikmému, což má vliv na komfort při jízdě. Pro tento způsob řazení je vhodné řadit za klidu vozidla, aby se čela zubů zbytečně neopotřebovala. Výhodou tohoto způsobu z pohledu vibrací a hluku je menší počet kol v trvalém záběru.



Obrázek 5: Řazení posuvnými koly [1]

Jedná se o systém z počátku 19. století, který se dodnes často používá při řazení zpětného chodu, kdy je zasouváno přídatné ozubené kolo mezi další dvě kola na hřídelích. Vozidla s tímto způsobem řazení následně vydávají charakteristický zvuk při pohybu směrem vzad; [1], [2].



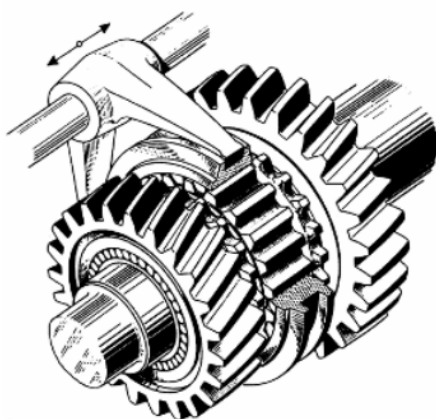
### 3.1.2 ZUBOVÁ SPOJKA BEZ SYNCHRONIZACE

Jedná se o nejstarší známý systém řazení, jehož tvůrcem je James Watt, který ho využil ve vozidle poháněném parním strojem na konci 18. století. Systém nedokáže nabídnout vlastnosti synchronizačních spojek, ale představuje kompaktnější mechanismus s úsporou rozměrů a hmotnosti oproti zubovým spojkám se synchronizací, neboť u nich je nutné mít tolik synchronizačních jednotek, kolik je v ní synchronizovaných převodů. Výhodou je zkrácení doby řazení, protože zde není systém brzděn synchronizací. Nevýhodou je nulová synchronizace otáček, tudíž řidič musí řadit s meziplynem či dvojitým vyšlápnutím spojky nebo za pomoci vnější synchronizace. Oproti přesuvným kolům je ta nevýhoda, že všechna soukolí jsou neustále v kontaktu, což má vliv na opotřebení a zvýšenou hlučnost. Výhodou naopak je možnost použití ozubených kol s různými tvary zubů, které mají lepší záběrové vlastnosti.

Postupně se tento systém z automobilů téměř vytratil, ale můžeme ho dodnes najít v motocyklech, kde vyniká svou kompaktností, protože zde není příliš prostoru k zabudování synchronizačního mechanismu mezi převodová kola. Především kvůli nízkým setrvačným hmotám rotujících částí a blízkým převodovým poměrům vznikají malé torzní vibrace a nedochází tak ke snížení jízdního komfortu nebo snížení životnosti.

Systém je využíván i u těžkých nákladních vozidel. Převodovky těchto vozidel jsou automatizovány a často doplněny vnější synchronizací, aby při řazení nevznikaly velké rázy, neboť zde jsou velké momenty setrvačnosti ústrojí. Je zde kladen důraz na vysoký přenášený výkon za přijatelné hmotnosti mechanismu, životnosti a rychlosti řazení.

Další oblastí, kde tento systém lze použít je motorsport, kde jsou nutností krátké časy řazení, malé zástavbové rozměry, nízká hmotnost a moment setrvačnosti. Počítá se zde s rychlým opotřebením zubových spojek při nešetrném zacházení a s častější výměnou dílů. Stěžejním faktorem je zde co nejkratší doba přeřazení, kdy přerušíme tok momentu z motoru na kola, při sníženém jízdním komfortu; [1], [2], [3].



Obrázek 6: Zubová spojka bez synchronizace [1]



### 3.1.2.1 GEOMETRIE ZUBOVÉ SPOJKY BEZ SYNCHRONIZACE

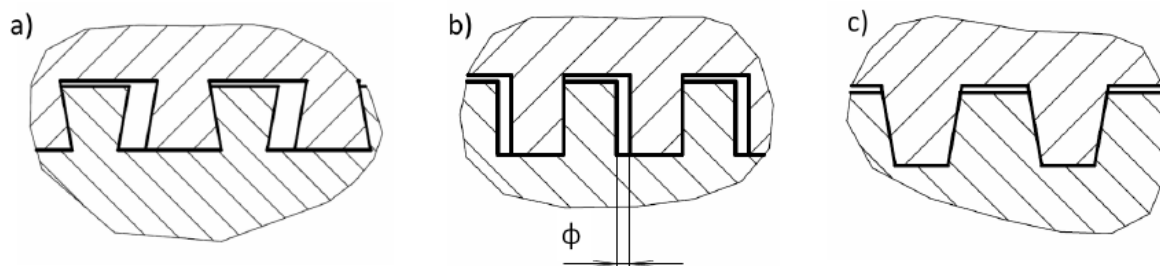
Ve své nejjednodušší variantě se zubová spojka skládá ze tří základních komponent. Hřídel je pevně spojena s unašečem pomocí drážkování. Řadicí vidlička ovládá přesuvnou objímku (přesuvník) v axiálním směru pohybu. Zařazení je provedeno posunem ozubení přesuvné objímky do čelního ozubení, které je vyrobeno na boku volně otočného kola nebo na věnci spojeným s tímto kolem.

Důležitým parametrem zubové spojky je úhel sklonu boku čelních zubů. Tento parametr můžeme rozdělit do tří základních variant:

a) Negativní sklon zubů je nejčastěji využit u zubových spojek, které jsou určeny do vozidlových převodových ústrojí. Při přenosu točivého momentu tato varianta zajišťuje zubovou spojku trvale zasunutou v záběru, kvůli vzniku axiální síly na bocích zubů a nedojde tak k nechtěnému vyřazení. Pokud je tangens úhlu sklonu větší než součinitel tření, pak je axiální síla schopna při částečném zasunutí spojky ji zasunout úplně. Tato varianta musí mít obvodovou vůli, aby bylo možné zařadit. Velikost obvodové vůle roste s úhlem sklonu boku zubu. Při změně směru točivého momentu je obvodová vůle zdrojem vibrací a rázů, což značně ovlivňuje jízdní komfort; [2], [7].

b) Když je úhel sklonu boku zubů roven nule, tak mají zuby tvar obdélníku. Pro správnou funkčnost řazení je zde opět nutností obvodová vůle ( $\phi$ ). Tato varianta je výrobně ideální, ale v praxi se zpravidla nevyužívá, protože spojuje nevýhody ostatních variant; [7].

c) Třetí variantou je pozitivní sklon boku zubů. Výhody poskytuje v systémech, kde není požadována obvodová vůle. Dosáhnout toho lze za dostatečné velikosti úhlu sklonu boku zubů. Důsledkem této varianty je opět vznik axiální síly, tentokrát působí v opačném směru a nutí spojku k vysunutí ze záběru. Když přesáhne úhel sklonu mez samosvornosti pro daný materiál ozubení, tak spojka nedrží v zařazené poloze. Při malých úhlech by hrozilo vysunutí spojky ze záběru za přítomnosti zvýšených vibrací a hluku. Kvůli tomuto jevu je nutné takovou spojku zajistit působením axiální síly dalšího (aretačního) členu, aby nedošlo k samovolnému vysunutí ze záběru; [7].

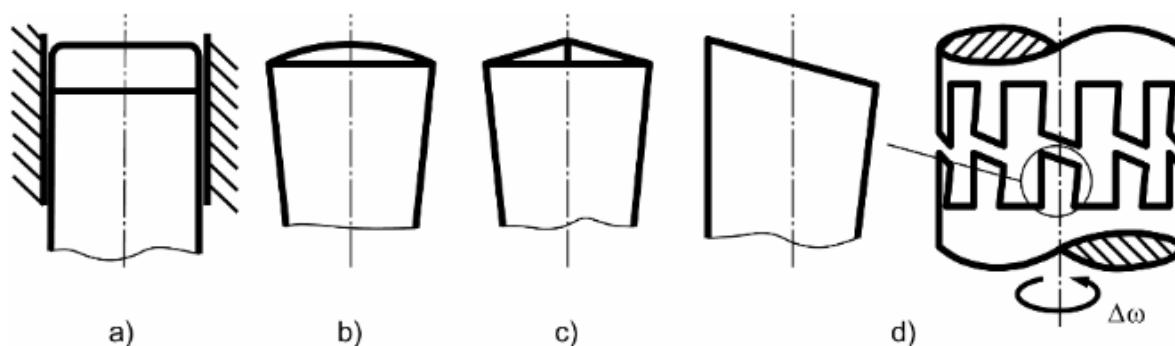


Obrázek 7: Varianty sklonu boku zubů u zubových spojek s čelním ozubením [2]:  
a) negativní sklon; b) nulový sklon; c) pozitivní sklon



Obvodová vůle je úhel na roztečném průměru spojky, o který se členy se spojkovým ozubením natočí, než se změní smysl přenášeného momentu. Jedná se o nežádoucí parametr, neboť způsobuje rázy při změně smyslu momentu, ale u nulového a negativního sklonu boku zubů je třeba k úspěšnému zařazení spojky. S rostoucí obvodovou vůlí roste i pravděpodobnost úspěšného zařazení. U závodních automobilů je kladen důraz na úspěšné zařazení, i přestože to s sebou nese značný jízdní diskomfort.

Velký vliv na průběh řazení zubovou spojkou má také tvar čelního ozubení spojek. Řeší se geometrie ozubení obou členů, aby do sebe zuby zapadaly co nejsnáze a s co největší pravděpodobností úplného zařazení. Uvedené tvary čel zubů se snaží zamezit situaci, která nastane při kontaktu čel, čímž vzniká třecí síla. Ta může být tak velká, že nedojde k posuvu zubů do mezer a nemusí tak vůbec dojít k zařazení spojky; [1], [2], [3].



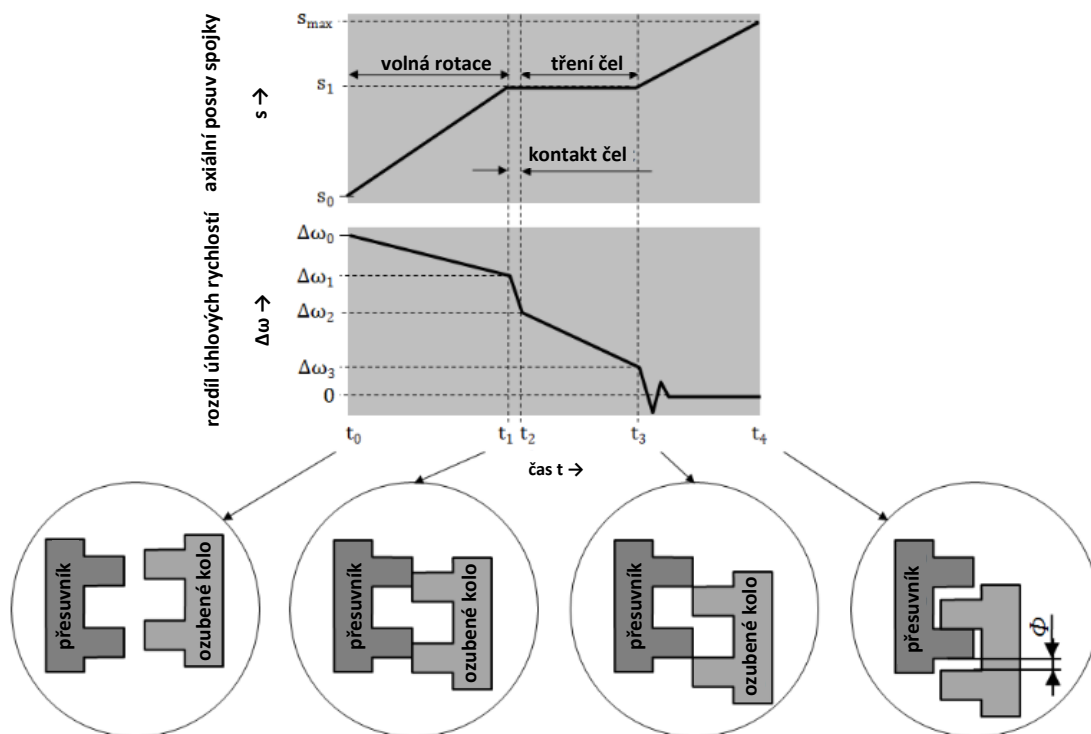
Obrázek 8: Geometrie čel zubů u zubových spojek [1]:  
a) Fuller – zkosený zub na hraně čela; b) ZF - válcový tvar čela zubu c) Berliet - zkosené čelo zubu z obou stran d) Deflektor (Maybach) - čelní plocha zubu zkosená k jedné straně

### 3.1.2.2 ŘAZENÍ POMOCÍ ZUBOVÉ SPOJKY BEZ SYNCHRONIZACE

Při tomto způsobu řazení jsou kola v permanentním záběru, kdy jedno ze spoluzabírajících kol je volně otočné na hřídeli. Řadicí vidlička axiálně posouvá zubovou spojkou do záběru s ozubením na volně otočném kole. Průběh řazení čelní zubové spojky je vysvětlen na variantě s nulovým sklonem boku zubů, který můžeme rozdělit do několika úseků (viz. Obrázek 9). Proces probíhá za přerušovaného toku výkonu. Počátek je označen časem  $t_0$  na vodorovné ose. Označení  $\Delta\omega_0$  značí počáteční rozdíl úhlových rychlostí přesuvníku a věnce ozubeného kola. Úhlová rychlost ozubeného kola je uvažována konstantní v důsledku setrvačnosti vozidla. Vlivem třecích odporů se úhlová rychlost přesuvníku postupně zmenšuje. Pokud je úhlová rychlost přesuvníku větší než u ozubeného kola, tak klesá hodnota rozdílu úhlových rychlostí. Další fázi po vymezení axiální vůle mezi oběma členy je krátkodobý kontakt čel, při němž se zastaví osový posun přesuvníku a dojde k rázu. Z grafu je patrné, že hodnota  $\Delta\omega$  v této fázi strmě klesá. Mezi čelním ozubením se tvoří třecí moment, který dále snižuje rozdíl úhlových rychlostí. V čase  $t_3$  jsou zuby a mezery



obou členů natočeny proti sobě. Řadící síla působící na přesuvník začne posouvat oba členy do záběru. Rozdíl úhlových rychlostí se během krátké doby dostane z hodnoty  $\Delta\omega_3$  na nulovou hodnotu. Po vymezení obvodové vůle se projeví další ráz a s ním spojené torzní vibrace. Dále se rozdíl úhlových rychlostí ustálí a působením řadící síly dochází k úplnému zařazení.



Obrázek 9: Průběh řazení pomocí čelní zubové spojky [7]

Velikost torzních vibrací a rázů je závislá na tuhosti spojek a přímo úměrná hodnotě rozdílu otáček  $\Delta\omega_3$ . Pro životnost spojkových komponent je vhodné udržet hodnotu  $\Delta\omega_3$  co nejnižší, čímž se sníží i hluk při řazení spojkou. Pravděpodobnost zapadnutí zubů do mezer je ovlivněna poměrem velikosti zubových mezer a zubů, který lze popsat obvodovou vůlí. Aby nedocházelo ke zvýšeným vibracím a hlučnosti při kontaktu zub na zub je nutno vhodně zvolit rozdíl úhlových rychlostí, velikost řadící síly a hodnotu obvodové vůle. Možností je i úprava geometrie zubů zkosením čel, díky níž se docílí dokončení řazení v každé situaci. Nevýhodou je však zmenšení stykových ploch zubů při záběru. Případná správná optimalizace externí synchronizace tak může pomoci správnému průběhu řazení a zkrácení délky fáze tření čel.

Při procesu řazení zubovou spojkou může nastat situace, kdy při velmi malém rozdílu úhlových rychlostí zubových elementů dojde k vyrovnání otáček při fázi tření. V tomto případě může dojít k vzájemnému opření čel ozubení a neúspěšnému zařazení požadovaného stupně. Cílem je tedy najít optimální rozmezí rozdílu úhlových rychlostí, aby



byla vyloučena situace vzájemného opření čel, a zároveň nedocházelo při řazení k příliš velkým vibracím, které by poškozovaly zubové elementy a zhoršovaly jízdní komfort. Správného chodu zubové spojky se dosáhne pomocí externí synchronizace, kdy otáčkový rozdíl je nastaven například vnějším motorem spojeným se vstupním hřídelem; [2], [7], [8].

### 3.1.3 ZUBOVÁ SPOJKA SE SYNCHRONIZACÍ

Tento způsob řazení je momentálně hojně se vyskytujícím systémem řazení u osobních motorových vozidel. Jde o velmi blízký princip řazení s uvedenou čelní zubovou spojkou, ale s tím rozdílem, že je systém doplněn o tzv. synchronizaci, jinak řečeno srovnávání otáček dvou řazených členů (ozubené kolo s hřídelí), které následně spojí, aby byl umožněn přenos výkonu zvoleným soukolím. Řazení se projevuje komfortní změnou převodového stupně s nižší mírou hluku a vibrací. U tohoto způsobu není nutná řidičská dovednost s ovládáním meziplynu. Zpravidla existují dva typy synchronizace v závislosti na schopnosti aretace mechanismu, tedy jištěná a nejištěná synchronizace.

#### I.) Nejištěná (jednoduchá) synchronizace

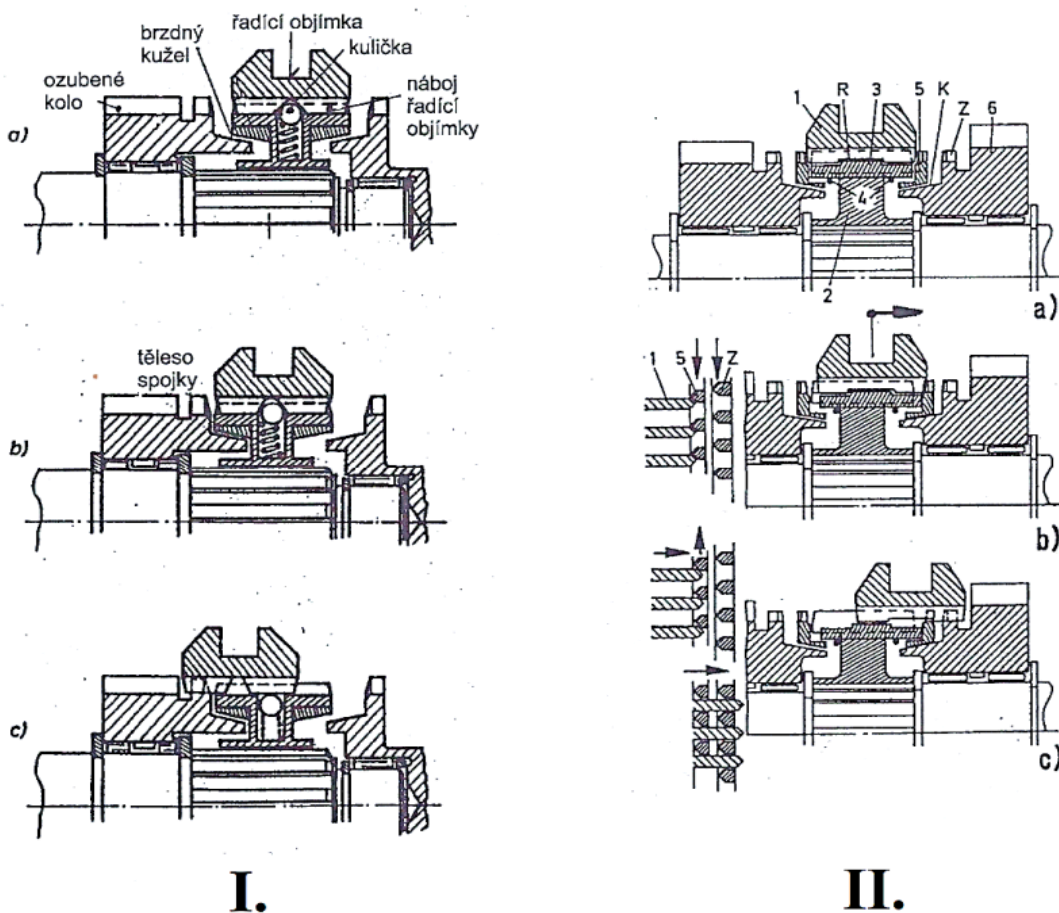
Základ tohoto mechanismu tvoří zubová spojka, která je doplněna o člen pro samočinné vyrovnání obvodových rychlostí spojovaných součástí. Kola rychlostních stupňů jsou v trvalém záběru, což umožňuje použití šikmého ozubení a tím pádem nižší hlučnost, než je tomu u přímého ozubení. Spojka je tvořena jádrem, které je na hřídeli uloženo pomocí drážkování. Na jádře je posuvně uložena řadicí objímka napojená na řadicí vidličku. Při neutrální poloze je objímka zajištěna aretačním mechanismem, který brání jejímu posunutí. Na boku kola je unášející ozubení spojky, do kterého zapadá přesuvná objímka. Synchronizaci zajišťuje třecí kužel na ozubeném kole a jádře spojky, který je umístěn mezi hřídelí a ozubením spojky. Při přeřazení posouvá vidlice řadicí objímku a jádro spojky k ozubenému kolu. Při tomto procesu dochází ke tření v kuželových třecích plochách a tím se vyrovnávají obvodové rychlosti obou členů. K překonání aretačního mechanismu dochází posuvem řadicí vidličky směrem ke kolu. Objímka se zasune do unášeného ozubení spojky a vytvoří tak vazbu pro přenos točivého momentu. Při rychlém řazení, kdy se synchronizace zcela nedokončí, tak se projevují rázy a značná opotřebení zubů spojky. To je hlavním důvodem, proč se tento způsob nyní již nevyužívá; [6].

#### II.) Jištěná synchronizace

Princip je založen na jednoduché synchronizaci s tím rozdílem, že mezi kolo daného převodového stupně a jádro spojky je vložen clonící (synchronizační) kroužek, kterému je umožněn axiální posuv a při procesu řazení dosedne vnitřní kuželovou plochou na náboj kola. Zařazení daného rychlostního stupně je možné teprve tehdy, když se ozubené kolo zvolené rychlosti uvede na stejné otáčky s příslušnou řadicí objímkou. Na Obrázku 10



vpravo nahoře je znázorněna situace při volnoběhu, kdy se řadicí objímka (1) nachází ve středové poloze. V další situaci (b) je řadicí objímka vysunuta doprava a přes jisticí tělíska (3) synchronizačního kroužku (5) je nasunuta na třecí kužel (K) ozubeného kola rychlostního stupně (6). Synchronizační kroužek (5) je otočen až do své krajní polohy, kdy jisticí zařízení začíná působit. Ozubení synchronizačního kroužku (5) brání dalšímu posuvu řadicí objímky (1). Následně se účinkem tření mezi synchronizačním kroužkem (5) a třecím kuželem (K) vyrovnávají otáčky mezi synchronizačním tělesem (2) a ozubeným kolem daného rychlostního stupně (6). Řadicí objímka (1) se zasouvá dále, otáčí synchronizačním kroužkem (5) ve středové poloze zpět a dostává se do záběru s unášecím ozubením (Z). Následně je úspěšně zařazen rychlostní stupeň. Průběh řazení s tímto typem synchronizace je velmi plynulý a komfortní s rizikem vyšší míry opotřebení synchronizačního kroužku; [6].



Obrázek 10: Synchronizace: I. Jednoduchá II. Jištěná [6]:

1 – řadicí objímka; 2- synchronizační těleso; 3 – jisticí prvky; 4 – jisticí pružiny; 5 – synchronizační kroužek; 6 – ozubené kolo daného rychlostního stupně; K – třecí kužel; Z – unášecí ozubení; R – prstencová drážka

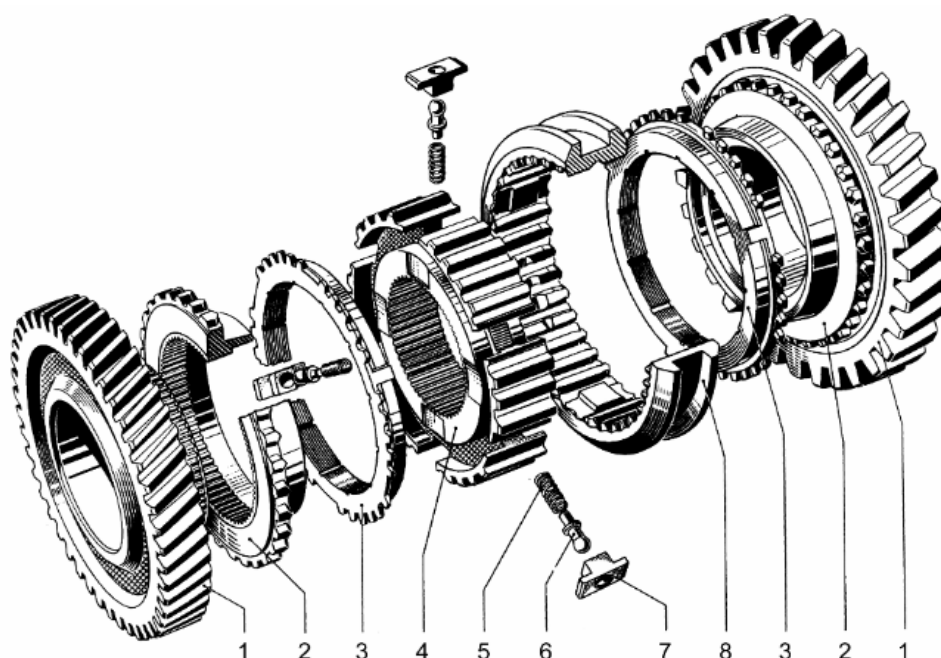
V dnešní době využívané řadicí spojky se synchronizací fungují na principu jištěné synchronizace z důvodu většího komfortu při řazení. Zmínil bych zde alespoň jeden významný příklad této varianty.



### 3.1.3.1 SYNCHRONIZACE BORG – WARNER

Dnes se jedná o nejpoužívanější typ synchronizační spojky v převodovkách osobních i nákladních automobilů. Tento systém řadíme mezi zubové spojky s jištěnou synchronizací. Využívá se zde kuželové třecí plochy pro synchronizaci otáček každého převodového stupně zvlášť. První část kuželové plochy je na spojkovém tělese, které je spojeno s volně uloženým kolem a druhá část je na clonícím kroužku, na kterém je navíc ozubení, což zabraňuje přesunutí řadicí objímky ke spojkovému tělesu, dokud se nevyrovnají obvodové rychlosti hřídele a řazeného kola. Oproti nejjištěné synchronizaci se tak nadměrně neopotřebuje ozubení při unáhleném zařazení řidičem.

Řadicí spojka se systémem synchronizace Borg-Warner je jednou ze spojek, které byly předmětem měření a analýzy z hlediska hluku a vibrací při řazení do záběru v této práci.



Obrázek 11: Systém Borg – Warner [1]:

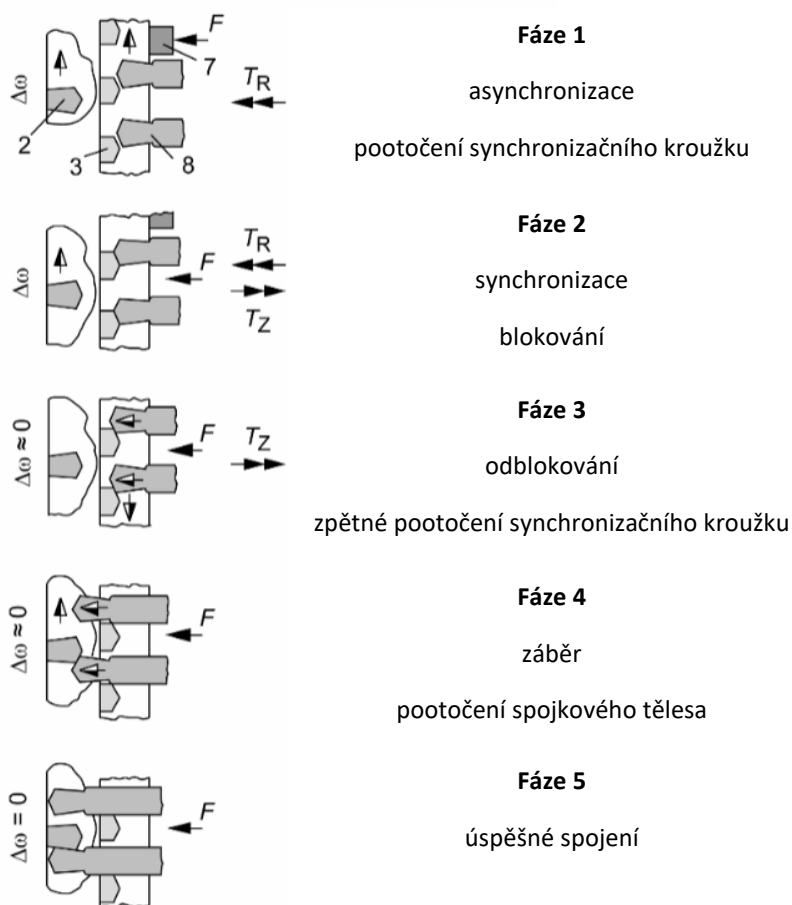
1 – volně uložené ozubené kolo; 2 – spojkové těleso s třecím kuželem a řadicím ozubením; 3 – clonící (synchronizační) kroužek s blokovacím ozubením; 4 - synchronizační těleso s vnitřním a vnějším ozubením; 5 – pružina; 6 – čep; 7 – tlačné tělísko; 8 - řadicí objímka s vnitřním drážkováním a obvodovou drážkou

Proces řazení společně s komponentami je zobrazen na Obrázku 11 a 12. Při první fázi začíná řadicí objímka (8) tlačit přes tlačné tělísko (7) na clonící kroužek (3), který se tak dostává do kontaktu s kuželovou plochou spojkového tělesa (2), čímž se pootočí do blokovací polohy. Dále se již pootočit nemůže, protože clonící kroužek (3) je tvarově zajištěn v synchronizačním tělese (4). Ve druhé fázi dochází ke kontaktu zubů clonícího kroužku (3) a řadicí objímky (8), tím pádem se již síla na clonící kroužek (3) nepřenáší přes tlačné tělísko (7), ale díky tomuto kontaktu. Vytvoří se tak moment, který brzdí volně uložené kolo (1) se



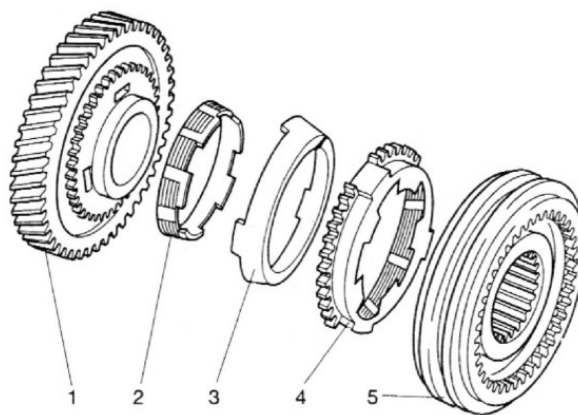


spojkovým tělesem (2). V této fázi dojde k vyrovnání obvodových rychlostí volně uloženého kola (1) a hřídele. Další fáze nastává, když jsou rychlosti přibližně stejné, při které dochází k odblokování clonícího kroužku (3) kvůli sklonu čel zubů. Čela zubů se po sobě musí posunout na tolik, aby se uvolnila cesta pro zuby řadicí objímky (8). Ve čtvrté fázi se objímka (8) znovu posune a dostává se do styku s unášecím ozubením synchronizačního kroužku. Aby se správně zařadilo, musí se objímka a kroužek vůči sobě mírně natočit, což je zajištěno vhodným kontaktem zubů. Po dokončení řazení nastane pátá fáze, kdy je tedy unášecí ozubení v záběru a spojka přenáší točivý moment. Tvar ozubení zajistí, že se spojka vlivem momentu nevyřadí. Zároveň se tím zajistí minimální obvodová vůle; [1], [2], [3], [9].



Obrázek 12: Fáze synchronizace [1]

Pro dosažení vyšších výkonových parametrů pro synchronizaci existují modifikace tohoto systému, kdy se vloženým mezikroužkem zvýší počet třecích ploch. Takový systém se využívá zejména pro první a druhý rychlostní stupeň, kde je vysoký převodový poměr a moment setrvačných hmot. V praxi se to nazývá dvojnásobná či trojnásobná synchronizace podle počtu vložených synchronizačních elementů.



Obrázek 13: Dvojnásobná synchronizace VW [1]:

1 - volně otočné ozubené kolo; 2 - vnitřní synchronizační kroužek; 3 – vnější prstenec; 4 – vnější synchronizační kroužek; 5 – synchronizační vložka s řadicí objímkou

V dnešní době existuje řada patentů na různé způsoby synchronizace. Jednotlivé automobilové značky (např. Porsche, Mercedes Benz) vyvíjí své vlastní patenty synchronizačních spojek, ale obvykle se jedná o optimalizaci systému Borg – Warner dle vlastních požadavků. Klade se důraz na zástavbové rozměry, výrobní cenu, jednoduchost systému a výkonovou kapacitu; [1], [8], [12].

### 3.1.3.2 SYSTÉM S EXTERNÍ (VNĚJŠÍ) SYNCHRONIZACÍ

Externí nebo také vnější synchronizace je alternativou, jak můžeme v převodovce dosáhnout vyrovnání otáček řazených členů (volně otočného kola a hřídele) bez použití synchronizačních spojek. Pro urychlování a zpomalování hmot je energie dodávána externě. Lze toho docílit těmito způsoby:

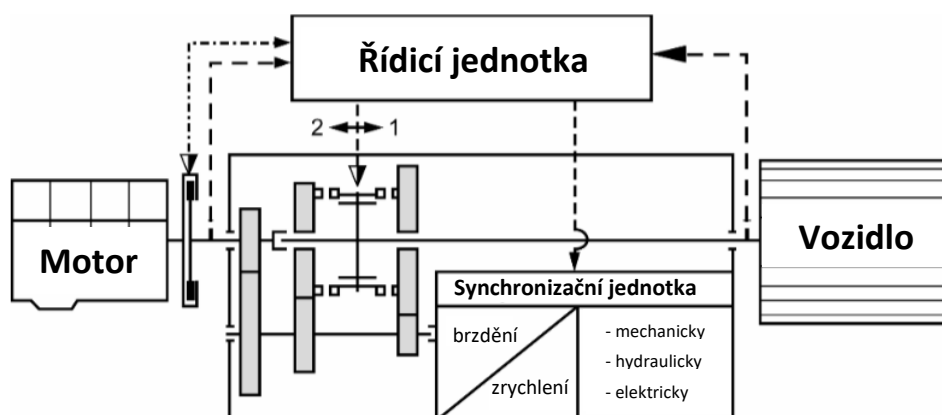
- Vyrovnání otáček spalovacím motorem v kombinaci s přidavnou brzdou
- Centrální synchronizační zařízení pro celou převodovku

Hlavní člen externí synchronizace je takzvaný aktuátor. Jedná se o zařízení, které transformuje vstupní energii na výstupní energii, která je obvykle provázána s mechanickým pohybem. U převodových ústrojí zajišťují pomocí řadicích vidliček a objímek řazení převodových stupňů. V automatizovaných převodovkách najdeme elektromechanické aktuátory, které převádí elektrické napětí a proud na mechanický pohyb (posun, točivý moment). V převodovkách nákladních automobilů se nachází pneumatické aktuátory, které přeměňují stlačený vzduch na mechanický pohyb.

