



# Výzkum chyby převodu a její vliv na vibrace a hluk od ozubených kol numerickou simulací a experimentálním ověřením

## Disertační práce

*Studijní program:*

*Autor práce:*

*Školitel práce:*

P0715D270001 Stavba strojů a zařízení

**Ing. Tomáš Marek**

prof. Dr. Ing. Pavel Němeček

Katedra vozidel a motorů





# Prohlášení

Prohlašuji, že svou disertační práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé disertační práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou disertační práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé disertační práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

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

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má disertační práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

25. května 2022

Ing. Tomáš Marek





## ANOTACE

Předložená disertační práce zpracovává téma *Výzkum chyby převodu a její vliv na vibrace a hluk od ozubených kol numerickou simulací a experimentálním ověřením*. Text zprvu pojednává o možných příčinách hluku od ozubení a konkrétně se zaměřuje na chybu převodu jako jednu z příčin. V této souvislosti je nejprve popsán současný stav poznání v podobě důkladné rešerše.

Hlavním obsahem disertační práce je zjištění korelace mezi chybou převodu, součinitelem skutečného trvání záběru, hlukem a vibracemi. Za účelem tohoto výzkumu byl navržen výpočetní MBS model a sestroyen odpovídající experiment v podobě zkušebního stavu.

V závěru práce je korelace sledovaných veličin vyhodnocena a jsou diskutovány další možné kroky výzkumu této problematiky, s cílem zlepšení akustického projevu ozubení v automobilové převodovce.

**KLÍČOVÁ SLOVA:** ozubené soukolí, chyba převodu, součinitel trvání záběru, hluk, vibrace

## ANNOTATION

The submitted dissertation investigates the topic *Research of transmission error and its influence on vibration and noise from gears by numerical simulation and experimental verification*. The text initially discusses the possible causes of gear noise and specifically focuses on transmission error as one of the causes. In this context, the current state of knowledge is first described in the form of a deep research.

The main content of the dissertation is to find out the correlation between transmission error, actual gear contact ratio, noise and vibration. For this research, a numerical MBS model was designed and a corresponding experiment in the form of a test bed was constructed.

At the end of the dissertation, the correlation of the observed parameters is evaluated and possible next steps of research on this issue are discussed, with the aim of improving the acoustic performance of the gearing in an automotive transmission.

**KEY WORDS:** gearing, transmission error, gear contact ratio, noise, vibration

## OBSAH

POUŽITÉ ZNAČENÍ .....	11
POUŽITÉ ZKRATKY A CIZÍ SLOVA .....	13
ÚVOD .....	16
1. OZUBENÉ PŘEVODY .....	17
1.1. Čelní soukolí.....	18
1.2. Silové poměry čelního soukolí .....	20
2. HLUK.....	21
3. ZDROJE HLUKU A VIBRACÍ V PŘEVODOVCE .....	21
3.1. Záběrové poměry ozubení .....	22
3.2. Součinitel trvání záběru a kolísání tuhosti záběru .....	23
3.3. Součinitel trvání záběru a vliv na vibrace a hluk.....	26
3.4. Pásmo nesení .....	28
3.4.1. Mikromodifikace ozubení.....	31
3.5. Chyba převodu .....	33
3.6. „Raslování“ .....	34
3.7. Rezonance dílů/přenosových cest - samostatně řešený zdroj hluku v kabině vozu ..	35
4. STRUČNÝ POPIS PŘENOSOVÝCH CEST .....	36
4.1. Přenos vzduchem.....	36
4.2. Přenos strukturou.....	37
5. CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE.....	41
6. PROBLEMATIKA VÝZKUMU CHYBY PŘEVODU.....	42
6.1. Druhy TE.....	43
6.1.1. Výrobní/geometrický TE (MTE).....	43
6.1.2. Statický TE (STE) .....	43
6.1.3. Dynamický TE (DTE) .....	43
6.2. Souvislost TE s vibracemi a hlukem .....	44
6.3. Měření TE.....	45
7. TVORBA VÝPOČETNÍHO MODELU .....	46
7.1. Preprocessing.....	46



7.2.	Okrajové podmínky MBS modelu a příprava simulace zkušebního stavu k určení chyby převodu .....	49
7.3.	Citlivost rozsahu rotačních setrvačných hmot v MBS modelu na výpočet TE .....	54
8.	TVORBA EXPERIMENTU .....	56
8.1.	Konstrukce PST-TE .....	57
8.2.	Detailní popis měření chyby převodu pomocí inkrementálních čidel na PST-TE ....	65
8.3.	Validace PST-TE.....	68
8.3.1.	Zkouška opakovatelnosti montáže kol.....	69
8.3.2.	Experimentální modální analýza pro umístění akcelerometrů .....	70
8.3.3.	Zkoušky rozběhu a doběhu.....	74
8.3.4.	Umístění mikrofonu.....	82
8.3.5.	Ověření rezonance kavity skříně .....	84
8.4.	Závěry z validace PST-TE.....	85
9.	VYHODNOCOVACÍ REŽIMY .....	86
10.	STANDARDIZACE VYHODNOCOVÁNÍ.....	87
10.1.	Vyhodnocení velikosti chyby převodu.....	87
10.2.	Vyhodnocení tvaru chyby převodu .....	89
10.3.	Vyhodnocení součinitele skutečného trvání záběru .....	90
10.4.	Dílčí závěry ze standardizace vyhodnocování.....	90
11.	ANALÝZA SOUVISLOSTI MEZI CHYBOU PŘEVODU A VIBRACEMI A HLUKEM POMOCÍ EXPERIMENTŮ A SIMULACÍ .....	92
11.1.	Zkušební soukolí .....	92
11.2.	Výsledky.....	95
11.2.1.	Výsledky získané z ustálených režimů .....	95
11.2.2.	Výsledky získané z režimu pomalého rozběhu .....	96
11.3.	Závěry z výsledků.....	100
	ZÁVĚR.....	102
	Použitá literatura.....	107
	Webové odkazy .....	109
	Autorovy publikace k tématu disertační práce .....	109

Seznam příloh.....	110
Příloha 1: Měrové protokoly .....	111

## POUŽITÉ ZNAČENÍ

$F$ .....	síla.....	[N]
$v$ .....	rychlost .....	[ $m \cdot s^{-1}$ ]
$\omega$ .....	úhlová rychlost .....	[ $rad \cdot s^{-1}$ ]
$M, M_k$ .....	točivý moment .....	[ $N \cdot m$ ]
$i$ .....	převodový poměr .....	[-]
$\varepsilon_\alpha$ .....	součinitel trvání záběru po profilu/v čelní rovině .....	[-]
$\varepsilon_\beta$ .....	součinitel trvání záběru po sklonu/šroubovici/podél zubu/ .....	[-]
$\varepsilon_\gamma$ .....	celkový teoretický součinitel trvání záběru .....	[-]
$\varepsilon_{\gamma\_SKUT}$ .....	celkový skutečný součinitel trvání záběru .....	[-]
$c_z$ .....	tuhost záběru.....	[ $N \cdot mm^{-1}$ ]
$d_z$ .....	tlumení .....	[ $s^{-1}$ ]
$\alpha$ .....	úhel záběru.....	[ $^\circ$ ]
$\alpha_n$ .....	úhel záběru v normálové rovině .....	[ $^\circ$ ]
$\alpha_t$ .....	úhel záběru v tečné rovině .....	[ $^\circ$ ]
$\beta, \beta_b$ .....	úhel sklonu zubu (na základní kružnici).....	[ $^\circ$ ]
$r$ .....	poloměr .....	[mm]
$r_a$ .....	hlavový poloměr .....	[mm]
$r_f$ .....	patní poloměr .....	[mm]
$r_b$ .....	poloměr základní kružnice.....	[mm]
$b$ .....	šířka kola.....	[mm]
$a$ .....	osová vzdálenost.....	[mm]
$p_t$ .....	čelní rozteč.....	[mm]
$p_{tb}$ .....	čelní rozteč na základní kružnici .....	[mm]
$L_p$ .....	hladina akustického tlaku .....	[dB]
$p$ .....	akustický tlak.....	[Pa]
$p_0$ .....	vztažný akustický tlak .....	[Pa]
$c$ .....	rychlost šíření vibrací .....	[ $m \cdot s^{-1}$ ]
$\rho$ .....	hustota.....	[ $kg \cdot m^{-3}$ ]
$Z_F$ .....	specifická akustická impedance.....	[ $Pa \cdot s \cdot m^{-1}$ ]
$\nu$ .....	Poissonova konstanta.....	[-]
$K$ .....	dynamická tuhost.....	[ $N \cdot mm^{-1}$ ]
$x$ .....	výchylka.....	[mm]
$TE, TE_{FFT\_H1}$ ...	transmission error, tj. chyba převodu .....	[ $\mu m$ ]
$f$ .....	frekvence .....	[Hz]

$fH_\alpha$	..... modifikace úhlu profilu zubu.....	$[\mu m]$
$C_\alpha$	..... soudečkovitost profilu zubu.....	$[\mu m]$
$Ca_\alpha$	..... Kopfrücknahme (viz. kapitola cizí slova).....	$[\mu m]$
$fH_\beta$	..... modifikace úhlu sklonu zubu.....	$[\mu m]$
$C_\beta$	..... podélná soudečkovitost.....	$[\mu m]$
$A$	..... inertance.....	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
$f_z$	..... zubová frekvence.....	$[Hz]$
$n$	..... otáčky hnacího hřídele.....	$[min^{-1}]$
$z_1$	..... počet zubů hnacího kola.....	$[-]$
$+a_{TE}, -a_{TE}$	..... největší hodnoty zrychlení a zpomalení chyby převodu na zubové rozteči.....	$[m \cdot s^{-2}]$

## POUŽITÉ ZKRATKY A CIZÍ SLOVA

low-cost .....	anglický ekvivalent pro „nízkonákladový“
TE.....	Transmission Error, tj. chyba převodu
TE <sub>FFT_HI</sub> .....	chyba převodu získaná pomocí FFT na 1. harmonické zubové frekvenci
MTE .....	Manufacturing TE, tj. výrobní/geometrická chyba převodu
STE.....	Static TE, tj. statická chyba převodu
DTE .....	Dynamic TE, tj. dynamická chyba převodu
PST-TE.....	zkušební stav na určení chyby převodu („Prüfstand - Transmission Error“)
4x4.....	pohon všech čtyř kol
Pitting .....	druh únavového opotřebení boku zubu
Gear marking compound .....	speciální barevná směs pro určování pásma nesení ozubení
Tilger .....	dynamický tlumič ohybových kmitů
Silentblok .....	součástka z pružného materiálu (zpravidla guma) sloužící k pružnému uložení pohyblivých těles
Kopfrücknahme .....	úběr materiálu na hlavě zubu (přechod mezi činnou evolventou a hlavovým sražením), část činné evolventy se specifickou modifikací, která se dá brát též jako mikrosražení na činné evolventě
Mount Stiffness Method, Impedance Matrix Method, Source Substitution Method, Multiple Coherence Method .....	výpočetní metody pro analýzu přenosových cest ve vibroakustice
Preprocessing .....	příprava výpočtu, doslovný překlad je „předzpracování“
MKP .....	Metoda konečných prvků
MBS .....	Multi Body System, tj. software poskytující možnost simulací soustav těles, ve kterých dochází k jejich vzájemnému silovému působení
MNF .....	Modal Neutral File, tj. modálně neutrální dokument
CAD .....	Computer Aided Designing, tj. počítačem podporované navrhování
Impact method.....	Metoda výpočtů vzájemně působících těles, založená na jejich částečné penetraci
Gear AT.....	speciální modul v rámci výpočetního programu Adams k tvorbě a výpočtu ozubených kol
Constrains.....	Vazba typu „lepený spoj“ navazující virtuální sítě dvou těles
Full Flex Gear.....	Ozubené kolo ve výpočtu se chová jako celistvé a síly od ozubení se přenášejí do celého kola
Klingelberg.....	firma vyrábějící přístroje k měření ozubení
FFT .....	Fast Fourier Transformation, tj. rychlá Fourierova transformace
PWM .....	Pulse-Width Modulation, tj. pulzně šířková modulace
BS1, BS2...BSn .....	Baustufe 1, Baustufe 2..., tj. vývojový stupeň, stavební fáze/stupeň
Kavita .....	synonymum: dutina

HHT..... typ integračního schématu pro hledání řešení diferenciálních rovnic  
DTOUT ..... časová konstanta pro určení hustoty výpisu výpočtu MBS  
ERROR..... chyba  
Haldex ..... integrovaným systémem vícemelové spojky v olejové lázni  
Oceli ČSN 41 2050 ..... typ uhlíkové oceli, konkrétně 12 050  
CuPb10Sn10..... materiál kluzných ložisek (vysoce legovaný cínový bronz)  
DEWESoft..... měřicí software použitý pro zpracování pořízených hlukových a vibračních  
záznamů  
Impedance ..... citlivost na přenos vibrací



## ÚVOD

Hospodářská soutěž a konkurence na trhu automobilů je čím dál větší a postupem času čím dál vyrovnanější. Automobilky se proto snaží zaujmout zákazníky ne jen designem, spolehlivostí, bezpečností, nízkou spotřebou, ale i co nejvyšší kvalitou a komfortem svých automobilů. Právě kvalita a komfort jsou často tím posledním a rozhodujícím vlivem, který zapříčiní úspěšný či neúspěšný prodej. Byly doby, kdy si lidé kupovali levná auta spíše pro užitek, nežli pro požitek z jízdy. Nebylo zvykem přísně hodnotit drobné nedostatky, se kterými se u low-costových aut počítalo, hlavně, že byla levná a sloužila. Naopak, pokud zákazníkovi záleželo více na komfortu, musel si připlatit za vyšší třídu.

Právě díky postupné větší vyrovnanosti konkurentů na trhu a díky poptávce po levných automobilech tento předpoklad již neplatí. Automobilky musejí vyrábět i levná auta co nejkvalitněji a s co nejmenší spotřebou, líbivým designem, s nejvyšší bezpečností a spolehlivostí.

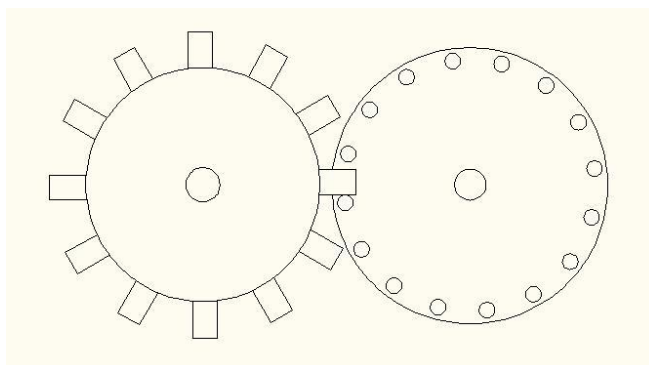
Při kvalitativním hodnocení převodovky v autě je požadováno přesné a snadné řazení, ale také například minimum hluku. Hluk je definován jako zvuk periodického či neperiodického charakteru, škodlivý či nepříjemný buď svou nadměrnou intenzitou, nebo svou specifickou frekvencí selektivně rušivě vnímanou lidským uchem, přestože je jeho intenzita nižší, než celková hladina hluku. Hluk je objektivně měřitelný, ale jeho vnímání je subjektivní. Negativní vnímání hluku je popisováno jako obtěžující, rušící soustředění a psychickou pohodu.

Zdrojů hluku může být plno, ať už se jedná o konkrétní zdroje hluku přímo na automobilu (motor, převodovka, sání a výfuk, ventilátor, kompresor) nebo se jedná o vznik hluku v důsledku pohybu a v závislosti na rychlosti (odvalování kol po vozovce, aerodynamika vozu atd.). Jiné zdroje hluku mohou pocházet například od vibrací vlivem nerovnoměrnosti chodu motoru, jeho nevyvážením, buzeným kmitáním od nerovného povrchu vozovky atd. V souvislosti s rozvojem automobilů s pohonem na tichý elektromotor bude hluk převodů, tedy záběru ozubených kol, čím dál více vystupovat nad úroveň ostatních hluků.



## 1. OZUBENÉ PŘEVODY

Ozubené převody spolu se šrouby, maticemi a závity, jsou dnes běžně používanými prvky strojů a konstrukcí. Domníváme se, že mechanický převod byl poprvé použit přibližně před 3000 lety a od té doby je nedílnou součástí strojních aplikací. První mechanické převody používaly kolíky zasunuté radiálně po obvodu jednoho kola a axiálně po obvodu druhého kola (obr. 1.1) a jedno kolo tak mohlo převádět rotační pohyb na druhé. Postupně byly kolíky nahrazeny ozubením.



Obr. 1.1 Nákres vizualizace jednoho z prvních mechanických převodů [12]

Mechanické ozubené převody umožňují přenášení výkonu mezi motorem a pracovním ústrojím. Transformací se rozumí změna parametrů výkonu, kterými jsou obecně síla  $F$  a rychlost  $v$  při pohybu přímočarém a moment  $M$  a úhlová rychlost  $\omega$  při pohybu rotačním. Většina ozubených převodů realizuje v praxi transformaci výkonu při rotačním pohybu na vstupu i na výstupu. Většinou je snižována úhlová rychlost a zvětšován točivý moment (tedy  $\omega_1 > \omega_2$  a  $M_1 < M_2$ ). Poměr úhlových rychlostí se nazývá převodový poměr s označením  $i$ . Je-li  $i > 1$  jedná se o převod „do pomala“, je-li  $i < 1$ , mluvíme o převodu „do rychla“ [4].

Ozubené převody neboli ozubená soukolí, vytvářejí tvarovou vazbu mezi hnacím a hnaným hřídelem a umožňují tak přenos a transformaci výkonu. Protože polohy os hřídelů mohou být rovnoběžné, různoběžné či mimoběžné, existují různé druhy soukolí, jako čelní, kuželová, šroubová, šneková atd. Ozubení může být přímé, šikmé, šípové, nebo zakřivené. Pomocí těchto typů ozubených převodů nebo jejich vzájemnou kombinací lze přenést ve stroji výkon z hnacího hřídele na hřídel hnaný.

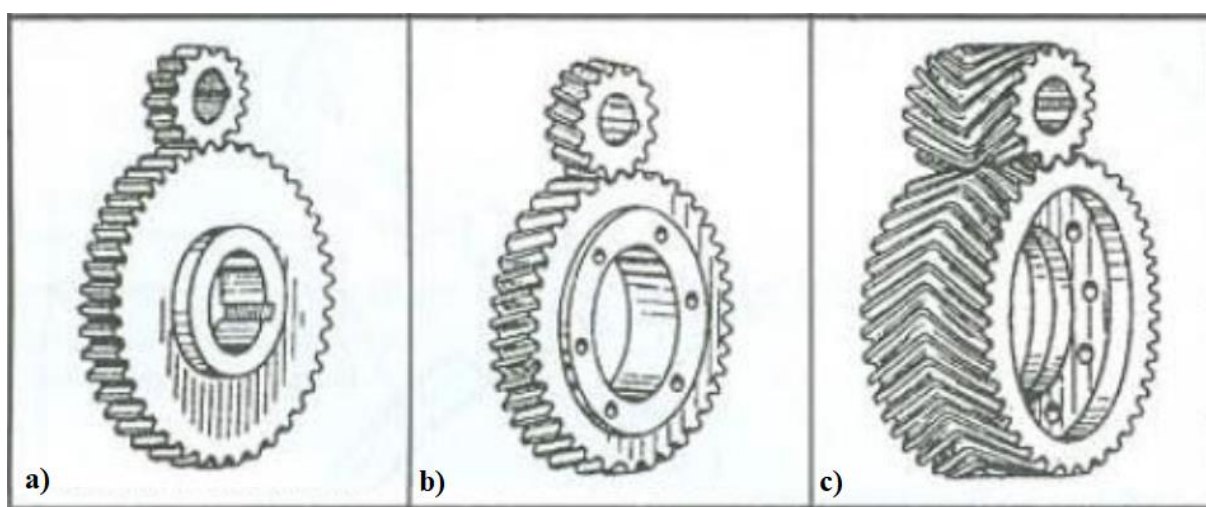
V automobilové převodovce jsou osy hřídelů vždy rovnoběžné, popřípadě totožné (umožňuje-li převodovka přímý záběr). V praxi se však vlivem zatížení poloha hřídelů mění. Hřídele se prohýbají a kříží, vznikají další deformace ozubení, ložisek a skříní. Ozubení dopředných rychlostních převodů je zpravidla čelní šikmé (nejde-li o převodovku závodní, kde bývá ozubení všech převodů čelní přímé, nebo nejde-li o planetové převody). Převod pro zpětný chod může být řešen různými konstrukčními způsoby, avšak nejčastěji se vyskytuje přesuvné vložené kolo s přímým čelním ozubením, či řazené kolo pomocí řadicí spojky se stálým záběrem, které má ozubení šikmé. Ozubení stálého převodu se různí podle toho, zda je agregát uložen příčně, nebo podélně a dále dle pohonu přední nápravy, zadní nápravy

či 4x4. Podle toho může být čelní, kuželové nebo hypoidní. Ozubená kola diferenciálu bývají většinou kuželová.

Nejčastěji se u osobních automobilů setkáváme s příčným uložením agregátu a pohonem přední nápravy a soukolí řazených rychlostí a stálého převodu mívají v těchto převodovkách čelní ozubení. Tato práce se proto přednostně zabývá tímto typem ozubení.

### 1.1. Čelní soukolí

Čelní soukolí přenáší a transformuje výkon mezi hřídeli, které mají rovnoběžné osy rotace. Dle tvaru boční křivky zubu, která vznikne průsečnicí boku zubu se sousedním válcem ozubeného kola, se rozlišují na čelní kola s přímými, šikmými, případně šípovými zuby.

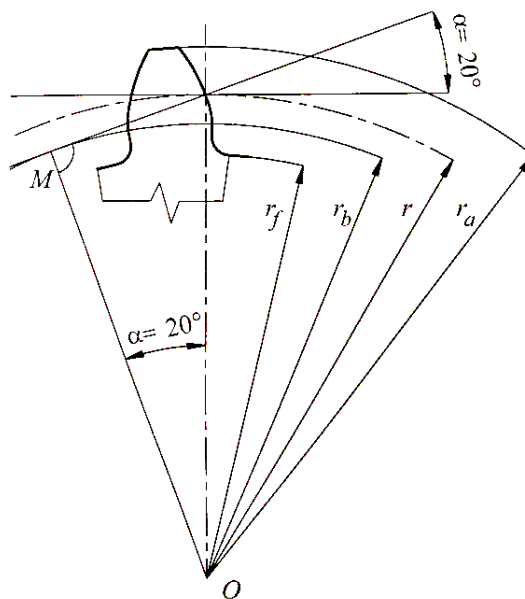


Obr. 1.2 Druhy čelního ozubení a) s přímými zuby, b) s šikmými zuby, c) se šípovými zuby [30]

V automobilových převodovkách se používají výhradně a) a b).

Základním tvarem činné části zubového profilu je v běžné praxi evolventa kružnice, jejíž tvar matematicky popsal švýcarský matematik a fyzik Leonhard Euler v 18. století. Evolventní tvar boku zubu se používá téměř výhradně, protože jeho použití skýtá nesporné výhody. Z hlediska geometrie je evolventa kružnice nekonečnou křivkou, kterou tvoří bod  $B$  přímky, která se kotálí/odvaluje po kružnici. Tuto kružnici nazýváme „základní kružnice“ o poloměru  $r_b$  a tuto přímku nazýváme  $p_b$  – „tvořící přímka.“ Evolventa může vzniknout i jako obálka poloh úsečky kolmé na tvořící přímku  $p_b$  v bodě  $B$ , což umožňuje snadnou výrobu evolventního ozubení nástrojem s přímým ostrím. Evolventa je nekonečně dlouhá, a tak definujeme její část, která určuje profil zubu, a to prostřednictvím tzv. „úhlu záběru  $\alpha$ “ a ohraničením shora a zdola příslušnými poloměry  $r_a$  a  $r_f$  (v praxi se poloměry ohraničující evolventu mohou od těchto lišit). Další výhodou evolventního tvaru zubů je, že při oddálení či přiblížení středů ozubených kol, které může být běžně způsobeno prohýbáním hřídelů vlivem radiálních provozních sil, nedochází ke změně převodu.

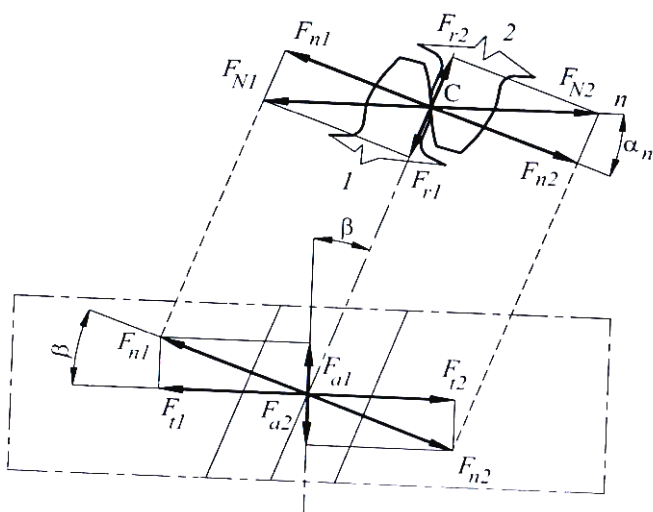
Základními geometrické parametry čelních ozubených kol jsou velice dobře popsány v literatuře [4] od prof. Pešíka.



Obr. 1.3 Popis základní geometrie zubu v čelní rovině [4]

## 1.2. Silové poměry čelního soukolí

Při přenosu výkonu  $P$  při úhlové rychlosti  $\omega_1$  hnacího hřídele působí na pastorku točivý moment  $M_1$ . Záběrem se přenáší síla  $F_N$  ve směru společné normály spoluzabírajících zubů. Síla hnacího kola  $F_{N1}$  (hnací kolo je označeno indexem 1) leží v normálové rovině na nositelce  $n$ , která je odkloněna od tečné roviny roztečných válců o úhel záběru  $\alpha_n$ . V této normálové rovině se rozkládá do normálového směru a radiálního směru, tedy na  $F_{n1}$  a  $F_{r1}$ . V názorném statickém případě k nim přísluší dle Newtonova zákona stejně velké reakce opačného směru od hnaného kola (složky od reakcí hnaného kola jsou vždy označeny indexem 2).



Obr. 1.4 Silové poměry čelního soukolí se šikmými zuby [4]

Jde-li o šikmé čelní ozubení, rozkládá se  $F_{N1}$  dále do tečné roviny. Dostaneme její tečnou složku  $F_{t1}$  do obvodového směru, která působí na poloměru  $r_1$  roztečné kružnice a tvoří točivý moment, a dále axiální složku  $F_{a1}$  působící v ose kola.

Zub je tak prakticky namáhán na ohyb, stříh, tlak a otěr. Vlivem vysokého namáhání zubu může docházet tzv. pittingu.

Pitting je tzv. dolíčkové opotřebení, které má za následek vydrolování materiálu. Příčinou je mimo jiné míjivé nebo cyklické namáhání. Mechanismus vzniku plyne z více hypotéz. První hypotéza vychází z toho, že každý materiál má v sobě trhlinky. Jejich velikosti, tvaru a směru lze předejít vhodným stylem obrábění. Pitting má únavovou charakteristiku, to znamená, že se časem zvětšuje. Při záběru je do dolíčku vtlačován olej, který způsobuje lokální zvýšení tlaku a únavu materiálu.

Druhá hypotéza mechanismu vzniku pittingu je vlivem tlaku. Pitting vzniká na povrchu i pod povrchem, a to zřejmě tak, že tlak působí na zrno, které může rozdrtit (trhlina vznikne skrz zrno) nebo dojde působením tečných složek sil na zrno k oddělení celého zrna od struktury materiálu (dojde k porušení spojení mezi zrny) a následnému postupnému vydrolování dalších zrn. Otěrem dochází k zadírání zejména při vysokých otáčkách, násobí se rychlost skluzu se zatížením a dojde k porušení lokální vrstvy oleje mezi zuby a materiály se vzájemně vysoce zahřejí, vzniká otěr a ztrácí se korektnost záběru. Tyto změny se navenek projeví rostoucím hlukem s konečným silovým lomem zubu.

Důležitými faktory pro předejití pittingu může být kromě snížení zatížení i kvalita a odolnost povrchu, druh a kvalita oleje, či například odolnost vůči zatížení Hertzovým tlakem pomocí vhodné zvoleného materiálu a tepelného zpracování. V praxi se projevuje se zvyšujícími se vibracemi, hlukem a následným únavovým či silovým lomem.

## 2. HLUK

Pod pojmem hluk rozumíme každý nepříjemný zvuk způsobený vibrací součástí při určitých frekvencích, které jsou v pásmu slyšitelnosti pro lidské ucho, tedy mezi cca 16 Hz až 20 kHz. Určit hluk lze obecně kvalitativně i kvantitativně. Kvalitativní hodnocení je subjektivní a každý vnímá hluk jinak. Kvantitativní (tzv. objektivní) hodnocení je pomocí měřidel. Odpovídající veličinou pro měření hlasitosti zvuku je hladina akustického tlaku  $L_p$  (1), jednotkou je decibel.

$$L_p = 20 \log \frac{p}{p_0} \text{ [dB]} \quad (1)$$

$L_p$  .....*hladina akustického tlaku*..... [dB]  
 $p$  .....*akustický tlak*..... [Pa]  
 $p_0$  .....*vztažný akustický tlak*..... [Pa]

kde  $p$  je akustický tlak a  $p_0$  je vztažný akustický tlak, neboli práh slyšení  $2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$ . Při sčítání hladin zvuků platí, že pokud se přidá druhý stejně silný zdroj, zvýší se celková hladina akustického tlaku dvojnásobně, ale to je pouze o přibližně 3dB.

Snižování hluku lze dosáhnout v principu dvěma způsoby. První cesta je, že se pokusíme alokovat zdroj a eliminovat ho. Druhou cestou může být pokus o izolaci zdroje či samotného posluchače.

## 3. ZDROJE HLUKU A VIBRACÍ V PŘEVODOVCE

Zdroje hluku a vibrací v převodovce osobního automobilu můžeme rozdělit v zásadě do tří kategorií:

- a) Díly se vzájemným relativním pohybem s přenosem výkonu motoru
  - ozubení (evolventní záběr je kombinací valení a smýkání)
  - menší měrou i ložiska (odvalování a smýkání ložiskových elementů)
- b) Díly se vzájemným relativním pohybem bez přenosu výkonu motoru
  - řadící mechanismus
  - synchronní kroužky
  - řadící vidličky
  - ozubená kola (nezařazená)
- c) Rezonance dílů/přenosových cest jako samostatně řešený zdroj hluku v kabině vozu

### 3.1. Záběrové poměry ozubení

Z výše vyjmenovaných zdrojů hluku a vibrací v převodovce bývá hlavním zdrojem vibrací a hluku právě ozubení. Vibrace a hluk od ozubení ovlivňují zejména následující faktory, které můžeme souhrnně nazvat „**záběrové poměry**“:

- Součinitel trvání záběru a kolísání tuhosti záběru
- Chyba převodu
- Gradient změny působící síly v záběru
- Hranové nesení zubů

**Záběrové poměry ozubení** jsou ovlivněny jednak konstrukčním provedením celé převodovky, návrhem samotného ozubení, použitou technologií a kvalitou výroby a montáže, která zapříčiňuje imperfekce/odchylky [1], a také provozními silami, které způsobují deformace.

Při výrobě ozubení vznikají vlivem zvoleného materiálu, technologie, tepelného zpracování a výrobní kázně nepřesnosti v reálné geometrii zubu, odlišující se od ideálně navržené. Jejich vliv nelze v hromadné produkci nikdy zcela eliminovat. Při provozu pak vznikají deformace různých dílů, které budou, ze samotné fyzikální podstaty plynoucí z přenosu výkonu, vždy vznikat. Deformují se jak samotné zuby, tak i celá kola, hřídele, ložiska, skříně atd. To vše má dopad na to, že se vzájemná pozice zubů při záběru pod zatížením mění. Tomu se snažíme co nejvíce zabránit a lze to ovlivnit vhodným konstrukčním návrhem jednotlivých komponent převodovky, zvoleným materiálem, technologií a přesností výroby, tepelným zpracováním a eliminací výrobních chyb. Akustické problémy od ozubení se dosud řešily zejména zvyšováním jeho přesnosti a pomocí tzv. mikromodifikací (viz kapitola 3.4 a 3.4.1).

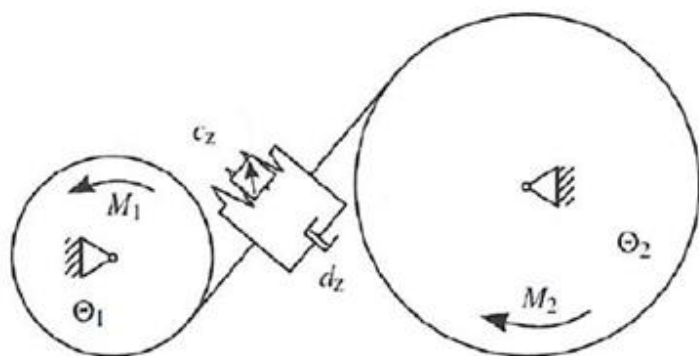
V porovnání s jinými, oblíbenými a často zmiňovanými tématy, se překvapivě v literatuře nenajde tolik zdrojů, které by se zabývaly záběrovými poměry v ozubení a jejich vlivy na vibrace a akustický projev. Přesto se najde několik publikací, které se snaží dokázat, že právě výše jmenované záběrové poměry, a to zejména **součinitel trvání záběru, kolísání tuhosti záběru a chyba převodu** mají na emisi vibrací a hluku od ozubení zásadní vliv.

### 3.2. Součinitel trvání záběru a kolísání tuhosti záběru

Vlivem síly, kterou na sebe zuby v záběru působí, dochází k jejich ohybu, respektive obecně k jejich deformaci. Hovoříme nyní o běžném záběru, při kterém se děje odehrávají v oblasti pružných deformací. Po odlehčení se zuby vrátí do původní polohy a jejich úkol přebírají zuby následující. Během otáčení může být v záběru i více zubů současně. Čím je více zubů současně v záběru, tím je větší trvání záběru, tím menší je jejich ohyb (při přenosu stejného  $M_k$ ) a tím menší je jejich odchylka od jejich ideální pozice záběru.

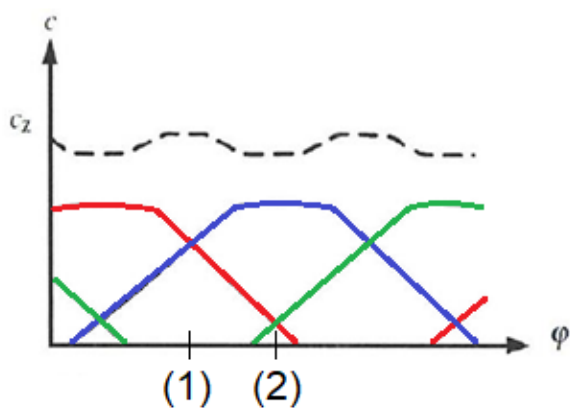
Celkový teoretický součinitel trvání záběru  $\varepsilon_\gamma$  se skládá ze složky trvání záběru v čelní rovině (od profilu / po výšce zubu)  $\varepsilon_\alpha$  a ze složky trvání záběru podél zubu (od sklonu / na šroubovici)  $\varepsilon_\beta$  [4]. Pokud jsou zuby přímé, je  $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha$ . Aby se dostalo co nejvíce zubů najednou do záběru, představuje poprvé v roce 1900 „Diamond Speed Gear Company“ převodovku s šikmým ozubením pod úhlem sklonu  $\beta$  [2]. Zde platí, že  $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$ . Zešikmění zubů pod úhlem  $\beta$  se ukázalo být rozhodujícím faktorem pro pozitivní ovlivnění emise hluku čelního ozubeného soukolí. Laurin a Klement zavádí tzv. „tiché soukolí“ s šikmými zuby počátkem 20. let dvacátého století na soukolí rozvodových mechanismů u tzv. „spodových“ motorů s rozvodem SV. V dnešních převodovkách se úhel sklonu zubů  $\beta$  volí nejčastěji mezi  $25^\circ$  a  $35^\circ$ .

U čelního ozubení dochází v praxi většinou ke střídání jednoho až tří (případně dvou až čtyř) zubů v záběru. Střídáním počtu párů zubů v záběru dochází ke změnám zátěže i deformace zubů, neboť tuhost záběru kolísá. Záběr zubů můžeme tedy uvažovat jako kmitající soustavu.



$\theta_1, \theta_2$  ... poloměr kol  
 $M_1, M_2$  ... moment  
 $c_z$  ... tuhost  
 $d_z$  ... tlumení

Obr. 3.1 Model kmitající soustavy ozubených kol [3]



Obr. 3.2 Kolísání tuhosti záběru  $c$  [3]

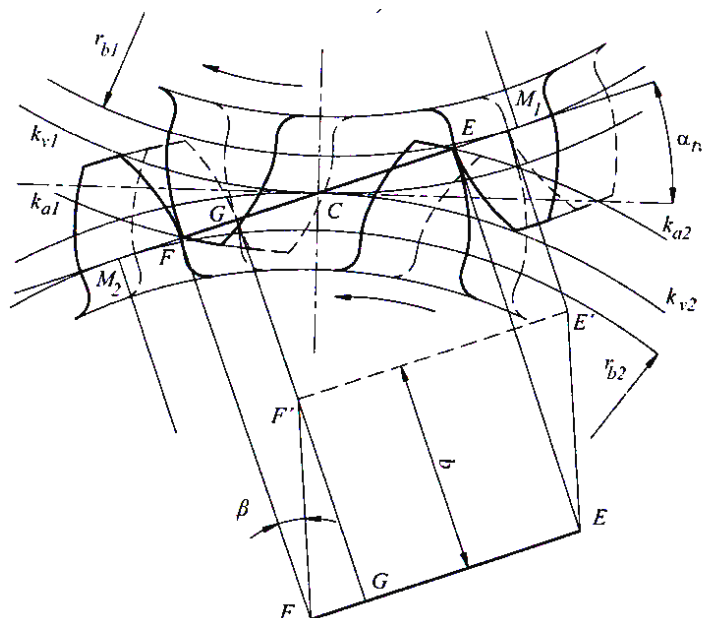
Tuhost záběru kolísá v závislosti na počtu současně zabírajících párů zubů, což lze graficky znázornit na obr. 2. V místě (2) jsou v záběru 3 zuby najednou, ale zelený pár teprve nabíhá do záběru a nese ještě velmi málo a červený ze záběru vybíhá a již téměř nese. Skoro celou hnací sílu přenáší modrý pár, který se tedy značně deformuje a to způsobuje pokles celkové tuhosti záběru ( $c_z$  - čárkovaně černě). Naopak v místě (1) nesou sice pouze dva zuby současně (modrý a červený),

ale oba nesou velkým podílem. Celková tuhost záběru je v tu chvíli nejvyšší.

Celkový teoretický součinitel trvání záběru tohoto soukolí je tedy o něco málo vyšší, než 2. Silové účinky přenášejí vždy alespoň 2, chvílemi i 3 zuby. Kdyby byl součinitel trvání záběru celočíselný, tuhost záběru  $c_z$  by nekolísala.

Tuhost záběru  $c_z$  by měla být co nejvyšší a měla by co nejméně kolísat, aby docházelo k co nejmenšímu rozkmitání soustavy a tím i k co nejnižšímu buzení vibrací a hluku. Tedy pro plynulost a nízkou hlučnost se zpravidla doporučuje volit součinitel trvání záběru  $\varepsilon_\gamma$  celočíselný.