První uvedenou možností je vyrovnání otáček přímo spalovacím motorem v kombinaci s přidavnou brzdou. Tato operace probíhá při sepnuté spojce a rozdíl otáček je vyrovnán krátkodobým zpomalením či zrychlením motoru. Zpomalení motoru neprobíhá dostatečně rychle kvůli doběhu, tudíž musí být využita přidavná brzda. Proces je ovládán řídicí jednotkou, která stanovuje vhodný synchronizační bod.



Druhou možností je použití vnější centrální synchronizace, kdy je na vstupní hřídel převodovky napojen mechanismus, který se stará o zvýšení, či snížení otáček vstupní části, dle pokynů z řídicí jednotky. Většinou se jedná o kombinaci brzdy a pohonu, tedy elektromotoru či hydraulického systému. Řídicí jednotka snímá otáčky vstupní a výstupní hřídele a s uvažováním převodových poměrů daných rychlostních stupňů dopočítává otáčky elektromotoru pro synchronizaci. Otáčky elektromotoru jsou regulovány změnou napájecího napětí, obvykle 0 až 24 V.



Obrázek 14: Princip externí synchronizace otáček [1]

Řídicí spojka s tímto systémem postrádá synchronizační mechanismus ve své konstrukci, tudíž přináší úsporu rozměrů a umožňuje tak zkrátit celkovou délku převodovky a také snížit hmotnost, čímž se docílí menších průhybů hřídelů. Zmenšení průměru spojky pomáhá snižovat moment setrvačnosti rotačních hmot. Tato druhá uvedená možnost nachází využití u vozidel vybavených elektromotorem, který je schopen provádět synchronizaci otáček, jmenovitě u hybridních vozidel či v robotizovaných (automatizovaných) převodovkách a tento systém lze tudíž použít jako náhradu za synchronizační spojky. Toto řešení není vhodné pro všechna uspořádání pohonu hybridních vozidel. Podmínkou je mechanické spojení obou pohonných jednotek, při kterém spalovací motor i elektromotor pohání tutéž nápravu či nápravu. Jedině tak je zajištěna možnost využití elektromotoru pro externí synchronizaci; [1], [2], [10].

Tento systém s elektromotorem je mimo jiné využit na měřícím stanovišti, kde probíhala praktická část této práce.



Předmětem následující kapitoly jsou hluk a vibrace převodového ústrojí, jejich příčiny vzniku a vliv na jízdní komfort ve fázi řazení.

## 4 NVH PARAMETRY AUTOMOBILOVÝCH PŘEVODOVEK

Při vývoji mechanických systémů jsou v dnešní době důležitým aspektem jejich provozní NVH parametry. Jedná se o zkratku z angličtiny „Noise, Vibration and Harshness“, což můžeme do mateřského jazyka přeformulovat jako souhrn vlastností daného systému, který se zabývá jeho vzájemnou hlukovou a vibrační problematikou a jejím dopadem na koncového uživatele. Zatímco „Noise and Vibration“, tedy hluk a vibrace jsou měřitelné veličiny, tak doplňkový parametr v názvu jako „Harshness“, tedy v překladu drsnost či pronikavost je hodnocen člověkem pouze subjektivně a popisuje tak, jaký vliv má daný hluk na komfort posádky.

Nežádoucí zvuky z okolí obecně označujeme za hluk. Hluk, který vzniká při provozu strojů byl v minulosti často podceňován a jeho vliv na lidské zdraví přehlížen. Při rapidním nárůstu dopravy jsme vystavováni nežádoucím jevům každým okamžikem, tudíž si tato situace žádá regulaci a účinná opatření těchto parametrů. V důsledku vibrací povrchů je pro nás hluk slyšitelným problémem a má také vliv na životní prostředí. Vibrace strojů zapříčiňují, jak akustické problémy, tak i technické problémy daného systému. Tím je myšleno přídavné namáhání součástí od vibrací, které může vést až k poruše stroje vlivem únavy materiálu.

V automobilovém průmyslu je metodika NVH v současnosti velmi často zmiňována a uplatňována v souvislosti s jízdním komfortem. Každý automobil je komplikovaný systém, který má velké množství navzájem se ovlivňujících zdrojů hluku a vibrací. Tyto zdroje jsou v čase proměnlivé v závislosti na zatížení vozidla, jeho rychlosti nebo stylu jízdy. Nejvýznamnějším ohniskem mechanického hluku a vibrací je u vozidel se spalovacím motorem hnací agregát. U vozidel, která jsou poháněna elektromotorem je tomu jinak a množství produkovaného hluku a vibrací připadá na převodové ústrojí, pneumatiky nebo aerodynamický odpor vozidla při vyšších rychlostech.

Již zmíněná převodovka je významným zdrojem nežádoucích vibrací a hluku, proto se v další části práce zabývám právě tímto strojním zařízením, které taktéž značně ovlivňuje komfort posádky ve vozidle. Hlavní příčina vzniku hluku a vibrací uvnitř převodovek jsou rázy při vzájemném záběru ozubených kol, jejichž razance roste se zatížením převodovky. Taktéž hluk roste společně s frekvencí otáčení hřídelů v převodovce. Dalšími jevy mohou být akustické projevy valivých ložisek, volných kol, synchronizačních kroužků a dalších komponent, o kterých se podrobněji zmíním později. Vzniklý hluk je možné redukovat konstrukční úpravou profilu ozubených kol, vyšší přesností výroby ozubení, vyšší tuhostí



hřídelů a jejich uložení nebo celkovou optimalizací převodové skříně. Vliv jednotlivých modifikací je nutné otestovat na fyzicky vyráběných prototypch na zkušebních stanovištích. Převodovky se poté testují při různých zátěžových režimech, jako je tomu například u spalovacích motorů. S neustále rostoucími nároky na NVH je taktéž vyvolán větší zájem o numerické počítačové simulace této problematiky, neboť je úspornější provést konstrukční změny na modelu než samotné testování prototypů.

Při vývoji jednotlivých komponent převodových ústrojí automobilů jsou součástí podrobeny měřením a analýzám, kde je vyhodnocováno, zda je tento návrh tím vhodným z hlediska uvedených nezbytných faktorů:

- Jízdní komfort z hlediska hluku a vibrací – NVH
- Zástavbové rozměry
- Životnost
- Účinnost
- Výkon
- Cena

Jinak tomu není ani při vývoji řadicích spojek, které se testují ve zkušebních převodovkách a sledují se jednotlivé faktory pro daný mechanismus. Následně proběhne buď fáze optimalizace nebo je komponenta uvedena výrobcem na trh; [1], [13], [14], [15].



## 4.1 JÍZDNÍ KOMFORT

Jinými slovy ho lze popsat jako kvalitu jízdy nebo pohodlí. Tento parametr je ovlivněn faktory, které mají přímý vliv na tělo pasažéra uvnitř vozidla. Mezi tyto faktory řadíme vibrace, hluk a teplotní komfort. Tepelné pohodlí není v dnešní době příliš velkým problémem, neboť je vyřešeno možností regulace klimatizace v interiéru vozidla. Zbylé dva faktory jsou důležitým ukazatelem komfortu a konkurenceschopnosti konstrukce daného vozidla. Pohodlí je pro řidiče důležité i z hlediska bezpečnosti, protože přenos vibrací a hluku na člověka má vliv na nervovou i svalovou únavu, viditelnost a ovlivňuje tak jeho pozornost při řízení. Vyšší míra vibrací a hluku může vést i k poškození organismu. Mezi parametry, kterými hodnotíme účinky vibrací daného procesu na člověka patří frekvence, doba expozice, intenzita a směr působení zrychlení. K hodnocení hluku slouží obecně hladina akustického tlaku. Zmíněný hluk a vibrace pracovních procesů u dopravních prostředků nelze v plné míře odstranit, ale pouze utlumit na přijatelnou hodnotu.

Automobil obsahuje mnoho zdrojů, které se podílí na vzniku vibrací a hluku, jako jsou motor, převodovka, zavěšení kol, pneumatiky a další. Jako vnější zdroj vibrací můžeme označit přenos setrvačných sil vybuzených nerovností vozovky. K jejich eliminaci spojujeme hmotné části pomocí tlumících prvků tak, aby byly co nejméně citelné v interiéru vozidla.

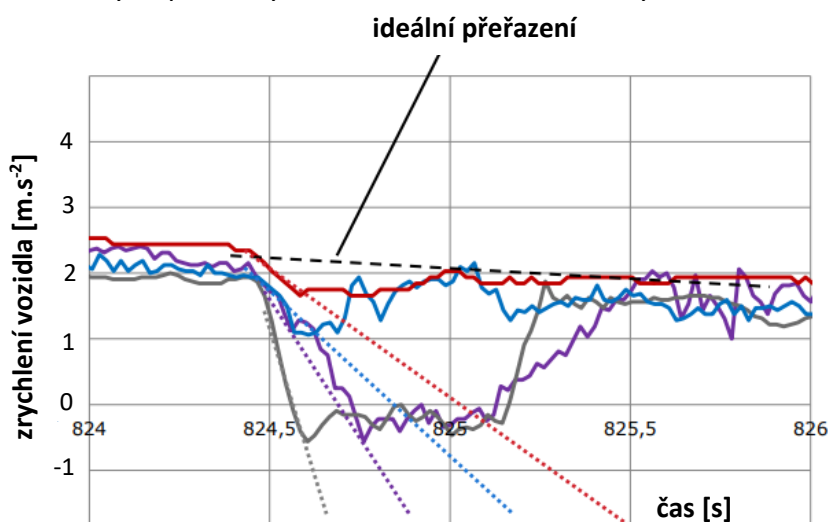
Základní hodnocení jízdního komfortu je prováděno na základě subjektivního vjemu člověka nebo objektivního experimentálního měření. Vozidla různých typů jsou jinak konstruována a určena pro odlišné účely, proto existuje velké množství zkoušek daných typů vozidel a jejich komponent; [1], [16].

U převodových ústrojí jsou prováděny experimentální zkoušky buď v reálných podmínkách, uměle vytvořených podmínkách nebo za pomoci výpočetních simulací. Cílem realizace měření v reálných podmínkách je co nejméně pravděpodobnější simulace klasického silničního provozu a má tak při vývoji největší váhu. Testy v uměle vytvořených podmínkách probíhají ve zkušebních laboratořích, jejichž výhodou je úspora času. Výpočetní simulace umožňují predikovat chování vozu na základě použitého softwaru a přináší tak značné úspory ve fázi vývoje, neboť k modifikaci vlastností není třeba vyrábět fyzický prototyp. Virtuální simulace je pro přesnost vhodné vždy validovat experimentálním měřením.

V průběhu vývojových zkoušek se provádí testy na hlučnost a vibrace při chodu ústrojí. Jednou ze zkoušek je měření těchto parametrů při operaci řazení rychlostního stupně a vliv na jízdní komfort. Touto operací dochází k zvýšenému namáhání komponent převodového ústrojí, které se projevuje vznikem rázů, což v interiéru vede ke zvýšené hladině hlučnosti a vibrací v krátkém časovém intervalu. Tento jev je vhodné měřit a analyzovat, aby co nejméně postihoval interiér vozidla a byl tak zajištěn komfort posádky.



U automatických převodovek je tento jev skoro nepostřehnutelný, tudíž se v literatuře téměř neobjevuje. U manuálních či automatizovaných převodovek je zmíněný ráz již větší a má tak větší vliv na jízdní pohodlí. Jako komfortní řazení označujeme změnu rychlostního stupně s minimálním gradientem podélného zrychlení (na Obrázku 15 označeno jako „ideální přeřazení“). K vyšší míře komfortu při řazení by měl sloužit sekvenční indikátor přeřazení, který vyhodnocuje dosažení určitých otáček motoru a řidiči tak dává informaci o vhodném okamžiku pro přeřazení. Tato jednotka bývá běžnou součástí softwaru vozidla. Hlučnost je měřena v interiéru vozidla speciálními mikrofony a následnou analýzou se dospěje k výsledku, který určí, zda dané ústrojí splňuje požadavky kladené na provoz. Na objektivitě měření se podílí i subjektivní vjemový pocit testovacího řidiče. Zmínit lze například fázi zkoušení, kdy se zkoumá srozumitelnost řeči pomocí artikulačního indexu mezi dvěma vzdálenými pasažéry v závislosti na rychlosti jízdy; [13], [16], [18].



Obrázek 15: Měření komfortu řazení pro odlišné typy převodovek [18]:  
čárkovaná – ideální stav, šedá a fialová – automatizovaná převodovka,  
modrá a červená – automatická převodovka

Komponenta, která spojuje převodové ústrojí s interiérem je řadicí páka, která přenáší vibrace do interiéru a zároveň na řidiče, proto je předmětem měření a analýz. V technické praxi pro zaznamenávání veličin na řadicí páce slouží speciální měřící aparatura, která obsahuje snímače síly, potenciometry a akcelerometry.

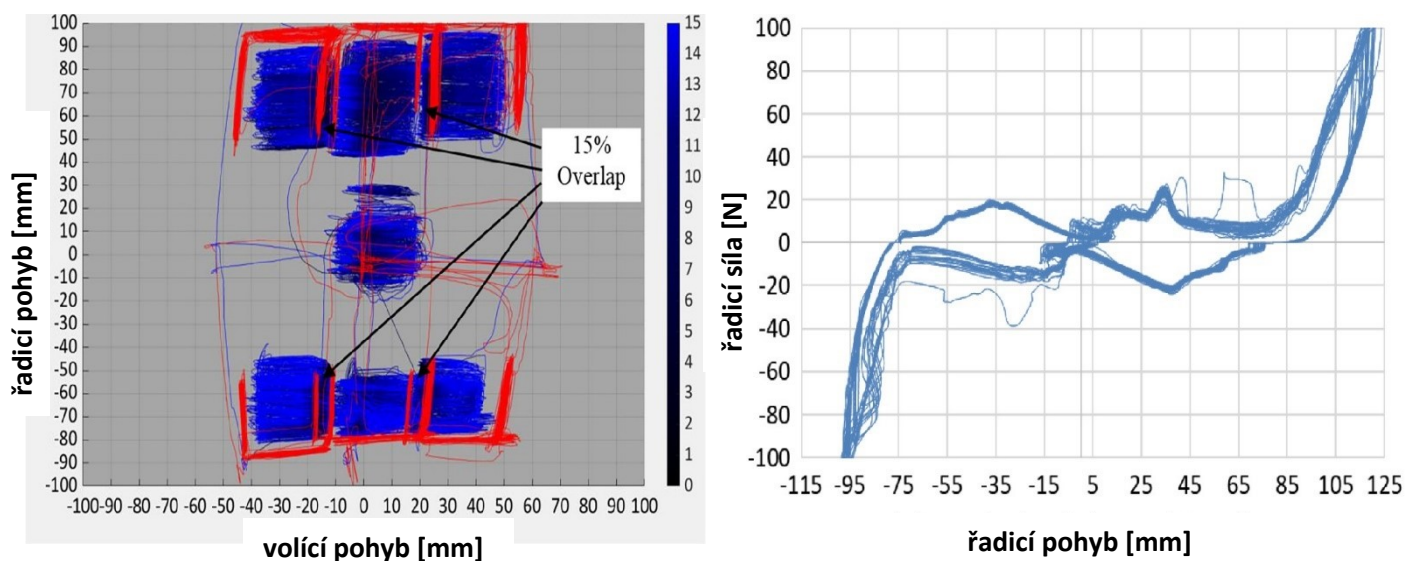
Provádí se zkoušky subjektivní, statické a dynamické. U subjektivních zkoušek souvisí hodnocení s návyky či preferencemi hodnotitelů a je zde kladen důraz lidský vjemový faktor, který rozhoduje o komfortu při řazení. Při statických zkouškách je motor vypnut a při tomto typu zkoušek se měří zejména řadicí síla (tuhost) v závislosti na poloze řadicí páky. Nedochází zde k otáčení ozubených kol, jako je tomu při reálném provozu, tudíž tyto zkoušky hodnotí kvalitu zpracování řadicího mechanismu a jeho plynulost. Dynamické zkoušky simulují reálný provoz a jsou při nich zaznamenávány veličiny jako volící a řadicí



síla, doba řazení, dráha či zrychlení řadicí páky, při nichž se již ozubená kola protáčí a dochází tak k vibracím od řazení. Při reálném provozu má na řazení zásadní vliv typ řadicí spojky a její způsob synchronizace otáček. Synchronizační síla a její průběh je důležitým parametrem řadicího mechanismu při určování komfortu. Při vývoji se využívá všech tří zmíněných typů zkoušek, jejichž vyhodnocením se zkoumá míra vlivu na jízdní pohodlí. Obecně je tato problematika velmi málo popsána a je cenným know-how každého výrobce; [19], [20], [21].



Obrázek 16: Měřící aparatura pro snímání pohybů řadicí páky [19]



Obrázek 17: Ukázky výstupů měření při zkouškách řazení [20]:  
vlevo – dynamická zkouška (volící a řadicí pohyb); vpravo – statická zkouška (řadicí pohyb a řadicí síla)





## 4.2 PŘÍČINY VIBRACÍ A HLUKU AUTOMOBILOVÝCH PŘEVODOVEK

Uvnitř převodových ústrojí dochází k proměnlivému silovému zatížení, které je příčinou vzniku vibrací a hluku. Dominantním zdrojem těchto parametrů je záběr ozubených kol. Tento jev je se zvyšující se přesností výroby ozubení často předmětem výzkumů, a to jak z hlediska experimentálního, tak z hlediska výpočtového. Obecně vzato je převodovka akusticky uzavřený systém a rázový hluk způsobený při záběru ozubených kol je podstatně utlumen převodovou skříní, jejíž projevy úzce souvisí s kvalitou konstrukce, přesností výroby a mazáním. Mazání olejem má v tomto ohledu významné postavení, za což hovoří i fakt, že mazáním a opotřebením se zabývá celý vědní obor zvaný tribologie. Největší podíl na celkovém hluku převodovky mají vibrace na povrchu skříně, které jsou z ozubených kol přenášeny přes hřídele a ložiska dále. Obor vibroakustické diagnostiky je určen právě k zjišťování stavu objektu na základě měření a analýzy těchto vibrací a hluku. Uvedené podkapitoly popisují přehled dílčích zdrojů vibrací a hluku převodových ústrojí, které ovlivňují lidské zdraví, komfort posádky a životní prostředí; [11], [13].

### 4.2.1 ZÁBĚR OZUBENÝCH KOL

Jak již bylo uvedeno, tak se jedná o nejvýznamnější zdroj hluku v převodové skříní. Důvodem je jak dynamická síla vyvolaná proměnlivou tuhostí ozubení v průběhu záběru, tak i rázy vznikající při vstupu zubů do záběru, jež jsou zapříčiněny deformací zubů nebo úchylkami křivek profilu zubu od teoretických hodnot. Tento problém se obvykle řeší korekcí profilu ozubení, ale nutno dodat, že tato metoda je funkční pouze pro omezený rozsah zatížení. Pokud se shodují frekvence vibrací s vlastní frekvencí soukolí, tak dochází ke vzniku rezonance s větší oscilační amplitudou. Následkem je velká hlučnost a vibrace při chodu soukolí. Při záběru ozubených kol má zásadní vliv na hlučnost a vibrace jejich materiál, počet kol v záběru, kvalita povrchu zubů, rychlost otáčení, mazání a také geometrie ozubení. Se záběrem ozubení je spojena celá řada hluků, jejichž diagnostikou se zabývá zmíněný obor vibroakustiky. V následujícím textu se zaměřuji na vibroakustické projevy při záběru ozubených kol s evolventním tvarem profilu zubu, který je dodnes nejčastěji se vyskytujícím typem v převodových ústrojích vozidel.

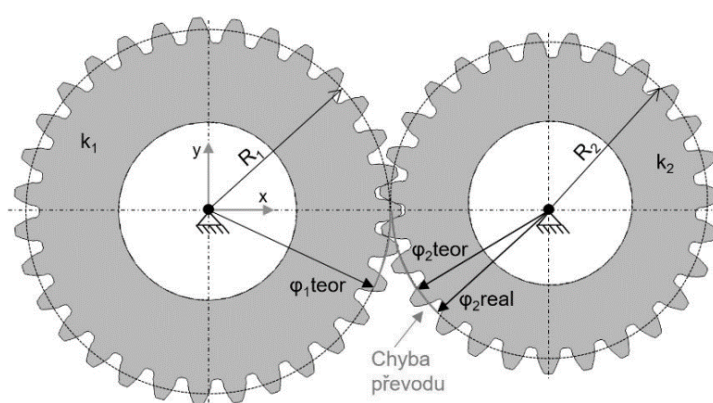
Záběr evolventního soukolí je popsán kombinací smýkání a valení, kdy valení, jako ideální stav při kontaktu dvojice zubů, nastává pouze v jednom bodě křivky zubového profilu a je tak hlavním aspektem, který ovlivňuje mechanické ztráty v ozubení, zejména ohřev. Kontakt po zbylé části křivky je doprovázen smýkáním, jehož velikost roste společně se vzdáleností od bodu valení. V tomto bodě valení dochází ke změně smyslu třecích sil, což s sebou nese i vznik vibrací ozubení. Zejména u přímého ozubení byla smýkání věnována



velká pozornost, nyní však jsou významné jiné mechanismy příčin hluku, mezi které řadíme chybu převodu; [1], [13], [22].

#### 4.2.2 CHYBA PŘEVODU

V anglických publikacích nazývána jako „Transmission Error“ je definována jako rozdíl mezi skutečnou a teoretickou pozicí hnaného ozubeného kola. Je udávána v jednotkách mikrometrů nebo v úhlových radiánech. Lze ji rozdělit na statickou a dynamickou chybu převodu. Zatímco statická chyba převodu vzniká vlivem působení statických sil, které jsou vyvolány hlavně měnícím se počtem zubů v záběru a nepřesnostmi při výrobě (odchylky profilu či rozteče zubu), tak dynamická chyba převodu vzniká působením zatížení při rotaci (deformace zubů, ohyb hřídelů), kdy je třeba brát v potaz hmotnost ozubených kol a jejich setrvačné účinky. Odchylky od správné výstupní polohy ozubeného soukolí jsou způsobeny změnou tuhosti ozubení. Tato tuhost je ovlivněna tuhostí zubů, které jsou právě v kontaktu a její změna závisí na poloze otáčení ozubeného kola. Tuhost záběru ozubení způsobí, že se ve výsledku kola vychýlí a tím se mezi nimi zvětší rozteč. Do záběru tak vstupuje nezatížený zub předčasně, ke kontaktu dvou zubů nedochází na záběrové přímce a tím nastává ráz mezi dalšími spoluzabírajícími zuby hnacího a hnaného kola. Tento jev vyvolává nerovnoměrnosti v přenosu zatížení a vznikají tak přídatné dynamické síly (rázy), které se dále šíří danou strukturou. S rostoucím počtem zabírajících zubů bude vzájemné silové působení vhodněji rozloženo a vychýlení bude menší. Již zmíněné kolísání tuhosti ozubení se váže ke vzniku vyšších vibrací, které zvyšují hladinu hluku. Mezi způsoby, které řeší tento nežádoucí problém hluku patří například modifikace boku zubu, zvětšení úhlu sklonu zubu a šířky kola nebo zmíněný vyšší počet zubů v záběru.



Obrázek 18: Rotační složka chyby převodu [22]

Statickou i dynamickou chybu převodu je možné určit analytickým výpočtem, který zohledňuje základní profil zubu. Pro složitější tvary ozubení je vhodné použít modelování ozubených kol ve 3D pomocí MKP analýzy; [1], [13], [22].



#### 4.2.3 LOŽISKA, HŘÍDELE A MAZIVO

Vibrace a hluk jsou též buzeny členy, které konají rotační nebo přímočarý periodický pohyb. Mezi takové součásti patří i ložiska a hřídele. Tyto součásti se na produkci hluku nemusí nutně podílet, ale dopomáhají k přenosu vibrací. Hřídele převodového ústrojí přenáší vibrace z ozubeného kola na ložiska, ze kterých dále pokračují na skříň převodovky, ze které se dále šíří do celé struktury vozidla. Ložiska jsou součástí každé převodovky a slouží pro rotační uložení hřídelů nebo také pro uložení volných (řazených) ozubených kol. U dnešních automobilových převodovek se nejčastěji užívají valivá ložiska s různými tvary valivých elementů. Podstatou samotných ložisek je zachycení radiálního případně axiálního zatížení pomocí valivých elementů, které se rovnoměrně odvalují po kruhových drahách mezi vnitřním a vnějším kroužkem ložiska. A právě při tomto pohybu může docházet k narušení rovnoměrnosti pohybu díky nerovnostem (pitting, geometrické odchylky) vzniklým v povrchu materiálu ložiskového kroužku vinou špatné výroby nebo opotřebení. Takové opotřebení vzniká při provozu ložiska, kde mohou vznikat různé příčiny jako např. vysoké zatížení, nesouosost, špatná údržba – špatné mazání a další. Příčina hluku valivých ložisek spočívá ve vzniku dynamických rázů, vznikajících právě díky zmíněným nerovnostem. Z hlediska hlučnosti mají tyto vibrace různou frekvenci při různých fázích poškození.

Hřídele jsou v převodovém ústrojí nejvíce namáhány na průhyb, a to vlivem záběru ozubených kol. Důležité je sledovat jejich geometrickou rovnoběžnost, která je ovlivněna jak průhybem, tak nedostatečnou tuhostí uložení (ložisek). Průhyb hřídelů je mimo jiné jeden ze základních faktorů, který má vliv na chybu převodu. Na tyto faktory je zapotřebí klást důraz už při jejich samotném návrhu.

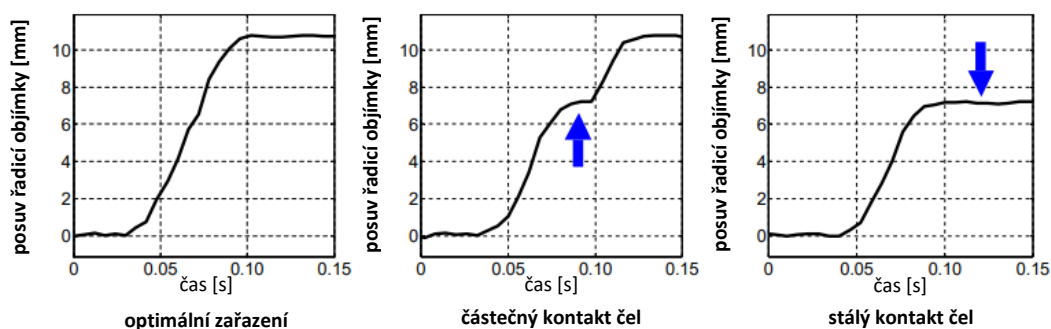
Na vibrace má vliv také mazivo. To se projevuje vznikem uzavřených kapes obsahující mazivo (tzv. „Oil Pocketing“), které nelze vytlačit vlivem nedostatečné vůle mezi ozubením. Mazivo se několikrát za sebou stlačí, čímž vznikají přídavné negativní dynamické síly, které zvyšují nerovnoměrnost záběru. Vědní obor zvaný tribologie se specializuje na vývoj maziv určených přímo do převodových ústrojí, aby byl tento jev co nejvíce potlačen; [1], [13], [22].

#### 4.2.4 ŘAZENÍ DO ZÁBĚRU

Dalším důležitým faktorem, který se vyznačuje vznikem vibrací a hluku v převodovce je operace řazení do záběru, která je prováděna zubovou spojkou, což je součást řadicího mechanismu. Dílčí součásti mechanismu jsou řadicí kulisy, vidlice, synchronizační prvky, přesuvné objímky, distanční kroužky, táhla a další. Při operaci řazení rychlostního stupně jsou všechny tyto dílčí komponenty činné a závisí na nich plynulost celé operace. Mezi



uvedenými komponentami mohou vznikat vůle v uložení, kvůli kterým do sebe při zatížení mohou narážet a vyvolají tak vznik vibrací a hluku. Při převodu toku výkonu převodovým ústrojím vznikají na hřídelích torzní vibrace. Amplituda těchto vibrací závisí na hodnotě momentu setrvačnosti ozubeného kola a na zrychlení či zpomalení tohoto kola při řazení jiného převodového stupně. Na hodnotu hluku a vibrací má při operaci řazení významný vliv typ řadicí spojky. U zubových spojek bez synchronizace vznikají větší rázové hodnoty a s tím spojené vibrace i hluk z důvodu nevyrovnaných úhlových rychlostí spojovaných komponent. Při řazení rychlostního stupně zubovou spojkou vznikají dva rázy. První ráz vznikne zastavením axiálního posunu přesuvníku, čímž prudce klesne rozdíl úhlových rychlostí. Pokračováním operace řazení vzniká druhý silnější ráz s torzními vibracemi, kdy se boční zuby ozubeného kola a spojky setkají v záběru. Proces se následně ustálí a působením řadicí síly dojde k úplnému zařazení zubové spojky. Tento proces je již popsán v Kapitole 3.1.2.2. Při řazení do záběru pomocí tohoto typu řadicí spojky mohou nastat tři rozdílné situace znázorněné na Obrázku 19.

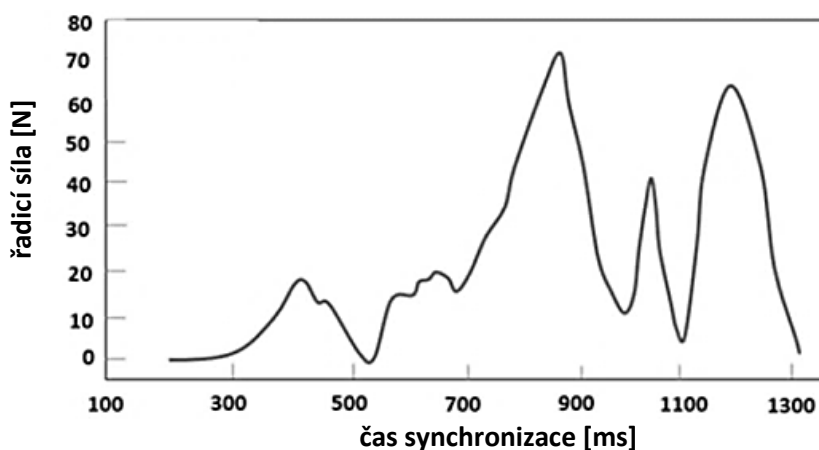


Obrázek 19: Možné průběhy posunutí řadicí objímky [7]

Na obrázku vlevo je průběh ideálního zařazení zubovou spojkou bez synchronizace. Zuby přesuvníku se ihned plynule zasunou přesně do zubových mezer volně otočného kola a nic tedy neklade odpor v pohybu řadicí objímce a dochází tak k úspěšnému zařazení s minimem přídatných vibrací. Obrázek uprostřed reprezentuje situaci, která sice není ideální, ale k zařazení přesto dojde. Průběh již není úplně plynulý, protože v místě modré šipky dochází ke kontaktu čel zubů, která se po sobě posouvají a vzniká mezi nimi tření. Díky setrvačnosti a rozdílu otáček obou komponent přesto dojde k úplnému zařazení. Průběh vpravo z počátku reprezentuje podobný průběh jako ten předchozí, ale zde se po kontaktu čel zubů vytvoří větší třecí síla, která zabráni posuvu zubů do mezer a k zařazení spojky do záběru tak vůbec nedojde, přičemž objímka se nedostane do konečné polohy, jak je naznačeno opět modrou šipkou. Dva poslední průběhy jsou doprovázeny zvýšenou hodnotou vibrací a hluku z důvodu zvýšeného namáhání spojky v závislosti na rozdílu otáček obou spojovaných komponent. Vliv na hodnotu vibrací a hluku má také tvar čela zubů a obvodová vůle; [1], [2], [7].



Při řazení do záběru pomocí zubových spojek se synchronizací jsou hodnoty vibrací a hluku obecně nižší, neboť synchronizační mechanismus pro srovnání otáček spojovaných komponent snižuje rázové projevy při řazení a celá operace je tak komfortnější. Obrázek 20 popisuje průběh řadicí síly ve fázi synchronizace, přičemž průběh této síly ovlivňuje množství produkovaných vibrací a hluku v daném okamžiku. Před samotnou synchronizací je hodnota řadicí síly ovlivněna pouze třecím momentem vzniklým axiálním posuvem objímky a kontaktem clonícího kroužku s kuželovou plochou (do 700 ms). Ve fázi synchronizace dochází ke kontaktu ozubení clonícího kroužku a řadicí objímky, čímž vzniká mezi kuželovými povrchy třecí moment, který snižuje rozdíl otáček mezi volně otočným kolem a spojkovým tělesem. V tuto chvíli musí narůst řadicí síla, aby bylo překonáno tření a synchronizace tak byla úspěšná (do 850 ms). Po vyrovnání otáček obou komponent je mezi kuželami eliminován třecí moment a řadicí síla prudce klesá. Následně se řadicí objímka dále posouvá a dojde ke styku s unášecím ozubením clonícího kroužku. V závislosti na vzájemném natočení kroužku a objímky může ozubení do sebe ihned zapadnout nebo dojde ke kontaktu zub na zub. Zmíněný kontakt zub na zub je v publikacích označován jako „double bump“ a je nutné ho překonat zvýšením řadicí síly (do 1200 ms). Řadicí objímka se posouvá, až dokud se nedostane na doraz s řazeným ozubeným kolem. Posléze se dostává unášecí ozubení do záběru a zubová spojka přenáší točivý moment bez potřeby řadicí síly. Průběh řadicí síly a zároveň vibrací i hluku je ovlivněn typem synchronizačního mechanismu a velikostí třecích ploch.



Obrázek 20: Průběh řadicí síly potřebné k přeřazení během synchronizace [23]

Pokud systém synchronizace nefunguje správně a ke srovnání otáček nedojde, může při řazení převodového stupně vzniknout nadměrný hluk, způsobený nárazem zubů unášecího ozubení s ozubením řadicí objímky. Příčinou vzniku hluku při řazení ale mohou být i chyby v rozteči zubů, vady na profilu zubu či styl řazení řidiče; [1], [2], [23].