Záběr ozubených kol se šikmými zuby se vyznačuje větší plynulostí, než je tomu u kol s přímými zuby. V důsledku sklonu zubu u šikmého ozubení začne zub zabírat nejprve na svém konci, který je pootočen ve směru rotace vůči druhému, na kterém se záběr zubu ukončí.



Obr. 3.3 Záběrové poměry čelního soukolí se šikmými zuby [4]

Dva spoluzabírající zuby se přitom dotýkají v pomyslné úsečce, která je odkloněná od osy rotace o úhel  $\beta$ . V záběrové rovině je úsečka  $|EF|$  v jedné krajní čelní rovině posunuta o délku  $|FG|$  vůči



záběrové úsečky  $|E'F'|$  ve druhé krajní čelní rovině. Posunutí  $|FG|$  je úměrné šířce kola  $b$  a úhlu sklonu zubů  $\beta$  a prodlužuje trvání záběru.

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta \quad (2)$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{|FM_1| + |M_2E| - |M_1M_2|}{p_{tb}} = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a \sin \alpha_t}{p_{tb}} \quad (3)$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{|FG|}{p_t} = \frac{b \tan \beta}{p_t} \quad (4)$$

$\varepsilon_\alpha$	.....součinitel trvání záběru po profilu/v čelní rovině.....	[-]
$\varepsilon_\beta$	.....součinitel trvání záběru po sklonu/šroubovici/podél zubu.....	[-]
$\varepsilon_\gamma$	.....celkový součinitel trvání záběru.....	[-]
$r_a$	.....poloměr hlavové kružnice.....	[mm]
$r_b$	.....poloměr základní kružnice.....	[mm]
$a$	.....osová vzdálenost.....	[mm]
$p_t$	.....čelní rozteč.....	[mm]
$p_{tb}$	.....čelní rozteč na základní kružnici.....	[mm]
$b$	.....šířka ozubení.....	[mm]
$\beta$	.....úhel sklonu zubu.....	[°]

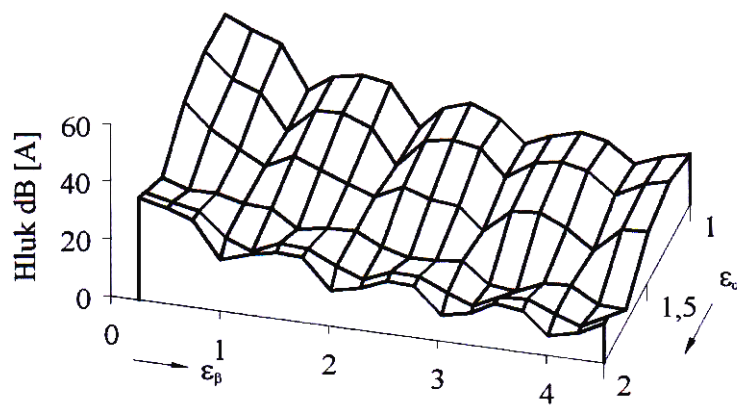
Aby se docílilo co největšího součinitele trvání záběru  $\varepsilon_\alpha$ , používají se v automobilových převodovkách tzv. vysoké zuby s nestandardními moduly. Takové evolventní ozubení se označuje HCR (High Contact Ratio) a může zpravidla dosahovat až  $\varepsilon_\alpha > 2$ . Čím větší modul, tím větší tuhost zubu v ohybu, ale při stejné osové vzdálenosti a převodovém poměru i menší počet zubů ozubených kol a tedy menší součinitel trvání záběru  $\varepsilon_\alpha$ . Cílem je tedy návrh ozubení s dostatečnou tuhostí a přitom co největším trváním záběru  $\varepsilon_\alpha$ . V praxi se používají spíše menší, neceločíselné (nestandardní) moduly okolo 2 (např. 1,74; 2,17).

V konstrukční praxi se setkáváme s kompromisem mezi snahou o co nejširší ozubení, které je výhodné z hlediska pevnosti a má i vliv na zvětšení součinitele trvání záběru  $\varepsilon_\beta$ , ale s tím se pojí i negativní dopad na prodlužování převodovky a nárůst hmotnosti. Extrémním případem snahy o zkracování převodovky je závodní převodovka. Zde se nekladou žádné nároky na hluk. Kola závodních převodovek nemají úhel sklonu  $\beta$ . Ozubení je čelní přímé s velkými moduly. Tím pádem mohou být kola poměrně úzká se zuby zohledňující pouze na maximální pevnost. Navíc jsou řazena zubovými spojkami, které jsou konstrukčně jednodušší a zástavbově kompaktnější, takže se celá převodovka výrazně zkracuje. Nároky jsou kladeny pouze na časovanou pevnost dílu a co nejnížší hmotnost. Díly jsou často měněny. Tím, že jsou zuby přímé, nezatěžují se ložiska v axiálním směru. To například velice zjednodušuje konstrukci skříní.

### 3.3. Součinitel trvání záběru a vliv na vibrace a hluk

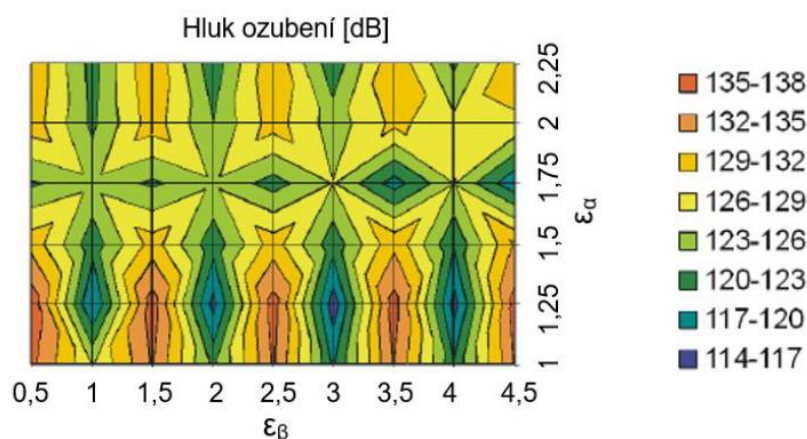
Podle citací v publikacích [1, 5, 6, 7] je vhodné navrhovat ozubení takovým způsobem, aby přenášené zatížení bylo plynule rozdělováno (nebo jinak - předáváno) při střídání zubů v záběru vzhledem k jejich tuhosti. Toto je velice důležitým faktorem vzhledem k velikosti akustické emise navrhnutého soukolí. Jinými slovy, celočíselné trvání záběru by mělo vést ke konstantní tuhosti ozubení během záběru a tím také ke snížení vzniku vibrací a hluku.

Souvislost trvání záběru s emitovaným hlukem popisuje i následující graf (obr. 3.4) pocházející z disertační práce R.Müllera „*Schwingungs- und Geräuschanregung bei Stirnradgetrieben*“ [8], kde je vidět, že v oblastech celočíselných hodnot, zejména pak v případě  $\varepsilon_\beta$ , dochází k poklesu hladiny hluku. Graf vznikl na zkušebním stavu s uzavřeným obvodem, přičemž bylo použito jen několik párů soukolí s různými hodnotami součinitele trvání záběru  $\varepsilon_\alpha$ . Součinitel trvání záběru  $\varepsilon_\beta$  se upravoval přesazením kol (měnila se společná záběrová šířka). Zatížení a otáčky byly při měření pouze na jedné hodnotě. Víme, že ozubení nemělo žádné cílené mikromodifikace, avšak základní geometrie ozubení není známa [6].



Obr. 3.4 Závislost součinitelů trvání záběru  $\varepsilon_\alpha$  a  $\varepsilon_\beta$  na hluku [8]

Další práce doktora Heidlera [9] popisuje různé kombinace  $\varepsilon_\alpha$  a  $\varepsilon_\beta$  v souvislosti s emitovaným hlukem (obr. 3.5). Hovoří zejména o výhodnosti použití celočíselného součinitele záběru  $\varepsilon_\beta$ .



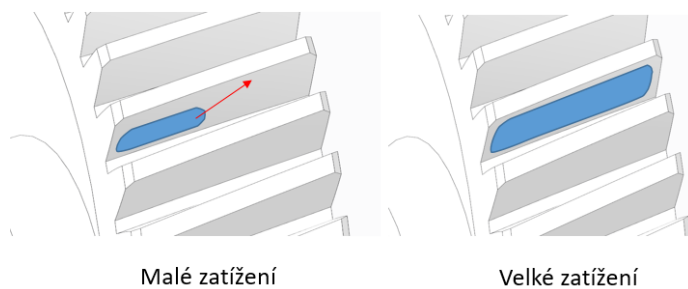
Obr. 3.5 Závislost součinitelů trvání záběru  $\varepsilon_\alpha$  a  $\varepsilon_\beta$  na hluku [9]

Nutno dodat, že součinitelé trvání záběru  $\varepsilon_\alpha$  a  $\varepsilon_\beta$  (a tedy i  $\varepsilon_\gamma$ ) nebývají při provozu stále konstantní. Teoretický výpočet [vzorce (2), (3) a (4)] počítá s ideálním záběrem soukolí a s využitím maximálního pásma nesení (viz kapitola 3.4). Ve skutečnosti se součinitel trvání záběru vlivem deformací zubů i celé převodovky v celém spektru provozního zatížení neustále mění, a to velice výrazně, v některých případech až o 50%. Existují ale i jízdní stavy, např. konstantní jízda po rovné dálnici rychlostí 130 km/h, kdy vůz potřebuje k překonávání jízdních odporů stále stejný točivý moment motoru, např. 65 Nm. Součinitelé trvání záběru jsou v tu chvíli konstantní. Úkolem konstruktéra by v ideálním případě mělo být prozkoumání takovýchto provozních pásem automobilu a konstrukci převodovky jim přizpůsobit, aby v nich byl celkový součinitel trvání záběru  $\varepsilon_\gamma$  optimální, celočíselný.

### 3.4. Pásmo nesení

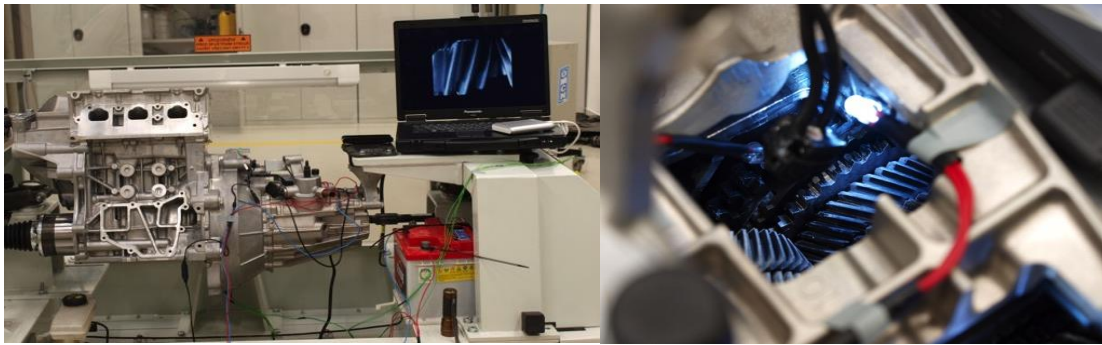
Pásmo nesení je plocha boku zubu, která je během reálného záběru využita. Je to vlastně plocha vzniklá vzájemným dotykem (suma jednotlivých dotyků) zubů během záběru. Se zatížením se pásmo nesení vlivem deformací mění, a tak má různý tvar a velikost. S tím se mění i koeficienty  $\varepsilon_\alpha$  a  $\varepsilon_\beta$  (a tedy i  $\varepsilon_\gamma$ ).

Pásmo nesení indikuje korektnost záběru ozubení. Vzniká deformacemi a je usměrněno výběrem mikromodifikací kola a protikola (viz kapitola 3.4.1.). Na obr. 3.6 je vyznačen optimální rozvoj pásma nesení u hnacího kola. S rostoucím zatížením se pásmo zvětšuje ve směru červené šipky, až je při velkém zatížení plocha zubu maximálně využita. S tímto rozvojem jde ruku v ruce i trvání záběru, které je při velkém zatížení největší.

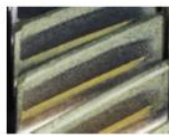


Obr. 3.6 - Optimální rozvoj pásma nesení

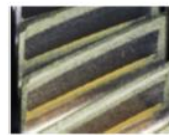
Reálné pásmo nesení a zároveň i rozdělení tlaku na boku zubu lze výpočetně simulovat v tzv. MBS programech (Multi Body System). Experimentálně se pásmo nesení zjišťuje na tzv. stopovacím zkušebním stavu. Převodovka je při experimentu uložena stejně jako v automobilu (obr 3.7 vlevo nahoře). Ve skříní je malý otvor, kudy je na zuby vidět. Na zuby je nanášena velice tenká vrstva barvy. Po mnoha výzkumech (přes experimenty s oxidem titaničitým či „Gear marking compound“) se nejlépe osvědčil „divadelní make-up.“ Převodovka je při protáčení zatěžována od malého po velké zatížení. Na zubech se vlivem kontaktu zubů barva setře a znázorní se pásmo nesení, jehož rozvoj se tímto způsobem dá snadno pozorovat. Pokud není rozvoj optimální, je upravována mikrogeometrie zubů.



Malé zatížení



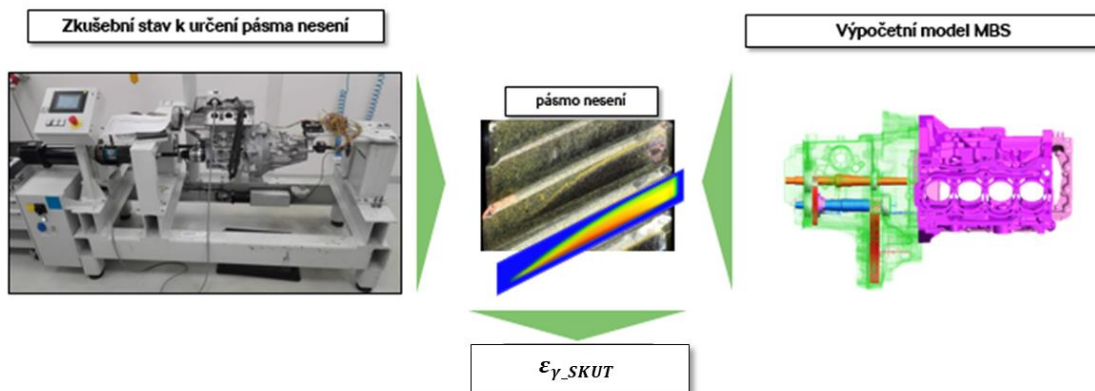
Střední zatížení



Velké zatížení

Obr. 3.7 – Zkušební stav k určení pásma nesení (vpravo a vlevo nahoře); Rozvoj pásma nesení reálného ozubení (dole)

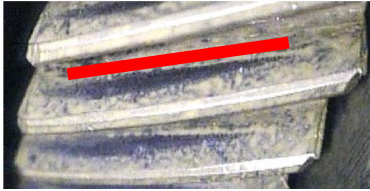
Problematikou experimentálního zjišťování reálného pásma nesení se podrobně zabývají práce [6, 10]. Součinitele trvání záběru reálného soukolí lze experimentálně měřit jen velmi těžko. Jde ale sestavit výpočetní MBS model, který svými výsledky koreluje s reálným pásmem nesení a z něj lze koeficient skutečného celkového trvání záběru vypočítat (obr. 3.8). Popis, jak toho lze docílit, lze nalézt v kapitole 10.3.



Obr. 3.8 Zjišťování součinitele skutečného celkového trvání záběru  $\epsilon_{\gamma\_SKUT}$

V každém případě platí, že v průběhu záběru, kdy zuby vcházejí do záběru a vycházejí ze záběru, dochází ke změnám velikostí silových účinků, které na ně působí.

Pod vlivem deformací jednotlivých komponent převodovky se stane, že zub vstupuje do záběru či vystupuje ze záběru a nemá plynulý náběh zubu na zub, nabíhá hlavou či hranou (myšleno ve směru sklonu zubu) a vzniká na něm velký gradient působící síly. Následkem je vznik větších vibrací a hluku.



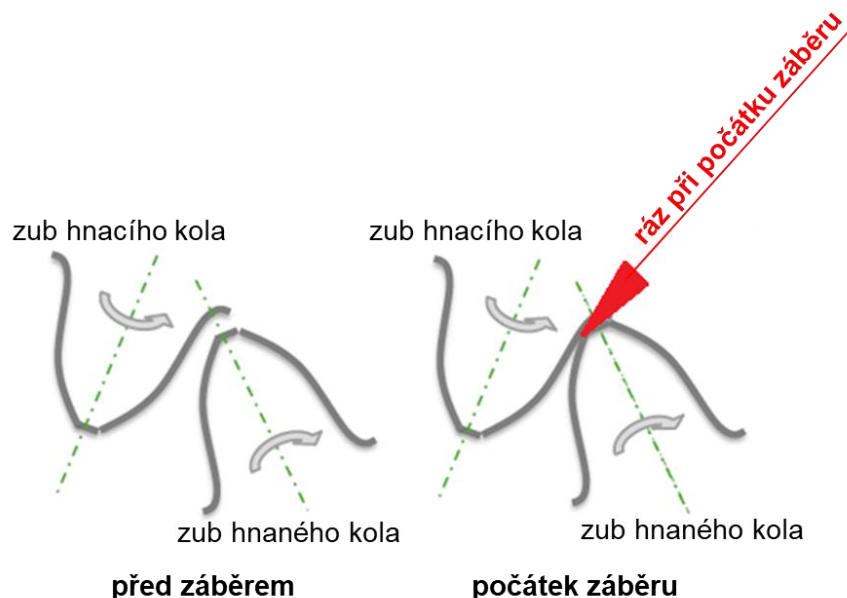
Obr. 3.9 Patní nesení

Na hluk má například negativní vliv hlavové či patní nesení (na obr. 3.9 znázorněno patní nesení). Řeší se modifikací úhlu sklonu profilu  $fH_\alpha$ . Při tomto typu nesení hrozí pod zatížením po čase pitting. Je zásadní pro chybu převodu.



Obr. 3.10 Hranové nesení

Při vzrůstajícím zatížení se pásmo nesení rozšiřuje od paty k hlavě a z jedné strany na druhou. Při vyšším zatížení nesmí dojít k hranovému nesení (viz obr 3.10), jinak je nutno upravit mikrogeometrii kol. Hranovené nesení opět vede k neklidnému chodu ozubení a většímu hlukovému projevu. Na počátku záběru, když se setkává pata zubu hnacího a hlava zubu hnaného kola, vzniká při hranovém nesení ráz. Navíc je v tomto místě oblast s vysokými lokálními Herzovými tlaky, což způsobuje po určité době pitting.



Obr. 3.11 Ráz při vstupu do záběru

### 3.4.1. Mikromodifikace ozubení

U komponent převodovky, zejména pak u ozubení, se dosahuje jedné z největších rozměrových přesností, jaké v automobilu najdeme. Tolerance jsou v řádu tisícín milimetru, proto mikromodifikace. Správné mikromodifikace mají za úkol eliminovat vliv provozních deformací a zajišťují optimální rozvoj pásma nesení, zabraňují vzniku hlavového či hranového nesení. Zároveň je ale nutno brát v úvahu, že mají negativní dopad na součinitele trvání záběru, a to zejména při částečném zatížení. Vyšším zatížením se vlivem deformace ozubení pásma nesení zvětšuje a při správně navržené mikromodifikaci by při vysokém zatížení měl nastat záběr v celém teoretickém záběrovém poli. Zároveň slouží mikromodifikace pro optimalizaci rozložení tlaku na boku zubu. V tab. 3.1 jsou uvedeny základní typy mikromodifikací.