## 5 MĚŘENÍ VIBRACÍ A HLUKU

Za vibrace je považováno kmitání mechanické soustavy, jejíž body kmitají střídavě kolem své rovnovážné polohy. Rovnovážná poloha je podmíněna nulovou hodnotou působících sil, naopak kmitání je vždy způsobeno vlivem budící síly. Oproti hluku dochází u vibrací k šíření kmitů (vln) pevnými materiály. Šíření vlny materiálem je podmíněno vznikem pružné deformace. Všechny materiály mají určité vnitřní tlumení, které se projevuje ztrátami energie šířící se vlny danou strukturou. Vibrace jsou generovány jak rotujícími, tak přímočaře se pohybujícími tělesy. Obecnou hodnotu vibrací ovlivňuje velikost budících sil, frekvence a směr působení.

Každá dynamická soustava má vlastní frekvenci, která závisí na hmotnosti a tuhosti tělesa a dále na jeho uložení. Reálné dynamické soustavy mají velké množství vlastních frekvencí a obecně je nelze odstranit, pouze frekvenčně posunout nebo zatlumit. Vlastní frekvence se stane problematickou tehdy, pokud je při běžném provozu stroje shodná s některou z budících frekvencí. V případě, že dojde ke shodě vlastní frekvence a budící frekvence, nazýváme tuto shodu rezonancí. Rezonance je pro chod stroje nebezpečná a tento jev je často doprovázen i nežádoucími akustickými projevy. Cílem měření a analýz vibrací je tomuto stavu předejít a vyhnout se tak nadměrnému namáhání stroje.

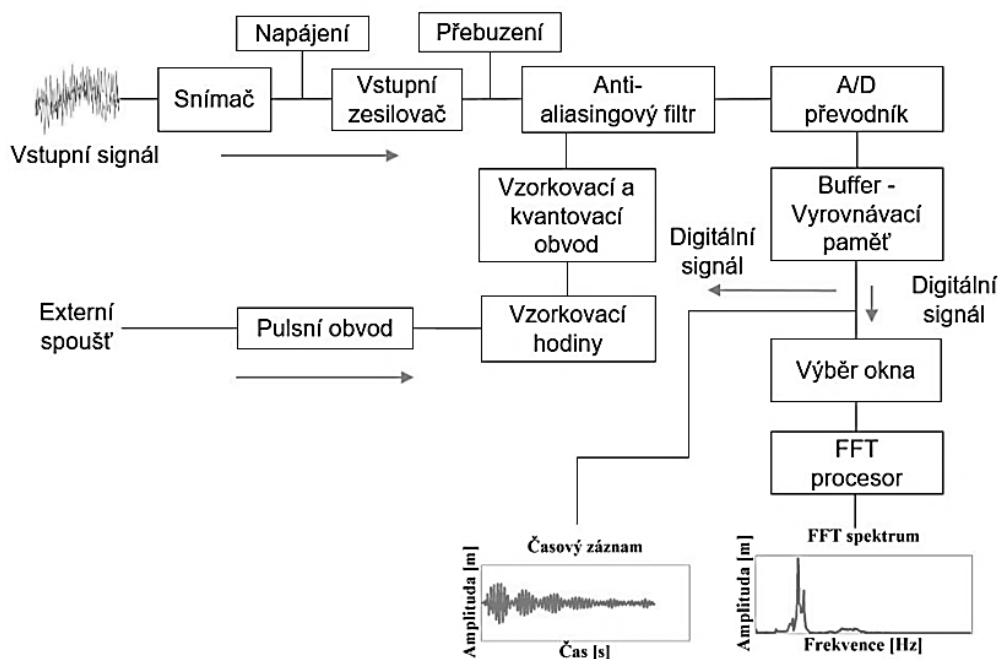
Nežádoucí zvuk neboli hluk je vybuzečné mechanické kmitání částic pružného kapalného nebo plynného prostředí, které se šíří od kmitajícího zdroje ve formě vlnoploch rychlostí charakteristickou pro dané prostředí. K vybuzení částic pružného prostředí dochází vlivem povrchových vibrací, kdy dochází k přenosu energie vibrujícího povrchu do okolí. Jedná se tedy o směs zvuků, které vznikají neharmonickým kmitáním s nepravidelnými fyzikálními vlastnostmi. Rozsah frekvencí, které je schopné lidské ucho vnímat leží v intervalu 20 Hz až 20 kHz.

Oba zmíněné parametry jsou mechanickým vlněním, přičemž každé mechanické vlnění lze popsat pomocí jeho amplitudy, frekvence a vlnové délky. Amplitudou se rozumí absolutní hodnota maximální hodnoty výchylky zdroje kmitů. Frekvence je počet periodicky se opakujících dějů za jednotku času. Převrácená hodnota frekvence se nazývá perioda. Vlnová délka je označení pro vzdálenost mezi dvěma body, které kmitají se stejnou fází čili vzdálenost, kterou urazí signál za jednu periodu. Lze ji vyjádřit jako poměr rychlosti zvuku v daném prostředí a jeho frekvence. Hluk a vibrace významně ovlivňují životní prostředí, lidský komfort a zdraví, proto je u strojních součástí nutným požadavkem provádět jejich měření a analýzy. Dalšími důvody jsou zabránění vybuzení rezonancí v částech strojů, možnost lokalizace a následného tlumení zdroje, monitorování provozního stavu stroje a ověření dynamického zatížení; [4], [13], [14], [24].



## 5.1 MĚŘÍCÍ APARATURA

K vyhodnocení hluku a vibrací se používá měřicí aparatura složená ze snímačů se zesilovači a filtry signálu. Snímače je nutné kalibrovat, k čemuž slouží přístroje k tomu přímo určené. Obvyklý měřicí řetězec je naznačen na Obrázku 21. Pro měření vibrací a hluku je rozdíl pouze v typu snímače, který je vhodně zvolen dle měřené veličiny. Vibrace, které se šíří zkoumaným objektem jsou obvykle měřeny pomocí akcelerometrů. Snímače měřící akustický tlak, tj. hluk jsou mikrofony. K popsání této komplexní problematiky se užívají i jiné fyzikální veličiny a jim odpovídající snímače, ale v praxi jsou téměř nevidané. Přístroj, který umožňuje navíc i frekvenční analýzu je označován jako analyzátor.



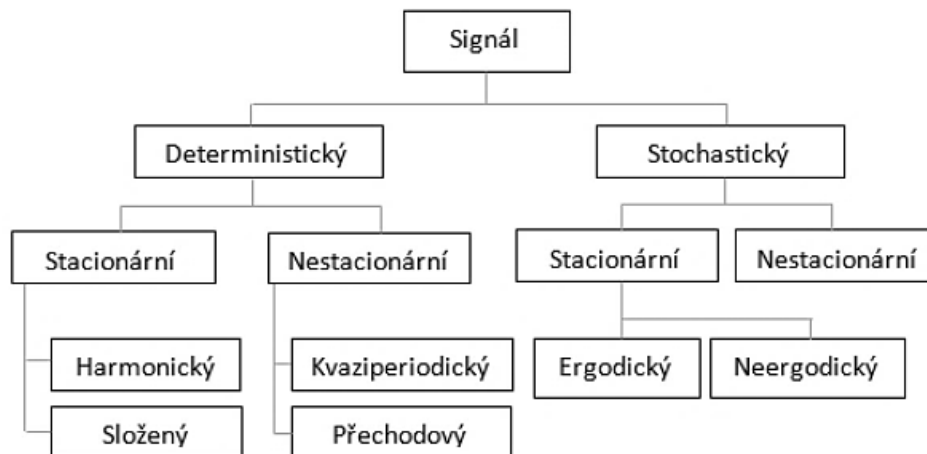
Obrázek 21: Schéma měřícího řetězce [22]

Snímač převádí mechanické veličiny na elektrické, které je poté nutné dále zpracovat. Následně je elektrický signál obvykle zesílen vstupním zesilovačem pro potlačení ruchu či zkreslení a poté je upraven antialiasingovým filtrem (viz. Kapitola 6.1). Dále je předán do A/D převodníku, který zajistí převod spojitého analogového signálu na signál diskrétní digitální za pomoci vzorkování a kvantování signálu. Digitální signál je načítán do paměti. Z vyrovnávací paměti je signál získán přímo v časové oblasti nebo ho lze zpracovat pomocí algoritmů přístroje a zobrazit tak frekvenční spektrum; [22], [24].



## 5.2 TYPY SIGNÁLŮ

Průběh měřených veličin v čase označujeme jako signál. Tento signál nese informaci o stavu systému, který jej generuje a jeho dynamice. Získáme ho ze snímačů daných veličin a můžeme ho rozdělit do základních kategorií podle typu jejich průběhu v čase.



Obrázek 22: Typy výstupních signálů

Obecně lze výstupní signál rozdělit na signál deterministický a stochastický. Rozdíl mezi nimi je takový, že časový průběh deterministického signálu lze popsat funkčním předpisem a můžeme tak předvídat jeho průběh, zatímco u stochastického signálu jeho časový průběh nelze předem zcela určit a nelze ho tak popsat matematickou funkcí. Stochastický signál se kvůli tomu označuje v literatuře také jako náhodný. V praxi se pro jeho popis využívají statistické veličiny.

Jako stacionární signál označujeme signál nezávislý na poloze počátku časové osy. Naproti tomu nestacionární signál je závislý na poloze počátku časové osy. Stacionární typ stochastického signálu se dále dělí na ergodický a neergodický signál. U ergodického signálu lze stanovit jeho charakteristiky z jednoho měření, u druhého typu nikoliv.

Stacionární deterministický signál se dělí na dvě podkategorie, tedy na harmonický a složený signál. Oba typy jsou periodické, ale harmonický lze popsat pomocí jediné sinusoidy, zatímco složený signál vzniká superpozicí více periodických funkcí. Kvaziperiodický signál disponuje určitými známkami periodicity, přičemž přechodový děj můžeme popsat jako přechod systému z jednoho ustáleného stavu do druhého s jistou mírou periodicity.

Strojní zařízení jsou obecně zdrojem harmonického, kvaziperiodického, složeného či přechodového signálu, přičemž tyto deterministické signály bývají překryty signálem stochastickým (náhodným). Zdrojem náhodného signálu jsou měřicí zařízení, případně





chybné zpracování signálu. Náhodné signály následně podstatně komplikují celý proces vyhodnocování měření; [4], [14], [24].

### 5.2.1 PERIODICKÝ SIGNÁL

Tento signál se opakuje v přesných časových úsecích a tyto úseky lze popsat pomocí frekvence, amplitudy a vlnové délky. Rozdíl mezi periodickým a kvaziperiodickým signálem je v poměru frekvencí složek, ze kterých jsou tvořeny. U kvaziperiodických vibrací je tento poměr iracionální číslo, naopak u periodických vibrací je číslem ryze racionálním. Nejjednodušší kategorií periodického signálu je harmonický signál. Ten lze vykreslit do grafu jako závislost intenzity dané veličiny v čase jako sinusoidu. Z hlediska zvuku jsou periodické signály označovány jako tóny a neperiodické jako hluk či šum. Tóny s harmonickým průběhem se označují jako jednoduché.

K obecnému matematickému popisu harmonické spojité funkce slouží rovnice:

$$y(t) = Y_0 \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi) = Y_0 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t + \varphi) \quad (1)$$

, kde:  $Y_0$  – amplituda harmonického kmitání [m]

$\omega$  – úhlová frekvence [rad/s]

$f$  – frekvence [Hz]

$t$  – okamžitý čas [s]

$\varphi$  – fáze harmonické veličiny při  $t = 0$  [rad]

Místo amplitudy kmitu se pro popis signálu často používají jiné parametry, a to především střední hodnota nebo efektivní hodnota (RMS), které zmíním později. U vibrací s ideálním harmonickým průběhem lze intenzitu definovat jako vychýlení tělesa v jednom směru. Matematicky lze takový signál popsat rovnicí:

$$x = X_a \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (2)$$

, kde:  $x$  – okamžité vychýlení tělesa ve směru jedné osy [m]

$X_a$  – amplituda vychýlení [m]

Z rovnice pro výchylku (okamžitou polohu) lze derivací dostat rovnici pro okamžitou rychlost -  $v_x$ :

$$v_x = \omega \cdot X_a \cdot \cos(\omega \cdot t) = \omega \cdot X_a \cdot \sin(\omega \cdot t + \pi/2) \quad (3)$$

Další derivací dojdeme ke zrychlení -  $a_x$ :

$$a_x = -\omega^2 \cdot X_a \cdot \sin(\omega \cdot t) = \omega^2 \cdot X_a \cdot \sin(\omega \cdot t + \pi) \quad (4)$$

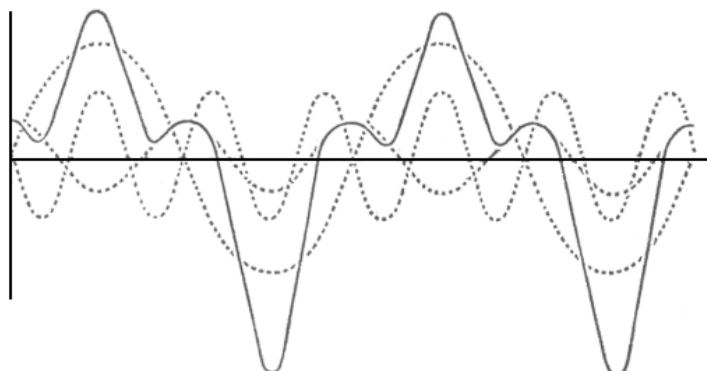
Z daných předpisů lze vyčíst, že vychýlení, rychlost a zrychlení mají totožnou úhlovou frekvenci, tedy i periodu a rozdíl je pouze ve velikosti amplitudy a fázovém posunu.



Druhým typem periodických vibrací jsou vibrace složené, tedy neharmonické, které vznikají superpozicí rozdílných časových průběhů. Nelze je popsat pomocí jedné sinusoidy, ale periodicitu je u nich stále zajištěna. V praxi jsou mnohem častější než čistě harmonické signály. Pro popis slouží fakt, že periodický signál lze popsat pomocí superpozice harmonických sinusových signálů o různých frekvencích. Na tomto principu funguje i FFT analýza, která bude popsána v další kapitole; [13], [24], [25].

Pro rovnici složeného signálu pak platí:

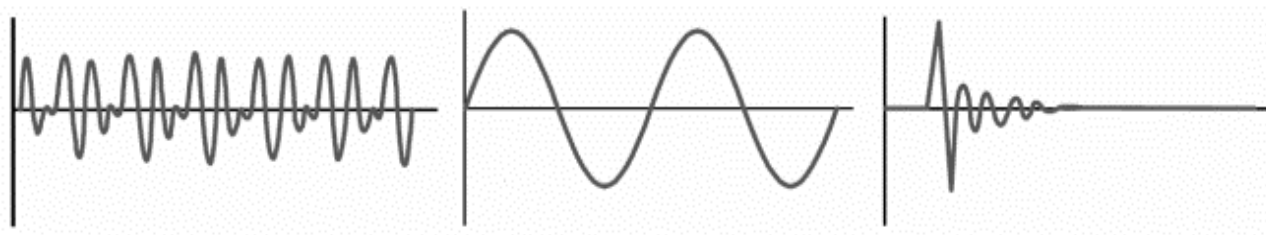
$$x = X_{01} \cdot \sin(\omega_1 \cdot t + \varphi_1) + \dots + X_n \cdot \sin(\omega_n \cdot t + \varphi_n) \quad (5)$$



Obrázek 23: Superpozice tří harmonických kmitání s různou frekvencí

### 5.2.2 PŘECHODOVÝ SIGNÁL

Dalším typem deterministického signálu vyskytujícího se u strojních zařízení je přechodový signál. Přechodové či rázové signály jsou charakteristickou odezvou na silový a časově omezený impulz. Přechodový děj lze definovat jako přechod systému z jednoho ustáleného stavu do druhého, kde si pro představu můžeme uvést hluk či vibrace vzniklé při řazení. Při řazení do záběru dochází k nucenému kontaktu zubů zubové spojky a řazeného ozubeného kola. Velikost amplitudy u tohoto rázu je ovlivněna rozdílem otáček obou komponent. Po úspěšném zařazení se amplituda s odstupem času snižuje a systém tak opět přechází do ustáleného stavu. Dalším příkladem mohou být rázy uvnitř tvářecích strojů např. buchary a lis; [4], [24], [25].



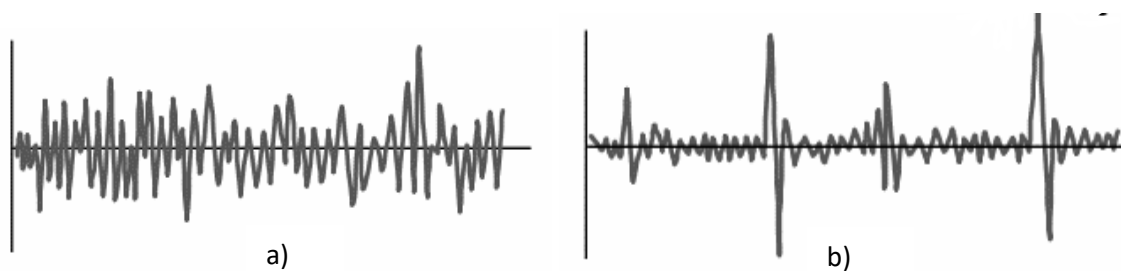
Obrázek 24: Deterministické signály: a) periodický, b) harmonický, c) přechodový



### 5.2.3 NÁHODNÝ SIGNÁL

Jak již bylo zmíněno, tak náhodný signál nelze popsat v čase matematickou funkcí a jeho cykly se nikdy zcela neopakují. K popisu a porovnání náhodného signálu existují statistické charakteristiky a funkce, pomocí kterých jsme schopni daný náhodný jev popsat a analyzovat. Jako statistické charakteristiky můžeme uvést například střední hodnotu, výběrový průměr, rozptyl nebo směrodatnou odchylku. Jako statistickou funkci můžeme označit tzv. hustotu pravděpodobnosti, která připisuje náhodné veličině určitou pravděpodobnost, se kterou se nachází v daném intervalu. Jako druhou funkci můžeme zmínit například tzv. autokorelační funkci, která určuje míru podobnosti mezi po sobě jdoucími vzorky v čase. U vzorků s vysokou vzorkovací frekvencí lze předpokládat určitou závislost a tato funkce umožňuje zjistit míru korelace vzorku s tím předchozím. U náhodné veličiny je nutné si stanovit její rozdělení pravděpodobnosti, které určuje parametr proměnné a jeho možnou pravděpodobnost výskytu. Nejvýznamnějším rozdělením je tzv. normální či Gaussovo rozdělení.

Náhodné signály se dělí na stacionární a nestacionární podle toho, zda mají tyto parametry konstantní v čase. Nestacionární signál je způsoben například změnou zatížení v čase či změnou třecích parametrů. Nestacionární signál lze považovat za stacionární, pokud se jejich statistické vlastnosti mění dostatečně pomalu. K jeho úplnému popisu je tedy potřeba ještě časový interval, s jakým se mění jeho statistické vlastnosti. Pro analýzu nestacionárních signálů se používá průměrování velkých souborů dat získaných z opakovaných experimentů; [4], [24], [25].



Obrázek 25: Náhodné signály: a) stacionární, b) nestacionární



### 5.3 MĚŘENÍ VIBRACÍ

Proces měření vibrací může být realizován jak bezkontaktní, tak kontaktní metodou snímání povrchu. Bezkontaktní měření je realizováno například pomocí laserového vibrometru. V případě kontaktního přístupu se nejčastěji užívají snímače zrychlení mechanického kmitání. V této práci se věnuji kontaktní metodě, která je dostupná na zkušebním stanovišti v laboratořích na Julisce, a která je v praxi stále hojně využívána, zejména kvůli spolehlivosti a cenové dostupnosti.

Vibrace jsou definovány jako kmitání v mechanické soustavě, jejíž body kmitají okolo své rovnovážné polohy. V závislosti na zkoumaném procesu se pro měření kmitavého pohybu využívá jedné ze tří veličin, které lze mezi sebou přepočítávat pomocí derivací a integrací. Tyto tři veličiny jsou: dráha (výchylka), rychlost a zrychlení.

- **Výchylka**

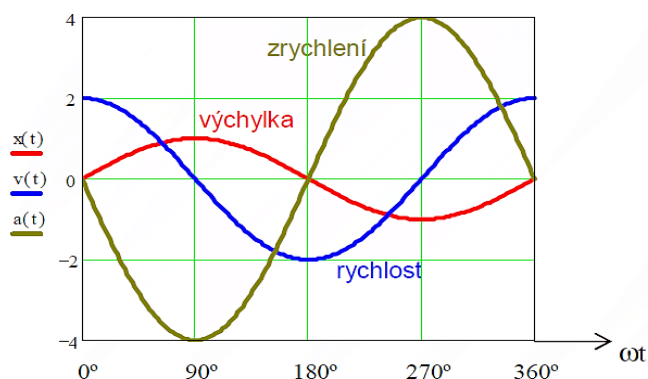
Tímto pojmem označujeme okamžitou polohu kmitajícího předmětu, která je měřena od jeho rovnovážné (klidové) polohy. Důležitým parametrem systému je velikost maximální výchylky. Snímače výchylky jsou zpravidla indukční bezdotykové sondy na bázi vířivých proudů.

- **Rychlost**

Rychlostí rozumíme první derivaci výchylky podle času. V okolí klidové polohy je rychlost kmitání maximální, naopak směrem od klidové polohy k maximální výchylce se snižuje až do bodu, kdy dosáhne maximální výchylky a rychlost kmitání je nulová. K měření rychlosti kmitání lze použít senzor zrychlení a výstupní signál zintegrovat nebo přímý senzor rychlosti označovaný jako velometr.

- **Zrychlení**

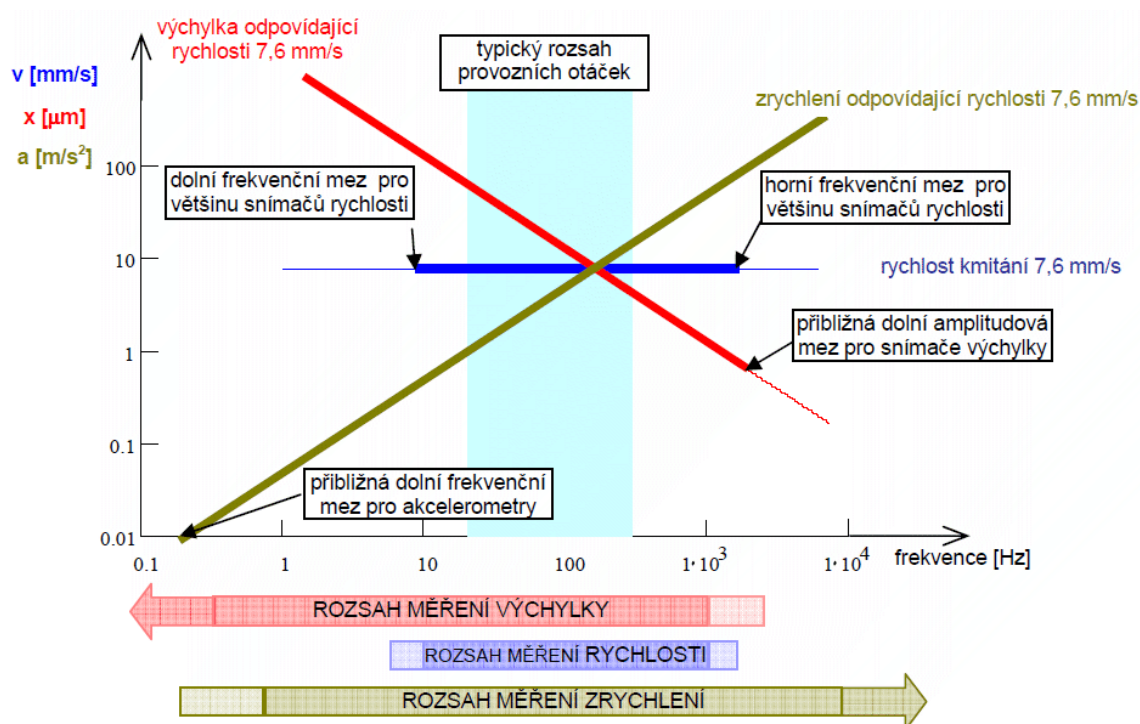
Jedná se o první derivaci rychlosti nebo druhou derivaci výchylky podle času. Maximální hodnoty je dosaženo v bodě maximální výchylky, a naopak minimální je v oblasti klidové polohy. Pro měření zrychlení se využívají snímače zvané akcelerometry.



Obrázek 26: Závislost výchylky, rychlosti a zrychlení [26]



Měřená fyzikální veličina, kterou určíme jako výchozí při měření, závisí na odhadnutém frekvenčním rozsahu měření. Při měření v oblasti nízkých frekvencí v řádu jednotek Hertz [Hz] je vhodné měřit výchylku. Měření rychlosti je určeno jako výchozí pro střední pásmo frekvencí. Pro měření vysokofrekvenčních složek signálu je vhodné měřit hodnoty zrychlení. Volba výchozí měřené veličiny má výrazný vliv na přesnost měření, neboť měřený signál je znehodnocován náhodnými vibracemi v podobě šumu. Je-li zvolena výchylka nebo zrychlení, tak je třeba k vyhodnocení účinku vibrací znát otáčkovou frekvenci stroje, při níž bylo dat dosaženo. Při volbě měřené veličiny je nutné vzít v úvahu nepříznivé vlivy, které působí na přesnost měření jako je například šum. Šum je přítomen v každém měření, a zvláště u slabých signálů, může způsobit velké nepřesnosti.; [13], [22], [26].



Obrázek 27: Vhodná měřená veličina v závislosti na frekvenčním rozsahu [26]

### 5.3.1 SNÍMAČE VIBRACÍ

Pro měření hodnot vibrací jsou nejrozšířenější snímače zrychlení, tedy akcelerometry. Dle publikací týkajících se měření vibrací v oblasti automobilových převodovek jsou nejčastěji využívány, a proto se budu dále v textu věnovat pouze tomuto typu snímačů. Při porovnání se snímači výchylky či rychlosti mají akcelerometry řadu výhod. Nespornou výhodou je zajisté velmi široký frekvenční rozsah měření. Běžné akcelerometry poskytují rozsah měřených frekvencí od hodnot menších než 1 Hz do cca 30 kHz. Pokud je třeba znát hodnoty výchylek či rychlostí, tak je lze získat integrací průběhu zrychlení. Samotná konstrukce snímače udává rozsah měřených frekvencí. Akcelerometr zahrnuje tzv. seismickou hmotu, která vlivem vibrací kmitá. Rozsah akcelerometrů je pod

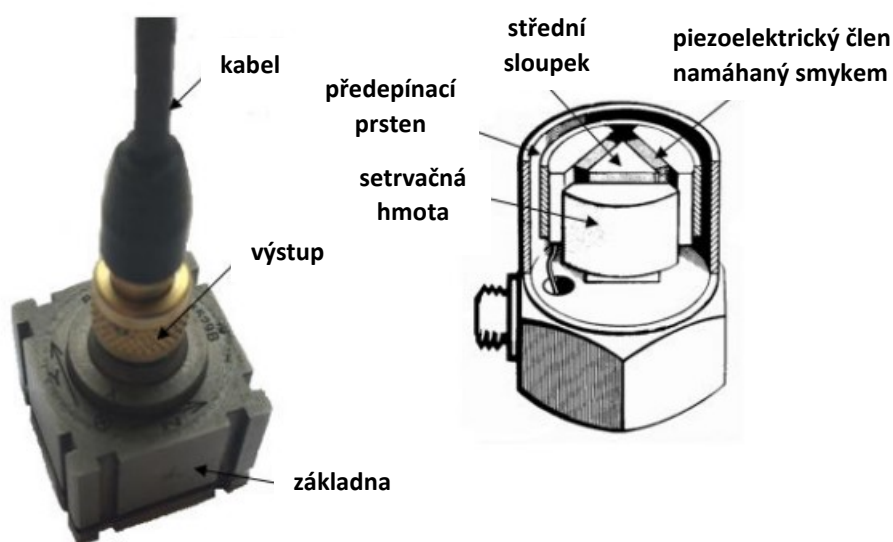


vlastní frekvencí této hmoty, velkého rozsahu se dosahuje její malou hmotností a velké tuhosti, jejichž kombinací je získána vysoká vlastní frekvence.

Fyzikální principy akcelerometrů se liší, což ovlivňuje jejich možnosti využití a vlastnosti. Jako základní typy akcelerometrů bych uvedl:

- Piezoelektrické akcelerometry
- Piezorezistivní akcelerometry
- Kapacitní akcelerometry
- Tepelné akcelerometry

Z výše uvedených typů jsou přednostně využívány piezoelektrické akcelerometry, které jsou absolutním senzorem, tj. pracují s vlastní seismickou hmotností. Vyrábějí se v několika modifikacích, ale fyzikální princip zůstává u všech zachován. Uvedená skupina akcelerometrů využívá piezoelektrického jevu, kvůli kterému vlivem deformace krystalové mřížky piezoelektrického elementu (nejčastěji krystal křemene) dochází ke generaci elektrického náboje. Vzniklá deformace je přímo úměrná velikosti generovaného náboje. Piezoelektrický element je ve snímači umístěn mezi dvě hmoty, z nichž jedna je setrvačná a druhá pevná. Tato pevná hmota je pevně spojena se snímačem, po jehož montáži se stává součástí měřeného předmětu. Při měření dochází ke kmitům celého snímače, přičemž setrvačná hmota zůstává v rovnovážné poloze. Tímto je zapříčiněn vznik působící síly na piezoelektrický krystal, který se tak deformuje a generuje elektrický náboj úměrný danému zrychlení.



Obrázek 28: Piezoelektrický snímač zrychlení namáhaný smykem [22]

Dle vnitřního uspořádání akcelerometru lze zatěžovat krystal tlakem, smykem či ohybem. Každý způsob zatížení má své výhody a nevýhody použití. Snímače s krystalem



namáhaným na tlak je výhodné použít při měření v širokém frekvenčním rozsahu, dále jsou dostatečně odolné vůči rázům. Nevýhodami může být vyšší citlivost na teplotní změny nebo ovlivnění měření kvůli nevhodnému připevnění k povrchu z důvodu deformace jeho základny. Typ s krystalem namáhaným na ohyb je vhodný k měření vibrací v oblasti nízkých frekvencí s vysokou citlivostí. Takový snímač ale trpí na poškození, je křehký a citlivý na rázy. Akcelerometr se smykově namáhaným krystalem je využitelný v širokém frekvenčním rozsahu s relativně velkou odolností, a proto byl vybrán k měření pro praktickou část této práce. Tento typ není citlivý na teplotní změny a v praxi je též velmi často používán.

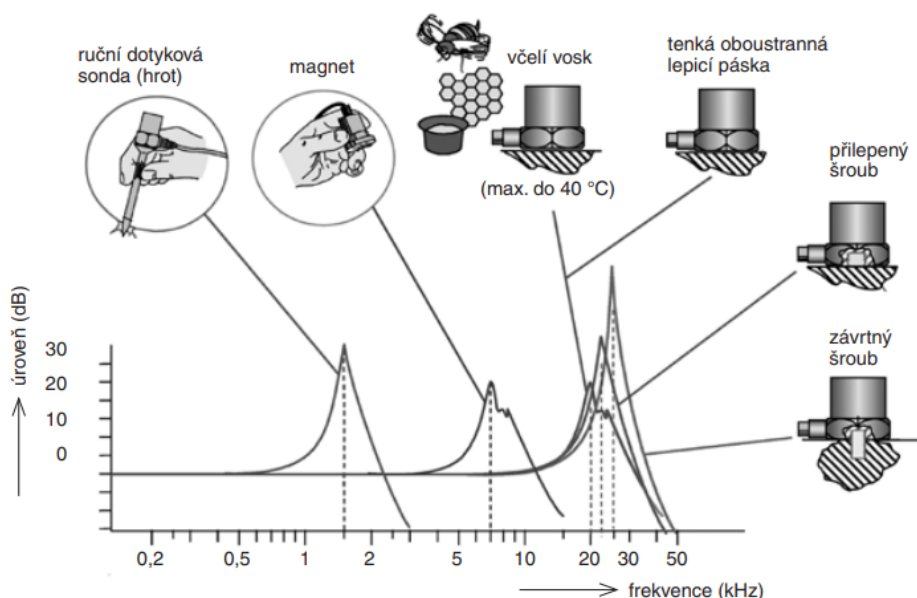
Při deformaci krystalu vzniká elektrický náboj, který je však velmi malý a nelze ho přenášet na delší vzdálenosti. Dnešní moderní akcelerometry mají již v sobě zabudovaný elektronický obvod, kde na výstupu mají již signál ve formě napětí. Tyto snímače se označují IEPE (též ICP). Tento typ akcelerometrů je omezen maximální teplotou 170 °C.

Uvnitř jednoduchého snímače vibrací se setrvačná hmota může pohybovat jen v jednom směru, obvykle kolmém na měřený povrch. Snímač tak vykazuje směrovost, kdy vibrace v jiném, než zvoleném směru jsou plně potlačeny. Tento jev je žádoucí, neboť na měřeném stroji se mohou sčítat vibrace z různých směrů, z nichž každý je třeba zachytit samostatně. U víceosých měření se používá buď několik jednoosých snímačů umístěných kolmo na sebe, nebo jednoho snímače víceosého, který integruje několik jednoosých snímačů. Základními charakteristikami snímačů vibrací jsou dynamický rozsah, který je udáván v  $m/s^2$  nebo násobcích tíhového zrychlení  $g$ , dále frekvenční rozsah, který určuje horní a dolní mez měřitelných frekvencí. Jako další vlastnosti lze uvést například citlivost, směrovou charakteristiku a odolnost proti vlivům prostředí, zejména odolnost proti teplotě a vlhkosti. Důležité jsou také rozměry a hmotnost snímače, které mohou být v některých aplikacích limitujícím faktorem.