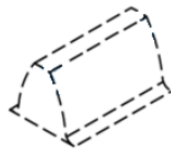

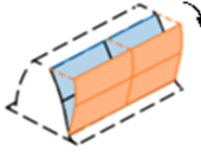
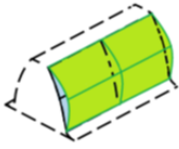
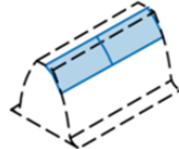
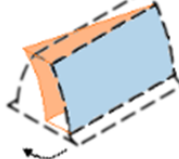
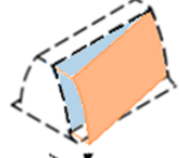
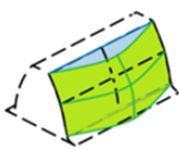
Hodnoty předepsaných mikromodifikací jsou uvedeny ve výkresové dokumentaci každého ozubení a jsou tolerovány, většinou řádově plus-minus několik mikrometrů (je dáno normou). Na tvorbě pásma nesení se podílí oba spoluzabírající zuby, správný rozvoj pásma nesení tedy vyžaduje sladění mikrogeometrie obou zubů. Toleranční pole se tak musí pro výrobu ještě zúžit na pouhou svoji výseč, ve které se mohou jednotlivé modifikace pohybovat, aby jejich suma dávala ve výsledku vždy optimální pásma nesení v celém spektru zatížení. V praxi to znamená udržet jednotlivé parametry ve zúžených tolerancích.

Ve své diplomové práci [31] popisují způsob měření ozubení a měrový protokol ozubení, přičemž detailněji vysvětlují jednotlivé typy mikromodifikací a rozměrové úchytky.

Mikrometrových přesností je možné dosahovat až s nástupem nejmodernějších obráběcích strojů a technologií poslední doby. Dříve, když tyto možnosti nebyly, byla akustická kvalita převodovky ve Škoda Auto zajišťována subjektivním hlukovým párováním soukolí na strojích Paidem či Redring a následně sestavovány tzv. garnitury. Moderní výroba vyrábí ozubení v zúžených tolerancích. Zúžené tolerance zabezpečují, že jakéhokoliv kolo použité s libovolným protikolem má korektní záběr bez jakéhokoliv cíleného párování či hlukového posouzení. Zúžené toleranční pásma však zabezpečuje u daného soukolí pouze korektní pásma nesení, ale nezabezpečuje nízkou hladinu emitovaného hluku. Závěrem je možno zrekapitulovat následující. Nekorektní pásma nesení způsobuje hluk. Korektní pásma nesení je nutný předpoklad tichosti chodu. Nemusí však být vždycky dostačující.

O to víc je však kladen důraz na výrobní kázeň. Materiálové šarže zabezpečují, že deformace ozubení při tepelném zpracování jsou konstantní. Při změně šarže je opět nutno výrobu přeseřít. Důležité je pravidelné seřizování strojů, výměna a orovnávaní nástrojů.

Zuby se při společném záběru nejen odvalují, ale hlavně se po sobě smýkají. Kvalita jejich povrchu při smýkání je faktor, který může také velikost vzniklých vibrací ovlivňovat.

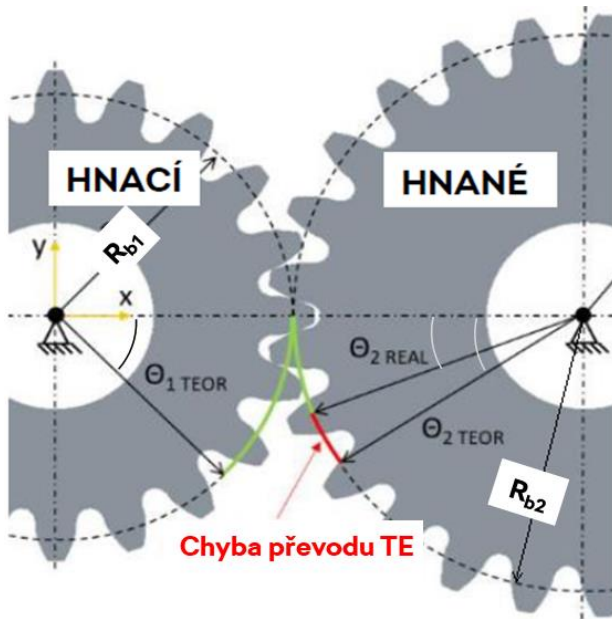
Typ mikromodifikace	Popis	
-	Bok zubu bez mikromodifikace	
$fH_\alpha$	Záporná modifikace úhlu profilu	
	Kladná modifikace úhlu profilu	
$C_\alpha$	Soudečkovitost profilu	
$C_{\alpha\alpha}$	tzv. Kopfrücknahme (úběr materiálu na hlavě zubu)	
$fH_\beta$	Záporná modifikace úhlu sklonu zubu	
	Kladná modifikace úhlu sklonu zubu	
$C_\beta$	Podélná soudečkovitost	

Tab. 1 Přehled základních typů mikromodifikací



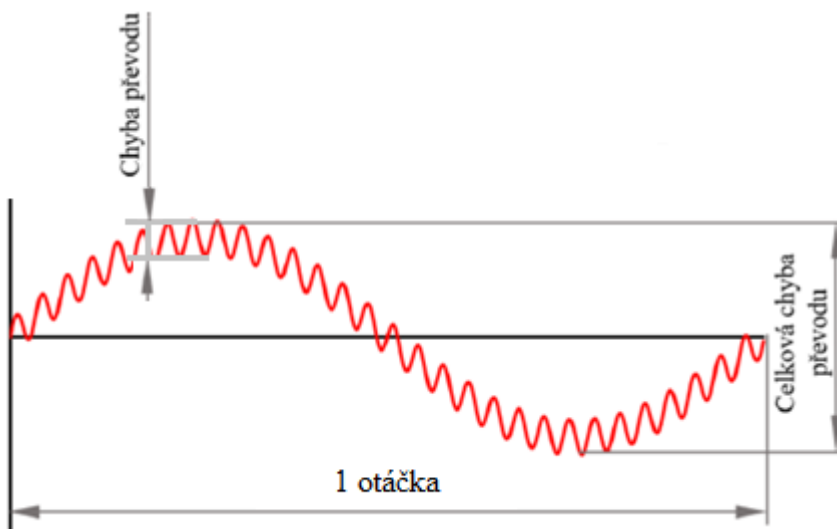
### 3.5. Chyba převodu

Chyba převodu (tzv. Transmission Error, zn. TE) je rozdíl mezi skutečnou a očekávanou velikostí pootočení hnaného kola.



$\theta_{1 TEOR}, \theta_{2 TEOR} \dots$  teoretický úhel pootočení  
 $\theta_{2 REAL} \dots$  reálný úhel pootočení  
 $R_{b1}, R_{b2} \dots$  poloměr základní kružnice

Obr. 3.12 Chyba převodu [7]



Obr. 3.13 Chyba převodu na zubové rozteči a celková chyba převodu za jednu otáčku [7]

Chyba převodu je největší výchylka na jedné zubové rozteči. Je vyhodnocována jako peak-to-peak (P2P). Celková chyba převodu je největší výchylka na jednu otáčku.

Dle teorie, lze TE vypočítat ze vztahu (vztaženo k obr. 3.17):

$$TE = \theta_{1teor}R_{b1} - \theta_{2real}R_{b2} \quad (5)$$

TE .....Transmission Error (tj. chyba převodu) ..... [ $\mu\text{m}$ ]

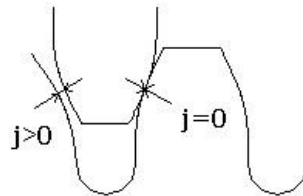
$\theta_{1teor}, \theta_{2teor} \dots$  reálný úhel pootočení hnacího a hnaného kola ..... [ $^\circ$ ]

$R_{b1}, R_{b2} \dots$  poloměr základní kružnice ..... [mm]

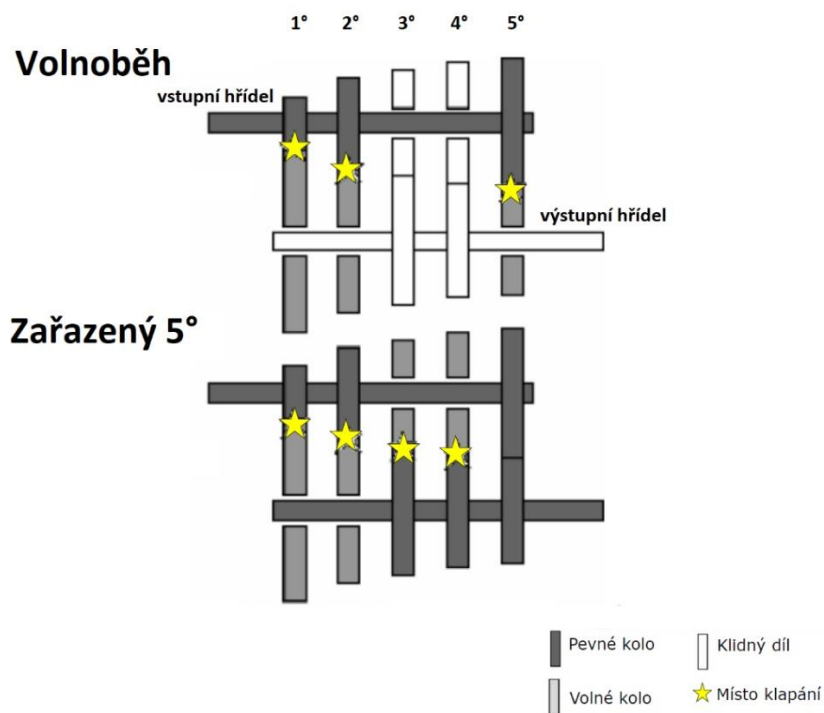
### 3.6. „Raslování“

Raslování je zdrojem hluku, způsobeného vzájemným klepáním zubů v rámci zubové vůle u ozubených soukolí, která nepřenášejí  $M_k$ . Příčinou je nerovnoměrnost pohonu, zvláště při volnoběhu. Nemá žádnou charakteristickou frekvenci vibrací. Navenek se projevuje jako „klakání“ až zvonění.

Boční (zubová) vůle je důležitá pro zajištění podmínky jednobokého odvalu. V praxi se pohybuje okolo 0,08 mm, maximálně pak 0,12 mm. Nulová boční vůle je v praxi nežádoucí.



Obr. 3.14 Boční vůle



Obr. 3.15 Raslování zubů

Opatření proti raslování:

- Zmenšení boční vůle
- Konstrukční uspořádání volných kol (čím více volných kol na vstupním hřídeli, tím lépe)
- Zvýšení odporu volných kol (ztrátový moment)
- Předepnutí volných kol nebo synchronních kroužků
- Odstínění motoru
  - Torzní tlumič
  - Dvouhmotový setrvačnick

### 3.7. Rezonance dílů/přenosových cest - samostatně řešený zdroj hluku v kabině vozu

Každé těleso či systém těles má své tzv. vlastní frekvence. Pokud těleso či systém budíme frekvencí, která se rovná některé z jeho vlastních frekvencí, vznikne tzv. rezonance. Této budící frekvenci tedy říkáme rezonanční frekvence. Vlastní frekvence závisí na hmotnosti a tuhosti tělesa/soustavy. Vlastní frekvenci pro jednodmotový model vypočteme ze vztahu:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad [\text{Hz}] \quad (6)$$

$f_0$ .....*vlastní frekvence*..... [Hz]  
 $m$ .....*hmotnost*..... [kg]  
 $k$ .....*tuhost*..... [ $N \cdot m^{-1}$ ]

Při rezonanci systém kmitá s větší amplitudou, nežli při ostatních budících frekvencích. Uchovává energii kmitání a stále jí přeměňuje z potenciální na kinetickou a naopak. Rezonance je nebezpečná, protože dochází k nadměrnému namáhání součástí a tento jev je často doprovázen i nežádoucími akustickými projevy.

Pokud by se jednalo o teoretický příklad tzv. netlumených kmitů, sahaly by amplitudy při rezonanci nade všechny meze. Čím větší má systém tlumení, tím menší je při rezonanční frekvenci odezva systému.

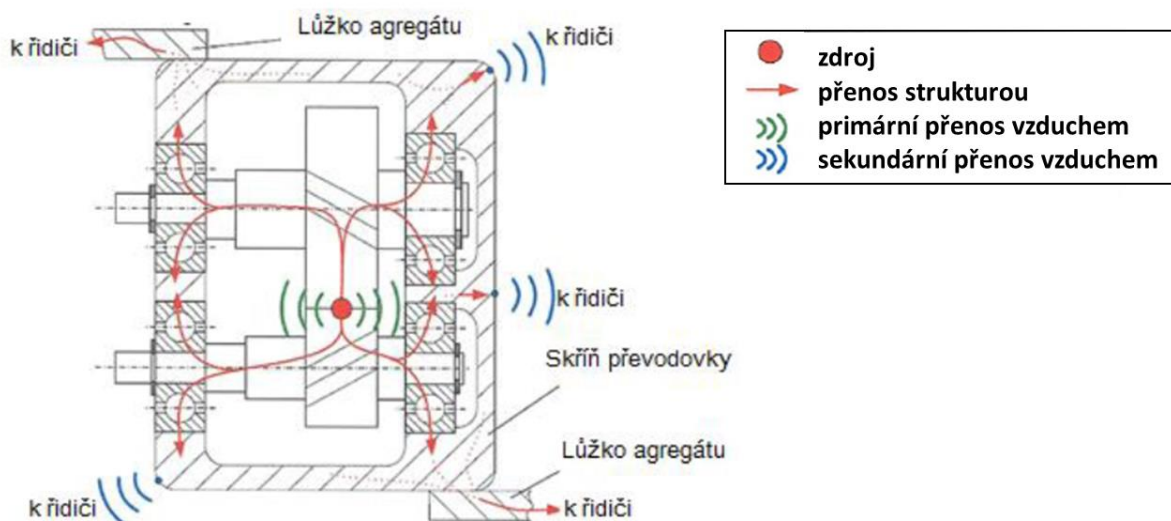
Reálné dynamické soustavy mají mnoho rezonančních frekvencí. Obecně je nelze odstranit. Snahou konstruktéra je se těmito frekvenčním pásmům vyhnout, nebo je co nejvíce ztlumit a naladit tak, aby byly budícími frekvencemi velice rychle překonány. Budící frekvence od převodovkového ozubení se pohybuje od stovek Hz po kHz. To je většinou mimo vlastní frekvence kol i hřídelí, avšak při konstrukci skříní se na tyto frekvence musí brát zřetel.

V praxi se vlastní frekvence identifikují vhodným měřením, nebo tzv. modální analýzou, která je součástí softwarových výpočetních modulů.

## 4. STRUČNÝ POPIS PŘENOSOVÝCH CEST

V kapitole 3 byly vyjmenovány zdroje hluku a vibrací v převodovce. Ty se od zdroje šíří přes tzv. přenosové cesty až k uším řidiče.

Přenosové cesty dělíme na dvě základní – přenos „strukturou“ po pevných komponentech a přenos „vzduchem“.



Obr. 4.1 Popis přenosových cest

### 4.1. Přenos vzduchem

Přenos vzduchem si lze modelově představit, jako bychom zakřičeli na velkou napnutou blánu. Námí emitovaný akustický tlak by se šířil prostředím a blánu by rozvíbroval. Vibrace z blány by se poté přenášely dále do prostředí. Náš hlas bychom pak nazývali jako „primární přenos vzduchem,“ Hluk emitovaný rozvíbrovanou blánou bychom nazvali „sekundární přenos vzduchem.“ V praxi přenosu vzduchem zamezíme pouze pomocí speciálních materiálů. Toto odstínění můžeme v zásadě rozdělit do tří kategorií:

- izolace (primární a sekundární)
- tlumení
- pohltivost

Izolace je těžká vrstva materiálu, u které vyžadujeme dostatečnou vzduchovou neprůzvučnost. Primární izolací rozumíme izolaci primárního přenosu vzduchem, tedy v případě převodovky jsou to skříně. Sekundární izolací jsou například výplně v oblasti příčné stěny motorového prostoru a ucpání všech průchodů, podélníků a sloupků. Dutiny karoserie se vyplňují tzv. expanzním těsněním, které se do dutin vkládá ve svařovně. V sušičce pak toto těsnění expanduje a uzavře tyto dutiny.

Tlumení se typicky používá na velkých plochách a brání jejich rozvíbrování (např. podlaha, dveře, střecha). Jsou to typicky asfaltové fólie, hliníkové sendviče či jiné materiály.

Zvukově pohltivé materiály jsou uvnitř v kokpitu. Jsou porézní nebo vláknité a zabraňují odrazu zvuku (molitan, plstěné materiály atd.) tím, že se v nich mění energie zvuku v teplo.

#### 4.2. Přenos strukturou

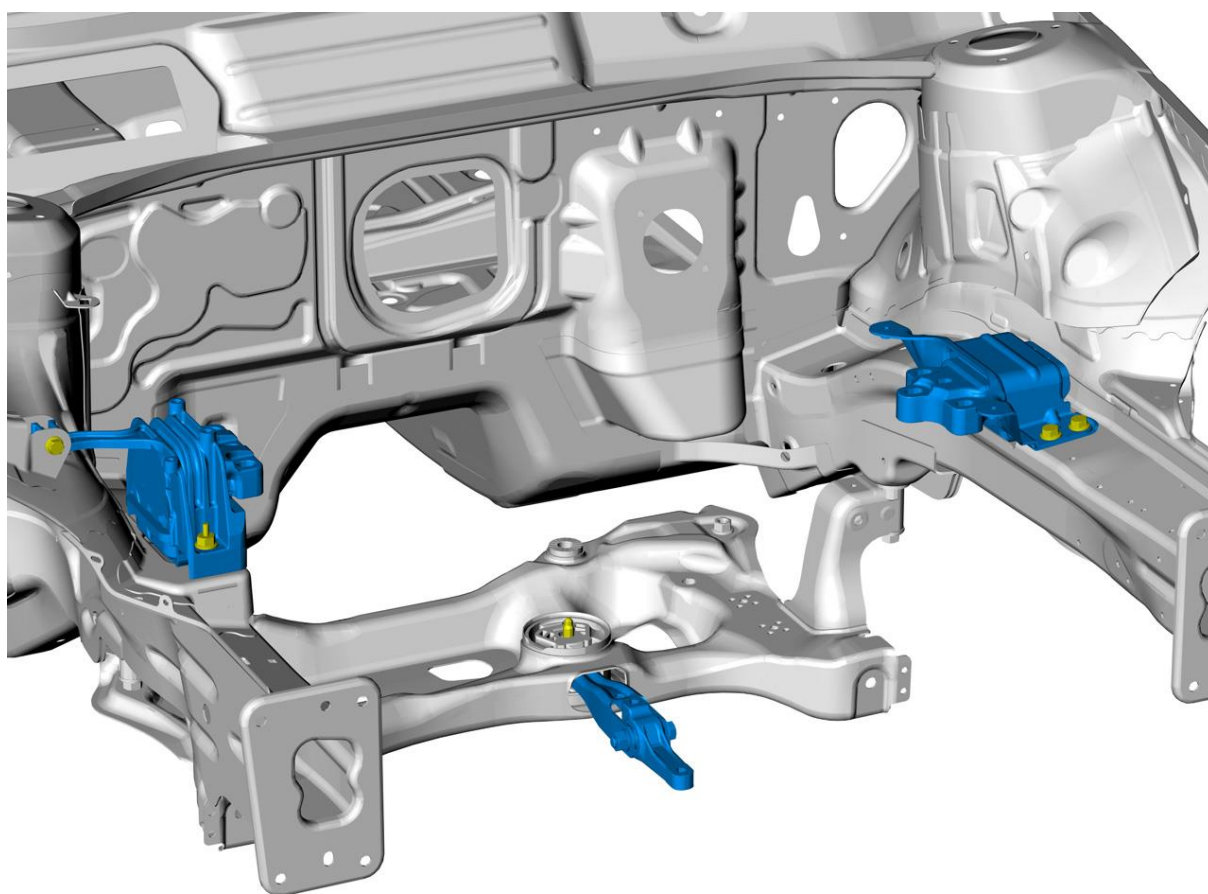
Při přenosu „strukturou“ dochází k šíření vzruchu přes pevné součásti ve formě vibrací, v akustice se též říká chvění. Pevné součásti mohou přenášet normálová a tečná (smyková) napětí. Proto mohou být pevnými součástmi šířena dvě navzájem nezávislá vlnění – podélná a příčná.

Rychlost šíření vibrací  $c$  je ovlivněna hustotou  $\rho$ , specifickou akustickou impedancí  $Z_F$  a Poissonovou konstantou  $\nu$ .

Nejvýznamnějším druhem vlnění je ohybové vlnění. Ohybové vlnění se může šířit v ohraničeném prostředí s nezanedbatelným smykovým napětím, např.: nosníky či desky/plochy. Díky ohybovému vlnění vznikají ohybové deformace. Rychlost tohoto vlnění je velmi malá, přenáší ale většinu akustické energie.

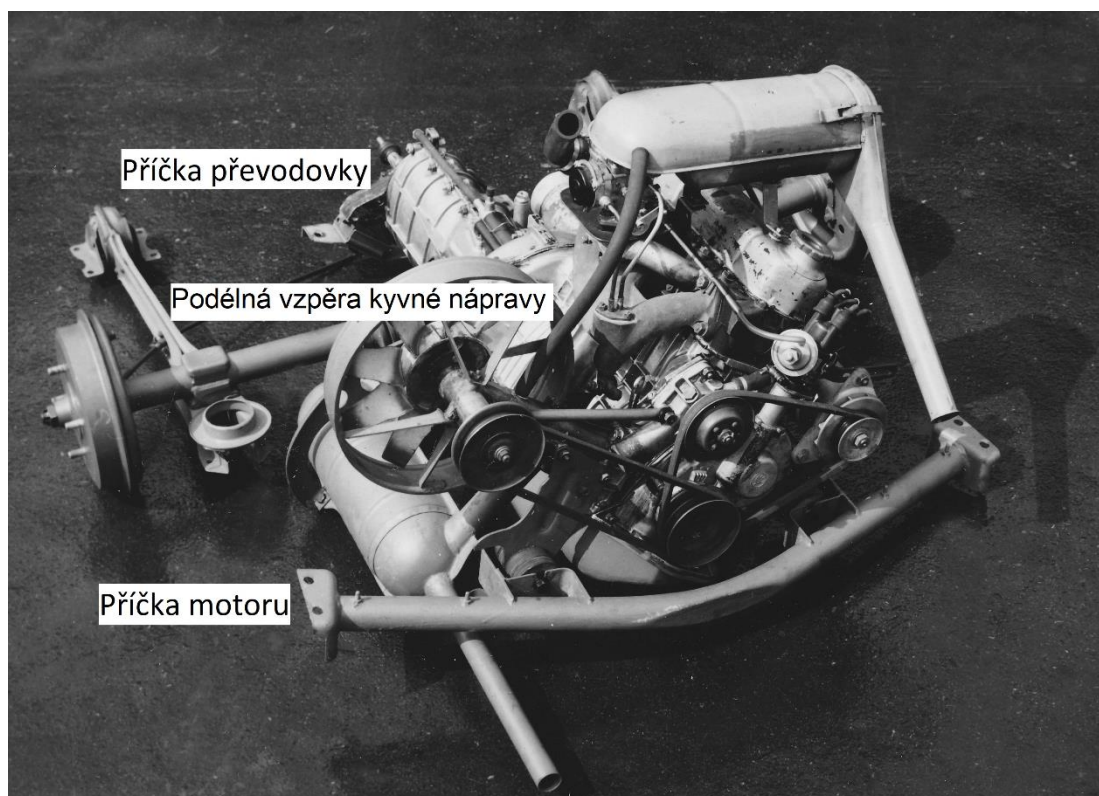
Ohybové kmitání se týká z praxe zejména delších hřídelí. Frekvence tohoto kmitání je dána tuhostí a délkou hřídele. Například kloubový hřídel může být opatřen tzv. „Tilgerem“, dynamickým tlumičem ohybových kmitů. Ten funguje tak, že je připevněn na kloubovém hřídeli a v momentě, kdy se hřídel rozkmitá, rozkmitá se tlumič v protifázi, a tak kmitání vyruší.

Automobilový agregát je většinou uložen na třech bodech v samonosné karosérii. Jedním lůžkem na straně motoru, jedním lůžkem na straně převodovky a momentovou vzpěrou, která je přes pryžové uložení upevněna do nápravnice a zachycuje tlakové a tahové síly při výkyvech agregátu ve směru podélné osy vozu. Toto uložení přes lůžka umožňuje, aby do karoserie „nateklo“ pokud možno co nejméně chvění, neboť každé lůžko je naladěno zvlášť – motorové lůžko na izolaci chvění od motoru, převodovkové lůžko a pryžové uložení momentové vzpěry na izolaci chvění od převodovky. Příčné uložení agregátu je navrženo tak, že v klidové pozici je celý agregát „předkloněný“. Při jízdě konstantní rychlostí po rovné dálnici se motor „narovná“, vzniká rovnováha sil a momentová vzpěra je zcela odlehčena. Patent na tento dnes nejrozšířenější typ uložení příčného agregátu má Dr.-Ing. Ulrich von Broock [32], který mimo jiné spolupracoval na vývoji uložení agregátu vozu Škoda Favorit v roce 1986 a tento vůz měl jako první na světě takto řešené uložení příčného agregátu.



*Obr. 4.2 Model uložení agregátu (vlevo motorové lůžko, vpravo převodovkové lůžko, dole momentová vzpěra)*

Krátkým pohledem do historie můžeme vzpomenout, že ne vždy bylo uložení agregátu takové. Například Škoda Octavia z roku 1959 měla trubkový rozvidlený rám, kde byl agregát zavěšen na silentbloky (tj. pryžové pružiny), karoserie nebyla samonosná a byla uložena též na pryžové pružiny. Odizolování od agregátu bylo tedy prakticky dvojitě.



Obr. 4.3 Uložení agregátu Škoda 1000MB či Škoda 742

Škoda 1000MB či Škoda 742 měla příčku převodovky a příčku motoru, které tvořily čtyři body spojení karoserie s agregátem. Této koncepci uložení se dalo s výhodou využít při akustických zkouškách. Aby se odstranil vliv přenosu strukturou, byl agregát na akustické zkušební přes příčku převodovky, příčku motoru a podélné vzpěry kyvné nápravy od samonosné karoserie zcela uvolněn. Zamezilo se tak prakticky přenosu přes strukturu a mohl se měřit pouze přenos vzduchem. Koncepce však měla další technické nevýhody, díky kterým byla následně překonána.

Lůžka jsou zpravidla pryžová. Pro větší rozsah zatlumení se používají olejová hydroložka. Lůžka mají zabránit dalšímu přenosu vibrací do karoserie.

Řídicím parametrem lůžek je jejich tzv. dynamická tuhost. Dynamická tuhost  $K$  je definována jako poměr provozní síly  $F$  k výchylce na lůžku  $x$ .

$$K = \frac{F}{x} \quad (7)$$

$$x = \iint (a_2 - a_1) \quad (8)$$

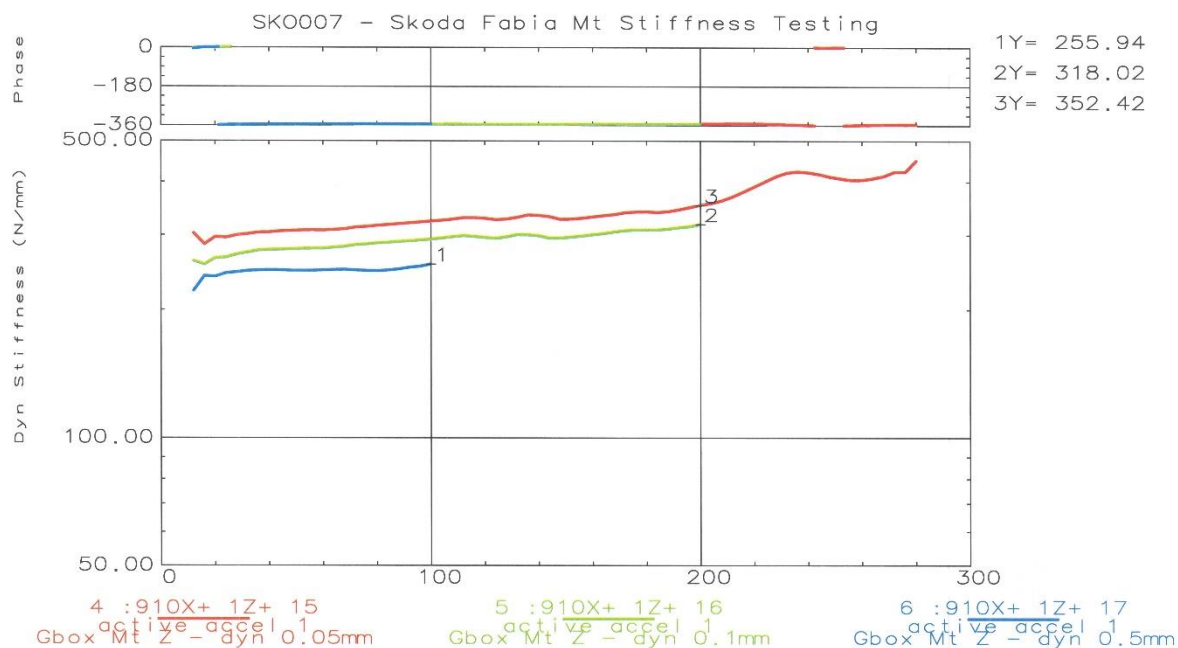
$K$  .....dynamická tuhost ..... [N · mm<sup>-1</sup>]

$F$  .....provozní síla..... [N]

$x$ .....výchylka..... [mm]

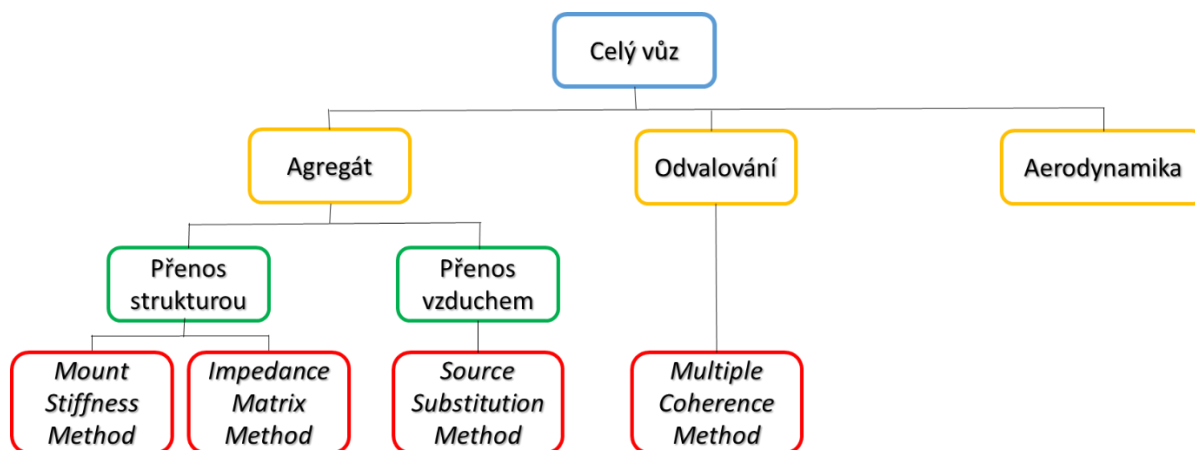
$a_1, a_2$ .....vibrace před lůžkem a za lůžkem..... [m · s<sup>-2</sup>]

Měření výchylek  $x$  je obtížné, proto se měří zrychlení pomocí akcelerometru (za lůžkem  $a_2$  a před lůžkem  $a_1$ ) a naměřené hodnoty se dvakrát integrují. Výsledná dynamická tuhost není jedno číslo, ale je to funkce, která by měla být co nejvíce konstantní.



Obr. 4.4 Příklad dynamické charakteristiky lůžka

Všeobecně se pro analýzu přenosových cest využívá několik výpočetních metod: *Mount Stiffness Method*, *Impedance Matrix Method*, *Source Substitution Method*, *Multiple Coherence Method* (obr. 4.5).



Obr. 4.5 Výpočetní metody analýz přenosových cest



## 5. CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE

Disertační práce se zabývá výzkumem chyby převodu ozubeného soukolí, a to jak pomocí výpočetních, tak i experimentálních metod. Hlavním motivem práce je vytvoření výpočetního modelu, který bude doprovázen odpovídajícím experimentem, s cílem zjištění korelace chyby převodu s hlukem a vibracemi.

Přínosem pro vědeckou obec a zároveň unikátem této práce je skutečnost, že na rozdíl od ostatních známých publikací na téma „chyba převodu“, v sobě tato práce snoubí obě složky výzkumu - jak numerický model, tak i potvrzující experiment. Numerický model byl sestaven za využití nejmodernějších dostupných výpočetních metod a experiment byl proveden v laboratoři za použití speciální měřicí techniky.

Vzhledem k současnému stavu problematiky, jsou tedy cíle této disertační práce následující:

- Zjištění vlivu chyby převodu ozubeného soukolí na vibrace a hluk
  - Vytvoření a odladění výpočetního modelu k určení chyby převodu
  - Konstrukce, výroba a zprovoznění zkušebního stavu na určení chyby převodu
  - Validace zkušebního stavu chyby převodu
  - Porovnání výsledků z výpočetního modelu s naměřenými hodnotami
  - Analýza souvislosti mezi chybou převodu a vibracemi a hlukem pomocí experimentů a simulací

V případě nalezení souvislosti chyby převodu s vibracemi a hlukem by mohl tento důkaz posloužit jako podklad k dalším výzkumům jednotlivých parametrů a konstrukčních úprav, vedoucích k pozitivnímu ovlivnění chyby převodu s cílem zlepšení výsledného akustického projevu ozubení. Konečným přínosem by tak mohlo být například zvýšení kvality automobilových převodovek z pohledu akustického projevu.

## 6. PROBLEMATIKA VÝZKUMU CHYBY PŘEVODU

Na základě předchozích analýz můžeme v průběhu této kapitoly přejít k řešení disertační práce za účelem splnění vytyčených cílů.

V úvodní kapitole 3.6 již bylo popsáno, že chyba převodu (tzv. Transmission Error, zn. TE) je rozdíl mezi skutečnou a očekávanou velikostí pootočení hnaného kola.. Většina vědeckých prací se zabývá chybou převodu na zubové rozteči. To je hlavně z důvodu, že hluk od ozubení se projevuje právě na zubové frekvenci (a jejích harmonických frekvencích, tj. násobcích) [7, 14, 15].

Pokud jde o způsob vyjádření chyby převodu (dále jen TE), existuje v literatuře značná nejednotnost. Někteří autoři upřednostňují vyjádření rozdílu natočení kol v radiánech, někteří dávají přednost úhlovému vyjádření ve stupních [11, 12]. V textu [14] byl TE definován jako druhá derivace v čase s jednotkou [ $rad \cdot sec^{-2}$ ]. V poslední době je trendem převedení TE na lineární posunutí v  $\mu m$  nebo  $in$  na základní, případně roztečné kružnici. V minulosti existovala určitá nejistota, zda pro převod TE do lineárního posunutí použít raději poloměru roztečné, či základní kružnice. Oba způsoby jsou správné, ale pro tuto práci použijeme poloměr základní kružnice, který navazuje na dnes již standardní způsob definování TE mezi zuby.

Pokud budeme mít převod s ideálně přesně vyrobenými tuhými zuby na ideálně tuhých kolech, která jsou na zcela rovnoběžných ideálně tuhých hřídelích, uložených v ideálně tuhých ložiskách a ideálně tuhých skříních, a pohon bude naprosto rovnoměrný, bude chyba převodu nulová. Hnané kolo se bez ohledu na zatížení bude otáčet stejnou úhlovou rychlostí, jako kolo, které jej pohání. Jakmile ale zavedeme reálné tuhosti i při ideálně vyrobených zubech, úhlová rychlost hnaného kola se začne od hnacího mírně lišit. Začne oscilovat okolo ideálu. Vždy jako by se zuby, díky kolísání tuhosti záběru, v malé míře zdeformovaly, napružily, a pak roztočily kolo rychleji. A tak to jde dál po zavedení dalších deformací a geometrických úchylek atd., až se dostaneme k reálnému stavu.

Příčiny chyby převodu během otáčky i na zubové rozteči mohou být jak výrobní (geometrické úchylky, kvalita povrchu), tak i provozní (deformace dílů atd.). V praxi se na chybě podílejí obě kola, neboť spoluzabírají [17].

## 6.1. Druhy TE

Podle způsobu měření můžeme TE rozdělit na [12]:

- Výrobní/geometrický TE (*Manufacturing TE – MTE*)
- Statický TE (*Static TE – STE*)
- Dynamický TE (*Dynamic TE – DTE*)

### 6.1.1. Výrobní/geometrický TE (MTE)

Geometrie zubu přímo ovlivňuje úhlovou pozici výstupního kola pro danou polohu vstupního kola, takže jakákoliv výrobní nepřesnost v této geometrii způsobuje chybu převodu, kterou pak nazýváme „výrobní chyba převodu“, neboli MTE. Je to jediný druh TE, který je vlastností pouze jednoho kola. Obecně je TE výsledkem záběru dvou spoluzabírajících kol. V tomto případě lze říci, že celkový TE je v podstatě součtem MTE příslušícím každému z těchto kol [16]. MTE je měřena při nízkých otáčkách a bez zatížení.

### 6.1.2. Statický TE (STE)

Pokud jsou dvě ozubená kola v záběru, celá tato kola a další komponenty (hřídele, ložiska, skříně atd.) se pružně deformují. Pokud jsou otáčky dostatečně nízké, aby docházelo k pružným deformacím a relaxaci komponent velmi pomalu, mluvíme o „statické chybě převodu“ STE. V STE jsou tedy započítány jak elastické deformace jednotlivých komponent v měřícím řetězci, tak i chyby geometrie, které se nemusí při měření MTE bez zatížení zcela projevit [7].

### 6.1.3. Dynamický TE (DTE)

Koncept dynamické chyby zohledňuje fakt, že komponenty zkoumaného převodového systému mají svou hmotnost, moment setrvačnosti a vlastní útlum, čímž vznikají při záběru zubů dynamické jevy.

Při pevnostních výpočtech ozubení je počítáno s tzv. dynamickým faktorem. Publikace [19] hovoří o použití dynamického faktoru jako úvod do přehledu použití matematických modelů používaných v dynamice převodů. Dynamický faktor je poměr mezi dynamickým a statickým zatížením zubu vyplývající z geometrických chyb ozubení. Podle F. Kayama [29] dynamický faktor přesně nepředstavuje dynamiku záběru zubů. Ukazuje však, že dynamické jevy v záběru jsou výsledkem STE. STE je zdrojem buzení pro DTE. DTE závisí na rychlosti otáčení a lze ji matematicky vyjádřit tím, že vynásobíme STE přenosovou funkcí [12].

DTE je měřen při provozních otáčkách a provozním točivém momentu. V takto reálných podmínkách lze zkoumat souvislosti s hlukem a vibracemi, což je předmětem této práce.