Měření zrychlení s použitím akcelerometrů je kontaktním měření, proto je nutné vhodně umístit a upevnit snímač k vibrujícímu objektu. Umístění snímačů je důležitou součástí měření, která závisí na měřeném stroji a parametrech, které mají být měřeny. Obecným doporučením je, aby snímače byly umístěny co nejbližší měřené oblasti a neprojevovalo se tak tlumení konstrukce stroje. Nevhodným připevněním můžeme znehodnotit naměřená data nebo omezit použitelný frekvenční rozsah snímače. Existuje více způsobů uchycení akcelerometrů. Touto problematikou se zabývá norma ČSN ISO 5348: *Vibrace a rázy – Mechanické připevnění akcelerometrů*. Uvádí a popisuje připevňovací charakteristiky akcelerometrů, které jsou obvykle stanoveny výrobcem. Snímače je nutné umísťovat na očištěné a hladké místo. Způsob montáže je ovlivněn požadavkem na měřený frekvenční rozsah, dynamický rozsah a okolní podmínky (teplota,



hluk, elektromagnetické pole atd.). Nejvíce preferovaný způsob je připevnění pomocí šroubu, což ale není vždy ze zástavbových důvodů možné. Snímač se musí utáhnout předepsaným momentem. Správnost měření může ovlivňovat mechanické namáhání základny. Alternativou bývá uchycení snímačů speciálními lepidly, včelím voskem nebo pomocí permanentních magnetů. Rezonance u tohoto způsobu uchycení nastává až při frekvencích nad 20 kHz. Přichycení montážním magnetem je vhodné pro nižší frekvence, přičemž se předpokládá feromagnetický a hladký povrch měřeného objektu. K měření vibrací o vyšších frekvencích jsou nevhodné ruční sondy přikládáné na vibrující povrch, což je patrné z Obrázku 29. Nutné je při měření taktéž počítat s hmotností samotného snímače. Pro správnost měření je nutné, aby hmotnost snímače byla alespoň desetkrát menší, než je hmotnost vyšetřovaného systému. Pokud toto nelze zaručit, tak je třeba použít jinou alternativu měření. Nutné je také určení měřených směrů, přičemž vhodné je měřit ve třech směrech (axiální, horizontální, vertikální); [13], [14], [27], [28].



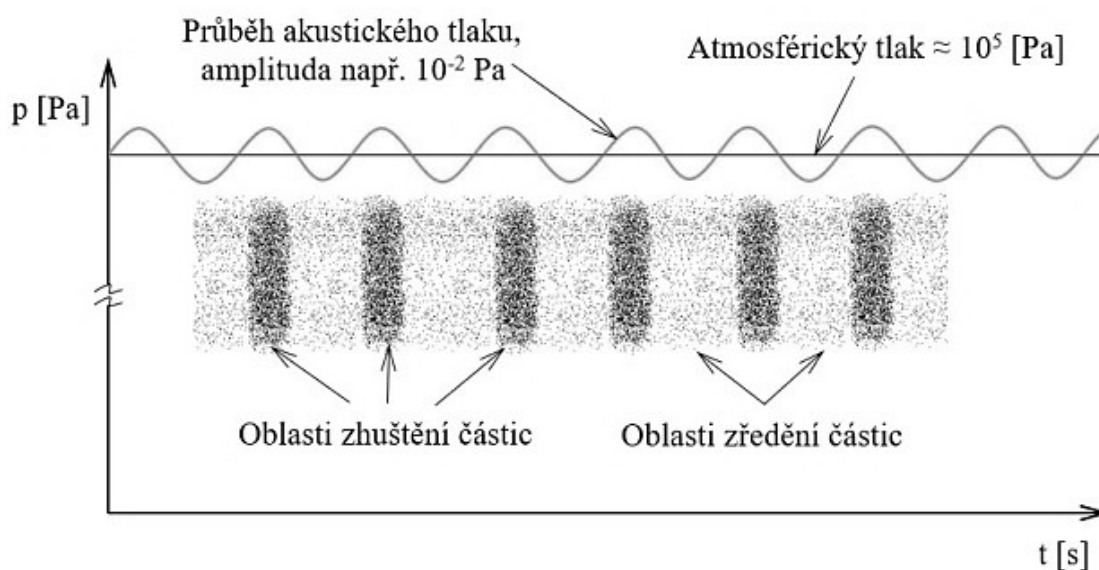
Obrázek 29: Vliv způsobu uchycení snímače na jeho amplitudovou frekvenční charakteristiku [29]





## 5.4 MĚŘENÍ HLUKU

Jak již bylo uvedeno, v hnacím ústrojí vozidla vznikají vibrace, které se dále šíří strukturou a vybudují tak povrch převodové skříně i samotnou strukturu vozidla. Kmitající struktura předává mechanickou energii do okolí a šíří se tak v plynném prostředí ve formě akustických vln, resp. hluku. O hluku je pojednáváno jako o mechanickém vlnění v pružném prostředí, konkrétně tedy ve vzduchu. Při jeho šíření se vyskytují místa s větší a menší hustotou kmitajících částic daného prostředí. Jev zhušťování a zředování částic odpovídá v tekutinách místům přetlaku a podtlaku, které ovlivňují celkový tlak. Tento tlak kolísá okolo statického (atmosférického) tlaku. Charakteristickou veličinou, která se používá pro hodnocení (snímání) hluku je akustický tlak, což je tedy diference celkového a statického tlaku. Na Obrázku 30 je patrný časový průběh statického tlaku ve vzduchu, kterým se šíří zvuková vlna. Akustický tlak je v čase proměnlivou a superponovanou složkou atmosférického tlaku. Pro běžné zvuky je rozsah akustického tlaku v porovnání s atmosférickým velice malý. Lidské ucho při frekvenci 1 kHz disponuje prahem rozlišitelnosti tlaku (slyšitelnosti) asi  $2 \cdot 10^{-5}$  Pa. Této hodnoty se následně využívá jako prahové hodnoty akustického tlaku; [22], [31].



Obrázek 30: Průběh tlaku ve vzduchu, kterým se šíří zvuková vlna [30]

Harmonický signál lze opět matematicky popsat rovnicí, která určuje okamžitou hodnotu akustického tlaku  $p_a$  [Pa] ve vzdálenosti  $d$  [m] od zdroje, který se nachází v prostředí s danou rychlostí šíření zvuku  $c$  [m/s]:

$$p_a(x, t) = p_0 \cdot \cos \left[ \omega \cdot \left( t - \frac{d}{c} \right) \right] \quad (6)$$



Zdroj zvuku je charakterizován akustickým výkonem  $P$  [W], který vyjadřuje množství produkované energie zdrojem zvuku za jednotku času. I v akustice platí zákony mechaniky, tudíž pro malý časový interval získáme akustický výkon součinem působící síly a akustické rychlosti. Touto rychlostí  $v$  [m/s] se rozumí rychlost kmitajících částic v prostředí, kterým se vlna šíří. Působící síla  $F$  [N] je vyvolána akustickým tlakem zvukové vlny na normálovou plochu  $S$  [m<sup>2</sup>]. Lze tedy psát:

$$P = F \cdot v = p_a \cdot v \cdot S \quad (7)$$

Další veličinou je akustická intenzita  $I$  [W.m<sup>-2</sup>], je úzce spjata s měřením akustického výkonu. Jedná se o vektorovou veličinu, která popisuje tok akustické energie plochou, která je kolmá ke směru šíření vlnění, za jednotku času. Je dána rovnicí:

$$I = \frac{P}{S} = p_a \cdot v = \frac{p_a^2}{\rho \cdot c} \quad (8)$$

, kde  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] je hustotou prostředí a  $c$  [m/s] je rychlost šíření zvuku v daném prostředí. Pro měření akustické intenzity se používá intenzitní sonda, která se skládá ze dvou mikrofonů v definované vzdálenosti. Z rozdílu akustických tlaků je možné poté určit akustickou rychlost a získat tak akustickou intenzitu. Této metody se využívá při lokalizaci zdroje hluku, neboť oproti mikrofonu umožňuje zjistit směr šíření akustické vlny.

Zmíněné veličiny v praxi mění svou hodnotu o několik řádů, což je nepraktické pro jejich zápisy a hodnocení. Proto je výhodné určení tzv. hladin akustických veličin, které využívají logaritmický poměr akustické veličiny vůči její referenční hodnotě. Použití logaritmů zde má ještě jeden důvod, který souvisí s Weber-Fechnerovým zákonem. Tento zákon říká, že míra fyziologického vjemu je úměrná logaritmu míry jeho fyzikální příčiny, tedy popisuje subjektivnost sluchového i hmatového vjemu. Jednotkou akustických hladin je bezrozměrná jednotka *decibel* [dB].

Pro hladinu akustického tlaku  $L_p$  [dB] je platný vztah:

$$L_p = 20 \cdot \log \frac{p_a}{p_0}; \quad p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \quad (9)$$

, kde  $p_a$  [Pa] je porovnávaná hodnota akustického tlaku a  $p_0$  [Pa] referenční hodnota akustického tlaku (práh slyšitelnosti).

Hladinu akustického výkonu  $L_w$  [dB] lze vyjádřit vztahem:

$$L_w = 10 \cdot \log \frac{P}{P_0}; \quad P_0 = 1 \cdot 10^{-12} \text{ W} \quad (10)$$

, kde  $P$  [W] je porovnávaná hodnota akustického výkonu a  $P_0$  [W] referenční hodnota akustického výkonu.

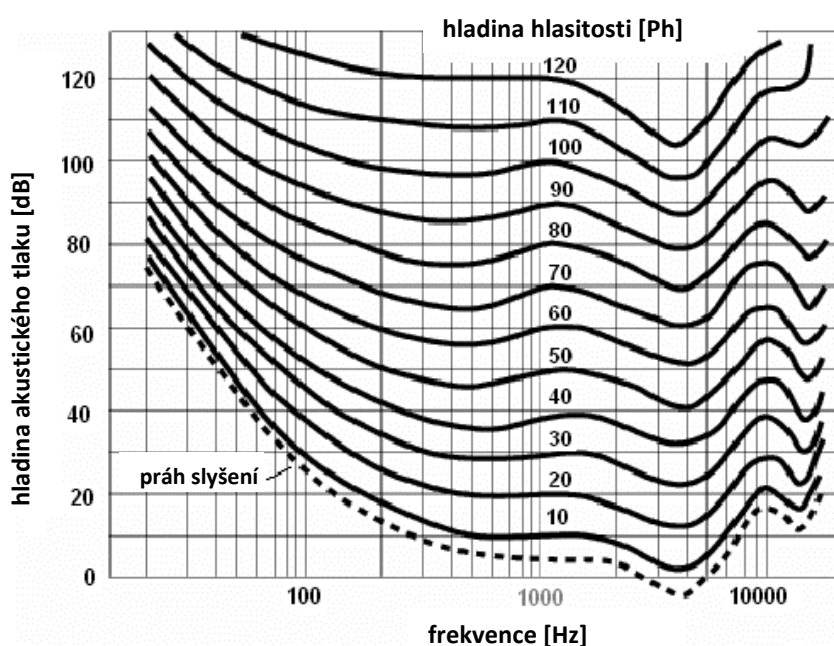


Hladina akustické intenzity  $L_I$  [dB], je definována vztahem:

$$L_I = 10 \cdot \log \frac{I}{I_0}; \quad I_0 = 1 \cdot 10^{-12} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \quad (11)$$

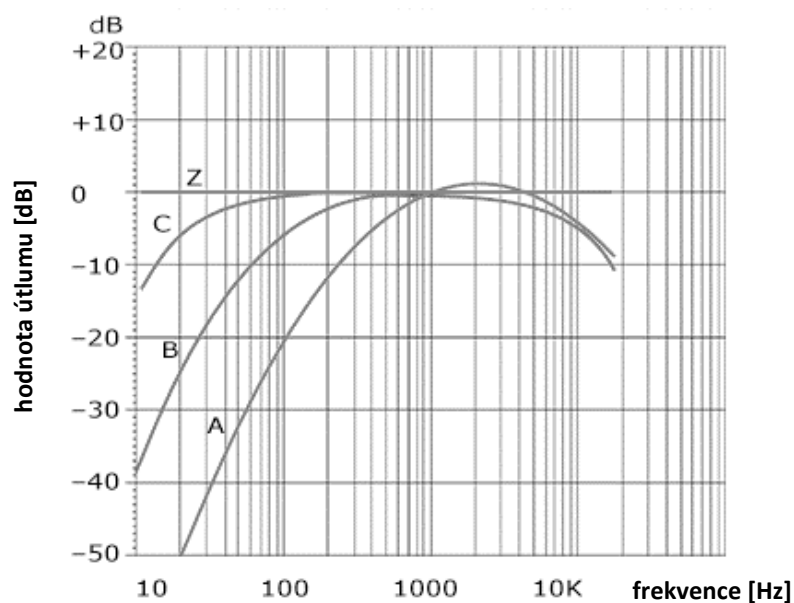
, kde  $I$  [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$ ] je porovnávaná hodnota akustické intenzity a  $I_0$  [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$ ] referenční hodnota akustické intenzity.

U sluchového vjemu je nutno brát v potaz fakt, že lidské ucho nevnímá stejně intenzivně různou frekvenci zvuku. Lidské ucho reaguje nejcitlivěji na frekvence okolo 1 kHz. Proto byly statisticky určeny tzv. křivky stejné hlasitosti. Jednotkou hladiny hlasitosti je fón [Ph], který odpovídá hodnotě intenzity při referenční frekvenci 1 kHz. Závislost vjemu hlasitosti na frekvenci je zřejmá z grafu křivek stejné hlasitosti (Obrázek 31). Izofóna, tedy křivka stejné hlasitosti na hladině 120 dB je označována jako práh bolesti; [1], [31].



Obrázek 31: Křivky stejné hlasitosti [31]

V praxi se pro zohlednění sluchového vjemu v závislosti na frekvenci používají tzv. váhové filtry (Obrázek 32), které stanovují korekční hodnotu pro každou frekvenci a přepočítávají tak naměřené hodnoty hladiny akustického tlaku na hladiny tak, jak je vnímá lidský sluch. Nejvíce využíván je váhový filtr A, který pro přepočet využívá křivku stejné hlasitosti 40 fónů a zohledňuje citlivost ucha na frekvenci do 80 dB. Přepočtená hladina akustického tlaku filtrem A se značí [dB(A)] a je užívána v legislativních nařízeních hluku motorových vozidel. Další filtry B, C, D slouží k přepočtu vyšších hladin stejné hlasitosti, ale v praxi se příliš nevyskytují. Označení Z odpovídá měřenému signálu bez frekvenčního vážení. Poškození sluchu je častým důsledkem vystavení lidského těla hluku. Toto poškození nastává při vystavení hluku o hladině akustického tlaku vyšší než 130 dB. K úplnému protržení sluchového bubínku dochází při hodnotě 160 dB; [1], [22], [31].



Obrázek 32: Útlumové charakteristiky filtru A, B, C, Z [1]

#### 5.4.1 SNÍMAČE HLUKU

Zmíněnou charakteristickou veličinou pro hodnocení hluku je akustický tlak. Ten je v technické praxi nejčastěji měřen pomocí mikrofону. Mikrofon snímá akustický tlak v daném prostředí a převádí ho na elektrický signál. Existuje velké množství typů mikrofónů, které se od sebe odlišují fyzikálním principem měření a svou konstrukcí. Mezi základní typy bych zařadil:

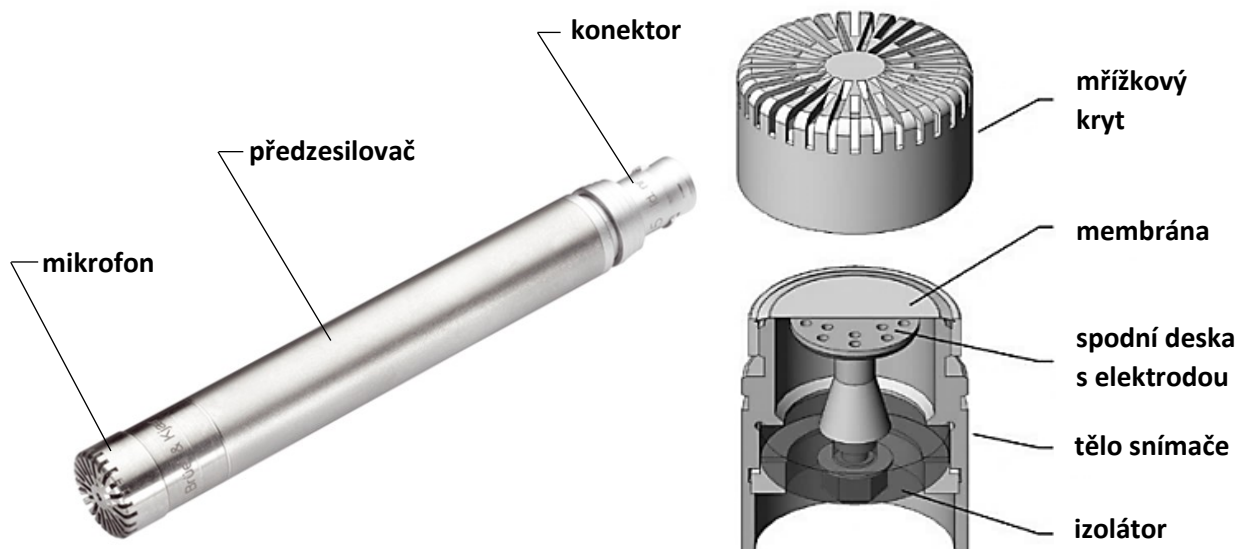
- Elektrostatické kondenzátorové mikrofony
- Elektrodynamické mikrofony
- Elektromagnetické mikrofony
- Uhlíkové mikrofony

I přes velkou škálu výše zmíněných typů mikrofónů se pro měření hluku v akustice využívá zejména elektrostatických kondenzátorových mikrofónů. Ostatní typy jsou méně využívány z důvodu malého frekvenčního rozsahu, citlivosti či spolehlivosti, a proto se budu dále věnovat pouze kondenzátorovým mikrofónům.

Tyto mikrofony využívají změny tlaku v okolí, díky kterému dochází k rozkmitání tenké membrány. Vlivem tohoto jevu membrána mění polohu vůči pevné elektrodě a s tím související kapacitu kondenzátoru, která závisí na vzdálenosti elektrod. Změna kapacity se převádí na změnu výstupního elektrického napětí mezi elektrodami zajištěním stálého náboje na kondenzátoru, proto se musí mikrofon prepolarizovat. K zesílení tohoto napětí slouží předzesilovač, který je obvykle umístěn v nástavci mikrofónu. Výstupní napětí je úměrné měřenému akustickému tlaku před membránou. Tento typ mikrofónů je využíván zejména kvůli ustálené frekvenční charakteristice v celém spektru slyšitelnosti, přičemž



citlivost nezávisí na stáří mikrofonu. Další výhodou je nízká hmotnost a malý rozměr snímače. U starších typů můžeme mezi nevýhody zařadit nutnost externí polarizace napětím 200 V, což komplikuje využití u přenosných přístrojů. Nynější modely již disponují prepolarizací, díky které je možné eliminovat drahé napájecí zdroje a je tak umožněna přenosnost snímače; [22], [31], [32].



Obrázek 33: Kondenzátorový mikrofon [31]

Pro správnost naměřených dat je stěžejní vhodný výběr typu mikrofonu v závislosti na aplikaci. Mezi hlavní charakteristiky mikrofonu řadíme frekvenční rozsah [Hz], citlivost [mV/Pa], polarizační napětí [V], průměr mikrofonu či směrovou charakteristiku, která udává závislost citlivosti mikrofonu na směru příchozího zvuku. Na rozdíl od měření vibrací není výsledek závislý na místě upevnění snímače, neboť mikrofon měří celkový hluk, ale akcelerometr měří zrychlení v bodě upevnění, i přesto bývá umístění specifikováno normou. Při měření pomocí mikrofonu není možné určit přesný směr šíření zvukové vlny, proto se u měření, kde je to potřeba v praxi využívá dokonalejších a nákladnějších nástrojů, jako např. intenzitní sonda či mikrofonní pole, což umožňuje lokalizovat zdroj hluku; [22], [31].



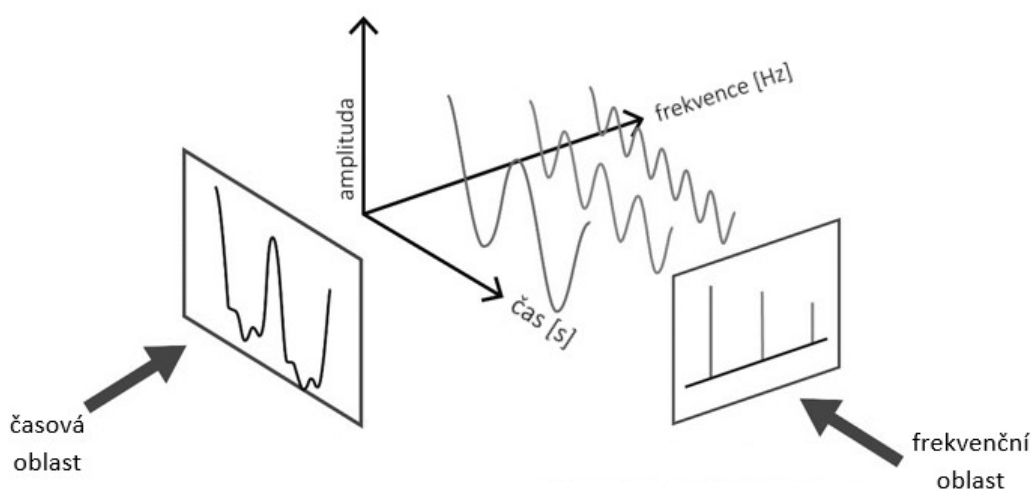
## 6 METODY ANALÝZY NAMĚŘENÉHO SIGNÁLU

Obsahem této kapitoly je přehled základních metod pro úpravu a následnou analýzu naměřeného signálu ze snímačů vibrací a hluku, konkrétně tedy akcelerometru a mikrofonu. Z uvedeného přehledu byla vybraná metoda posléze aplikována na naměřená data, jejíž celý postup je uveden v praktické části této práce.

Měřením veličin vibrací a hluku získáme jejich časový průběh v diskrétní podobě. Z naměřeného časového průběhu však nelze učinit žádné komplexní závěry, proto je nutné pro účel vyhodnocení naměřených digitalizovaných dat provést jejich analýzu. Analýza zahrnuje aplikaci matematických operací na data za účelem získání informací, které nejsou z původních dat zřejmé. Analýzu lze provádět ve dvou oblastech:

**I.) Analýza v časové oblasti** – Diskrétní signál je popsán posloupností hodnot, které reprezentují funkční hodnotu (amplitudu) veličiny v určitých časových okamžicích. Z posloupnosti reprezentující určitý časový úsek měřeného signálu jsme schopni určit několik charakteristik dané veličiny, sloužících pro získání základní představy o velikosti a trendu dané veličiny v čase. Nejčastěji se jedná o výkmit, rozkmit, průměrnou hodnotu, efektivní hodnotu signálu (RMS), nebo činitel výkmitu. Analýza v časové oblasti je vhodná pro rychlé určení změny v měřeném signálu a případná porovnávání podobných dat; [13].

**II.) Analýza ve frekvenční oblasti** – Signál je možné zobrazit jako závislost jeho amplitudy na frekvenci. Využívá se poznatku, že jakoukoliv po částech spojitou periodickou funkci lze nahradit nekonečnou řadou harmonických funkcí, nazývanou Fourierovou řadou. Pro převod spojitě funkce z časové do frekvenční oblasti slouží přímá Fourierova transformace, s jejíž pomocí jsme schopni získat frekvenční spektrum signálu, které nám poskytuje informace o jednotlivých složkách. Této možnosti se využívá zejména při diagnostice strojů s periodickým rotačním pracovním cyklem; [13], [29], [34].



Obrázek 34: Časová a frekvenční oblast [33]



## 6.1 ÚPRAVA SIGNÁLU

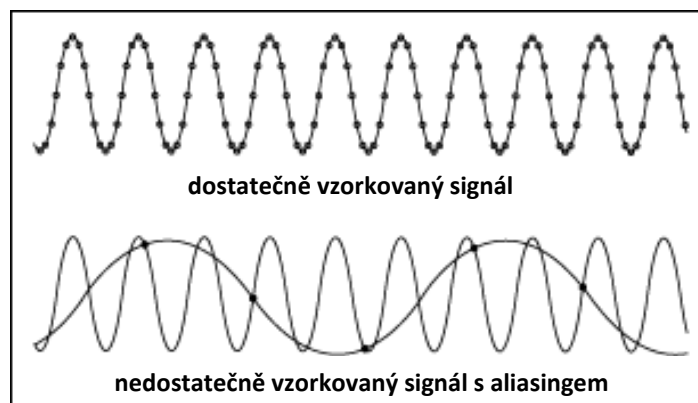
Před samotnou analýzou signálu je nutné surový signál ze snímače upravit do vhodné výchozí podoby.

### a) Časové oříznutí

Prvním krokem při úpravě digitalizovaného signálu je jeho časové oříznutí. Při provedení vícero měření je pro korektní vyhodnocení nutné, aby všechna měření trvala stejnou dobu, tudíž se tímto krokem zbavíme časových rozdílů mezi měřeními. U komplexnějších měření nás může zajímat pouze určitá fáze, proto je vhodné si zvolit konstantní interval pro časovou osu každého měření.

### b) Filtrace

Dalším krokem při úpravě signálu ze snímače je užití digitálního filtru, který zpracováváný signál zbaví složek s frekvencemi, které by nebylo možné správně zaznamenat. Tento proces úpravy úzce souvisí s frekvencí naměřeného signálu a použitou vzorkovací frekvencí, která udává počet zaznamenaných hodnot analogového signálu za jednotku času. Dle Nyquistova vzorkovacího teorému můžeme tvrdit, že dokonalá rekonstrukce signálu je možná pouze tehdy, když je vzorkovací frekvence větší než dvojnásobek maximální frekvence vzorkovaného signálu. V případě, že není tato podmínka dodržena, tak dochází k jevu zvanému aliasing. Při tomto jevu se frekvence vyšší, než polovina vzorkovací frekvence zobrazí jako nižší frekvence, přičemž dochází ke zkreslení vzorkovaného signálu a následné ztrátě informace.



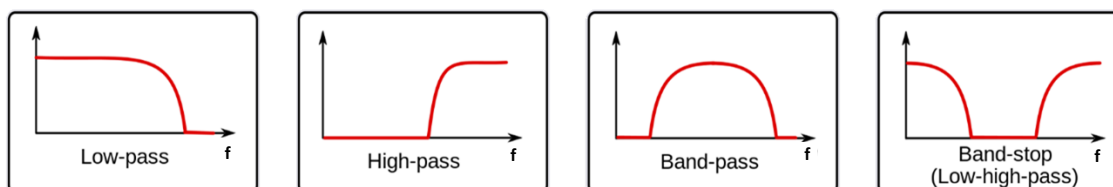
Obrázek 35: Nedostatečná vzorkovací frekvence signálu – aliasing [35]

U reálných signálů existují dvě omezení, která je potřeba brát v úvahu. Reálné signály disponují nekonečně velkým frekvenčním rozsahem, takže při měření v nějaké míře vždy dojde k aliasingu. Tím druhým je rezonanční frekvence snímače, při které je zvýšena jeho citlivost a v okolí rezonance tak může dojít ke zkreslení výsledného průběhu signálu. Obě omezení jsme schopni eliminovat pomocí digitálního filtru, který zaznamenává signál pouze v určitém rozsahu frekvencí; [4], [13], [34], [35].



Existují čtyři základní typy digitálních filtrů:

- Low-pass filtr (dolní propust): propouští signál o nižší frekvenci, než je mezní
- High-pass filtr (horní propust): propouští signál o vyšší frekvenci, než je mezní
- Band-pass filtr (pásmová propust): propouští signál v určitém pásmu frekvencí
- Band-stop filtr (pásmová zadrž): propouští signál mimo určité pásmo frekvencí



Obrázek 36: Typy digitálních filtrů [36]

## 6.2 ANALÝZA V ČASOVÉ OBLASTI

Metody analýzy v této oblasti (doméně) pracují s okamžitou hodnotou signálu (amplitudou), která je zobrazena v závislosti na čase. Zobrazení signálu v čase se jeví jako přirozené a vede k rychlému odhalení chyby či změny při měření, ale nelze jím diagnostikovat jeho příčinu.

První charakteristika, která slouží k popisu signálu je hodnota **výkmitu** (z angl. peak). V literatuře též nazýván jako vrchol signálu, který udává maximální absolutní vzdálenost vrcholu naměřeného signálu od referenční hodnoty. Hodnotu výkmitu můžeme zapsat jako:

$$A_{pk} = \max (|A|) \quad (12)$$

, kde  $A$  je soubor všech naměřených hodnot amplitud signálu ve zkoumaném časovém intervalu,  $A_{pk}$  je hodnotou výkmitu. U signálů s negativní hodnotou amplitud se používá jemu podobná charakteristika, tedy **rozkmít** (z angl. peak to peak). Ten udává vzdálenost mezi maximální a minimální hodnotou amplitudy signálu.

Další charakteristikou diskrétního signálu je **střední hodnota** (z angl. average), která udává střední hodnotu amplitudy v průběhu půlvlny, přičemž sinusový průběh má průměrnou hodnotu rovnu  $2/\pi$  násobku výkmitu. Lze ji definovat vztahem:

$$A_{avg} = \frac{\sum_{n=1}^N |A(n)|}{N} \quad (13)$$

Alternativou k průměrné hodnotě signálu je **efektivní hodnota** či kvadratický průměr (z angl. Root Mean Square, též RMS). Tato metrika představuje druhou odmocninu aritmetického průměru kvadrátu naměřených hodnot signálu. Výstupem je opět jediné číslo, které bere v úvahu celý průběh měřené veličiny, a proto se často používá k porovnání

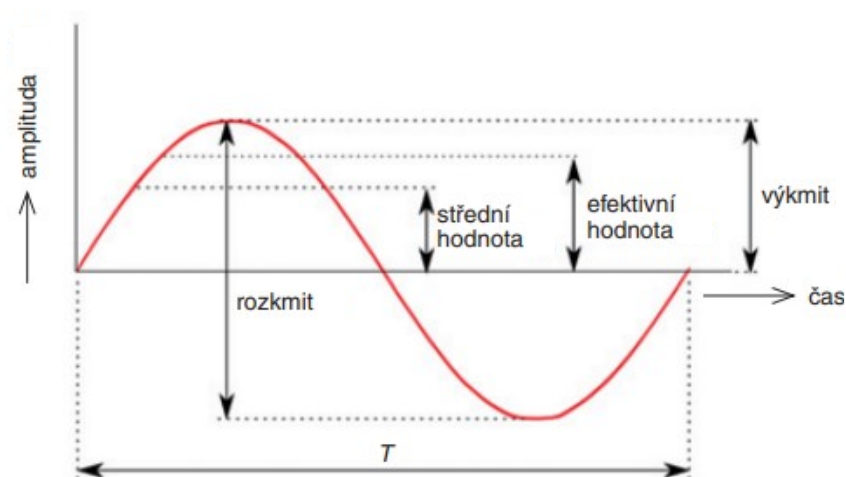




signálů s podobným průběhem. RMS je měřítkem nebezpečnosti daného signálu s přímým vztahem k energii, jehož fyzikální analogií je mechanický výkon signálu. Sinusový průběh má efektivní hodnotu rovnu  $1/\sqrt{2}$  násobku výkmitu. Efektivní hodnotu lze matematicky zapsat rovnicí:

$$A_{RMS} = \sqrt{\frac{\sum_{n=1}^N [A(n)]^2}{N}} \quad (14)$$

, kde  $A(n)$  je  $n$ -tá naměřená hodnota signálu v čase a  $N$  je celkový počet naměřených diskretních bodů v čase.



Obrázek 37: Charakteristiky signálu v časové oblasti [29]

Jako další možnou charakteristiku signálu uvádím **činitel výkmitu** (z angl. crest factor), který je definován jako poměr hodnoty výkmitu a efektivní hodnoty signálu, tedy:

$$K_v = \frac{A_p}{A_{RMS}} \quad (15)$$

Činitel výkmitu se v praxi používá zejména pro informaci o technickém stavu součástí v kombinaci s analýzou ve frekvenční oblasti; [4], [13], [22].

### 6.3 ANALÝZA VE FREKVENČNÍ OBLASTI

Při metodách analýzy ve frekvenční oblasti je signál zobrazen jako závislost amplitudy na jeho frekvenci. Signál zaznamenaný v čase je například při vibrodiagnostice strojů vhodné transformovat do frekvenční oblasti, aby se zjistily jednotlivé složky a příčiny vibrací. Nástroj, který umožňuje převod spojité funkce z časové do frekvenční oblasti se nazývá Fourierova transformace. Tato metoda stojí na poznatku, že jakýkoliv reálný spojitý periodický signál je možné převést na nekonečnou řadu harmonických funkcí (Fourierova řada) o určité frekvenci. Ve frekvenční oblasti je každá tato harmonická funkce zobrazena



jako vertikální čára s vlastní amplitudou. Přímá Fourierova transformace spojité funkce je definována vztahem:

$$F(f) = \int_{-\infty}^{\infty} (f(t) \cdot e^{-i2\pi ft}) dt \quad (16)$$

, přičemž  $f(t)$  je původní signál v časové oblasti,  $F(f)$  je signál po transformaci. Výsledkem Fourierovy transformace spojité funkce je spojité frekvenční spektrum, které lze v komplexní rovině vyjádřit jako:

$$F(f) = Re(f) + iIm(f) = |F(f)| \cdot e^{i\varphi(f)} \quad (17)$$

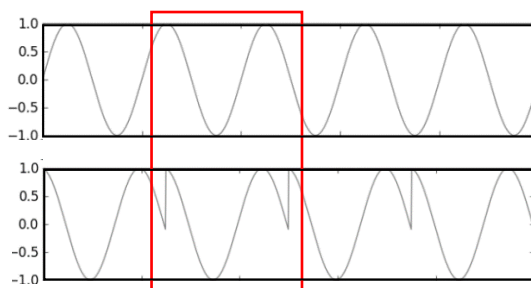
, kde  $|F(f)|$  se označuje jako amplitudové a  $\varphi(f)$  jako fázové spektrum. Z rovnice 16 je zřejmé, že přímá Fourierova transformace je nekonečný integrál ze spojité funkce. U reálných měření je spojitá veličina zaznamenávána snímačem danou vzorkovací frekvencí a výstupní signál je tak tvořen soustavou diskrétních bodů, tudíž není spojitý. Z diskrétního časového signálu je třeba získat diskrétní frekvenční spektrum, čehož se docílí pomocí diskrétní Fourierovy transformace (DFT), kterou můžeme popsat rovnicí:

$$F(f) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} f(n) \cdot e^{-\frac{i2\pi fn}{N}} \quad (18)$$

,  $N$  je celkový počet vzorků signálu,  $n$  je konkrétní vzorek signálu. Tato rovnice slouží pro transformaci dat z časové do frekvenční oblasti. Tento proces lze provést i zpětně, kdy se provádí transformace z frekvenční do časové oblasti. Matematický zápis zpětné DFT je:

$$f(n) = \frac{1}{N} \sum_{f=0}^{N-1} F(f) \cdot e^{\frac{-i2\pi fn}{N}} \quad (19)$$

Při dodržení Nyquistova vzorkovacího teorému, předpokladu frekvenčního omezení vzorkovaného signálu a předpokladu, že perioda vzorkovaného signálu je celým násobkem vzorkovací frekvence, tak lze tvrdit, že diskrétní frekvenční spektrum obsahuje konečný počet hodnot a vypočtené hodnoty budou určeny přesně. Při praktickém měření je problém dodržet zejména poslední předpoklad, neboť u komplexních signálů je téměř nemožné určit takový časový interval, který by byl celým násobkem periody každé harmonické složky signálu. Nežádoucím důsledkem této skutečnosti je zkreslení frekvenčního spektra, tzv. prosakování (z angl. leakage), při němž nedojde k plynulému napojení na původní signál a ve spektru tak vznikají nové frekvence, které se však u skutečného signálu neobjevují.

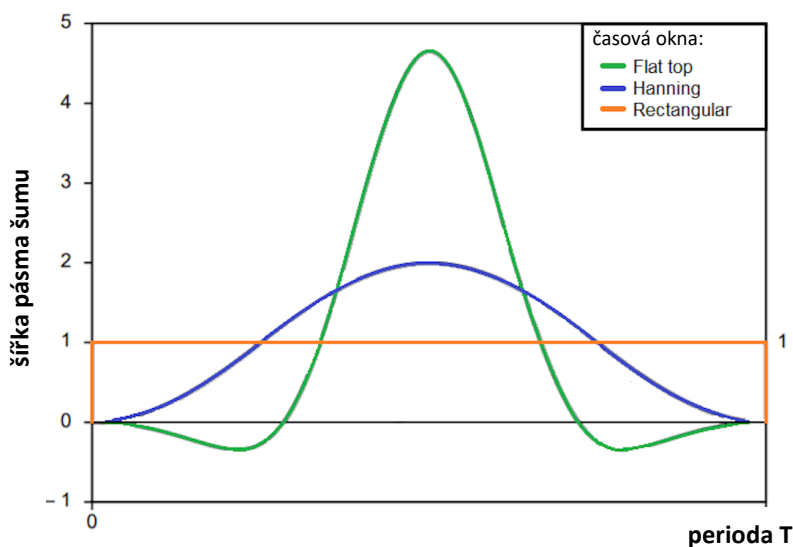


Obrázek 38: Harmonický signál s časovým oknem (nahore), po chybném napojení (dole)



Tento nežádoucí jev plynoucí z omezené délky záznamu signálu můžeme omezit použitím vhodného tvaru časového okna, které dává odlišnou váhu různé části záznamu a tím snižuje vliv nepřesností. Okna jsou konstruována tak, aby minimalizovala nespojitosti na okrajích signálu a tím i nežádoucí projevy ve frekvenčním spektru. Časových oken existuje mnoho typů, přičemž k určení jejich vlivu na signál se používá šířka pásma šumu, která nám říká, jak dané časové okno ovlivňuje frekvenční rozlišení signálu a bývá definována jako součinitel původního frekvenčního rozlišení; [4], [13], [37].

Pro představu bych zde okrajově zmínil alespoň tři základní časová okna, mezi něž patří **Obdélníkové** okno (z angl. rectangular). Šířka pásma šumu tohoto okna je rovna jedné, tudíž signál nijak neovlivňuje a nechává stejnou váhu všem částem záznamu, přičemž nijak nezmiňuje prosakování signálu. Obdélníkové okno je vhodné pro neperiodické signály. Druhým typem je okno **Hanning**, jehož průběh ovlivnění signálu v dané oblasti je patrný z Obrázku 39, přičemž na okrajích záznamu nabývá nulové hodnoty šířky pásma šumu a uprostřed hodnoty 2. Je vhodné k potlačení prosakování signálu a užívá se pro náhodné signály. Posledním druhem časového okna je **Flat top**, které se liší průběhem od okna Hanning na okrajích, kdy nabývá záporných hodnot a uprostřed přiděluje svému vrcholu vyšší váhu. Používá se u periodických signálů, kde jsou známé frekvenční složky; [13], [38].



Obrázek 39: Základní typy časových oken [38]

Frekvenční spektrum získané pomocí DFT má rozlišení dáno rozestupem diskrétních hodnot -  $\Delta f$  dle vztahu:

$$\Delta f = \frac{f_{vz}}{N} \quad (20)$$

, kde  $N$  je počet vzorků signálu,  $f_{vz}$  je vzorkovací frekvence. Zvýšení rozlišení frekvenčního spektra jsme schopni dosáhnout snížením vzorkovací frekvence nebo zvýšením počtu vzorků, přičemž dojde k prodloužení celkové doby měření.



Kromě volby časového okna je třeba si pro úplný výpočet zvolit typ amplitudy. Jak již bylo zmíněno v rovnici 17, tak výsledkem Fourierovy transformace je reálná ( $Re$ ) a imaginární část ( $Im$ ) signálu. Různé matematické úpravy a kombinace těchto dvou částí definují různé typy amplitud, kterých existuje celá řada. Zmíním zde pouze dva základní typy. Prvním z nich je *vrcholová amplituda* [ $g$ ], která je definována jako:

$$\text{Vrcholová amplituda} = \sqrt{Re^2 + Im^2} \quad (21)$$

Jako druhý typ uvádím *výkonovou spektrální hustotu*  $\left[\frac{g^2}{Hz}\right]$  (z angl. Power Spectral Density, PSD). Popsána je rovnicí:

$$PSD = \frac{Re^2 + Im^2}{2 \cdot \Delta f} \quad (22)$$

Její výhodou je souvislost s frekvenčním rozlišením, kvůli které je signál zbaven závislosti na šířce frekvenčního pásma a je tak možné porovnat mezi sebou signály, které mají odlišnou vzorkovací frekvenci či dobu měření; [4], [13], [37], [39].

Diskrétní Fourierovu transformaci (DFT) je možné efektivně provést za pomoci několika algoritmů, které se souhrnně označují jako rychlá Fourierova transformace (z angl. Fast Fourier Transform, FFT) a umožňují nižší počet potřebných kalkulací a tím pádem i kratší výpočetní čas. Zatímco výpočet DFT pomocí definičního vztahu má časovou složitost třídy  $O(N^2)$ , algoritmy FFT mají složitost pouze  $O(N \log(N))$  pro  $N$  diskretních časových bodů. Dalšími analytickými přístupy založenými na Fourierově transformaci jsou například krátkodobá Fourierova transformace či Kepstrální analýza; [13].



## 7 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ NA ZKUŠEBNÍM STAVU ŘAZENÍ

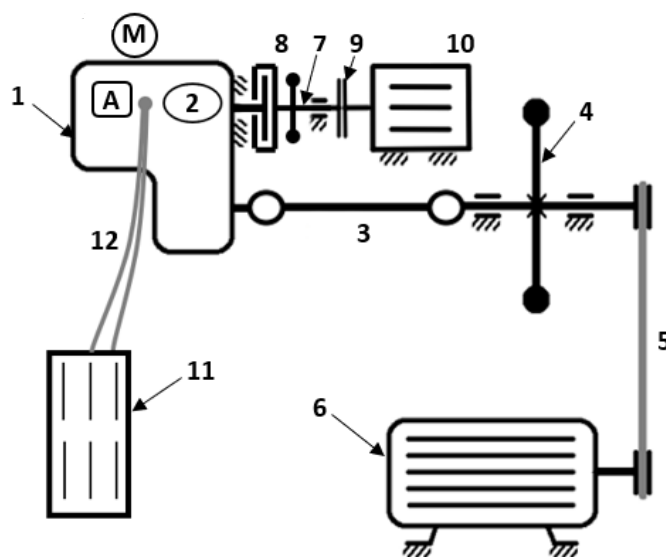
Jak již bylo zmíněno, v praktické části práce se zabývám měřením a návrhem metodiky pro analýzu vibrací a hluku při řazení do záběru pomocí různých typů řadicích spojek v mechanické převodovce. Veškerá měření probíhala na setrvačnickovém stavu v laboratořích Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel na Julisce. Tři odlišné typy zubových spojek byly testovány v převodovce typu MQ200 koncernu VW.

### 7.1 ZKUŠEBNÍ STAV V LABORATOŘÍCH NA JULISCE

Samotný setrvačnickový stav byl původně navržen Ing. Jiřím Pakostou, PhD. a slouží k simulacím a testování provozních podmínek hřídelových převodovek, především ke zkoušení životnosti a funkčnosti převodovek a jejich komponent (řadicí mechanismus). Stanoviště je osazeno senzory měřícími řadu veličin, které nám dále slouží k vyhodnocení průběhu řazení v testované převodovce; [2], [3].

#### 7.1.1 HLAVNÍ ČÁSTI STANOVIŠTĚ

K testovací převodovce MQ200 jsou napojeny tři základní části, přičemž první z nich je pohon, který je připojen na výstupní diferenciál převodovky. Druhou částí je odpojitelná externí synchronizace, která je připojena na konec vstupní hřídele převodovky a třetí část tvoří pneumatický řadicí robot, který pomocí lanovodů ovládá řazení jednotlivých řadicích spojek do záběru uvnitř převodovky.



Obrázek 40: Schéma zkušebního stavu řazení [43]:

1 – převodovka; 2 – testovaná zubová spojka; 3 – kloubový hřídel; 4 – velký setrvačník; 5 – řemenový převod; 6 – velký elektromotor; 7 – střední hřídel; 8 – spojková sada a malý setrvačník; 9 – elektromagnetická spojka; 10 – malý elektromotor; 11 – pneumatický řadicí robot; 12 – lanovody; A – tříosý akcelerometr; M – mikrofon

Převodovka je pevně uchycena k tuhému rámu zkušebního stanoviště za přírubu spojkové skříně. Výstup převodovky (diferenciál) je připojen k setrvačnicku přes kloubový



hřídel uložený v ložiskách a tenzometrickou přírubu měřící točivý moment a otáčky. Energie rotujícího setrvačnicku simuluje setrvačnost jedoucího vozidla (otáčení kol a hmotnost vozidla) a zajišťuje tak téměř konstantní otáčky výstupního hřídele převodovky během řazení. Otáčky setrvačnicku jsou řízeny asynchronním elektromotorem přes řemenový převod. Elektromotor pracuje pouze do chvíle, kdy roztočí setrvačnick na dané otáčky, poté přebírá funkci kinetická energie setrvačnicku. Tento elektromotor lze regulovat frekvenčním měničem. Vstupní hřídel testované převodovky je spojena s pomocnou střední hřídelí rozjezdovou třecí spojkou, kde jsou snímány otáčky vstupní hřídele. Přítlačný kotouč této spojky je regulován elektrohydraulickým ovládáním (tzv. eClutch). Na střední hřídel je taktéž napojen menší setrvačnick simulující moment setrvačnosti motoru. Na opačné straně střední hřídele je umístěn menší elektromotor, který slouží k externí synchronizaci otáček a umožňuje tak nastavení požadovaného rozdílu otáček před samotným řazením, což je využito při měření nesynchronizovaných zubových spojek, jako je tomu například u návrhu Ing. Michala Jasného a jeho zubové spojky s aretačním mechanismem. Spojení vstupní hřídele a elektromotoru je ovládáno elektromagnetickou spojkou, kterou lze regulovat stejnosměrným napětím a můžeme tak tuto část pro měření synchronizovaných spojek snadno odpojit. Řazení je prováděno pneumatickým řadicím robotem, který je zapůjčen od firmy Škoda Auto. Ten pomocí šesti pneumatických válců simuluje mechanismus řadicí páky a přes dvojici mechanických lanovodů ovládá řadicí ústrojí převodovky. Tlak vzduchu proudícího do válců je regulován redukčním ventilem, díky němuž lze nastavit velikost řadicí síly pro jednotlivá řazení. Pro monitorování průběhu řazení z pohledu řadicí páky jsou ve spojení řadicího robota s lanovody umístěny snímače pro měření řadicí síly a posuvu. K měření vibrací během řazení slouží tříosý akcelerometr umístěný na převodovkové skříni a pro snímání hluku je využit mikrofón, který zaujímá pozici za převodovkou; [3].



Obrázek 41: Pohled na zkušební stav řazení [43]



### 7.1.2 ZÁZNAM DAT NA STANOVIŠTI

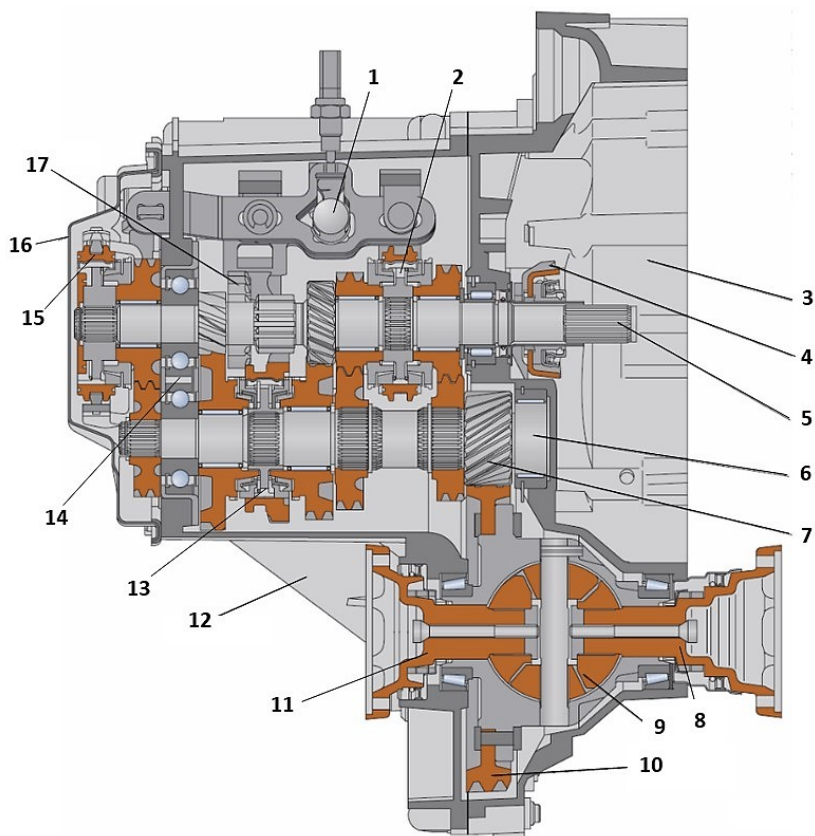
O řízení celého stanoviště a záznam surových naměřených dat se stará grafické vývojové prostředí National Instruments LabVIEW. Z každého provedeného přeřazení je zaznamenán datový soubor hodnot snímaných veličin, které popisují podmínky a průběh daného přeřazení, mezi něž patří především otáčky vstupní a výstupní hřídele, točivý moment na výstupní hřídeli, řadicí síla a posuv robota na lanovodu a teplota oleje. Tento první soubor je zaznamenáván se vzorkovací frekvencí 100 Hz. Pro měření vibrací a hluku je souběžně zaznamenáván druhý soubor, který poskytuje data opět o každém provedeném přeřazení, ale z pohledu NVH, tedy z akcelerometru a mikrofonu. Druhý soubor má vzorkovací frekvenci 51,2 kHz.

### 7.2 TESTOVACÍ PŘEVODOVKA

Zkoumané řadicí spojky byly jednotlivě umístěny do referenční testovací převodovky typu MQ200 na zkušebním stavu v laboratořích na Julisce. Tato převodovka byla vyvinuta automobilovým koncernem VW a jedná se o manuální, dvouhřídelovou převodovku, která je určena pro vozy s příčnou zástavbou hnacího ústrojí a pohonem přední nápravy. Tato varianta disponuje pěti plně synchronizovanými dopřednými rychlostními stupni se šikmým ozubením. V konstrukci je umístěna přídatná osa pro zpětný chod, který je řazen posuvným kolem s přímým ozubením (viz. Kapitola 3.1.1.).

Součástí běžné konfigurace převodovky MQ200 jsou tři synchronizační spojky typu Borg-Warner (viz. Kapitola 3.1.3.1.), přičemž první dva rychlostní stupně mají synchronizační spojku s dvojitou synchronizací (dvojitý synchronizační kroužek), která je umístěna na výstupním hřídeli. Dvě zbývající synchronizační spojky jsou jednoduchého typu a jsou umístěny na vstupním hřídeli (viz. Obrázek 42).

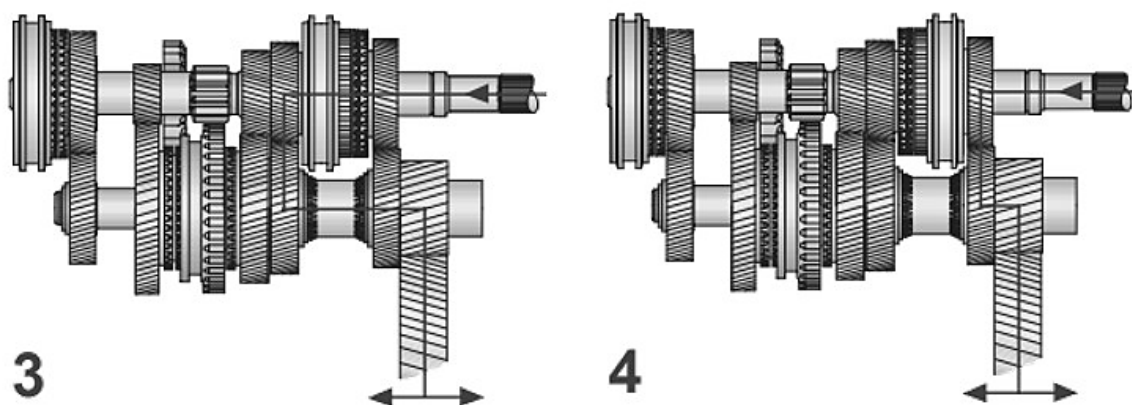
Řidič pohybem řadicí páky ovládá řazení rychlostních stupňů. Dvojice lanovodů přenáší tento pohyb, přičemž první lanovod přenáší pohyb páky do stran a volí tak, která řadicí spojka bude použita (volící pohyb). Pohyb nahoru či dolů je přenášen druhým lanovodem, který ovládá pohyb dané řadicí spojky a určuje tak řazený rychlostní stupeň (řadicí pohyb). Oba pohyby jsou přenášeny přes lanovody na řadicí tyč, kde je v závislosti na jejím axiálním posuvu skrz řadicí palec, páku a řadicí vidličku ovládán pohyb řadicích kamenů. Po zapadnutí těchto kamenů do objímky je zajištěn posun synchronizační spojky ve vybraném směru; [40].



Obrázek 42: Příčný řez převodovkou MQ200 [40]:

1 – řadicí mechanismus; 2 – synchronizační spojka pro 3. a 4. stupeň; 3 – skříň spojky; 4 – vypínací páka spojky; 5 – vstupní hřídel; 6 – výstupní hřídel; 7 – kolo stálého převodu na výstupní hřídeli; 8 – výstupní hřídel k pravému kolu; 9 – diferenciál; 10 – kolo stálého převodu na diferenciálu; 11 – výstupní hřídel k levému kolu; 12 – skříň převodovky; 13 – synchronizační spojka pro 1. a 2. stupeň; 14 – ložisková jednotka; 15 – synchronizační spojka pro 5. stupeň; 16 – víko; 17 – posuvné kolo pro zpětný chod

Porovnávání tří typů řadicích spojek byly měřeny při řazení třetího a čtvrtého rychlostního stupně, tudíž je vhodné znázornit tok výkonu pro tyto stupně v testované převodovce (viz. Obrázek 43)



Obrázek 43: Tok výkonu testovanou převodovkou MQ200 pro 3. a 4. rychlostní stupeň [40]

Podrobnější parametry a informace ohledně testované převodovky je možné nalézt například v publikaci [40].





### 7.3 VSTUPNÍ PARAMETRY

U prováděných měření na zkušebním stavu bylo bráno v úvahu pět nastavitelných a měřitelných vstupních parametrů, přičemž byl zkoumán jejich vliv na průběh řazení a hodnoty vibrací a hluku během řazení. Pro následnou analýzu byly měřeny jejich různé vzájemné kombinace ve specifickém rozsahu pro každý typ řadicí spojky zvlášť. Hodnoty níže uvedených parametrů byly definovány do řídicího softwaru před každým měřením:

- 1)** Řazený rychlostní stupeň – všechna měření byla provedena pouze pro třetí a čtvrtý rychlostní stupeň, které řadil pneumatický robot z neutrálu.
- 2)** Otáčky vstupní hřídele – pro všechna měření nastaveno  $1500 \text{ min}^{-1}$ .
- 4)** Řadicí tlak robota – pro všechna měření nastaveno 1,5 bar.
- 3)** Rozdíl otáček (úhlových rychlostí) na řadicí spojce – kladné znaménko značí, že vstupní hřídel se otáčí rychleji, tudíž musí být při řazení zpomalena a při záporném znaménku je tomu naopak.
- 5)** Míra sepnutí eClutch – parametr popisující pozici a chování třecí spojky. Třecí spojka je umístěna mezi vstupní hřídelí převodovky a malým setrvačником, který simuluje moment setrvačnosti motoru. Záměrem při nastavování tohoto parametru je snaha o snížení vibrací při řazení vhodnou mírou sepnutí. Pružiny třecí spojky ve vhodné pozici jsou totiž schopny tyto vibrace v kombinaci s prokluzem minimalizovat. Toto elektrohydraulické ovládání třecí spojky lze nastavovat v rozmezí 0 až 25 mm (sepnuto/rozepnuto), přičemž měření bylo prováděno pouze pro okolí záběrového bodu, který je přibližně v 8,5 mm.

### 7.4 PRŮBĚH MĚŘENÍ

Každé přeřazení probíhalo na zkušebním stavu automaticky v těchto krocích:

- 1)** Převodovka v pozici neutrálu, zadání vstupních parametrů, začátek procesu řazení
- 2)** Nastavení požadovaných parametrů (řadicí tlak, otáčky vstupního a výstupního hřídele)
- 3)** Spuštění záznamu dat
- 4)** Nastavení pozice eClutch, rozepnutí elektromagnetické spojky (odpojení malého elektromotoru)
- 5)** Zařazení rychlostního stupně, řídicí program čeká na ustálení oscilací od řazení po dobu přibližně 1 s.
- 6)** Ukončení záznamu dat
- 7)** Postupné sepnutí eClutch zpět do pozice 0 mm
- 8)** Vyřazení do neutrálu
- 9)** Sepnutí elektromagnetické spojky (připojení malého elektromotoru)



Stanoviště je takto uvedeno do výchozí pozice a může proběhnout další měření. Každý proces přeřazení trvá přibližně 10 s. Po dokončení jsou uživatelem pozměněny vstupní parametry a může tak začít další měření. Z důvodu velkého počtu měření a jeho variant byl celý proces automatizován. Řídící program v kooperaci se stanovištěm provede sérii měření se změnou vstupních parametrů automaticky, přičemž uživatel nastaví rozmezí a krok proměnných parametrů, o který se jednotlivá měření budou lišit. Každé měření pro totožnou kombinaci vstupních parametrů bylo pětkrát opakováno, aby se minimalizovala statistická chyba. Z těchto pěti měření byla pro vyhodnocované charakteristiky následně vypočtena hodnota aritmetického průměru, která byla reprezentativní hodnotou pro danou konfiguraci vstupních parametrů měření.

V kroku 5) nedochází k zařazení ihned po odpojení malého elektromotoru, proto je reálná hodnota rozdílu úhlových rychlostí v čase přeřazení nižší, než hodnota na elektromotoru nastavená programem, přičemž důvodem jsou třecí ztráty. Hodnota odchylky rozdílu úhlových rychlostí se mění v důsledku teploty, tření a míry sepnutí eClutch. Experimentálně byla stanovena hodnota korekce na  $40 \text{ min}^{-1}$ .

Po každém provedeném přeřazení byly vygenerovány dva již zmíněné textové soubory. Jeden z nich poskytuje naměřená NVH data z akcelerometru a mikrofону, která jsou získávána prostřednictvím 4 – kanálového modulu NI 9234. Druhý soubor obsahuje ostatní snímané parametry zkušebního stanoviště, z nichž lze díky vytvořeným skriptům v softwaru NI DIAdem vyhodnotit další dva parametry užitečné pro analýzu průběhu řazení z hlediska jízdního komfortu:

- **Doba řazení [s]** – skript vyhodnocuje data posuvu (polohy) řadicí objímky a vypočítává čas, za který se objímka z pozice neutrálu přesune do polohy zařazeno, která je ve skriptu pro daný typ spojky definována mezní hodnotou. Jedná se o klíčový parametr, který vypovídá o komfortu při řazení danou řadicí spojkou, a navíc jsme díky němu schopni odhalit měření s neobvyklým průběhem. Tato měření jsou posléze jednotlivě vyšetřována a pokud došlo k chybě, tak odstraněna, aby neovlivnila průměrnou hodnotu zbývajících měření.
- **Maximum točivého momentu [N.m]** – skript vyhledá a zaznamená maximální naměřenou hodnotu z průběhu snímaného točivého momentu při každém přeřazení, která blíže specifikuje velikost momentového rázu při řazení do záběru daným typem řadicí spojky. Točivý moment je snímán na kloubovém hřídeli u výstupu z převodovky a je dalším sledovaným ukazatelem komfortu při řazení.



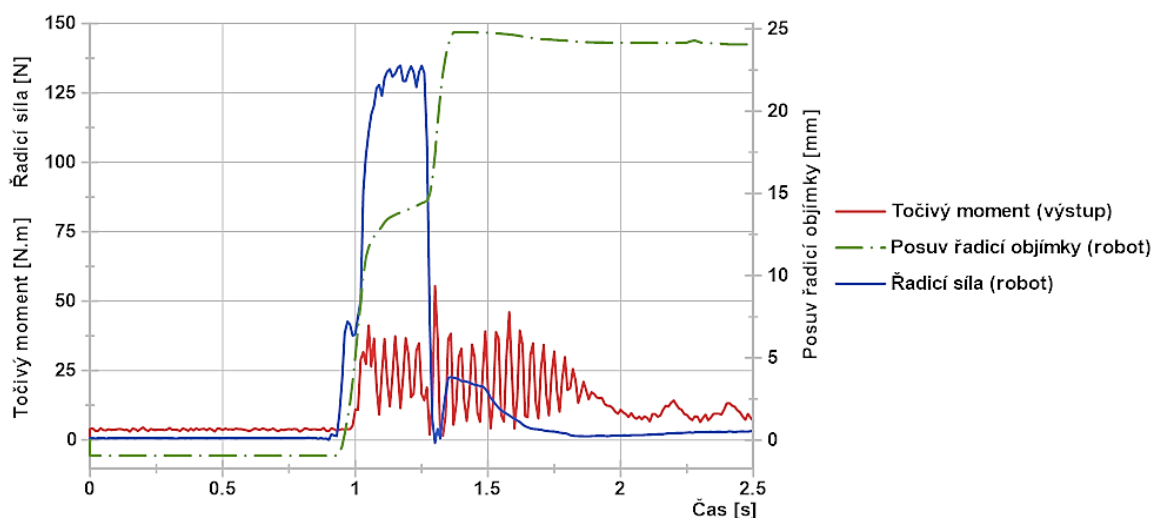
## 7.5 TESTOVANÉ ŘADICÍ SPOJKY

V testované převodovce MQ200 byly jednotlivě měřeny tři typy řadicích spojek, jejichž příklady průběhů řazení z pohledu sledovaných parametrů jsou zobrazeny níže. Tyto parametry spolu s dalšími již zmíněnými jsou snímány na zkušebním stanovišti vzorkovací frekvencí 100 Hz. Průběhy řazení do záběru jednotlivými typy spojek se následně porovnávaly a analyzovaly z hlediska způsobených vibrací a hluku.

Úprava surových naměřených signálů, analýza dat a tvorba výsledných grafů byla provedena v prostředí softwaru DIAdem od společnosti National Instruments (NI), který je plně kompatibilní s řídicím programem LabVIEW na zkušebním stanovišti.

### 7.5.1 SYNCHRONIZAČNÍ SPOJKA

Jedná se o synchronizační spojku typu Borg – Warner, která byla již popsána v Kapitole 3.1.3.1., přičemž tímto typem řadicí spojky je standardně vybavena testovaná převodovka MQ200. Provedená měření vibrací a hluku na zkušebním stavu během řazení se synchronizační spojkou byla brána jako „etalon“, se kterým byly porovnávány ostatní varianty řadicích spojek z hlediska komfortu. Měření tohoto typu spojky bylo provedeno jako první, abychom shromáždili data pro jakýsi standard při následném porovnávání.



Obrázek 44: Ukázka naměřeného průběhu řazení se synchronizační spojkou 3. rychlostní stupeň; rozdíl úhlových rychlostí  $200 \text{ min}^{-1}$ ; míra sepnutí eClutch 8,5 mm

Synchronizační spojka byla měřena v různých kombinacích vstupních parametrů, které jsou uvedeny v Tabulce 1. Pro každou konfiguraci se provedlo pět měření.

Tabulka 1: Konfigurace vstupních parametrů při měření synchronizační spojky

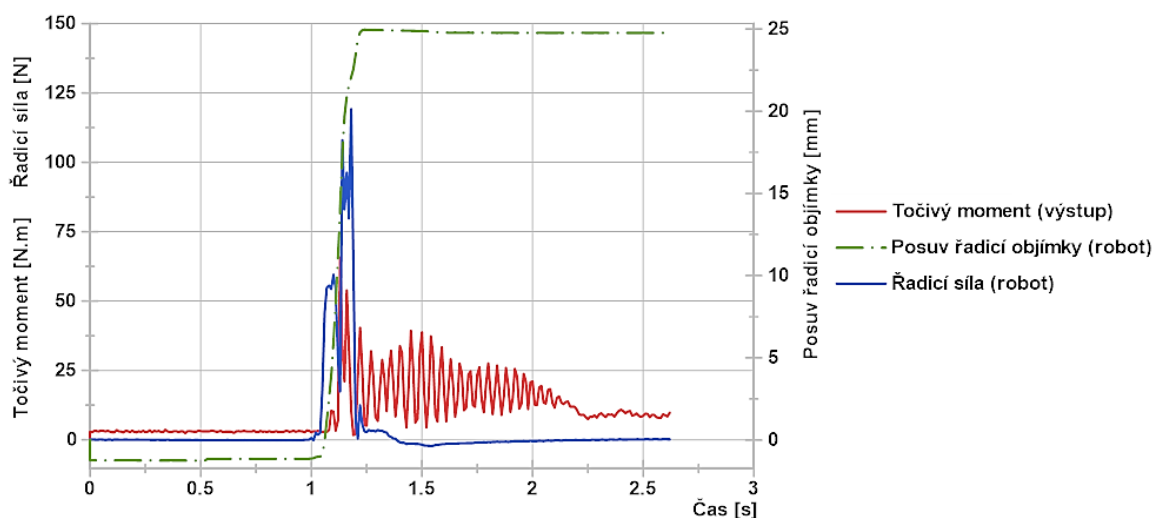
řazený rychlostní stupeň	3, 4								
otáčky vstupní hřídele [ $\text{min}^{-1}$ ]	1500								
řadicí tlak robota [bar]	1,5								
rozdíl otáček [ $\text{min}^{-1}$ ]	-200	-150	-100	-50	0	50	100	150	200
míra sepnutí eClutch [mm], (krok 0,1 mm)	9,5 - 7,6								



## 7.5.2 NESYNCHRONIZOVANÁ ZUBOVÁ SPOJKA

Tato varianta se oproti předchozí liší svými clonícími (synchronizačními) kroužky, neboť na nich bylo odstraněno blokovací ozubení. Funkce clonícího kroužku s blokovacím ozubením byla vysvětlena v Kapitole 3.1.3.1., přičemž při jeho odstranění se řadicí spojka chová stejně jako zubová spojka bez synchronizace a přichází tak o svou blokovací funkci. Přestože je třecí kužel schopen synchronizace, tak řadicí síla působící na objímku tlačí vnitřní ozubení objímky do záběru s ozubením spojkového tělesa bez ohledu na rozdíl úhlových rychlostí obou členů.

Tato varianta byla navržena jako nejlevnější způsob, jak otestovat zkušební stanoviště v situacích s velkým rozdílem úhlových rychlostí či s velkým vstupním momentem setrvačnosti a získat tímto způsobem data pro nepříznivé podmínky zubové spojky bez rizika poškození dražší varianty, která mohla být měřena posléze.



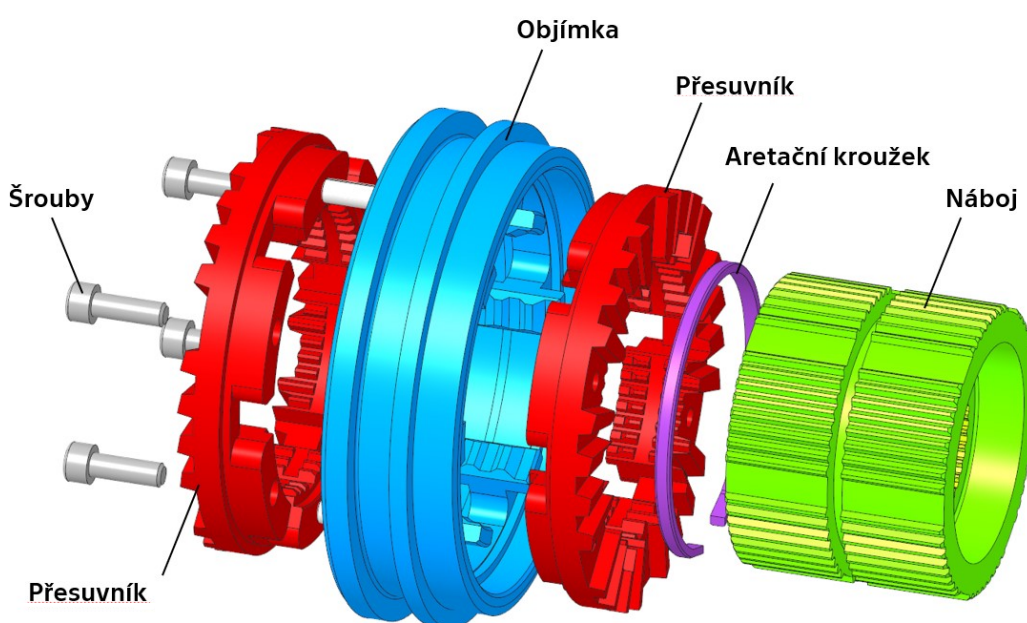
Obrázek 45: Ukázka naměřeného průběhu řazení s nesynchronizovanou zubovou spojkou 3. rychlostní stupeň; rozdíl úhlových rychlostí  $-200 \text{ min}^{-1}$ ; míra sepnutí eClutch 8,5 mm

Nesynchronizovaná zubová spojka byla proměřena ve stejných kombinacích vstupních parametrů jako synchronizační spojka (viz. Tabulka 1).