## 6.2. Souvislost TE s vibracemi a hlukem

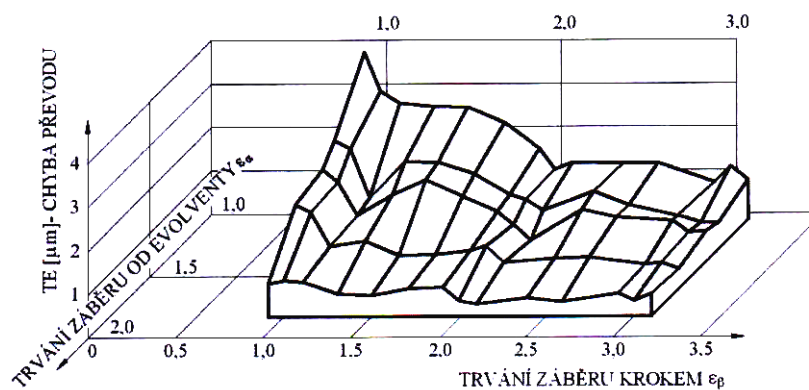
Jako první představil koncept chyby převodu vědecké komunitě v 50. letech minulého století S. L. Harris [20]. R. G. Munro [21] říká, že tato teorie je aplikovatelná na jakýkoliv typ ozubeného převodu s libovolným profilem, úchylkou roztečí a jakoukoliv přenášenou silou. Jako definici TE uvádí: „TE je odchylka polohy hnaného ozubeného kola (pro jakoukoliv danou polohu hnacího kola) ve vztahu k poloze, kterou by hnané ozubené kolo zaujívalo, pokud by oba ozubené převody byly geometricky dokonalé a nedeformované.“ Mark [16] píše: „Ozubené soukolí s tuhými, dokonalými a rovnoměrně rozmístěnými evolventními zuby by přenášelo přesně rovnoměrný úhlový pohyb.“ V praxi ale soukolí tyto předpoklady nesplňuje, protože není nikdy ideální, a nepřenáší proto rovnoměrný pohyb. Jakýkoliv rozdíl v teoretické nebo předpokládané úhlové rychlosti a skutečné úhlové rychlosti je chyba převodu ozubeného soukolí [12].

Existuje několik studií, které poukazují na korelaci mezi TE a hlukem. Výzkumné publikace [12, 21-25] poskytují velmi dobrý úvod do problematiky TE a většina z nich prokazuje, že TE je jednou z hlavních příčin hluku od ozubeného soukolí. To by však nemělo být zaměňováno se zdrojem hluku. TE může být hlavní příčinou hluku, avšak samotný hluk nepochází přímo za změn úhlové rychlosti.

Jak bylo již několikrát zmíněno, torzní zrychlení způsobují vibrační reakce v přenosových cestách, a tyto vibrující součástky mohou následně emitovat hluk.

Přímou závislost TE s hlukem ve své práci popisuje M. Henriksson [26] i Moravec s ostatními autory [1]. Chyba převodu úzce souvisí s kolísáním součinitele trvání záběru a s tuhostí záběru, vysvětlenou v předchozí kapitole 1.3.2. F. Kayama [29] napsal, že kolísání tuhosti záběru spolu s chybou převodu jsou hlavními příčinami hluku a vibrační převodovky.

Tendenčně platí, že čím je větší součinitel trvání záběru, tím méně kolísá celková tuhost záběru a tedy i chyba převodu. Přímou souvislost trvání záběru a chyby převodu dokládá i následující graf (obr. 6.1) vytvořený původně v centru NASA, které se často ve svých výzkumných zprávách věnuje problematice ozubení pro pohon vojenských vrtulníků [6]. Graf ukazuje, že čím je tuhost záběru v podobě součinitelů trvání záběru  $\varepsilon_\alpha$  a  $\varepsilon_\beta$  větší, tím menší je chyba převodu. Tento fakt by měl mít v důsledku pozitivní vliv i na akustický projev ozubení.



Obr. 6.1 Graf závislosti chyby převodu na součinitelích  $\varepsilon_\alpha$  a  $\varepsilon_\beta$  [1]

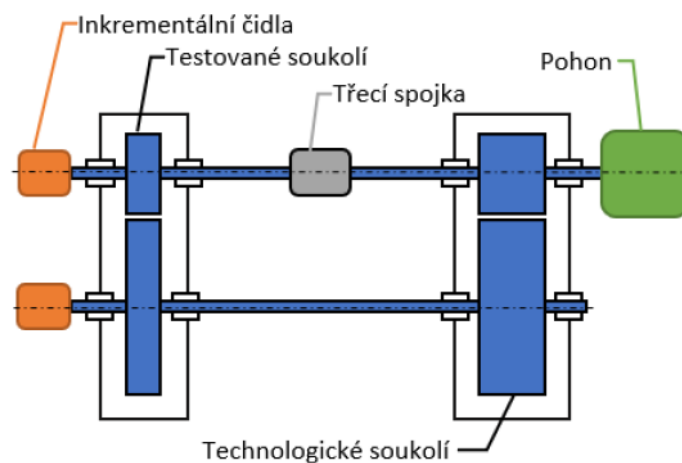
### 6.3. Měření TE

Měření TE je založeno na snímání průběhů otáčení spoluzabírajících kol a je principiálně možné třemi způsoby [7]:

- tangenciálně uchycenými akcelerometry nebo torzními akcelerometry
- laserovými snímači vibrací založenými na Dopplerově efektu
- inkrementálními rotačními snímači

Nejpoužívanějším způsobem měření TE je poslední zmíněný, pomocí inkrementálních čidel, který mimo jiné popisuje i norma ČSN ISO 1328-1.

Metodikou měření TE se intenzivně zabýval prof. Ing. Jiří Tůma, CSc. [15, 27, 28] a dále Doc. Ing. Zdeněk Folta, Ph.D. a Ing. Miroslav Trochta, Ph.D. [7] z VŠB v Ostravě. Experimenty na VŠB byly prováděny na testovacím stavu s uzavřeným zkušebním okruhem (obr. 6.2), jež autoři ve svých textech podrobně popisují.



Obr. 6.2 Schéma zkušebního stavu na určení chyby převodu s uzavřeným zkušebním okruhem

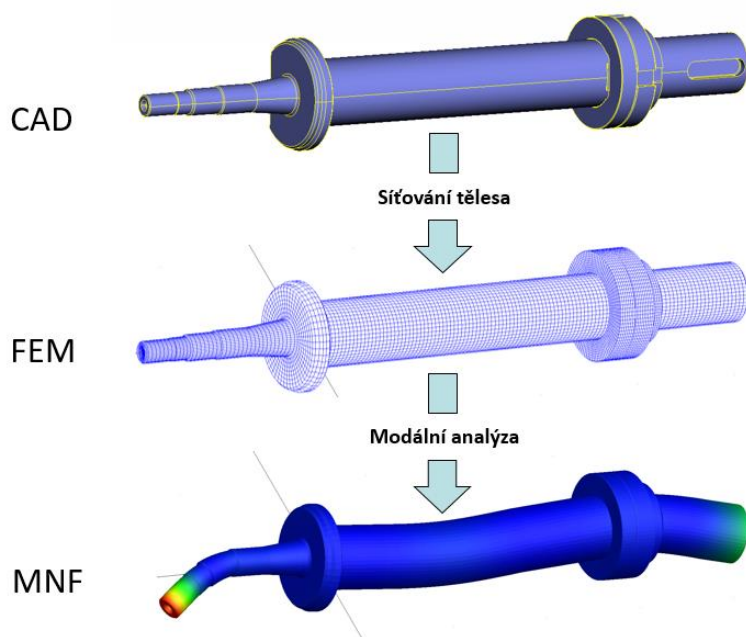
## 7. TVORBA VÝPOČETNÍHO MODELU

Při rešeršních pracích jsem se setkal s mnoha zdroji, které popisovaly tvorbu výpočetního modelu chyby převodu. Všechny dohledané výpočtové modely však byly prováděny na velmi zjednodušeném modelu soukolí s přímými zuby a nanejvýš *metodou konečných prvků* (dále MKP). Je to především dáno tím, že až v posledních letech došel vývoj softwarů a výpočetní techniky do stádia, kdy je možné počítat komplikovanější úlohy bez zásadních zjednodušení.

Pro tvorbu výpočetního modelu *zkušebního stavu na určení chyby převodu* (dále PST-TE) byl využit systém MBS (*Multi Body System*), konkrétně systém MSC Adams. MBS poskytuje možnost simulací soustav těles, ve kterých dochází k jejich vzájemnému silovému působení. Toto vzájemné působení je řešeno pomocí rovnic dynamické rovnováhy. Jednotlivá tělesa vycházejí z konečně prvkových modelů. Výpočet soustav těles v konečně prvkové interpretaci by byl časově velice nákladný.

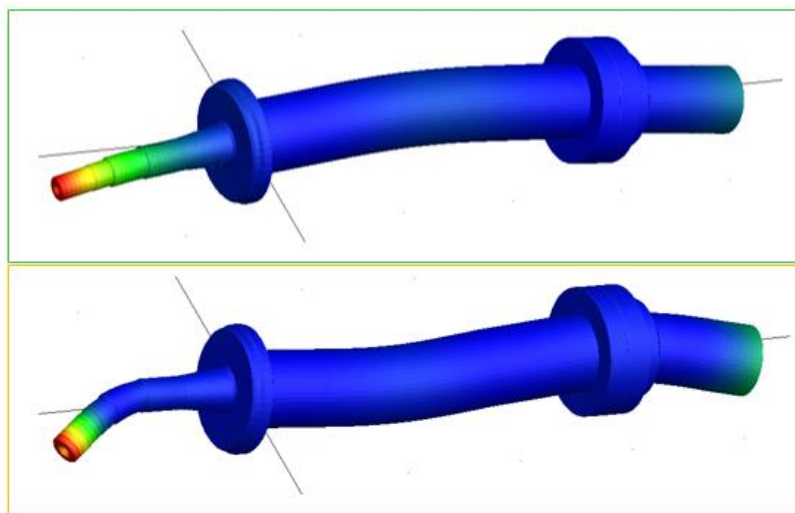
### 7.1. Preprocessing

Jednotlivá konečně prvková tělesa se proto zjednodušují použitím tzv. modální redukce. To znamená, že jsou redukována do podoby hmotných pružných těles, které jsou reprezentovány svými tzv. modálními tvary (*MNF File – Modal Neutral File*). V praxi to znamená, že pro každé těleso je v CAD programu (*Computer Aided Designing*) vytvořena síť. Metodou konečných prvků se (dále již jen MKP) zjistí pomocí modální analýzy potřebný počet vlastních frekvencí a odpovídající vlastní tvary kmitů (obr. 7.1). Toto se provede jak pro těleso volné, tak pro těleso v uložení. Množství vypočtených vlastních frekvencí vychází ze spektra budících frekvencí. (obr. 7.2). Každé těleso má pro každou vlastní frekvenci odpovídající vlastní tvar kmitu. Každá deformace tělesa se pak při dynamickém zatížení dá získat lineární kombinací (tzv. modální syntézou) těchto vlastních tvarů.



Obr. 7.1 Postup od CAD modelu k získání MNF. Jedná se o vstupní hřídel (včetně axiálního zajištění) zkušebního stavu na měření chyby převod, na jehož levý konec je se montuje měřené ozubené kolo. Jeho uložení je vidět na obr. 5.

	Nat. Freq.
1	3.5129502804E-03
2	1.4832348698E-03
3	1.8427923886E-03
4	2.2631214788E-03
5	2.4575782483E-03
6	5.6530711495E-03
7	2477.5943644175
8	2477.5947727689
9	5544.9249475245
10	5544.9253136235
11	6761.7671228759
12	7700.6527212955
13	7700.6540991931
14	1.2529897767E+04
15	1.2758931868E+04
16	1.2758933189E+04



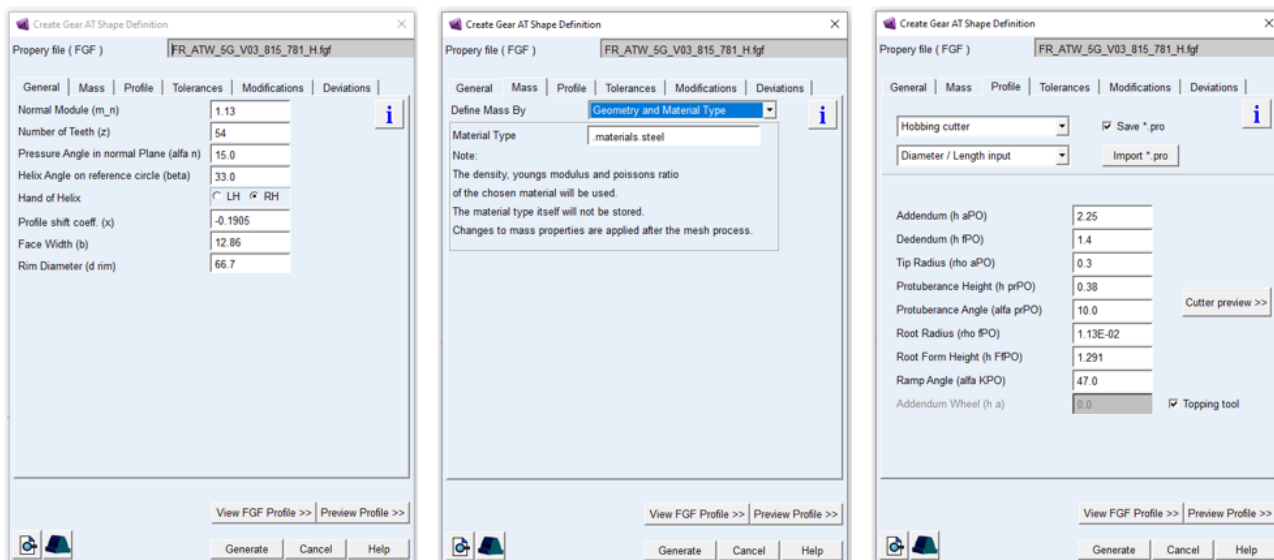
Obr. 7.2 Tabulka některých vypočtených vlastních frekvencí primárního hřídele stavu na chybu převodu a některé vlastní tvary kmítu

Jednotlivá hmotná tělesa modelu zkušebního stavu jsou pružná, mají reálnou hmotnost a setrvačnost. Systému těchto těles jsou následně stanoveny okrajové podmínky. Jejich vzájemné působení v čase se velice blíží realitě a výpočetní časy jsou daleko kratší, než kdyby byl celý systém počítán pomocí MKP. Základním rozdílem mezi MKP a MBS je, že MKP je metoda, která dovoluje počítat nelineární tělesa. Umožňuje tedy deformace i za mezí úměrnosti v plastické oblasti, umožňuje hyperelasticitu, destrukci tělesa apod. Naproti tomu MBS vyžaduje, aby byla tělesa v reprezentaci *MNF File* lineární, elastická. Při simulacích běžných strojních aplikací je toto zjednodušení dostačující a výhodné z hlediska výpočetního času.

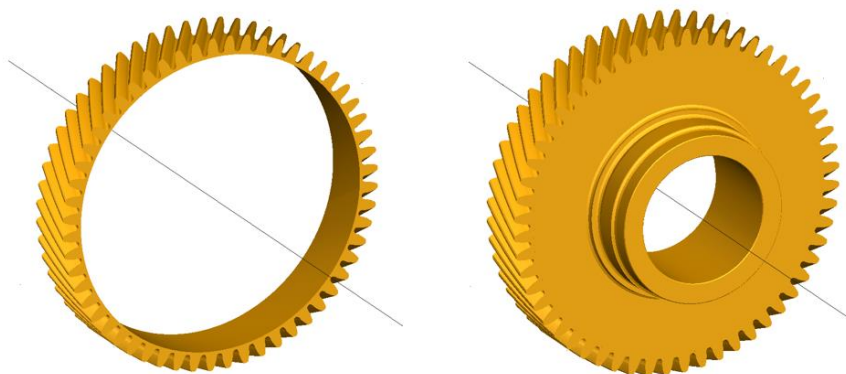
Standardní modelování kontaktů v použitém MBS systému Adams funguje na základě tzv. *impact method*, založené na částečné penetraci těles. Jinými slovy, tento částečný průnik představuje jakýsi posuv pružiny. Kontaktní síla je  $F = k \cdot x$ , kde  $k$  je tuhost kontaktu a  $x$  je velikost průniku těchto těles.

Pro simulaci kontaktu v ozubení se *impact method* nepoužívá. Pro modelování ozubení je použit v rámci systému Adams speciální modul Gear AT, u nějž se pro kontakty boků zubů využívá kontaktní Herzovy teorie, jejíž základ vychází z kontaktu dvou těles o velkém poloměru křivosti.

Tvorba modelu samotného ozubení je zadávána parametricky (obr. 7.3). Takto je vytvořena pouze „korunka“ ozubení. Zbytek ozubeného kola vychází z běžného CAD. Spoj mezi korunkou a zbytkem kola je realizován v rámci Gear AT pomocí vazby typu lepený spoj (*Constraints*). Jedná se o matematickou vazbu, která stanovuje podmínku navázání sítí korunky a zbytku kola tak, aby byla tuhost přenesena plynule z jedné sítě do druhé. Ozubené kolo se tak chová jako celistvé a síly od ozubení se přenášejí do celého kola (tzv. *Full Flex Gear*) (obr. 7.4).



Obr. 7.3 Tabulky volby parametrického zadávání při tvorbě ozubení v MBS



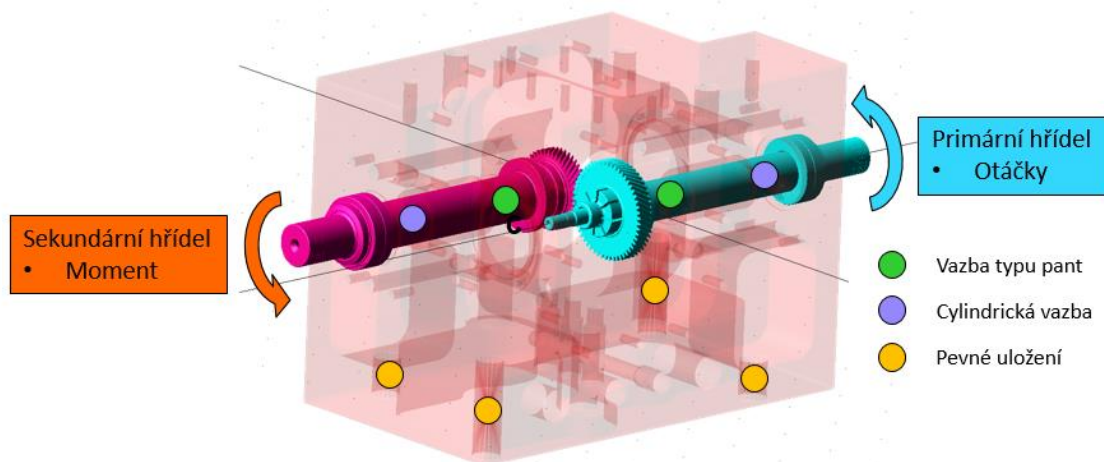
Obr. 7.4 "Korunka" ozubení (vlevo), Full Flex Gear (vpravo) – jeho uložení na hřídel je vidět na obr. 5



## 7.2. Okrajové podmínky MBS modelu a příprava simulace zkušebního stavu k určení chyby převodu

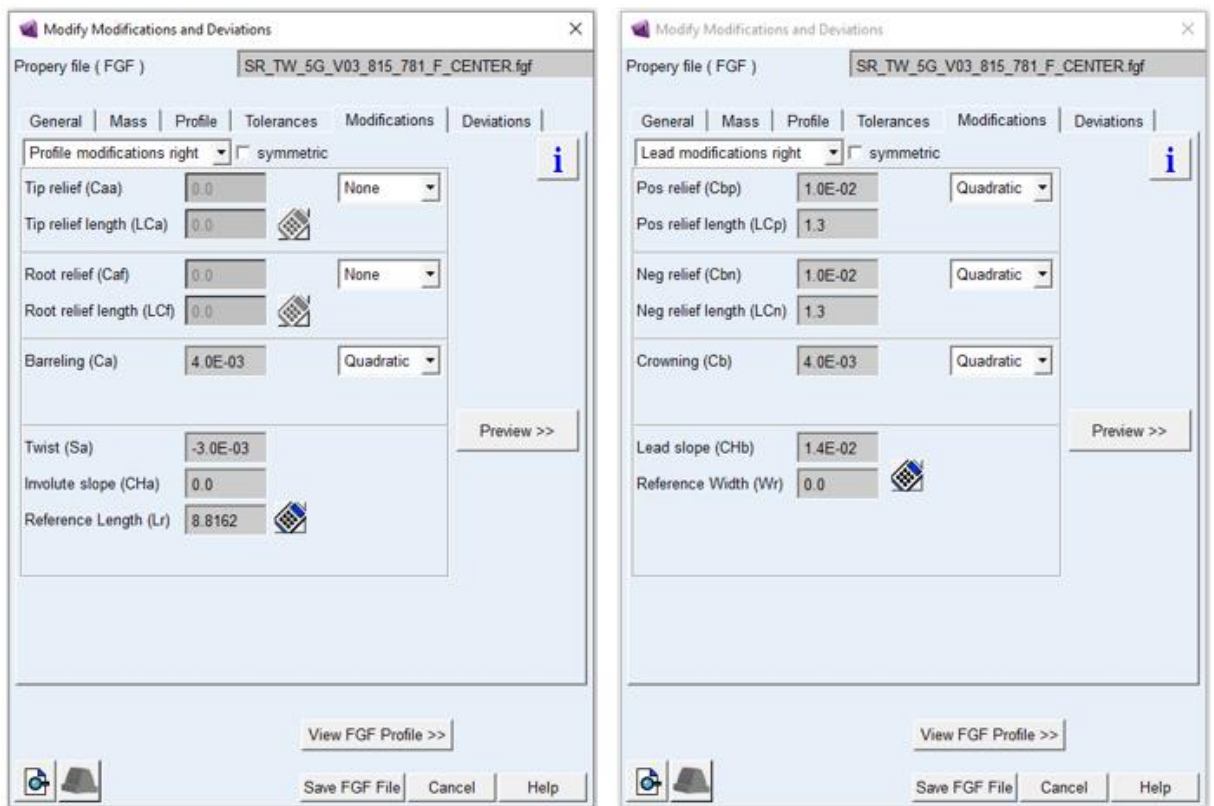
Na konci primárního hřídele je definován pohon v podobě kinematické okrajové podmínky, kde jsou zadány otáčky. Otáčky jsou zadány jako funkce času a musí mít rampu náběhu a doběhu, neboť všechna tělesa mají svou setrvačnost, systém reaguje jako v realitě. Na sekundárním hřídeli je zavedena okrajová podmínka brzdného momentu, který má opět náběhovou rampu a je přepočítán přes převodový poměr simulovaného ozubení.