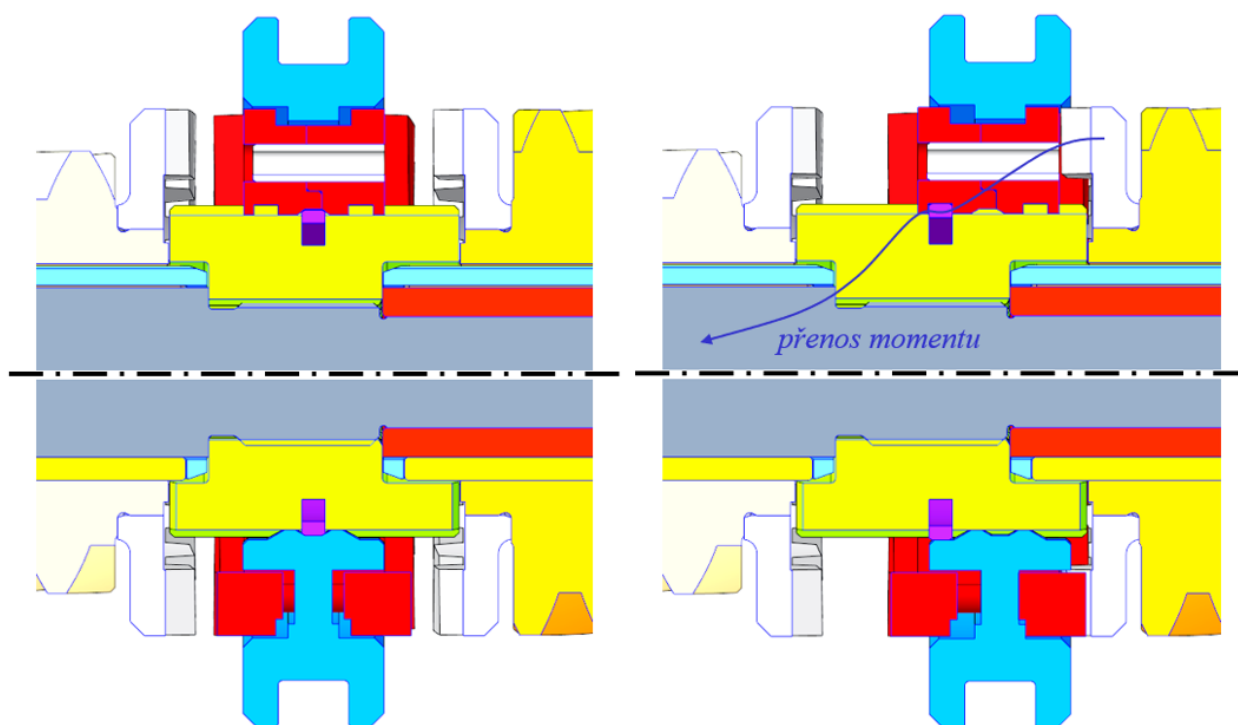
### 7.5.3 ZUBOVÁ SPOJKA S ARETAČNÍM MECHANISMEM

Třetí řadicí spojkou, která byla měřena a porovnávána s předchozími variantami je návrhem Ing. Michala Jasného. Jedná se o zubovou spojku s aretačním kroužkem, která byla navržena do vozidel vybavených elektromotorem, jenž je schopný provádět externí synchronizaci otáček. Hlavním cílem tohoto návrhu zubové spojky bez obvodové vůle (pozitivní úhel sklonu řadicího ozubení) je zajištění plynulého přenosu momentu se schopností vyřazení pod zatížením. Další výhodou je zkrácená doba řazení, oproti srovnatelné spojce synchronizační, kterou by měl tento návrh plnohodnotně nahradit a díky externí synchronizaci též poskytuje menší zástavbové rozměry, což umožňuje zkrácení hřídelů, které by nebyly tolik zatěžovány průhybem.



Obrázek 46: Rozstřel zubové spojky s aretačním mechanismem [44]

Součástí konstrukce návrhu je náboj, který je nasazen pomocí drážkování na hřídeli mezi dvojicí řazených ozubených kol daných rychlostních stupňů. Na vnější straně náboje je vytvořena drážka pro roztažený aretační kroužek, který zajišťuje polohu přesuvníku zubové spojky při přenosu momentu a zabraňuje tak samovolnému vyřazení. Přesuvník skládající se ze dvou totožných částí je nasazen na vnějším drážkování náboje, díky čemuž mu je umožněn axiální posuv. Samotnému posuvu v jednotlivých fázích řazení brání aretační kroužek, který musí být stlačen, aby se přesuvník mohl volně posouvat. Šrouby drží obě části přesuvníku pevně pohromadě. Boky přesuvníku disponují řadicím ozubením s pozitivním úhlem sklonu (viz. Kapitola 3.1.2.1.) a šikmým čelem, které zapadá do věnců navařených na řazených ozubených kolech a umožňuje v zařazeném stavu téměř dokonale vymezit obvodovou (torzní) vůli. Pohyb přesuvníku je ovládán objímkou, jejíž součástí jsou řadicí kameny, které při axiálním posuvu stlačují aretační kroužek; [44].



Obrázek 47: Řez zubovou spojkou s aretačním mechanismem [45]:  
vlevo – neutrální, vpravo - zařazeno

Průběh řazení zubovou spojkou s aretačním mechanismem z neutrálu do zařazeného stavu je v následujícím odstavci přiblížen v šesti fázích:

### Fáze 1 – neutrální

Řadicí objímka se nachází v ose symetrie pohybu spojky. Obě řazená ozubená kola nasazená na ložiskách jsou volně otočná. Přesuvník je aretován pomocí aretačního kroužku, který je v plně roztaženém stavu, tudíž má větší průměr, než je průměr vodící drážky v náboji a brání tak pohybu přesuvníku. Aretační kroužek je v sousední poloze vůči ostatním komponentům spojky vlivem dotyku s plochami řadicích kamenů v ekvidistantních bodech.

### Fáze 2 – příprava na řazení

Externí řadicí mechanismus působí axiální silou na vnější drážku objímky ve směru řazeného ozubeného kola. Objímka se společně s řadicími kameny začíná posouvat, přičemž řadicí kameny stlačují aretační kroužek. Po stlačení kroužku se uvolňuje přesuvník, který je možné díky drážkování následně axiálně posouvat.

### Fáze 3 – počátek řazení

Posuv přesuvníku objímkou je zajištěn po vyčerpání vůle mezi nimi. Plně stlačený aretační kroužek již nebrání pohybu přesuvníku. Po překonání vůle mezi ozubením přesuvníku a ozubením řazeného věnce se přesuvník nachází v obecné poloze vůči řazenému věnci. Tvar bočního ozubení přesuvníku a řazeného věnce zajišťuje, že ke správné aretaci dojde, jak při řazení za klidu, tak i při nenulovém rozdílu úhlových rychlostí obou součástí.



#### Fáze 4 – řazení

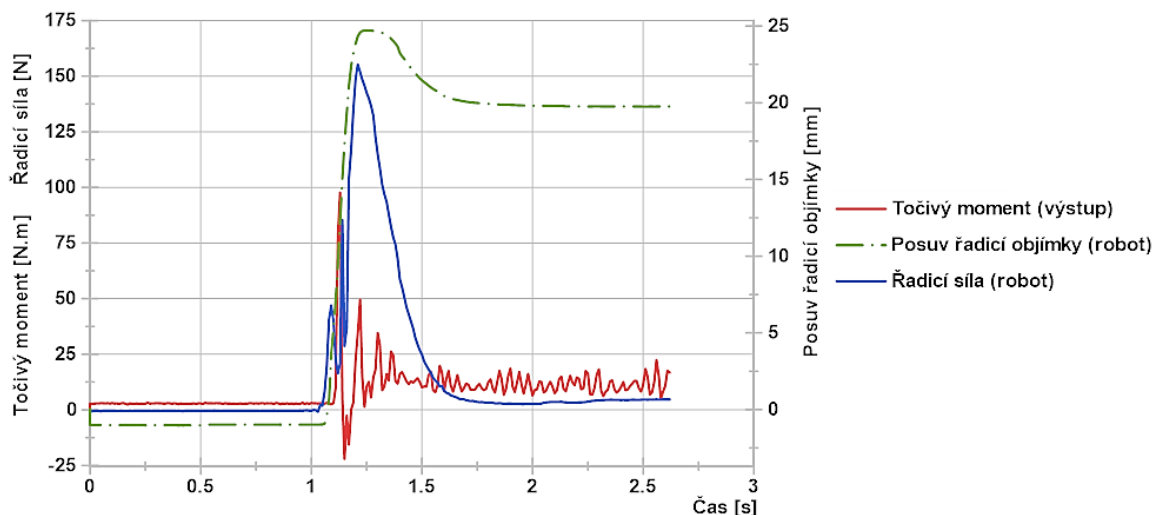
Při zapadnutí ozubení přesuvníku a řazeného věnce dochází k vyrovnání úhlových rychlostí obou součástí a vlivem axiální síly se do sebe zasouvají. Aretační kroužek je nyní stlačován a předeprnut přesuvníkem, který se přes něho přesouvá.

#### Fáze 5 – konec řazení

Při zařazení daného rychlostního stupně dochází opět k roztažení aretačního kroužku, díky němuž je přesuvník zajištěn proti vyřazení, které by mohla způsobit axiální síla působící v opačném směru. Aretační kroužek je tak v nenapjatém stavu a vyplňuje vnitřní drážku přesuvníku.

#### Fáze 6 – zařazeno

Řadící spojka je plně aretována proti samovolnému vyřazení a přenáší tak točivý moment.



Obrázek 48: Ukázka naměřeného průběhu řazení se zubovou spojkou s aretačním mechanismem 3. rychlostní stupeň; rozdíl úhlových rychlostí  $-250 \text{ min}^{-1}$ ; míra sepnutí eClutch  $8,5 \text{ mm}$

Měření zubové spojky s aretačním mechanismem proběhlo v odlišných konfiguracích, které znázorňuje uvedená Tabulka 2. Rozdíl otáček blízkých nule nebyl zkoumán, neboť řazení probíhalo velmi dlouho a dle očekávání se ukázalo, že není vhodné pro reálný provoz. Záporné hodnoty rozdílu otáček přísluší třetímu rychlostnímu stupni a kladné čtvrtému. U vyšších rozdílů otáček byla omezena míra sepnutí eClutch z důvodu rizika poškození prototypu spojky. Jednotlivé kombinace vstupních parametrů zde byly taktéž pětkrát opakovány.

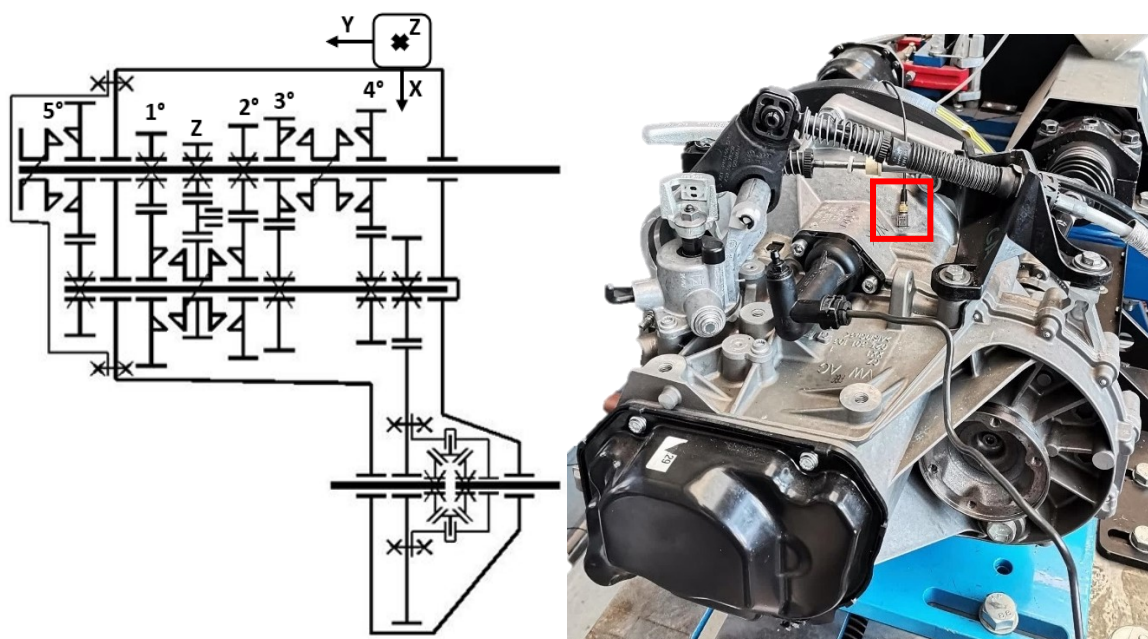
Tabulka 2: Konfigurace vstupních parametrů při měření zubové spojky s aretačním mechanismem

řazený rychlostní stupeň	3, 4						
otáčky vstupní hřídele [ $\text{min}^{-1}$ ]	1500						
řadící tlak robota [bar]	1,5						
rozdíl otáček [ $\text{min}^{-1}$ ]	$\pm 100$	$\pm 150$	$\pm 200$	$\pm 250$	$\pm 300$	$\pm 350$	$\pm 400$
míra sepnutí eClutch [mm], (krok 0,1 mm)	9,5-7,6	9,5-7,6	9,5-7,6	9,5-8,2	9,5-8,6	9,5-9	9,5



## 7.6 POUŽITÉ SNÍMAČE A ÚPRAVA NAMĚŘENÉHO SIGNÁLU VIBRACÍ A HLUKU

Pro snímání vibrací byl vybrán tříosý piezoelektrický CCLD akcelerometr od firmy Brüel & Kjær typu 4524-B-001, který je přednostně určen pro měření karosérií a hnacích ústrojí automobilů. Frekvenční rozsah doporučený od výrobce je v intervalu 0,25 – 3000 Hz, a jeho rezonanční frekvence se projevuje okolo 9 kHz. Akcelerometr je připevněn ke skříni převodovky pomocí nalepené instalační destičky, do které je vsunut, přičemž toto montážní řešení nijak výrazně neovlivní výsledky měření a je preferováno z důvodu jednoduché instalace či případné demontáže. Akcelerometr byl umístěn na vrchní část spojkové skříně v blízkosti ložiska vstupní hřídele a řadicí spojky 3. a 4. rychlostního stupně.



Obrázek 49: Pozice akcelerometru na skříni převodovky

Použitý akcelerometr měří zrychlení [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ ] ve třech osách (X, Y, Z), které zaznamenává do tří kanálů, proto bylo nutné pro vyhodnocení každého měření získat výslednici (resultantu) zrychlení ( $\vec{a}_{res}$ ) těchto tří signálů ( $a_n$ ), dle rovnice:

$$\vec{a}_{res} = \sqrt{a_X^2 + a_Y^2 + a_Z^2} \quad (23)$$

Pro každé naměřené přeřazení se lišil celkový počet vzorků zaznamenaných akcelerometrem z důvodu použité metody pro sběr dat v LabVIEW, která závisí na proměnném zahájení posuvu řadicí objímky od robota, tedy počátku řazení. Proto byl záznam dat oříznut na 1,5 s, aby byl zachován konstantní počet vzorků pro každé měření. Velikost tohoto časového okna (typu Hanning) byla zvolena tak, aby se do něho vešlo i to nejdelší naměřené řazení.

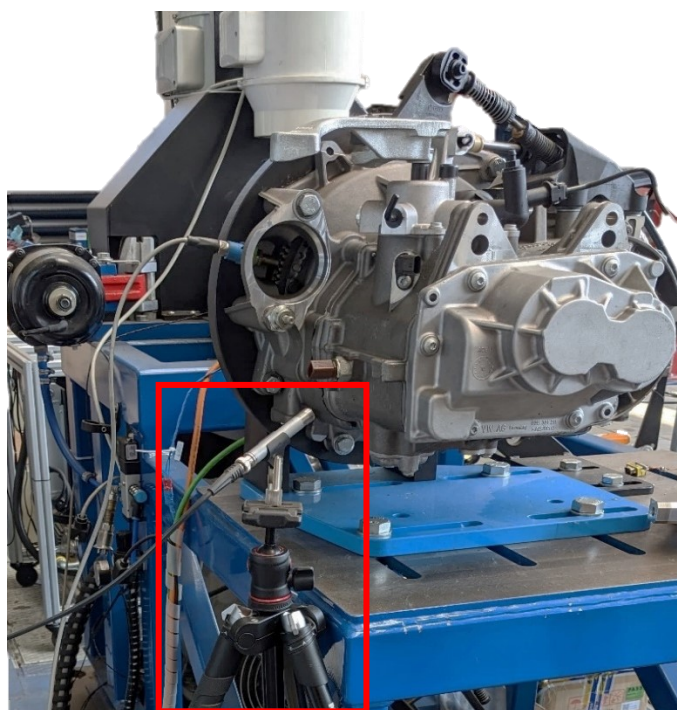
Pro společné měření vibrací a hluku byla zvolena největší možná vzorkovací frekvence o hodnotě 51,2 kHz, kterou záznamový modul NI 9234 umožňuje, přičemž se





takto vysokou vzorkovací frekvencí předejde aliasingu. Zvolený akcelerometr disponuje frekvenčním rozsahem do 3 kHz s rezonanční frekvencí kolem 9 kHz a byly by tak zaznamenávány i frekvence v rezonanční oblasti, ve které je zvýšena citlivost snímače a může tak dojít ke zkreslení měřeného signálu. Tomuto problému se zabránilo použitím digitálního low-pass filtru (dolní propust) s mezní hodnotou frekvence 3 kHz.

K měření hluku na zkušebním stanovišti byl zvolen ½" předpolarizovaný kondenzátorový mikrofon od firmy Brüel & Kjær typu 4189 s předzesilovačem Brüel & Kjær typu 2671, jehož výstupní záznam je jednobáňový. Tento mikrofon měří akustický tlak [Pa] v daném prostředí s dynamickým rozsahem 14,6 – 146 dB a s citlivostí 50 mV/Pa. Všechna měření hluku během řazení jsou podobně jako vibrace oříznuty na 1,5 s (časové okno typu Hanning) a filtrovány pomocí low-pass filtru s mezní hodnotou frekvence 20 kHz.

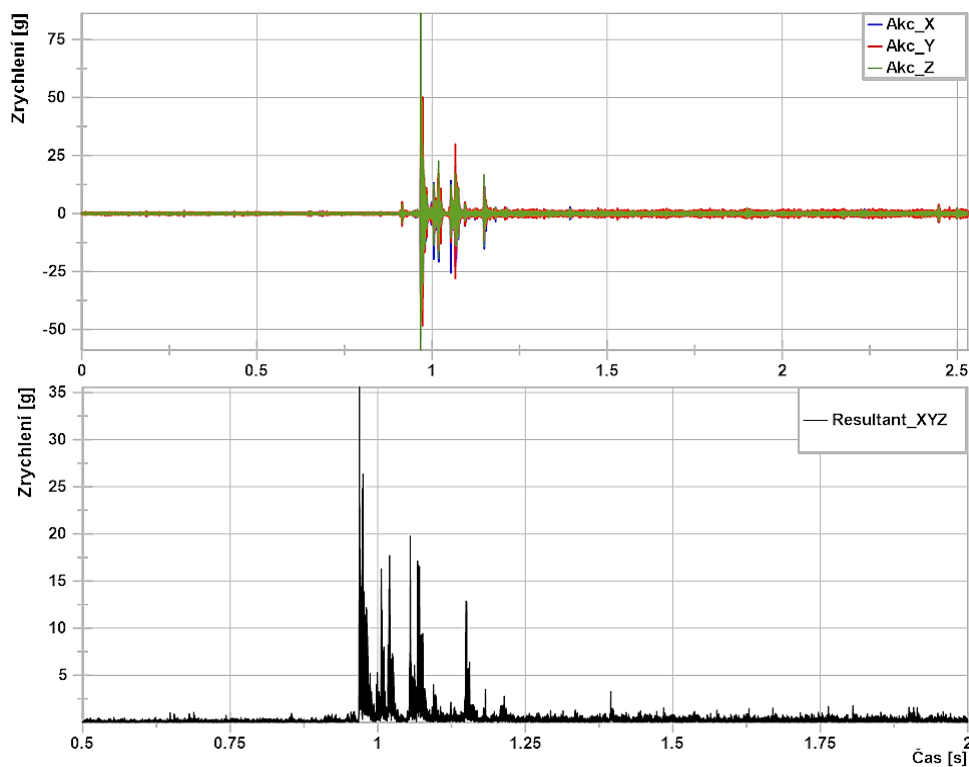


*Obrázek 50: Pozice stojanu s mikrofonem na zkušebním stanovišti*

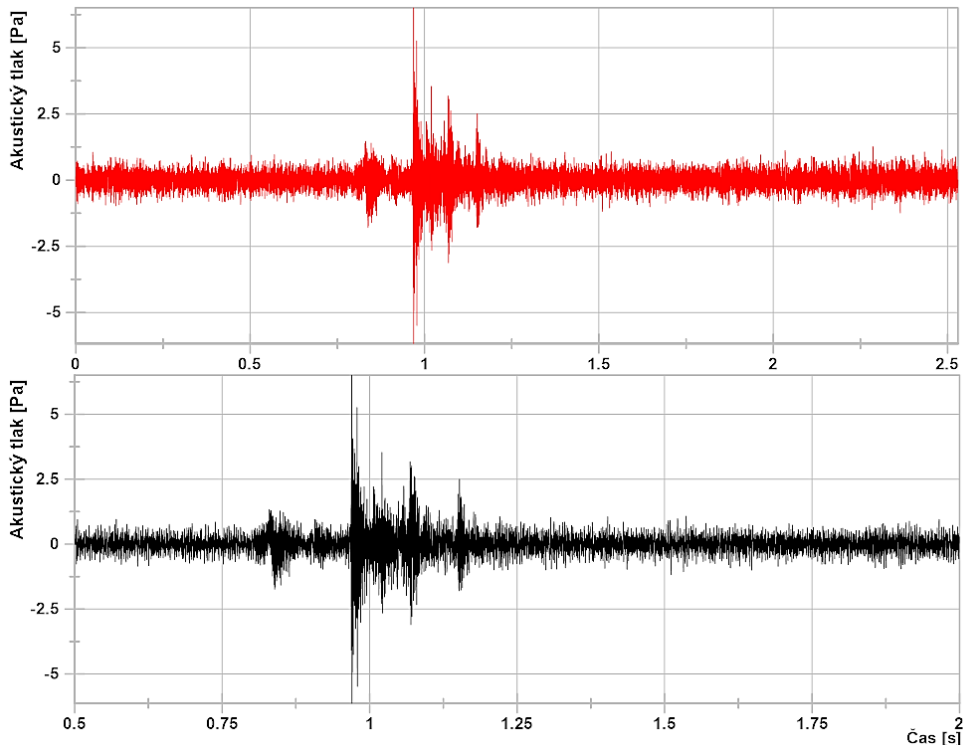
Měření hluku je bráno jako doplňkové měření k vibracím, neboť v blízkosti zkušebního stanoviště se nachází více zdrojů hluku a není tak možné měřit samotný hluk způsobený řazením. Výrazné narušování měřeného signálu během řazení je způsobeno stlačovaným vzduchem a rázy při vymezení vůlí na pístnicích pneumatického řadicího robota, či chlazením elektromotoru. Pro co nejmenší ovlivnění měření byl mikrofon se stojanem umístěn ve vzdálenosti přibližně 10 cm od převodovkové skříně, co nejdále od nežádoucích zdrojů hluku, tedy na opačnou stranu převodovky, než se nachází pneumatický řadicí robot a chlazení elektromotoru (viz. Obrázek 40 a 50).



Na obrázcích níže je ukázka procesu úpravy surového naměřeného signálu vibrací a hluku, přičemž tento proces je automatizován díky vytvořeným skriptům.



Obrázek 51: Naměřený surový signál vibrací (nahore), výsledný signál po úpravě (dole)



Obrázek 52: Naměřený surový signál hluku (nahore), výsledný signál po úpravě (dole)

Problematika týkající se snímačů vibrací a hluku či úpravy naměřeného signálu je blíže popsána v kapitolách 5.3– 6.1.



## 8 ANALÝZA VÝSLEDKŮ MĚŘENÍ

Jak již bylo zmíněno v předchozí kapitole, tak naměřené signály vibrací a hluku byly časově oříznuty a digitálně filtrovány, čímž byly připraveny pro následnou analýzu. Ostatní parametry řazení zaznamenávané na zkušebním stanovišti nebylo nutné pro analýzu dále upravovat.

Z důvodu velkého množství naměřených dat byly vytvořeny skripty v prostředí NI DIAdem v programovacím jazyce VBScript, pomocí nichž se zautomatizoval a urychlil proces vyhodnocování daných parametrů pro všechna měření.

U všech řadicích spojek bylo pro každou kombinaci vstupních parametrů (viz. Tabulka 1,2) řazení pětikrát opakováno. Pro každé přeřazení se pomocí skriptů vyhodnotily parametry:

- Doba řazení [s]
- Maximum točivého momentu (na výstupu z převodovky) [N.m]
- RMS – vibrace [g]
- RMS – hluk [Pa]
- Maximum hladiny akustického tlaku (SPL) [dB]

Následně byla pro každou pětici přeřazení spočtena průměrná hodnota pro každý tento jednotlivý parametr, která byla zaznamenána do výstupních grafů uvedených dále.

Tři varianty řadicích spojek byly mezi sebou na úvod porovnávány z hlediska doby řazení a přenášeného točivého momentu na výstupu z převodovky, což jsou klíčové ukazatele ovlivňující komfort při řazení. Skripty, pomocí nichž byly tyto ukazatele vyhodnoceny jsou blíže popsány v Kapitole 7.4.

Pro kvantifikaci signálů vibrací a hluku byla zvolena časová oblast, neboť řazení byla prováděna pro nízké otáčky vstupní hřídele ( $1500 \text{ min}^{-1}$ ), aby se minimalizovaly vibrace a hluk převodovky nesouvisející s řazením. Při analýze vibrací a hluku ve frekvenční oblasti nebyl zjištěn žádný interval charakteristických frekvencí souvisejících s řazením, tudíž byla zvolena časová oblast jako vhodná pro analýzu. Tato oblast je navíc méně náročná na výpočetní výkon, a tedy rychlejší pro výpočty. V časové oblasti lze signály porovnávat a analyzovat mnoha způsoby, jak je uvedeno v rešerši, přičemž pro tuto aplikaci byl zvolen kvadratický průměr (RMS), který je definován rovnicí:

$$RMS = \sqrt{\frac{\sum_{n=1}^N [A(n)]^2}{N}} \quad (24)$$

, kde  $A(n)$  je  $n$ -tá naměřená hodnota signálu v čase a  $N$  je celkový počet naměřených diskrétních bodů v čase, přičemž u vibrací se vztahuje k výslednici signálu tří směrů.



Výsledkem je jediné číslo, které bere v úvahu celý průběh měřené veličiny pro dané měření. Výpočet byl pro každé přeřazení opět proveden pomocí vytvořeného skriptu.

Jako druhá metrika pro hlukový signál byla zvolena maximální hodnota hladiny akustického tlaku (SPL), která je blíže popsána v Kapitole 5.4. Skript vyhledá maximální hodnotu naměřeného akustického tlaku mikrofonem ( $p_{max}$ ), převede ji dle rovnice 25 na hladinu akustického tlaku ( $dB_{SPL}$ ) a následně tuto hodnotu zaznamená:

$$dB_{SPL} = 20 \cdot \log \left( \frac{p_{max}}{2 \cdot 10^{-5}} \right) \quad (25)$$

Pro vyhodnocení vznikajícího rázového hluku při řazení je tato hodnota lépe představitelná a více vypovídající pro sluchový vjem.

Míra sepnutí eClutch a rozdíl otáček byly označeny jako dvě důležité proměnné z pohledu kvality a komfortu řazení, proto dále uvádím výstupní 3D grafy jako závislost těchto dvou proměnných se zmíněnými vyhodnocovanými parametry. Pro každý typ řadicí spojky byl specifikován odlišný rozsah míry sepnutí eClutch a rozdílu otáček na základě očekávaného chování dané spojky během řazení. Omezení rozsahu bylo provedeno v závislosti na riziku poškození nebo na době trvání synchronizace.

Podrobnější informace o metodách analýzy a příslušných metrikách jsou uvedeny v rešeršní části v Kapitole 6, odkud byly aplikovány do této části práce.

V následujících podkapitolách je z hlediska jednotlivých parametrů primárně porovnávána pouze synchronizační spojka se zubovou spojkou s aretačním mechanismem. Nesynchronizovaná spojka z důvodu chybějící synchronizace vykazovala dle očekávání zcela odlišné a nepřijatelné hodnoty těchto parametrů pro provoz a její měření sloužilo především k otestování zkušebního stanoviště a získání dat při nepříznivých vstupních podmínkách. Výstupní grafy pro nesynchronizovanou spojkou jsou uvedeny v Kapitole 10.

## 8.1 POROVNÁNÍ ŘADICÍCH SPOJEK

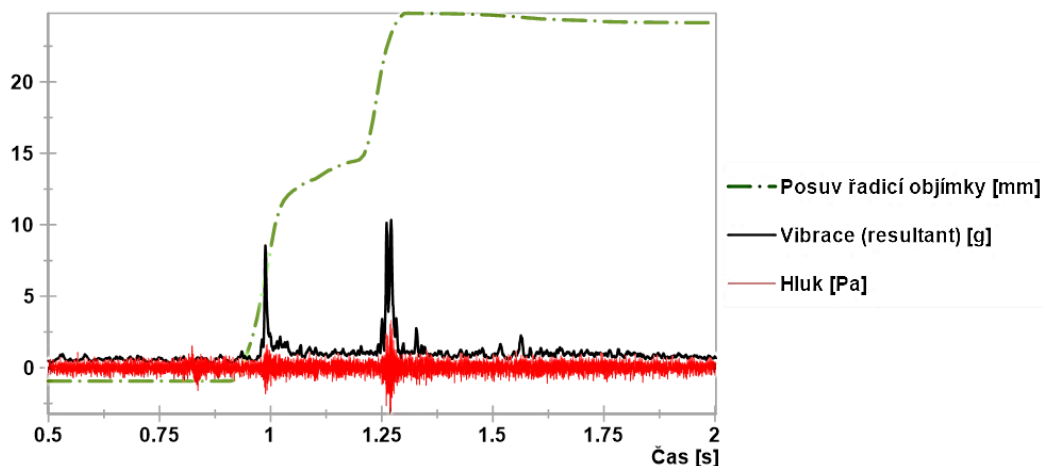
Před samotným porovnáním výsledných parametrů je nejprve nutné uvést typické průběhy řazení spolu se vznikajícími špičkami vibrací a hluku zkoumaných řadicích spojek, které znázorňují kritické fáze při řazení daným typem spojky.

### 8.1.1 TYPICKÉ PRŮBĚHY ŘAZENÍ

Synchronizační spojka disponuje funkcí synchronizace, tedy schopností vyrovnávat rozdíl otáček mezi řazeným ozubeným kolem a hřídelí, na kterém je nasazena. Na Obrázku 53 je znázorněn typický průběh řazení, který začíná posuvem řadicí objímky z neutrální polohy (v 0,9 s), při němž začíná proces synchronizace, který je doprovázen první špičkou zvýšených vibrací a hluku při prvotním kontaktu ozubení řadicí objímky s clonícím kroužkem. Během samotné synchronizace jsou vibrace a hluk zanedbatelné. Druhá špička

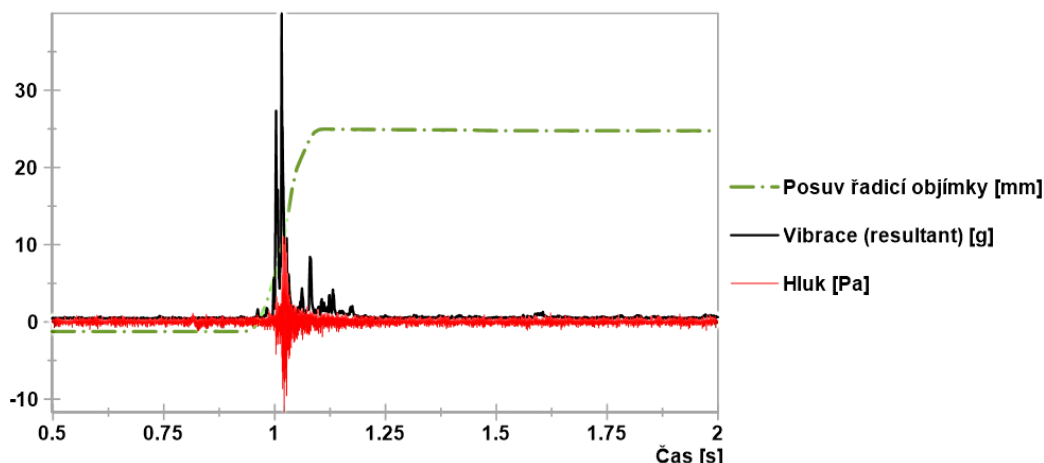


se objevuje v důsledku konce synchronizace, při konečném zařazení do záběru. Před samotným řazením je patrná špička hluku (v 0,85 s), která je způsobena rázy na pístnicích pneumatického řadicího robota. Z důvodu synchronizace a minimálního rizika poškození spojky při vyšším rozdílu otáček nemusely být vstupní parametry řazení nijak omezeny.



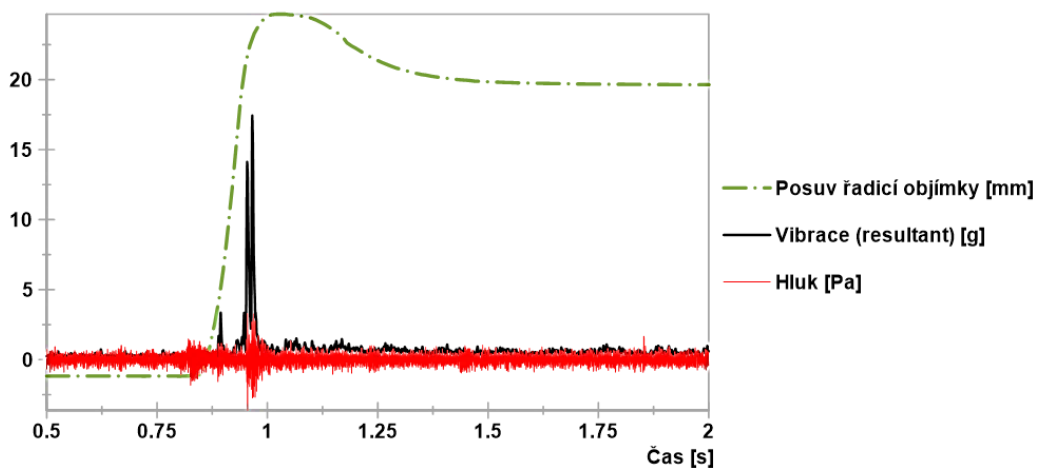
Obrázek 53: Typický průběh vibrací a hluku během řazení synchronizační spojkou

Nesynchronizovaná řadicí spojka naopak postrádá funkci synchronizace, kvůli odstraněnému blokovacímu ozubení. U nenulových rozdílů otáček je vyšší míra rizika poškození spojky v důsledku chybějící synchronizace, neboť zde nic nebrání vzniku velkých rázů při řazení, které se projevují abnormálně vysokými hodnotami hladiny akustického tlaku. Chybějící fáze synchronizace má taktéž vliv na dobu řazení, která je sice suverénně nejkratší ze všech měřených typů, ale nárazové hodnoty točivého momentu dosahují téměř trojnásobných hodnot oproti synchronizační spojce, což se značně projeví na komfortu a kvalitě řazení při použití této spojky. Při sepnutém stavu eClutch a vyšším rozdílu otáček se tato varianta často projevuje delší dobou řazení, neboť před úspěšným zařazením dochází k tzv. „odskočení“ ze záběru (z angl. bounce-back efekt), který prodlužuje dobu řazení přibližně o 0,2 s a projevuje se zvýšenými vibracemi a hlukem. Tomuto jevu by se dalo předejít použitím vyššího řadicího tlaku a řadicí síly. Typický průběh řazení bez „odskočení“ má zpravidla jednu výraznou špičku vibrací a hluku, která je zřejmá z Obrázku 54. Tato špička vibrací vzniká při prvotním kontaktu dvojice řadicího ozubení, kdy je skokově snížen rozdíl úhlových rychlostí obou řazených členů. V další fázi ji následují menší výkmity, které s posuvem řadicí objímky postupně klesají, dokud není úspěšně zařazeno. Testování této varianty řadicí spojky bylo zaměřeno především na zkoumání vlivu rozdílu otáček a míry sepnutí eClutch při nesynchronizovaném řazení. Tato varianta není dle očekávání vhodná pro reálný provoz zejména z důvodu četnosti „odskoků“ a vysokým hodnotám vibrací a hluku, a proto není dále porovnávána s dalšími dvěma typy řadicích spojek.