Skříň je uložena pevně k „absolutně tuhé“ podložce, která simuluje ideální rám. Reálné hřídele jsou ve skříni uloženy v kluzných ložiscích. Ve virtuálním modelu jsou hřídele uloženy pouze s jedním stupněm volnosti pro rotaci ve zjednodušených vazbách, které reprezentují ideální ložiska. Na jedné straně je hřídel uložen pantem (odebírání radiální a axiální posuvy), na druhé straně cylindrickou vazbou (odebírání radiální posuvy) (obr. 7.6). Pro modelování kluzných ložisek s radiální vůlí a hydrodynamickým třením lze též použít speciální modul v rámci MBS systému.

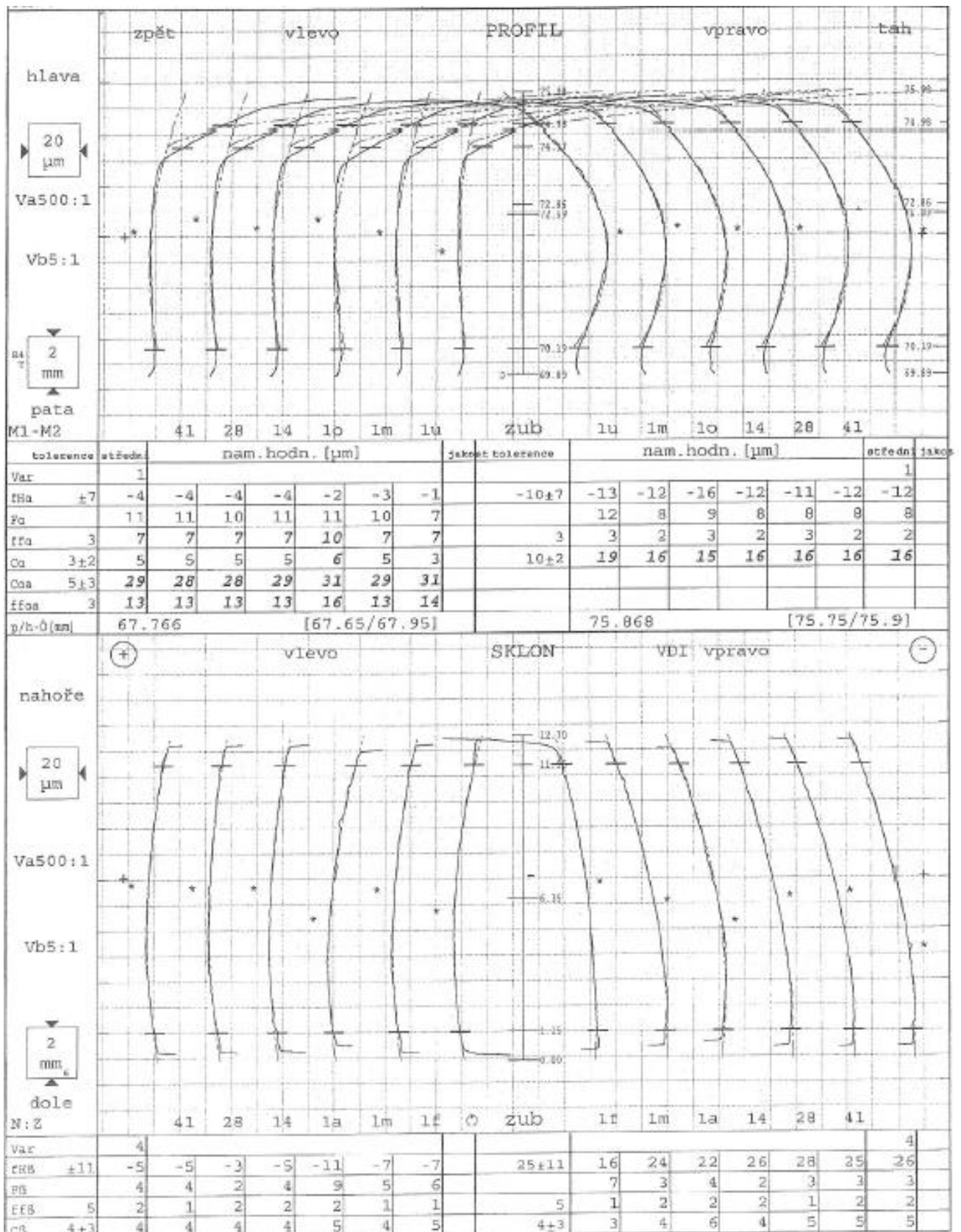


Obr. 7.5 Okrajové podmínky výpočetního MBS modelu zkušebního stavu na chybu převodu

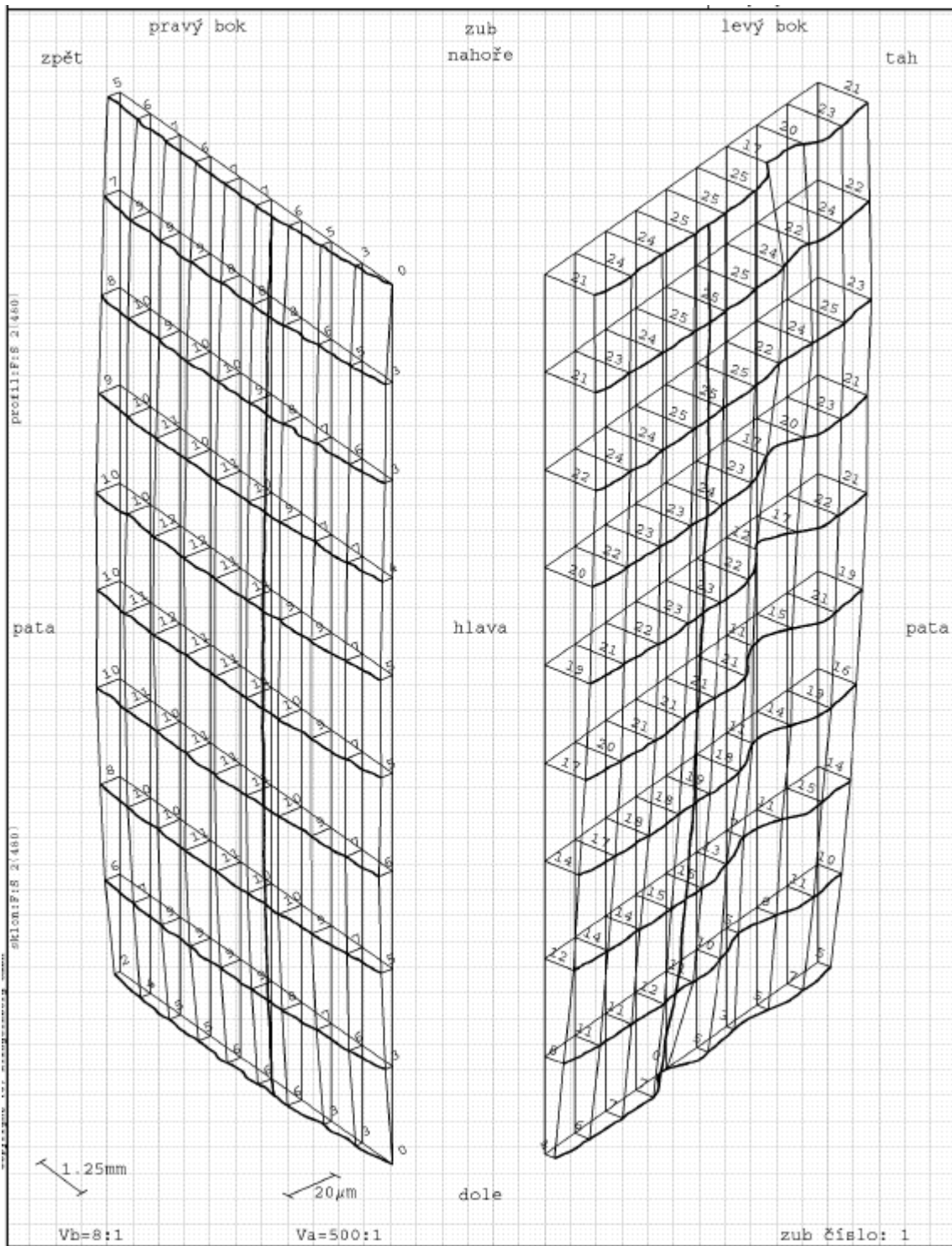
Ozubená kola mají s hřídelemi pevnou vazbu. Mikrogeometrie ozubení se zadává na základně geometrie výrobního nástroje, z měrového protokolu (obr. 7.7, 7.8), případně importem naměřené topografie boku zubu z měrového přístroje Klingelnberg (obr. 7.9).



Obr. 7.6 Příklad způsobu zadávání hodnot mikrogeometrie ozubení z měrového protokolu



Obr. 7.7 Měrový protokol ozubení



Obr. 7.8 Topografie zubu

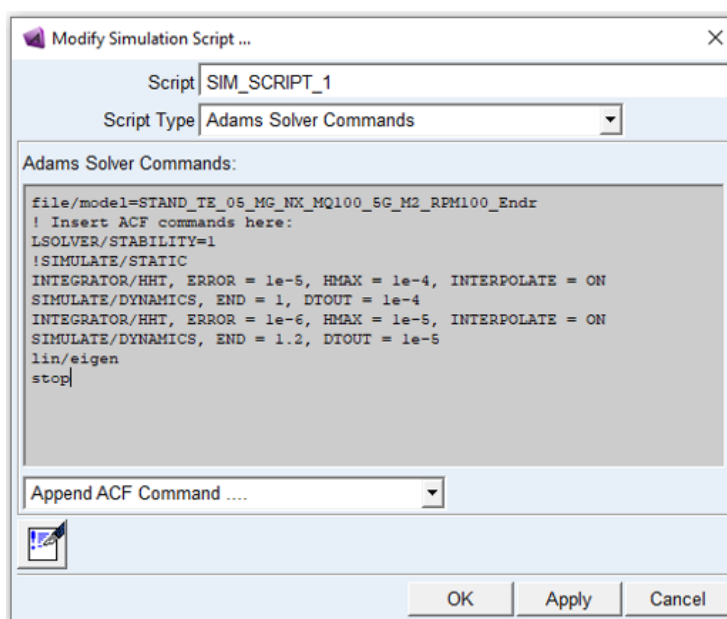
Simulační program Adams zatím není uzpůsoben k tomu, aby bylo možné v rámci ozubeného kola vymodelovat každý zub s mírně jinou mikrogeometrií. Zmíněná topografie zubu je nyní přenesena na všechny zuby ozubeného kola totožně. To tak docela neodpovídá reálnému ozubenému kolu, kde se geometrie jednotlivých zubů po obvodě může mírně lišit. Jak moc, to záleží na zvolené technologii a přesnosti výroby. Při vývoji MBS modelu probíhají pravidelná jednání s vývojovým oddělením programu Adams, který je vlastně spoluvyvíjen.

Pro hledání řešení soustav diferenciálních (pohybových) rovnic je třeba zvolit správný typ numerické integrace. Před spuštěním samotného výpočtu je tedy ještě třeba zvolit vhodný integrátor (tj. integrační schéma), který poskytuje vhodnou aproximaci řešení v jednotlivých bodech funkce v čase. V případě našeho výpočtu zkušebního stavu na chybu převodu se osvědčilo použití numerického integrátoru HHT, který je pro toto použití dostatečně robustní, výpočet je stabilní a dobře konverguje.

Časový krok výpočtu je volen co nejdelší, aby byl výpočetní čas co nejkratší, zároveň však musí být dostatečně krátký na to, abychom byli schopni obsáhnout všechny frekvence, které se v systému objevují a postihnout tak veškeré dynamické jevy. Jeho nastavení záleží tedy i na tom, jakými otáčkami je systém poháněn.

Hustota výpisu je ve výpočtu nastavena na stejný časový krok, jako je nastaven maximální časový krok integrace. Teoreticky není nutné zaznamenávat do výpisu výsledek z každého časového kroku výpočtu, protože se tím prodlužuje čas k získání výsledků a výsledný soubor je veliký. V tomto případě je to z toho důvodu, aby byly výsledky dostatečně detailní pro vysokou přesnost popisu řešení. Jinak řečeno, je potřeba velká hustota bodů výsledné funkce. Tu následně vyhodnocujeme pomocí rychlé Fourierovy transformace (FFT), která vhodně statisticky popisuje měřený úsek. Kdyby hustota bodů výpisu nebyla dostatečná, mohlo by se stát, že by tímto byla Fourierova analýza zkreslena možným zanedbáním některých frekvencí.

Ve výpisu (obr. 7.10) je dvojitě nastavení integrátoru. První je pro rozběh otáček (málo detailní výpis  $DTOUT=1e-4$ ) do času „1“. Dále jsou již otáčky ustálené a probíhá při nich měření. Pro měřený úsek je nastaven detailní výpis  $DTOUT=1e-5$ . Dále je nastaven maximální časový krok ( $HMAX=1e-5$ ) a maximální chyba ( $ERROR=1e-6$ ). Rozdíl výsledků dvou sousedních integrací nesmí být větší, než je předem stanovená maximální chyba, která vyjadřuje vzdálenost řešení integrace od skutečného řešení. Pokud je rozdíl sousedních integrací větší, výpočet se opakuje se zkráceným časovým krokem (cca. 10x).



Obr. 7.9 Příklad nastavení výpisu pro výpočet při zatížení 2 Nm a 100 min<sup>-1</sup>

### 7.3. Citlivost rozsahu rotačních setrvačných hmot v MBS modelu na výpočet TE

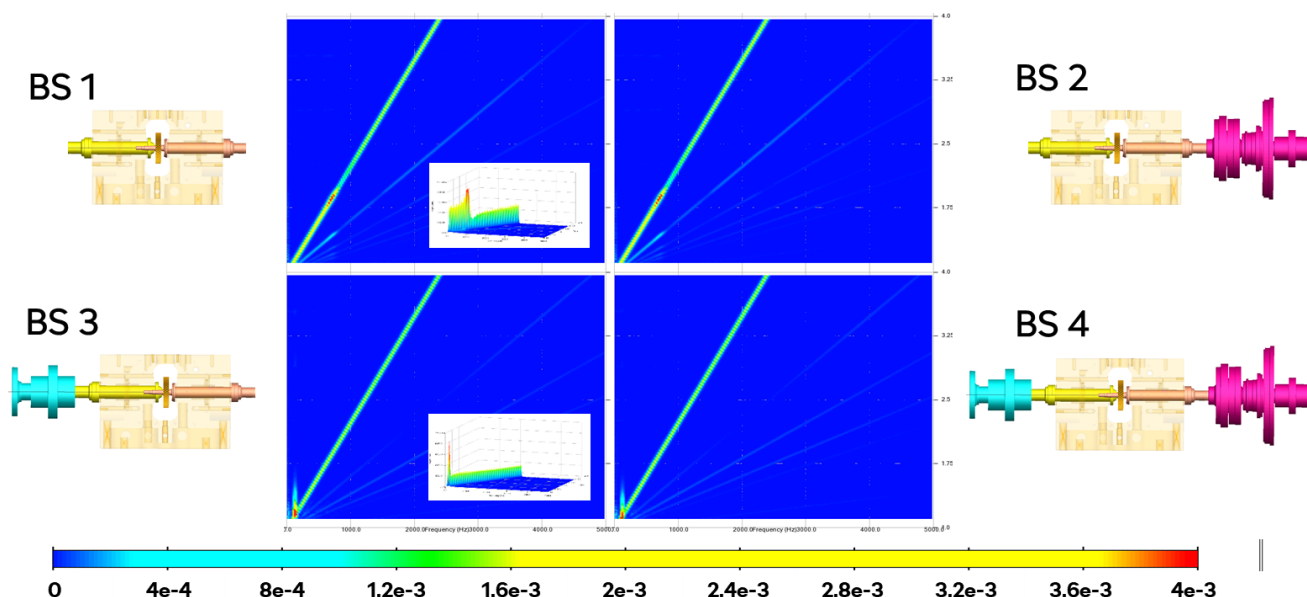
V předchozích kapitolách 7.1 a 7.2 je v krátkosti uvedeno, jakým způsobem byl MBS model sestavován a jaká měl nastavení pro to, abychom z něj získali informaci o vypočteném TE.

Je důležité zjistit, co je nutno v modelu zohlednit, aby co nejlépe koreloval s realitou a co je možné zanedbat. Čím větší je rozsah modelu, tím jsou časově náročnější jednotlivé výpočetní smyčky. Příliš malý rozsah modelu se může vzdalovat realitě.

Výpočet TE byl prováděn s modely o různém rozsahu a stále probíhá jeho zdokonalování. Byla například zjištěna velká citlivost při zohledňování rotačních setrvačných hmot na vstupu i výstupu. V každém seskupení byla provedena zkouška rozběhu. Začínalo se s modelem o minimálním rozsahu, který byl v tzv. první stavební fázi (BS1). Z rotačních setrvačných hmot obsahoval pouze hřídele se soukolím. Model BS1 vykazoval v pásmu do cca. 800 Hz velmi vysoké hodnoty TE, které zůstaly neovlivněné i v případě BS2, kdy byly na vstupním hřídeli zohledněny rotační setrvačné hmoty setrvačnicku, momentového snímače a bezpečnostní spojky. Elektromotor má oproti těmto hmotám pouze malý příspěvek, proto nyní zohledněn nebyl, neboť se jedná pouze o zjištění citlivosti.

V BS3 byly zohledněny rotační setrvačné hmoty připojené pouze na výstupním hřídeli, tj. bezpečnostní spojka a příruba k vícelamelové spojce (Haldex). Haldex samotný má díky svému malému momentu setrvačnosti pouze minoritní příspěvek, proto zohledněn nebyl. Při tomto rozsahu modelu se prokázala citlivost na výpočet TE. Vysoké amplitudy TE se dostaly do velmi nízkých frekvencí.