Obrázek 54: Typický průběh vibrací a hluku během řazení nesyndronizovanou spojkou

Pro analýzu zubové spojky s aretačním mechanismem byla stanovena minimální hodnota rozdílu otáček  $100 \text{ min}^{-1}$  (znaménko v závislosti na řazeném rychlostním stupni, resp. sklonu ozubení), protože při rozdílu otáček blízkým nule trvala řazení dlouhou dobu z důvodu vzájemného kontaktu čel řadicího ozubení a též nebyla vypovídající o reálném provozu. Za vyšších rozdílů otáček se z pohledu NVH parametrů podobá nesyndronizované spojkce s tím rozdílem, že u tohoto typu spojky nedochází k zpětným „odskokům“, díky čemuž mohla být testována i pro vyšší rozdíly otáček do  $400 \text{ min}^{-1}$ . Běžný průběh při řazení tímto typem spojky je znázorněn na Obrázku 55, kdy první špička vibrací a hluku vzniká v důsledku vymezení axiální vůle zubovou spojkou a druhá špička těsně před zařazením do záběru, tedy při vzájemném zaklesnutí řadicího ozubení do sebe. Řadicí ozubení této spojky disponuje pozitivním sklonem boku řadicích zubů, což umožňuje dokonalé vymezení obvodové vůle. Dvojice špiček vibrací tak není doprovázena zbytkovými oscilacemi, jak bylo uvedeno u předchozí varianty. Měření zubové spojky s aretačním mechanismem proběhlo se záměrem zlepšení kvality řazení vhodnou mírou sepnutí eClutch (respektive třecí spojky) a přiblížení se tak vlastnostem synchronizační spojky. Bohužel měření a následná analýza neukázaly takové řadicí podmínky, které by kvalitu řazení touto metodou zlepšily.



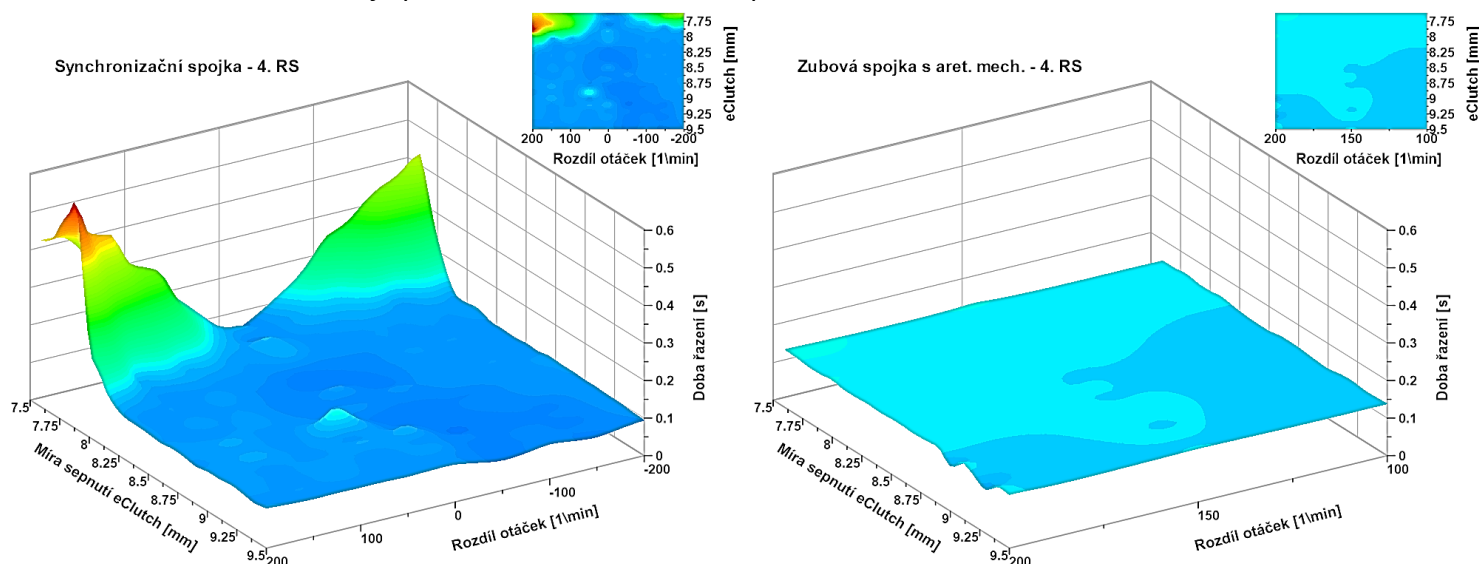
Obrázek 55: Typický průběh vibrací a hluku během řazení zubovou spojkou s aretačním mechanismem



Dále uvedená porovnání dvou zmíněných typů řadicích spojek navazují na typické průběhy řazení a znázorňují charakteristické vlastnosti dané spojky z pohledu vyhodnocených parametrů. Pro názornost je u 3D grafů nastaveno totožné měřítko osy Z a porovnávány jsou pouze stejné absolutní rozdíly otáček u obou řadicích spojek, přičemž průběhy s celým rozsahem rozdílu otáček pro zubovou spojku jsou zobrazeny v Kapitole 10.

### 8.1.2 DOBA ŘAZENÍ

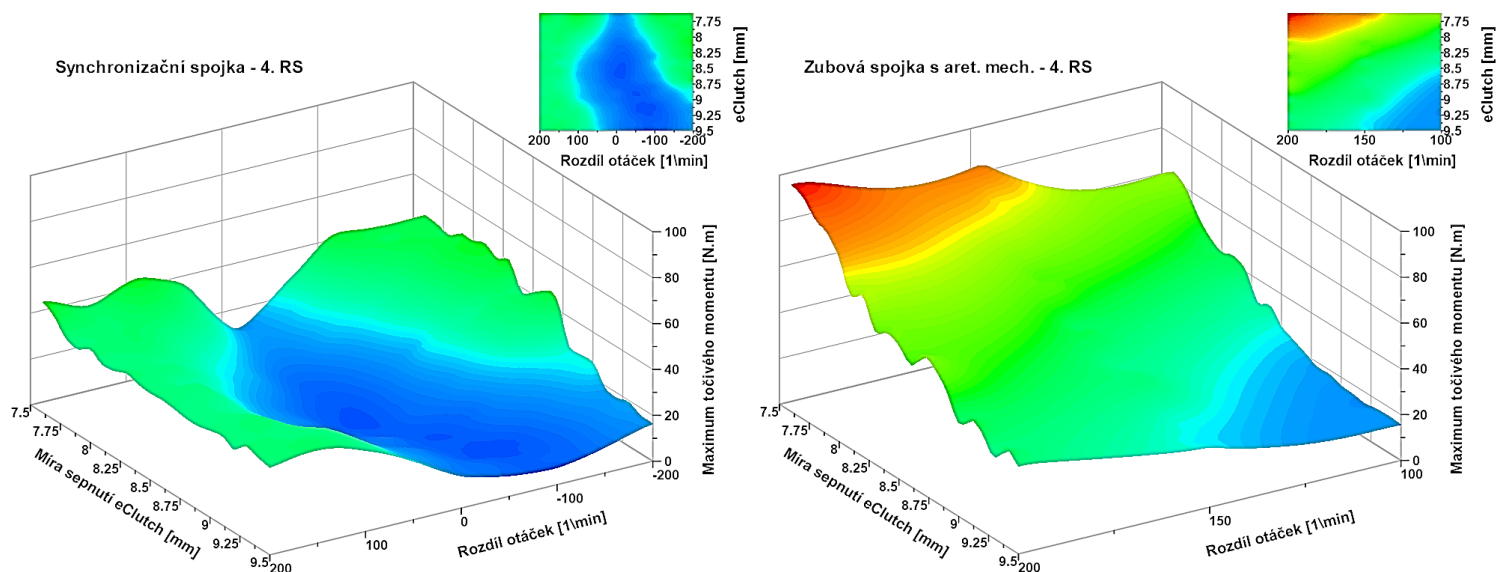
Synchronizační spojka je z hlediska doby řazení výrazně ovlivněna mírou sepnutí eClutch a rozdílem otáček. Pro nízký rozdíl otáček (do  $100 \text{ min}^{-1}$ ) je doba řazení srovnatelná se zubovou spojkou s aretačním mechanismem, ale výrazný rozdíl nastává při vyšším rozdílu otáček od záběrového bodu třecí spojky ( $eClutch = 8,5 \text{ mm}$ ), kdy se doba řazení výrazně prodlužuje z důvodu pomalejší synchronizace. Druhá varianta řadicí spojky disponuje velmi krátkou dobou řazení v celé oblasti, která je téměř srovnatelná s nesynchronizovanou spojkou, přičemž je minimálně ovlivněna mírou sepnutí. Při nižším rozdílu otáček je přeřazení dle očekávání nepatrně kratší.



Obrázek 56: Porovnání řadicích spojek na základě doby řazení [s]

### 8.1.3 MAXIMUM TOČIVÉHO MOMENTU NA VÝSTUPU Z PŘEVODOVKY

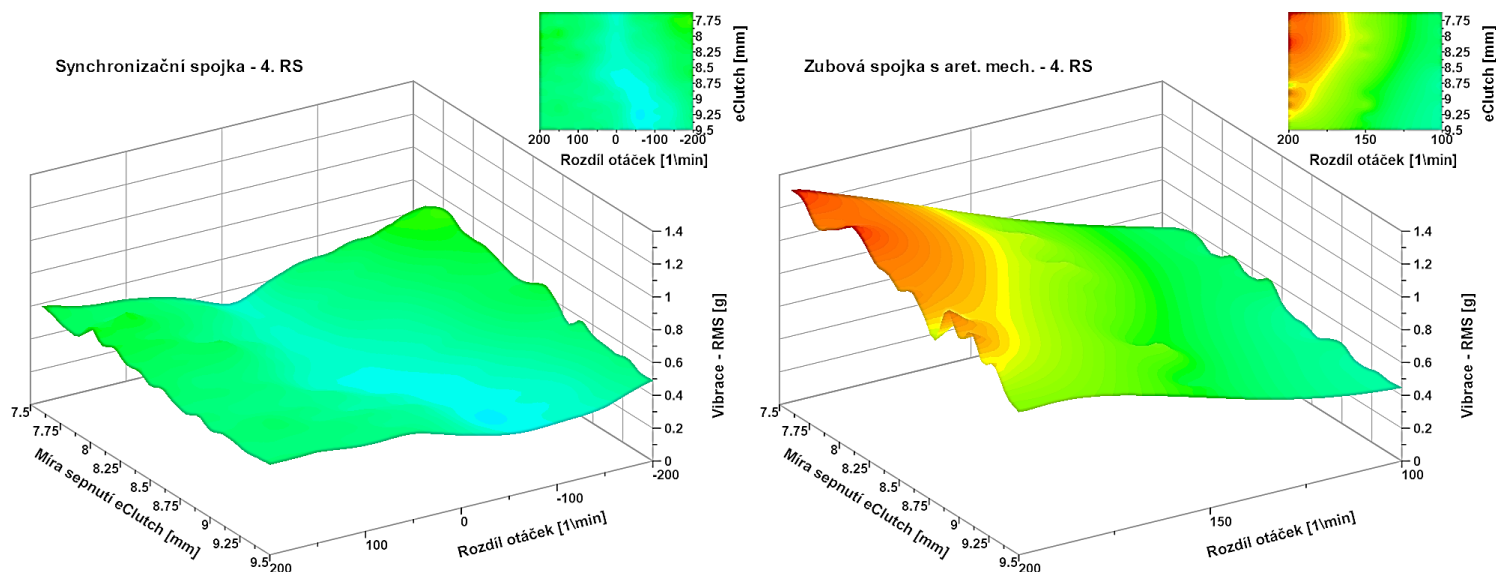
Maximální hodnota točivého momentu na výstupním klubovém hřídeli, která je způsobena rázem od řazení výrazně roste se spínáním eClutch (klesající hodnota míry sepnutí eClutch) a zvyšujícím se rozdílem otáček pro obě porovnávané varianty řadicích spojek, jak je vidět na Obrázku 57. Tato skutečnost byla z hlediska bezpečnosti a rizika poškození důvodem pro naměření omezených hodnot míry sepnutí eClutch pro zubovou spojku s aretačním mechanismem při vyšších rozdílech otáček (viz. Kapitola 10), neboť nabývá dle očekávání podstatně vyšších hodnot, než synchronizační spojka. Vyšší hodnoty točivého momentu negativně ovlivňují komfort během řazení.



Obrázek 57: Porovnání řadicích spojek na základě maxima točivého momentu na výstupu [N.m]

### 8.1.4 VIBRACE BĚHEM ŘAZENÍ

Hodnoty vibrací při řazení synchronizační spojkou postupně narůstají se zvyšujícím se rozdílem otáček, což je patrné od záběrového bodu třecí spojky ( $eClutch = 8,5$  mm), přičemž důvodem je opět synchronizace vyššího rozdílu otáček. Zubová spojka s aretačním mechanismem obecně nabývá vyšších hodnot vibrací, ale oproti synchronizační spojce téměř nezávisí na míře sepnutí  $eClutch$ . Výsledky tak ukazují, že pro zubovou spojku s aretačním mechanismem nebyly zjištěny takové podmínky, které by výrazně snižovaly vibrace při řazení v závislosti na míře sepnutí  $eClutch$ , neboť pro konstantní rozdíl otáček zůstává i hodnota RMS téměř konstantní či mírně roste společně se spínáním  $eClutch$  (klesající hodnota míry sepnutí  $eClutch$ ), jak je uvedeno na Obrázku 58 vpravo.



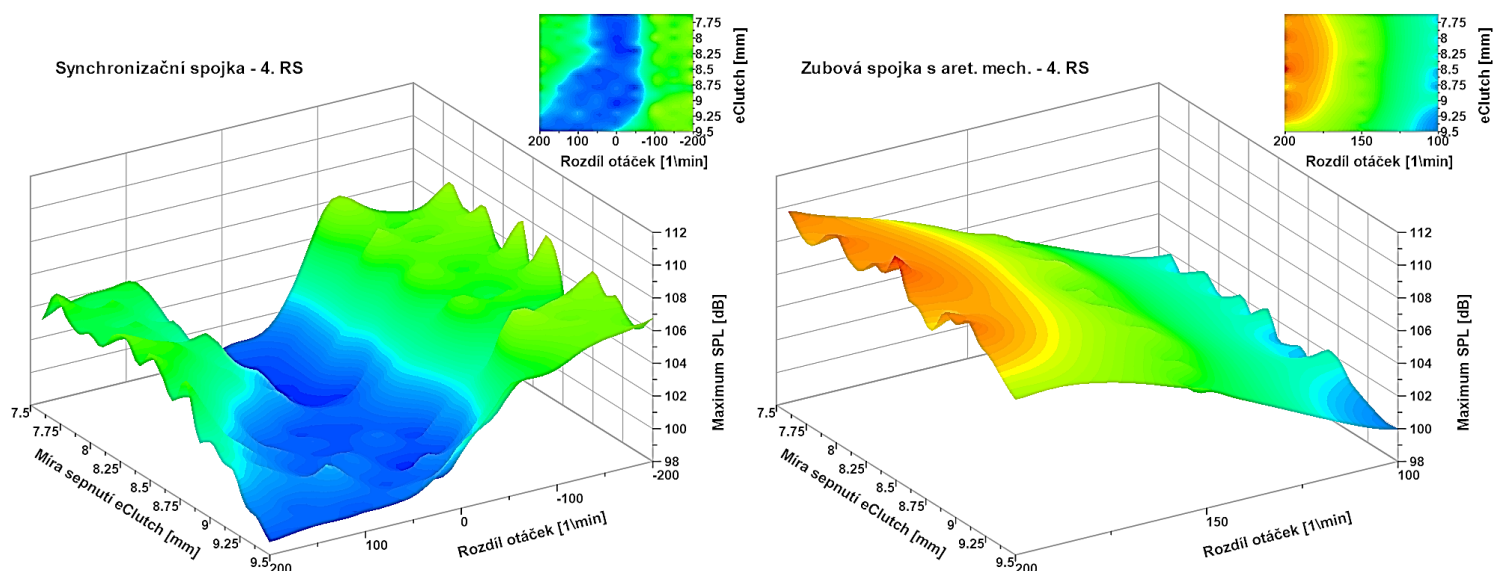
Obrázek 58: Porovnání řadicích spojek na základě vibrací - RMS [g]





### 8.1.5 HLUK BĚHEM ŘAZENÍ

Analýza hlukového signálu pro obě řadicí spojky koresponduje s průběhem vibrací, jak z pohledu RMS, tak i maxima hladiny akustického tlaku (SPL). Hodnoty hladiny akustického tlaku uvedené v grafech pochází z prvotního rázu při řazení, kdy je spojka maximálně zatížena a projevuje se touto zobrazenou maximální hodnotou hluku, která výrazně narušuje jízdní komfort posádky. Synchronizační spojka nabývá špiček hluku opět při vyšším rozdílu otáček v oblasti záběrového bodu třecí spojky, přičemž u zubové spojky s aretačním mechanismem je hodnota hluku závislá pouze na rozdílu otáček. Je nutné zmínit, že zobrazené zvýšené hodnoty hladiny akustického tlaku [dB] jsou naměřeny mikrofonem téměř v ohnisku vznikajícího rázu při řazení (v blízkosti řadicí spojky 3. a 4. rychlostního stupně), tudíž se jedná o krátkodobé hodnoty, které nemají vliv na poškození sluchu.



Obrázek 59: Porovnání řadicích spojek na základě maxima hladiny akustického tlaku (SPL) [dB]

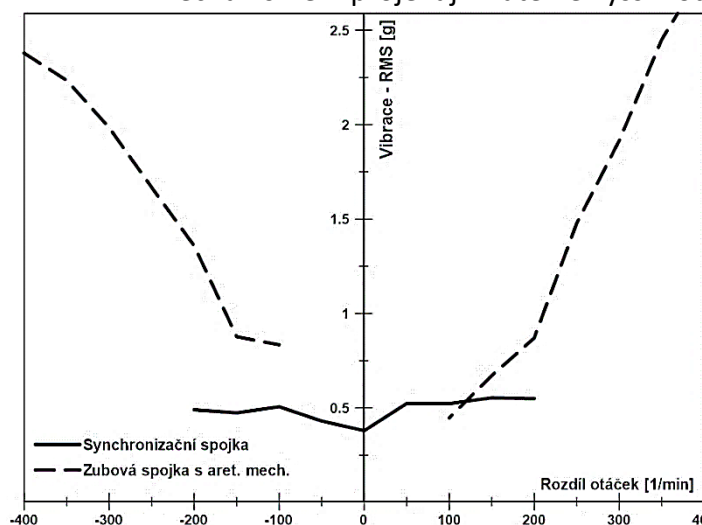
Jako pokračování lze označit Kapitulu 10, kde jsou zobrazeny výstupní 3D grafy pro všechny typy naměřených řadicích spojek (včetně nesynchronizované spojky), přičemž zubová spojka s aretačním mechanismem je narozdíl od Kapitoly 8.1 uvedena s plným rozsahem rozdílu otáček (do  $\pm 400 \text{ min}^{-1}$ ). Pro ukázkou jsou v Kapitole 10 navíc uvedeny i výstupní grafy (typu „Waterfall“) ve frekvenční oblasti pro naměřený hlukový signál. Do frekvenční oblasti byl signál převeden pomocí FFT analýzy s vrcholovým typem amplitudy. Výsledná frekvenční spektra je možné porovnávat a vyhodnocovat opět pomocí RMS. Pro frekvenční oblast se výsledné hodnoty RMS pro všechna měření odlišují pouze nepatrně, což výrazně zkresluje odlišné průběhy řazení a vyhodnocení pro tuto oblast proto nebylo prováděno.



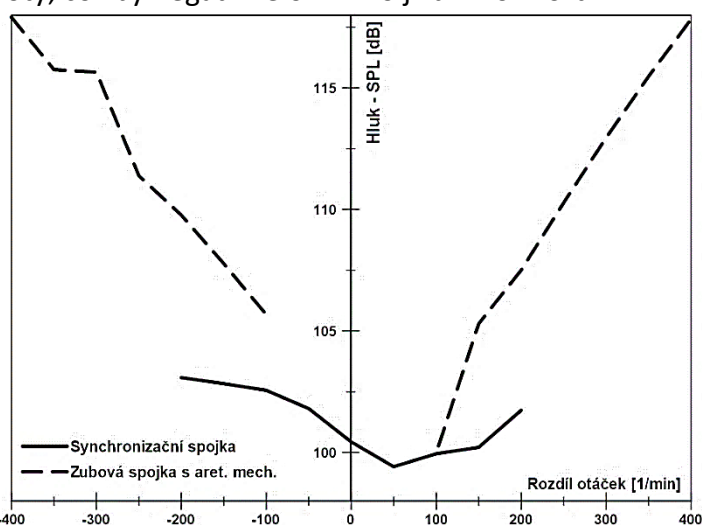
## 8.2 SHRnutí

Pro dvojici odlišných typů řadicích spojek (synchronizační spojka a zubová spojka s aretačním mechanismem) byly provedeny tisíce měření, aby se zjistilo jejich chování při různých kombinacích vstupních parametrů, zejména tedy rozdílu otáček a míry sepnutí eClutch. Naměřené hodnoty obou variant řadicích spojek byly porovnávány z hlediska komfortu řazení, přičemž naměřené hodnoty synchronizační spojky byly brány jako referenční („benchmark“). Obě varianty řadicích spojek nelze plně porovnat, neboť se liší principem synchronizace, a proto byly očekávány horší vlastnosti zubové spojky s aretačním mechanismem, což bylo potvrzeno. Rozdíl mezi těmito dvěma mechanismy během řazení ukazují předchozí výsledné 3D grafy uvedené v 8.1.

Z analýzy plyne, že doba řazení synchronizační spojkou je značně ovlivněna rozdílem otáček a mírou sepnutí třecí spojky (eClutch), ale u zubové spojky s aretačním mechanismem se vliv těchto parametrů na dobu řazení téměř neprojevuje. Hodnoty točivého momentu na výstupu z převodovky jsou závislé na rozdílu otáček i míře sepnutí eClutch pro obě varianty, přičemž zubová spojka s aretačním mechanismem dle očekávání nabývá vyšších maximálních hodnot. Zobrazené průběhy vibrací a hluku ve 3D grafech jsou velmi podobné průběhu maxima točivého momentu, neboť na sobě značně závisí. Vibrace a hluk během řazení synchronizační spojkou jsou ovlivněny rozdílem otáček a mírou sepnutí eClutch, ale u druhé varianty řadicí spojky se projevila závislost pouze na rozdílu otáček, nikoliv na míře sepnutí eClutch. Na Obrázku 60 a 61 je pro srovnání zobrazen rozdíl obou variant řadicích spojek z hlediska hluku a vibrací při rozepnuté třecí spojce, kdy tedy řazení není ovlivněno mírou sepnutí. Hodnoty vibrací a hluku jsou pro rozdíl otáček  $\pm 100 \text{ min}^{-1}$  téměř srovnatelné, ale s vyšším rozdílem otáček se u zubové spojky s aretačním mechanismem projevují zřetelně vyšší hodnoty, což by negativně ovlivnilo jízdní komfort.



Obrázek 60: Porovnání na základě vibrací - RMS [g]  
Míra sepnutí eClutch = 9,5 mm



Obrázek 61: Porovnání na základě hluku - SPL [dB]  
Míra sepnutí eClutch = 9,5 mm



## 9 ZÁVĚR

V diplomové práci se věnuji problematice měření a vyhodnocení kvality řazení z hlediska vibrací a hluku při řazení do záběru v mechanické převodovce pro různé typy řadicích mechanismů. Pro účel návrhu metodiky měření a výběru vhodných metrik pro následnou analýzu byla sepsána teoretická část. V této části se zabývám procesem řazení různými typy řadicích spojek, příčinami vzniku vibrací a hluku v automobilové převodovce, snímači vibrací a hluku, popisem možných analýz a jejich parametřů.

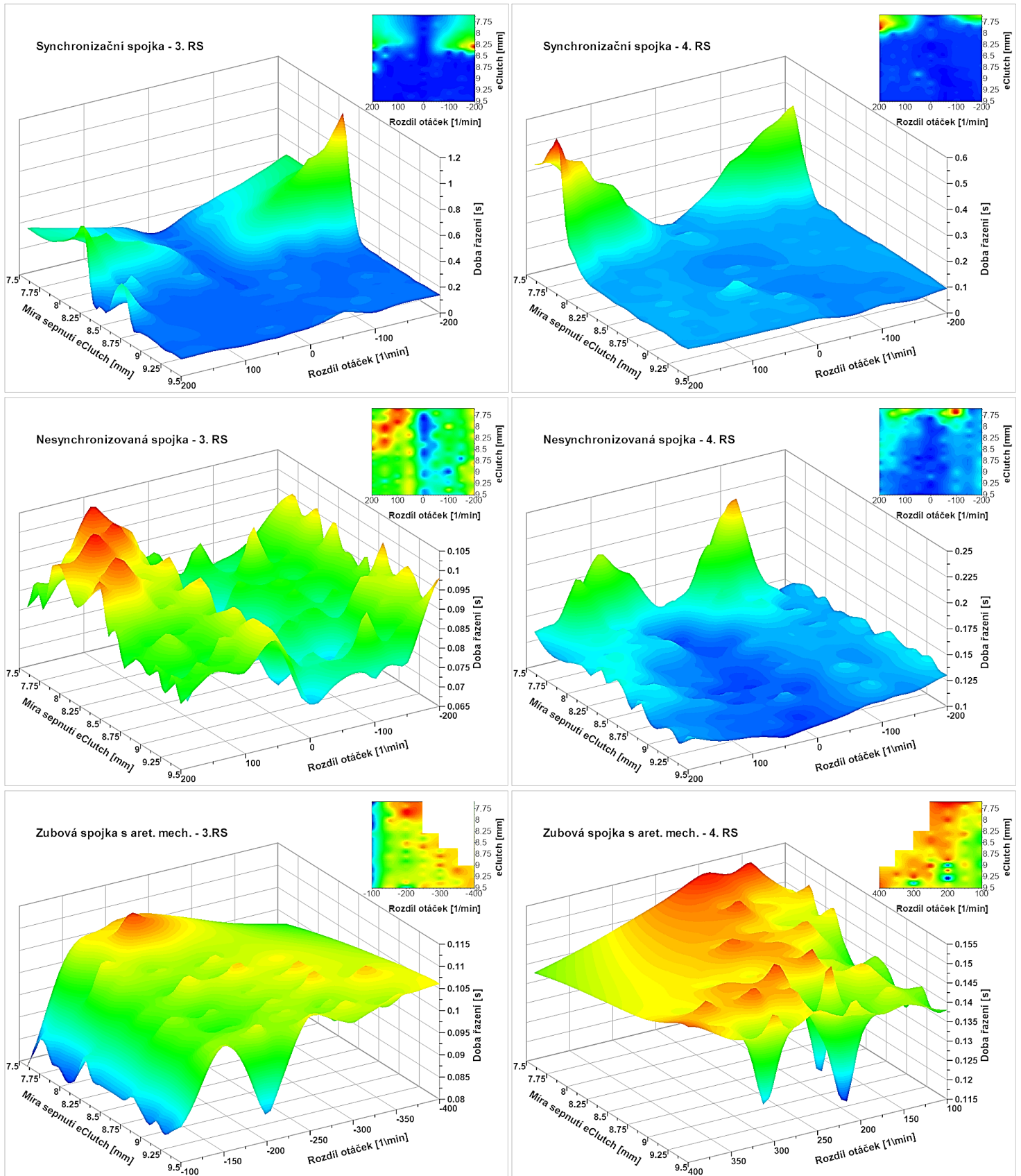
Poznatky z teoretické části byly aplikovány do části experimentální, která zahrnuje měření tří odlišných typů řadicích spojek (synchronizační spojka, nesynchronizovaná spojka, zubová spojka s aretačním mechanismem) během řazení do záběru ve zkušební hřídelové převodovce MQ200 na testovacím stanovišti v laboratořích ČVUT Na Julisce. Cílem bylo vyhodnocení naměřených dat a porovnání komfortu řazení zubovou spojkou s aretačním mechanismem se synchronizační spojkou, jejíž data byla brána jako referenční.

Pro měření byl zvolen vhodný akcelerometr a mikrofon, které byly umístěny co nejbližší zkoumanému procesu řazení. Každé přeřazení bylo zaznamenáno do dvou datových souborů, které poskytují informace o podmínkách přeřazení společně se záznamem vibrací a hluku během této operace. Po úspěšném naměření dat byly vytvořeny skripty v programovacím jazyce VBScript v prostředí NI DIAdem, pomocí nichž byly naměřené signály přeřazení upraveny pomocí jednotného časového okna a digitálního Low - pass filtru. Následně byl každý signál vyhodnocen skriptem v časové oblasti dle vybraných metrik – doba řazení, maximum točivého momentu na výstupu z převodovky, RMS hodnota vibrací, RMS hodnota hluku a maximum hladiny akustického tlaku. Pomocí těchto metrik v závislosti na různých kombinacích rozdílu otáček a míře sepnutí třecí spojky bylo provedeno porovnání průběhů vibrací a hluku během řazení pro vybrané řadicí spojky, které je v této práci znázorněno pomocí 3D grafů. Je nutné zmínit, že měření neproběhla dle standardizované metodiky a výsledky by tak měly sloužit pouze pro přibližné porovnání řadicích spojek. Pro důvěryhodnost výsledků by bylo vhodné v další fázi výzkumu provést měření ve vozidle, jehož součástí by byl převodový agregát se zkoumaným typem řadicí spojky, přičemž by byla hodnocena kvalita řazení a komfort vnímaný řidičem při reálném provozu.

Vytyčené cíle diplomové práce je možné považovat za splněné. Práce shrnuje poznatky týkající se návrhu metodiky a vybraných kritérií pro hodnocení a porovnání kvality řazení do záběru různými typy řadicích spojek z pohledu vibrací a hluku za použití dostupných prostředků.



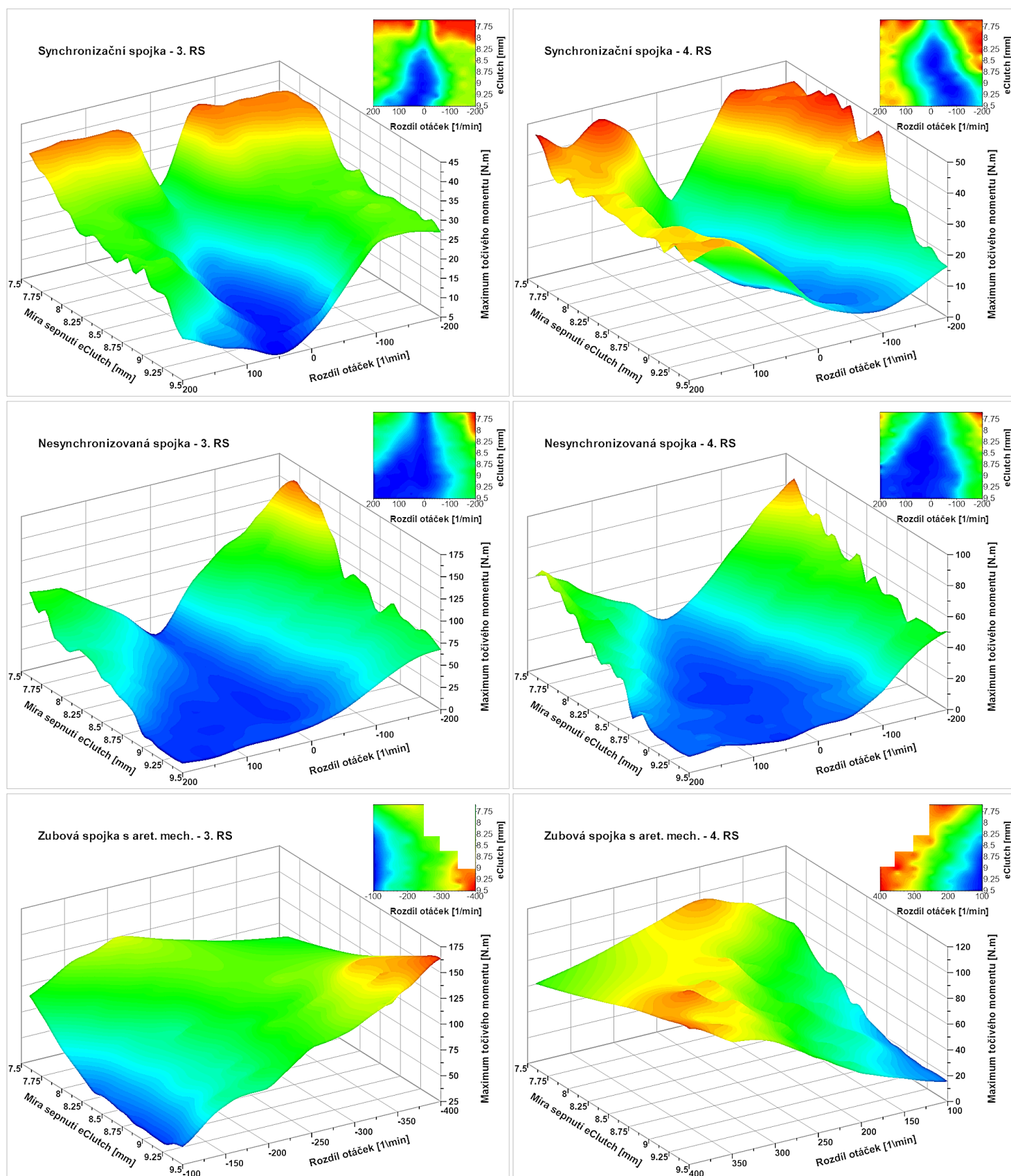
# 10 PŘÍLOHY - DOBA ŘAZENÍ



Obrázek 62: Doba řazení jednotlivými typy řadičích spojek



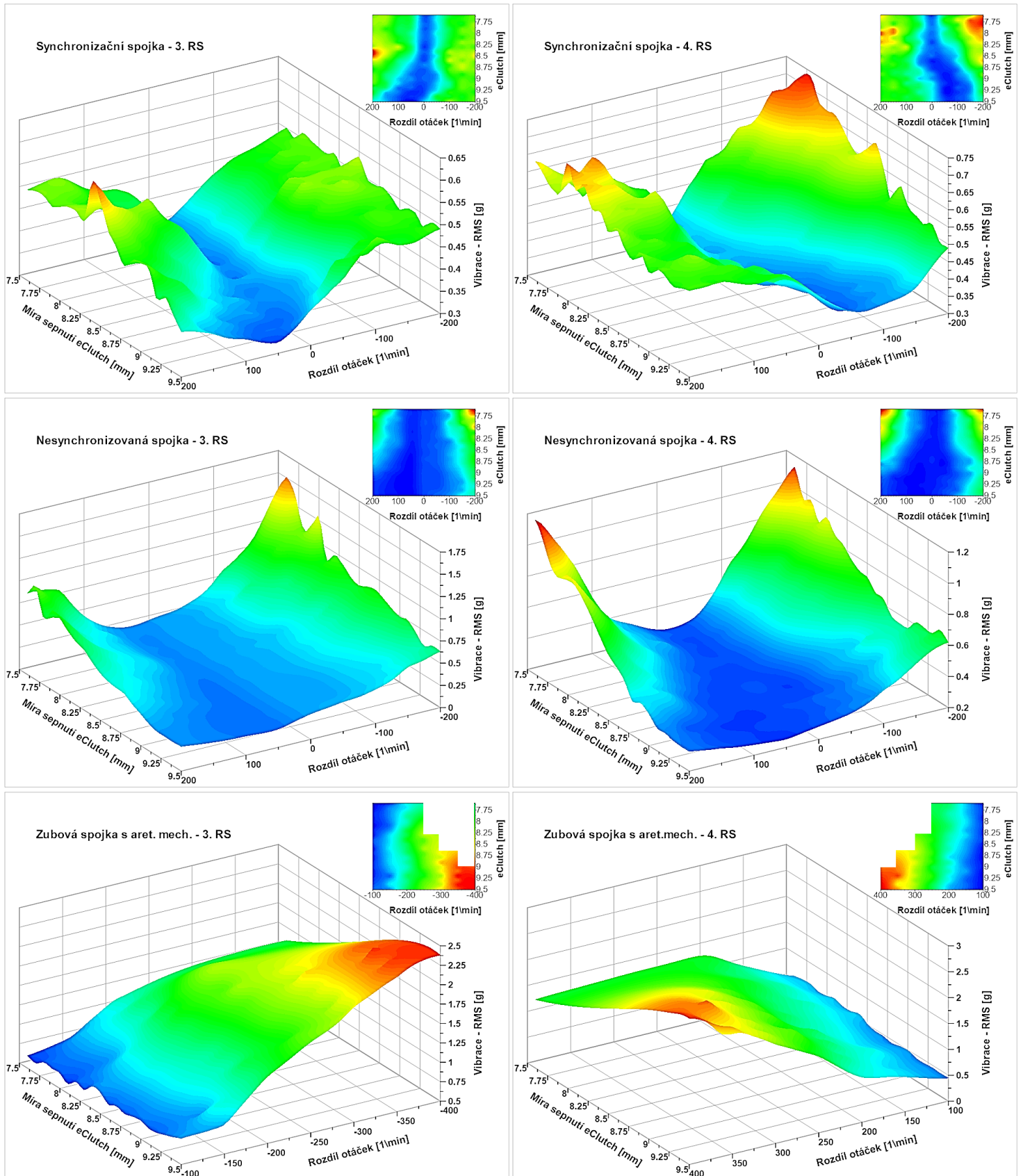
## MAXIMUM TOČIVÉHO MOMENTU (NA VÝSTUPU Z PŘEVODOVKY)



Obrázek 63: Maximum točivého momentu během řazení jednotlivými typy řadičích spojek



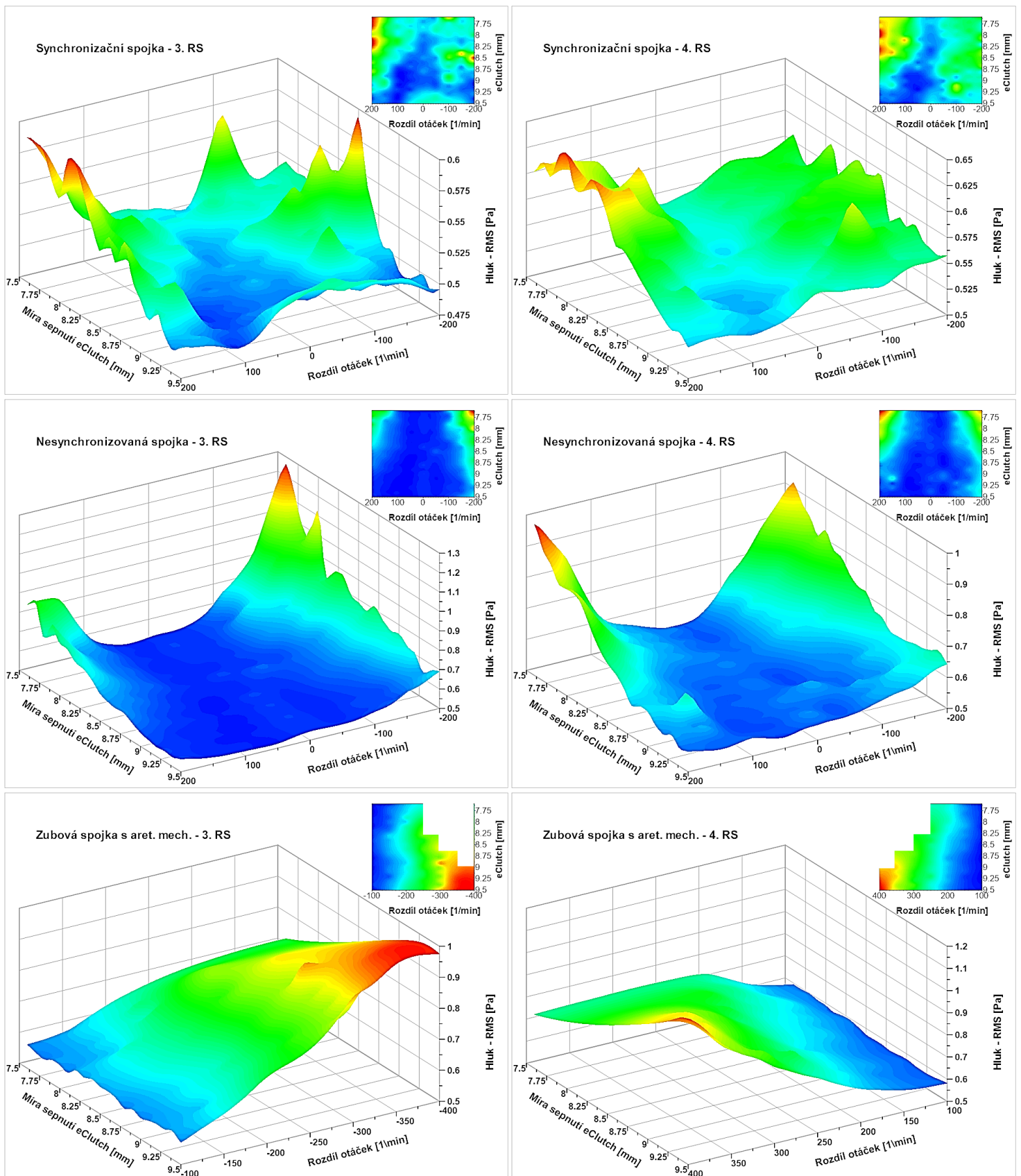
## VIBRACE (RMS)



Obrázek 64: Vibrace (RMS) během řazení jednotlivými typy řadicích spojek



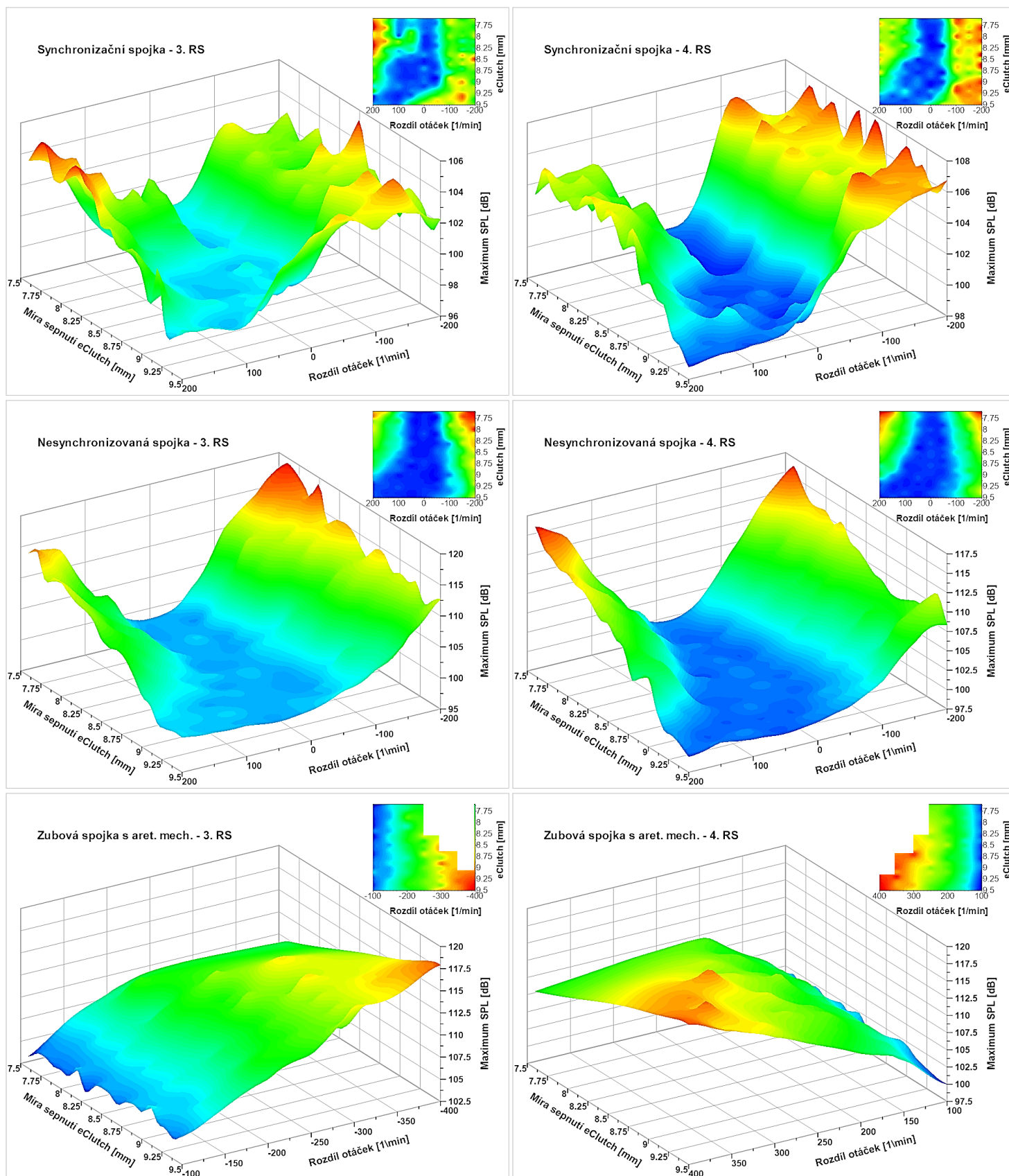
# HLUK (RMS)



Obrázek 65: Hluk (RMS) během řazení jednotlivými typy řadičích spojek



## MAXIMUM HLADINY AKUSTICKÉHO TLAKU (SPL)

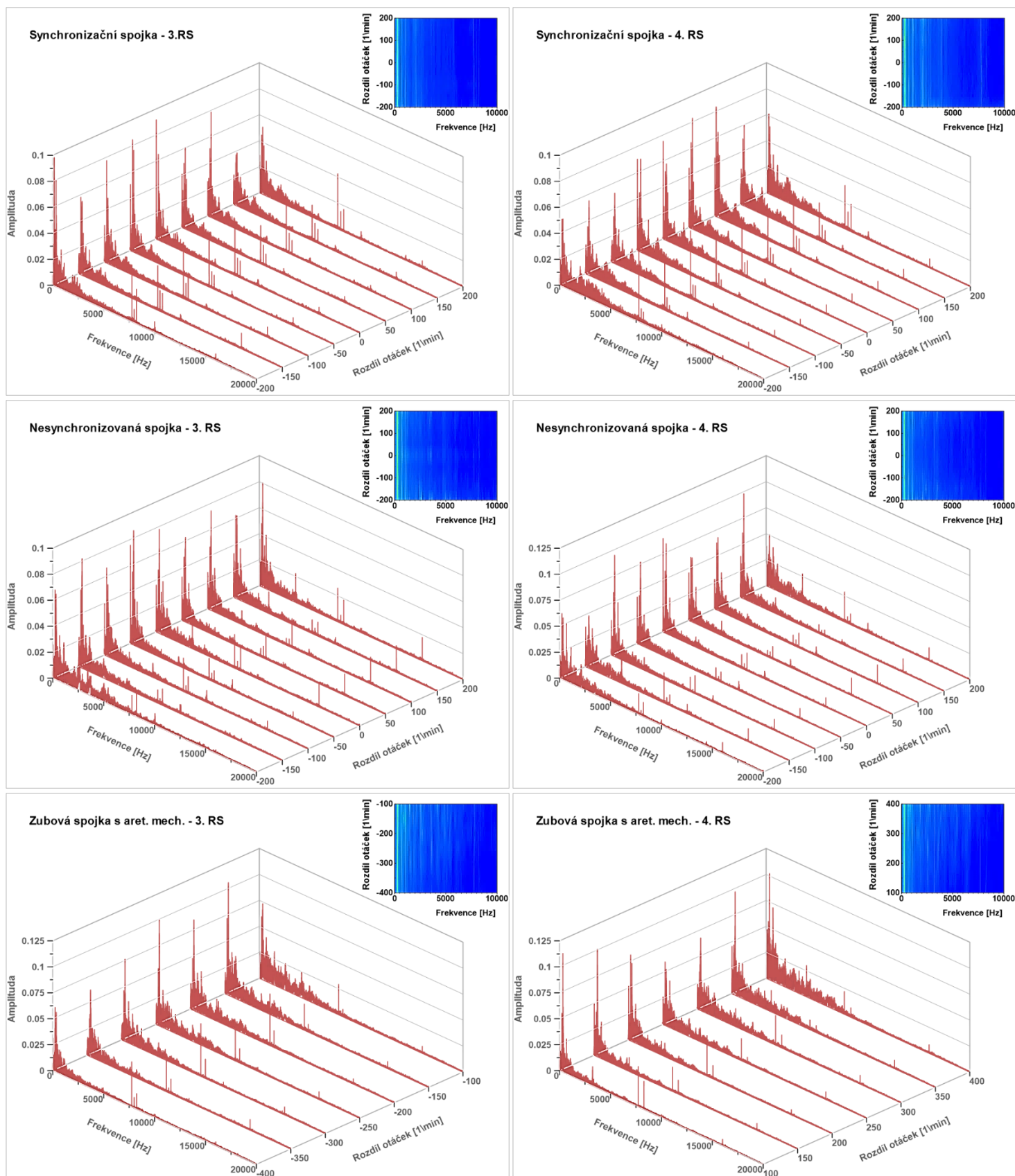


Obrázek 66: Maximum hladiny akustického tlaku (SPL) během řazení jednotlivými typy řadičích spojek





## HLUK VE FREKVENČNÍ OBLASTI



Obrázek 67: Ukázka frekvenční oblasti hluku během řazení pro jednotlivými typy řadičích spojek s konstantní mírou sepnutí eClutch (9,5 mm)



## 11 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1: Hnací charakteristika vozidla [1] .....	- 3 -
Obrázek 2: Průběh tažné síly a rychlosti při řazení bez přerušení toku výkonu [1].....	- 5 -
Obrázek 3: Průběh tažné síly a rychlosti při řazení s přerušením toku výkonu [1].....	- 6 -
Obrázek 4: Komponenty pro řazení v mechanické převodovce [5].....	- 7 -
Obrázek 5: Řazení posuvnými koly [1].....	- 9 -
Obrázek 6: Zubová spojka bez synchronizace [1] .....	- 10 -
Obrázek 7: Varianty sklonu boku zubů u zubových spojek s čelním ozubením [2] .....	- 11 -
Obrázek 8: Geometrie čel zubů u zubových spojek [1] .....	- 12 -
Obrázek 9: Průběh řazení pomocí čelní zubové spojky [7].....	- 13 -
Obrázek 10: Synchronizace: I. Jednoduchá II. Jištěná [6] .....	- 15 -
Obrázek 11: Systém Borg – Warner [1] .....	- 16 -
Obrázek 12: Fáze synchronizace [1] .....	- 17 -
Obrázek 13: Dvojnásobná synchronizace VW [1] .....	- 18 -
Obrázek 14: Princip externí synchronizace otáček [1] .....	- 19 -
Obrázek 15: Měření komfortu řazení pro odlišné typy převodovek [18].....	- 23 -
Obrázek 16: Měřicí aparatura pro snímání pohybů řadicí páky [19].....	- 24 -
Obrázek 17: Výstupy měření při zkouškách řazení [20] .....	- 24 -
Obrázek 18: Rotační složka chyby převodu [22].....	- 26 -
Obrázek 19: Možné průběhy posunutí řadicí objímky [7] .....	- 28 -
Obrázek 20: Průběh řadicí síly potřebné k přeřazení během synchronizace [23] .....	- 29 -
Obrázek 21: Schéma měřicího řetězce [22].....	- 31 -
Obrázek 22: Typy výstupních signálů .....	- 32 -
Obrázek 23: Superpozice tří harmonických kmitání s různou frekvencí .....	- 34 -
Obrázek 24: Deterministické signály: a) periodický, b) harmonický, c) přechodový .....	- 34 -
Obrázek 25: Náhodné signály: a) stacionární, b) nestacionární .....	- 35 -
Obrázek 26: Závislost výchylky, rychlosti a zrychlení [26] .....	- 36 -
Obrázek 27: Vhodná měřená veličina v závislosti na frekvenčním rozsahu [26].....	- 37 -
Obrázek 28: Piezoelektrický snímač zrychlení namáhaný smykem [22] .....	- 38 -
Obrázek 29: Vliv způsobu uchycení snímače na jeho amplitudovou frekvenční charakteristiku [29] .....	- 40 -
Obrázek 30: Průběh tlaku ve vzduchu, kterým se šíří zvuková vlna [30].....	- 41 -
Obrázek 31: Křivky stejné hlasitosti [31] .....	- 43 -
Obrázek 32: Útlumové charakteristiky filtru A, B, C, Z [1] .....	- 44 -
Obrázek 33: Kondenzátorový mikrofon [31] .....	- 45 -
Obrázek 34: Časová a frekvenční oblast [33] .....	- 46 -
Obrázek 35: Nedostatečná vzorkovací frekvence signálu – aliasing [35] .....	- 47 -
Obrázek 36: Typy digitálních filtrů [36] .....	- 48 -
Obrázek 37: Charakteristiky signálu v časové oblasti [29].....	- 49 -
Obrázek 38: Harmonický signál s časovým oknem (nahore) po chybném napojení (dole).....	- 50 -
Obrázek 39: Základní typy časových oken [38] .....	- 51 -
Obrázek 40: Schéma zkušebního stavu řazení [43]: .....	- 53 -
Obrázek 41: Pohled na zkušební stav řazení [43] .....	- 54 -
Obrázek 42: Příčný řez převodovkou MQ200 [40]: .....	- 56 -
Obrázek 43: Tok výkonu testovanou převodovkou MQ200 pro 3. a 4. rychlostní stupeň [40].....	- 56 -
Obrázek 45: Ukázka naměřeného průběhu řazení se synchronizační spojkou .....	- 56 -
Obrázek 45: Ukázka naměřeného průběhu řazení s nesynchronizovanou zubovou spojkou.....	- 60 -
Obrázek 46: Rozstřel zubové spojky s aretačním mechanismem [44].....	- 61 -
Obrázek 47: Řez zubovou spojkou s aretačním mechanismem: vlevo – neutrální, vpravo - zařazeno [45]....	- 62 -
Obrázek 48: Ukázka naměřeného průběhu řazení se zubovou spojkou s aretačním mechanismem.....	- 63 -
Obrázek 49: Pozice akcelerometru na převodovkové skříni.....	- 64 -
Obrázek 50: Pozice stojanu s mikrofonem na zkušebním stanovišti.....	- 65 -



Obrázek 51: Naměřený surový signál vibrací (nahore), signál po úpravě (dole).....	- 66 -
Obrázek 52: Naměřený surový signál hluku (nahore), signál po úpravě (dole).....	- 66 -
Obrázek 53: Typický průběh vibrací a hluku během řazení synchronizační spojkou.....	- 69 -
Obrázek 54: Typický průběh vibrací a hluku během řazení nesynchronizovanou spojkou.....	- 70 -
Obrázek 55: Typický průběh vibrací a hluku během řazení zubovou spojkou s aretačním mechanismem..	- 70 -
Obrázek 56: Porovnání řadicích spojek na základě doby řazení [s].....	- 71 -
Obrázek 57: Porovnání řadicích spojek na základě maxima točivého momentu na výstupu [N.m].....	- 72 -
Obrázek 58: Porovnání řadicích spojek na základě vibrací - RMS [g].....	- 72 -
Obrázek 59: Porovnání řadicích spojek na základě maxima hladiny akustického tlaku (SPL) [dB].....	- 73 -
Obrázek 60: Porovnání na základě vibrací - RMS [g].....	- 74 -
Obrázek 61: Porovnání na základě hluku - SPL [dB].....	- 74 -
Obrázek 62: Doba řazení jednotlivými typy řadicích spojek.....	- 76 -
Obrázek 63: Maximum točivého momentu během řazení jednotlivými typy řadicích spojek.....	- 77 -
Obrázek 64: Vibrace (RMS) během řazení jednotlivými typy řadicích spojek.....	- 78 -
Obrázek 65: Hluk (RMS) během řazení jednotlivými typy řadicích spojek.....	- 79 -
Obrázek 66: Maximum hladiny akustického tlaku (SPL) během řazení jednotlivými typy řadicích spojek...	- 80 -
Obrázek 67: Ukázka frekvenční oblasti hluku během řazení pro jednotlivými typy řadicích spojek.....	- 81 -

## 12 SEZNAM TABULEK

Tabulka 1: Konfigurace vstupních parametrů při měření synchronizační spojky .....	- 59 -
Tabulka 2: Konfigurace vstupních parametrů při měření zubové spojky s aretačním mechanismem .....	- 63 -

## 13 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

<b>B&amp;K</b>	Brüel a Kjaer	
<b>CCLD</b>	Napájení konstantním proudem	Constant Current Line Drive
<b>DFT</b>	Diskrétní Fourierova transformace	Discrete Fourier Transform
<b>IEPE</b>		Integrated Electronics Piezo - Electric
<b>FFT</b>	Rychlá Fourierova transformace	Fast Fourier Transform
<b>FT</b>	Fourierova transformace	Fourier Transform
<b>MKP</b>	Metoda konečných prvků	Finite Element Method (FEM)
<b>NVH</b>	hluk, vibrace a pronikavost	Noise, Vibration and Harshness
<b>NI</b>	National Instruments	
<b>PE</b>	Piezoelektrický (snímač)	Piezo - Electric
<b>PSD</b>	Výkonová spektrální hustota	Power Spectral Density
<b>RS</b>	Rychlostní stupeň	
<b>RMS</b>	Kvadratický průměr	Root Mean Square
<b>SPL</b>	Hladina akustického tlaku	Sound Pressure Level
<b>VBS</b>		Visual Basic Script
<b>VW</b>	Volkswagen	
<b>3D</b>	Trojrozměrný (graf)	Three dimensional



## 14 SEZNAM INFORMAČNÍCH ZDROJŮ

- [1] NAUNHEIMER, H., BERTSHCE, B., RYBORZ, J., NOVAK, W. Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application. Berlin: Springer-Verlag, 2011. ISBN 978-3-642-16216-8.
- [2] JASNÝ, Michal. Návrh nového kompaktního řadicího mechanismu. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2017. Diplomová práce.
- [3] BOUS, Marek. Návrh řadicího mechanismu automobilové převodovky. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2019. Diplomová práce.
- [4] NYKL, Zdeněk. Řazení v převodovce – Analýza a měření vibrací. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2022. Bakalářská práce.
- [5] Downshift Magazine. How a manual transmission works. [Online] 24.6.2021 [Citace: 20.3.2023] <https://downshiftmagazine.com/2021/07/how-a-manual-transmission-works/html>.
- [6] VLK, František. Převody motorových vozidel. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006. ISBN 80-239-6463-1.
- [7] BÓKA, G. Shifting Optimization of Face Dog Clutches in Heavy Duty Automated Mechanical Transmissions. Budapest University of Technology and Economics, 2011. Dizertační práce.
- [8] BÓKA, G., MÁRIALIGETI, J., LOVAS, L., TRENCSENI, B. Face dog clutch engagement at low mismatch speed. *Periodica Polytechnica*. 2010.
- [9] VOLKSWAGEN AG. Manual Gearbox 02T. [Online] [Citace: 25. 3. 2023] [http://www.volkswagen.net/technik/ssp/ssp/SSP\\_237\\_d1.pdf](http://www.volkswagen.net/technik/ssp/ssp/SSP_237_d1.pdf).
- [10] HŮLA, Jakub. Externí synchronizace u převodovek užitkových vozidel. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2019. Bakalářská práce.
- [11] BRYCHTA, Vojtěch. Převodovky automobilů. Technická univerzita v Liberci, 2014. Bakalářská práce.
- [12] Praktická dílna. Mechanické stupňové převodovky. [Online] 19.3.2007 [Citace: 25.3.2023] <https://docplayer.cz/17287767-Prakticka-dilna-mechanicke-stupnove-prevodovky-prevodovka-konstrukcni-typy-prevodovek.html>.
- [13] TŮMA, Jiří. Vehicle Gearbox Noise and Vibration: Measurement, Signal Analysis, Signal Processing and Noise Reduction Measures. Chichester: John Wiley, 2014. ISBN 978-1-118-79762-4
- [14] PANG JIAN. Noise and vibration control in automotive bodies. Chichester: John Wiley, 2019. ISBN 9781119515517
- [15] Kistler Company. NVH Definition [Online] [Citace: 26.3.2023.] <https://www.kistler.com/en/glossary/term/nvh-noise-vibration-harshness/>
- [16] PLÁNKA, Jakub. Jízdní komfort. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2014. Bakalářská práce.
- [17] Vše o průmyslu. Měření vibrací převodovek jako ukazatel jízdního komfortu. [Online] 21.7.2020 [Citace: 28.3.2023] <https://www.vseoprumsly.cz/udrzba-a-diagnostics/vibrodiagnostika/mereni-vibraci-prevodovek-jako-ukazatel-jizdniho-komfortu-vozidel.html>
- [18] ŠKODA Auto. Automobilová převodovka – Ing. Bohuslav Novotný. PDFslide. [Online] [Citace: 28.3.2023] <https://docplayer.cz/20860725-Automobilova-prevodovka-tph-ing-bohuslav-novotny-06-05-2015.html>
- [19] Ricardo. Gear Shift Quality Assessment (GSQA). [Online] [Citace: 28.3.2023] [https://cdn.ricardo.com/automotive/media/resources/downloads/gsq\\_a\\_flyer\\_a4\\_2020.pdf](https://cdn.ricardo.com/automotive/media/resources/downloads/gsq_a_flyer_a4_2020.pdf)



- [20] Wenquan Shen, Qiugui Zhang, Zhenwen Chen, Wei Mao. Testing and analysis of automotive gearshift performance based on gear shift analysis [Odborný článek] [Online] <https://doi.org/10.1002/eng2.12324>
- [21] Can Yang, Lin Hua, Zhou Wang, and Yaohua He. Shift Performance Test and Analysis of Multipurpose Vehicle. [Odborný článek] [Online] <https://doi.org/10.1155/2014/37817>
- [22] PROKOP, Aleš. Modelování vibrací pohonných jednotek aplikací virtuálních prototypů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2016. Dizertační práce.
- [23] Emrah Arslan, Ahmet Sagirli. Gear Shift Efforts Analysis and User Interface Software Development. [Odborný článek] [Online] <https://dergipark.org.tr/tr/download/article-file/510028>
- [24] Anders Brandt. Noise and Vibration Analysis: Signal Analysis and Experimental Procedures. John Wiley & Sons, 2010. ISBN: 978-0-470-74644-8
- [25] Saifullah Khalid, Aherwar Amit. Vibration Analysis Techniques for Gearbox Diagnostic: A Review. International Journal of Advanced Engineering Technology, 2012, Sv. III.
- [26] Automatizace.hw.cz. Měření vibrací pro diagnostiku opotřebených strojů. [Online] 2.2.2015 [Citace: 26.4.2023] [automatizace.hw.cz/mereni-a-regulace/mereni-vibraci-pro-diagnostiku-opotrebeni-stroju.html](http://automatizace.hw.cz/mereni-a-regulace/mereni-vibraci-pro-diagnostiku-opotrebeni-stroju.html)
- [27] Brüel a Kjær. Mechanical Vibration and Shock Measurements. Nærum: 1984. ISBN 87 87355 34 5
- [28] Brüel a Kjær. Measuring Vibration. Nærum: 1982.
- [29] Daniel Zuth, František Vdoleček. Měření vibrací ve vibrodiagnostice. [Odborný článek] 2010 [Online] <http://www.odbornecasopisy.cz/res/pdf/40375.pdf>
- [30] OTIPKA, Václav. Konstrukční návrh zkušebního stavu s uzavřenou smyčkou toku momentu pro experimentální ověření parametrů převodových ústrojí. Brno: Vysoké učení technické, 2018. Diplomová práce.
- [31] PCB Piezotronics. Microphone Handbook. [Online příručka] [https://www.pcb.com/microphonehandbookfiles/microphone\\_handbook\\_lowres.pdf](https://www.pcb.com/microphonehandbookfiles/microphone_handbook_lowres.pdf)
- [32] PROKOP, Josef. Vliv zatížení na hlučnost převodovek MQ100 osobních automobilů. Liberec: Technická univerzita v Liberci. 2018. Diplomová práce.
- [33] He, L., Feng, B. (2022). Frequency Domain Analysis. In: Fundamentals of Measurement and Signal Analysis. Springer, Singapore. [https://doi.org/10.1007/978-981-19-6549-4\\_2](https://doi.org/10.1007/978-981-19-6549-4_2)
- [34] TŮMA, Jiří. Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT. Štramberk, 1997. ISBN 80-901936-1-7.
- [35] National Instruments. Aliasing. [Online] 2018 [Citace: 23.4.2023] <https://zone.ni.com/reference/en-XX/help/371361R01/lvanlsconcepts/aliasing/>.
- [36] Wikipedia. Filter (signal processing). [Online] 2018 [Citace: 23.4.2023] [https://en.wikipedia.org/wiki/Filter\\_%28signal\\_processing%29](https://en.wikipedia.org/wiki/Filter_%28signal_processing%29)
- [37] TOMEH, Elias. Technická diagnostika – vibrační diagnostika strojů a zařízení. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. Liberec: ISBN 978-80-7494-174-0
- [38] GOFROŇ, Vojtěch. Měření a analýza dynamických vlastností rotujících částí strojů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2015. Diplomová práce.
- [39] TŮMA, Jiří a CZYŽ, Petr. Volba časových oken a překrytí pro výpočet spekter širokopásmových signálů. [konferenční příspěvek]. Luhačovice: DIAGO: technická diagnostika strojů a výrobních zařízení, 2015.



- [40] VOLKSWAGEN AG. - *Manual Gearbox 02T*. [Online] [Citace: 15.5.2023]  
[http://www.volkswagen.net/technik/ssp/ssp/SSP\\_237\\_d1.pdf](http://www.volkswagen.net/technik/ssp/ssp/SSP_237_d1.pdf)
- [41] Product Data: Cubic Triaxial CCLD Accelerometer Types 4524-B-001 [Online] [Citace: 15.5.2023]  
<https://www.bksv.com/media/doc/bp2076.pdf>
- [42] Product Data: ½" Prepolarized Free-field Microphone Type 4189 [Online] [Citace: 17.5.2023]  
<https://www.bksv.com/-/media/literature/Product-Data/bp2210.ashx>
- [43] JASNÝ, M., PAKOSTA, J., Addition of Clutch to Gearbox Test Bench. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2022. Mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů. [konferenční příspěvek]. ISBN 978-80-7494-606-6
- [44] JASNÝ, M., HAJŽMAN, M., BULÍN R., Dog Clutch Without Circular Backlash – Design Optimization Using Multi-Body Simulation. Londýn: FISITA – International Federation of Automotive Engineering Societies, 2020. FISITA Web Congress 2020 – Technical Papers. ISBN 978-1-9160259-1-2.
- [45] JASNÝ, M., ACHTENOVÁ, G., Gearshift Clutches – New Design and Approach. Roztoky u Prahy: Česká automobilová společnost, 2018. Autosympo 2018 – Emise, Kolokvium J. Božka. Invited unpublished lecture.

## 15 SEZNAM PŘÍLOH

Použité skripty:

- Doba\_razeni\_synchro\_nesynchro.VBS
- Doba\_razeni\_zubova\_3RS.VBS
- Doba\_razeni\_zubova\_4RS.VBS
- FFT\_hluk.VBS
- Maximum\_hladiny\_akustickeho\_tlaku.VBS
- Maximum\_tociveho\_momentu.VBS
- Nacteni\_mereni.VBS
- RMS\_hluk.VBS
- RMS\_vibrace.VBS
- Usporadani\_dat\_5sloupcu\_prumer.VBS

K vypracování diplomové práce jsem použil následující software:

- Microsoft Office Word a Excel
- NI DIADEM 2022 Q4
- GeoGebra
- Zoner Photo Studio