V BS4 byly připojeny rotační setrvačné hmoty na vstupní i výstupní hřídel a výsledek byl stejný, jako při rozsahu BS3.



Obr. 7.10 Vliv rozsahu MBS modelu a jeho rotačních setrvačných hmot na výpočet TE

### **Dílčí závěr:**

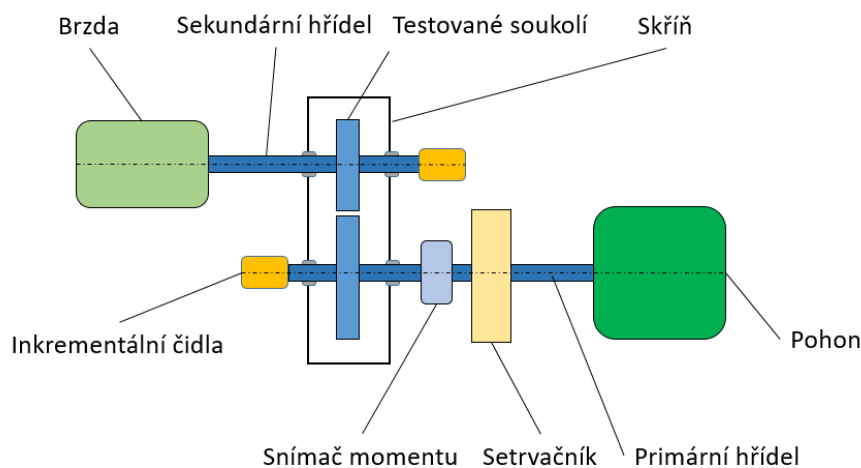
Rotační setrvačné hmoty na vstupním hřídeli neovlivňují výpočet TE, zatímco na výstupním hřídeli ano a musí být tím pádem zohledněny. Mohl by být z toho důvodu zvolen model BS3 jako referenční. I přesto, že model BS4 vykazuje stejné výsledky, jako BS3, byl zvolen jako referenční, neboť se výpočetní čas rozšířením o další rotační hmoty nijak neprodlouží a přeci jen lépe reflektuje reálné upořádání PST-TE. Vysoké amplitudy TE jsou pouze při velmi nízkých frekvencích, ve kterých nebude TE zkoumán.

Vypočtené hodnoty jsou vždy porovnávány s experimentem. Probíhá neustálé zdokonalování modelu a výzkum citlivosti na zohlednění reálných parametrů či rozsahu zjednodušení.

## 8. TVORBA EXPERIMENTU

K výše popsanému výpočtu byl proveden odpovídající experiment. Při provádění rešeršních činností jsem se několikrát setkal s experimentálním zjišťováním TE. Konstrukce takového zkušebního stavu byla ale vždy řešena uzavřeným okruhem tak, jak jsem to uvedl v kapitole 6.3 na obr. 6.2. Při měření TE na stavu s uzavřeným okruhem je jedno soukolí zkušební a jedno technologické. Technologické soukolí může do měření, jehož výstupy jsou v mikrometrech a jejich zlomcích, zanášet jen těžce popsatelnou chybu.

Na základě těchto zkušeností bylo rozhodnuto o zkonstruování speciálního zkušebního stavu na určení chyby převodu (**PST-TE**) s **otevřeným silovým okruhem**, jehož konstrukce a provoz byl zabezpečen pomocí nejmodernějších výrobních a měřících technologií. Jeho zjednodušené schéma je na obr. 8.1.



Obr. 8.1 Zjednodušené schéma zkušebního stavu na měření chyby převodu (PST-TE) s otevřeným silovým okruhem

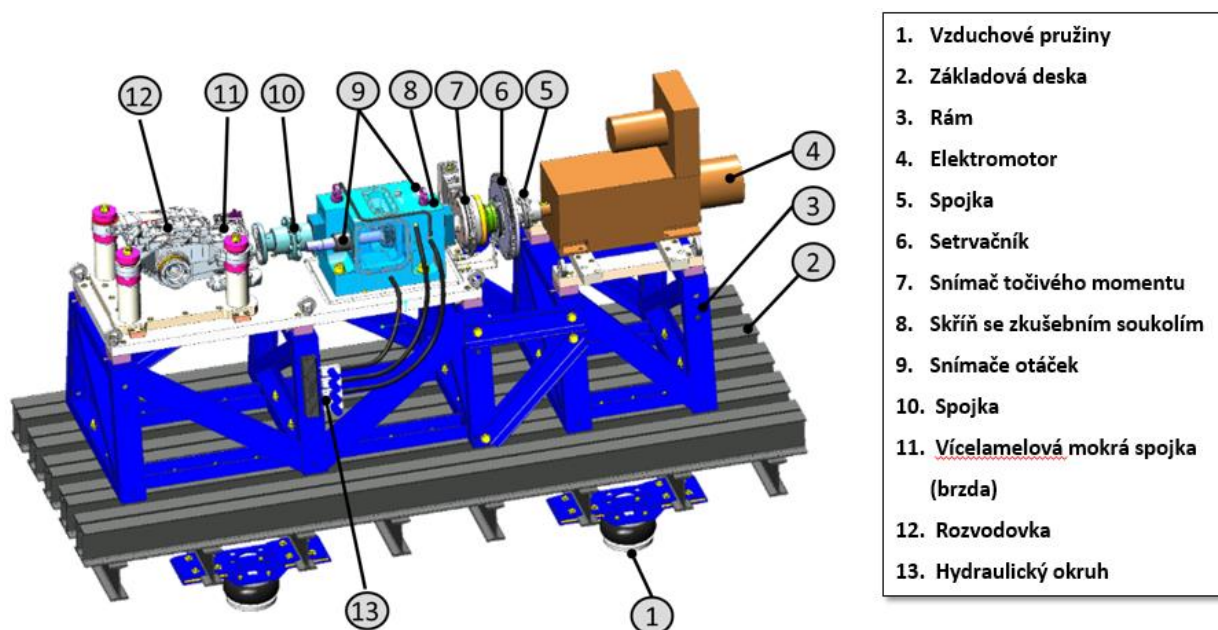
Princip experimentu spočívá v měření časového záznamu průběhu otáčení hnacího a hnaného kola pomocí inkrementálních čidel. Tím získáme informaci o úhlovém natočení každého kola. Chyba převodu je rozdíl mezi skutečnou a očekávanou hodnotou natočení hnaného kola na jedné zubové rozteči (viz kapitola 3.5).

Cílem experimentu je ověřit správnost výpočetního modelu MBS a plauzibilizovat jeho výsledky s reálným měřením. Ověření teoretických výpočtů pomocí experimentu je z vědeckého hlediska korektní přístup. Zároveň je tato práce svým způsobem ojedinělá právě tím, že v sobě při výzkumu chyby převodu snoubí obě tyto složky.



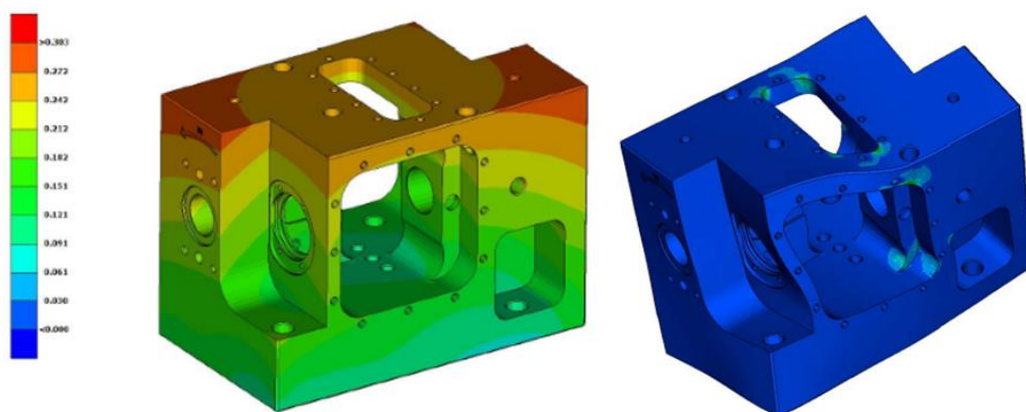
## 8.1. Konstrukce PST-TE

Pohon PST-TE je realizován elektromotorem (obr. 8.2, č. 4), jehož eventuální kolísání otáček je vyhlazováno setrvačníkem (č. 6). Srdcem PST-TE je skříň se zkušebním soukolím (č. 8). Brzdný moment je vyvozován pomocí vícelamelové spojky v olejové lázni (č. 11) (byla využita rozvodovka zadní nápravy vozu Škoda, jejíž je tato spojka součástí) a je měřen pomocí snímače točivého momentu (č. 7). Celý zkušební řetězec je uložen na tuhém rámu styčnickové konstrukce (č. 3). Ten je připevněn k masivní ocelové desce s rybinami (č. 2), která je uložena na vzduchových měchách (č. 1).



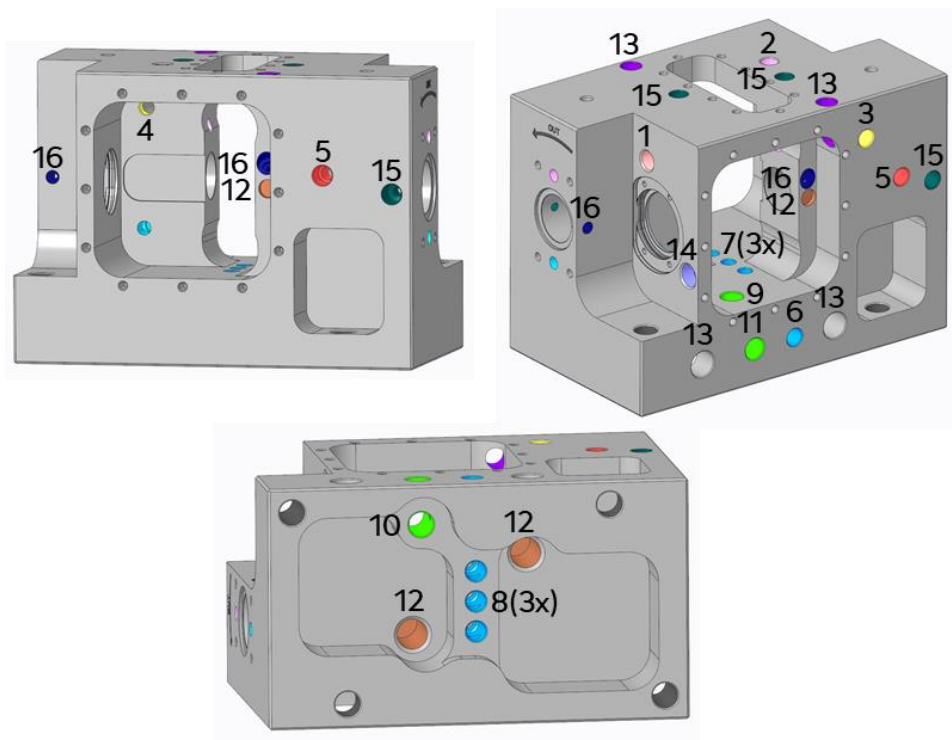
Obr. 8.2 Popis částí PST-TE

Skříň je vyrobena z oceli ČSN 41 2050 s galvanickým pozinkováním. Hmotnost samotné skříně bez hřídel, ozubených kol a dalšího příslušenství je 60 kg. V plně smontovaném stavu ještě o 10kg více. Skříň byla konstruována s cílem dosažení velké mechanické a dynamické tuhosti tak, aby její deformace od zatížení či vlastní frekvence neovlivňovaly měření. Musíme mít na paměti, že očekávané naměřené hodnoty chyby převodu jsou v řádu mikrometrů a jejich zlomků. Konstrukční návrh skříně byl doprovázen teplotní a modální analýzou pro ověření návrhu geometrie.



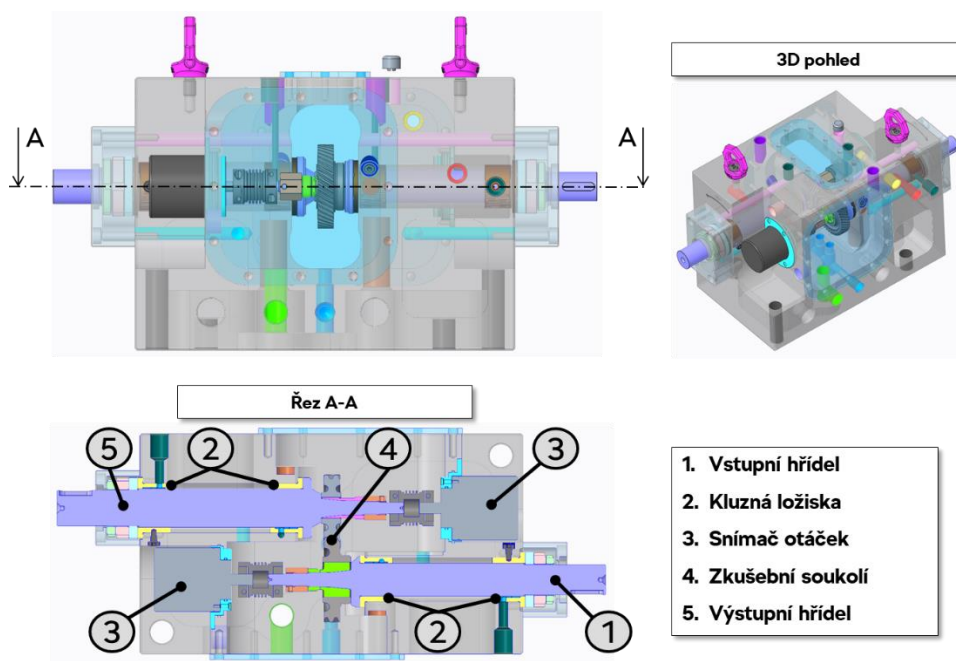
Obr. 8.3 Konstrukční návrh skříně byl doprovázen teplotní (vlevo) a modální analýzou (vpravo) pro ověření návrhu geometrie.

Ve skříně je mnoho otvorů pro připevnění dalšího příslušenství a měřicí techniky (obr.8.4).



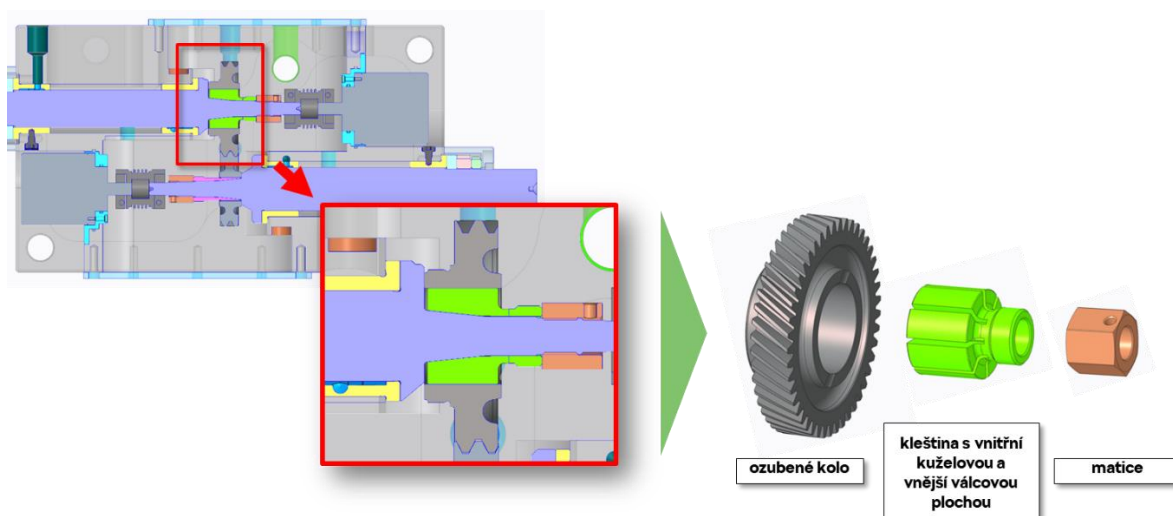
Obr. 8.4 1. Otvor pro mikrofon, 2. Otvor pro odvětrání, 3. Přívod mazání soukolí shora, 4. Vývod mazání soukolí shora, 5. Odvod tlakového oleje z prostoru mezi ložisky, 6. Přívod mazání soukolí ze spodní tryskou (3 variabilní pozice), 8. Zátka malá, 9. Přepadové hrdlo oleje z převodového prostoru, 10. Zátka velká, 11. Vratka oleje, 12. Pozice pro umístění akcelerometru, 13. Průchod pro kabely, 14. Pozice pro umístění teploměru, 15. Přívod tlakového oleje pro mazání kluzných ložisek, 16. Aretační šrouby kluzných ložisek

Ve skříni jsou uloženy hřídele s ozubenými koly. Hřídele jsou uloženy v kluzných ložiskách z materiálu CuPb10Sn10, který snese vysoké zatížení při vysokých obvodových rychlostech. Mazání kluzných ložisek je zajištěno tlakovým olejem. Kluzné uložení hřídelí bylo voleno zejména z toho důvodu, aby bylo zamezeno buzení vibrací od valivých elementů ložisek. Výroba probíhala použitím nejmodernějších technologií v laboratorních podmínkách pro dosažení vysoké přesnosti. Dokladem dosažené přesnosti je například rovnoběžnost os kluzných ložisek pro vstupní a výstupní hřídel. Skříň je dlouhá 350mm. Na této vzdálenosti se podařilo dosáhnout rovnoběžnosti os 4 $\mu$ m.



Obr. 8.5 Detailní pohled na skříň s hřídeli a ozubenými koly

Ozubená kola jsou upínána přes kleštiny s přesnou vnitřní kuželovou plochou (obr. 8.6)



Obr. 8.6 Upínání zkušebních ozubených kol přes kleštiny

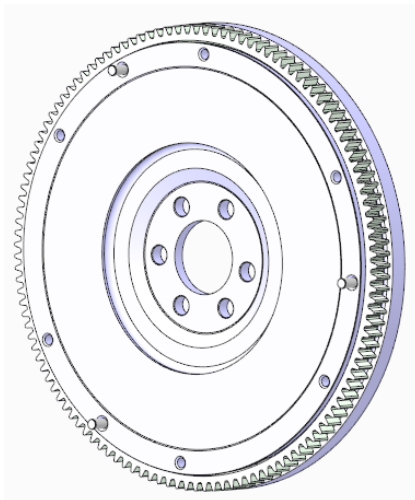


<b>SIEMENS</b>		3-Mot 1LA731-2AA10-Z	
D-91056 Erlangen		UD 0809/1173977-001- 1	
52 kg	IP 55 132S IM B3	IEC/EN 60034 ThCI 155(F)	
50 Hz	230/400 V Δ/Y	60 Hz	460 V Y
7,5 kW	24,0/13,8 A	8,6 kW	13,5 A
cosφ 0,89	2930/min	cosφ 0,90	3530/min
220-240/380-420 V Δ/Y		440-480 V Y	
24,4-24,2/14,1-13,8 A		13,8-13,4 A	
<b>33157 0000</b>			

Obr. 8.7 Parametry použitého asynchronního motoru pro pohon PST-TE [36]

pravděpodobné, že v budoucnu bude tento výzkum rozšířen o měření při vyšších otáčkách a zatížení realizací investic do výkonnějšího pohonu a frekvenčního měniče.

Pro pohon PST-TE byl vybrán asynchronní motor Siemens (obr.8.7). Pro experiment bude využit v rámci rozsahu otáček do  $3000 \text{ min}^{-1}$  a točivého momentu  $30 \text{ Nm}$ , což vyplývá z jeho výkonového omezení. Je zřejmé, že  $30 \text{ Nm}$  není ani zdaleka hodnota plného reálného provozního zatížení, které může dosahovat v běžné praxi kolem  $200 \text{ Nm}$  až  $300 \text{ Nm}$  (u výkonnějších pohonů i více). Avšak pro splnění cíle této práce byly tyto podmínky shledány v prvním kroku jako dostatečné. Je ale zároveň

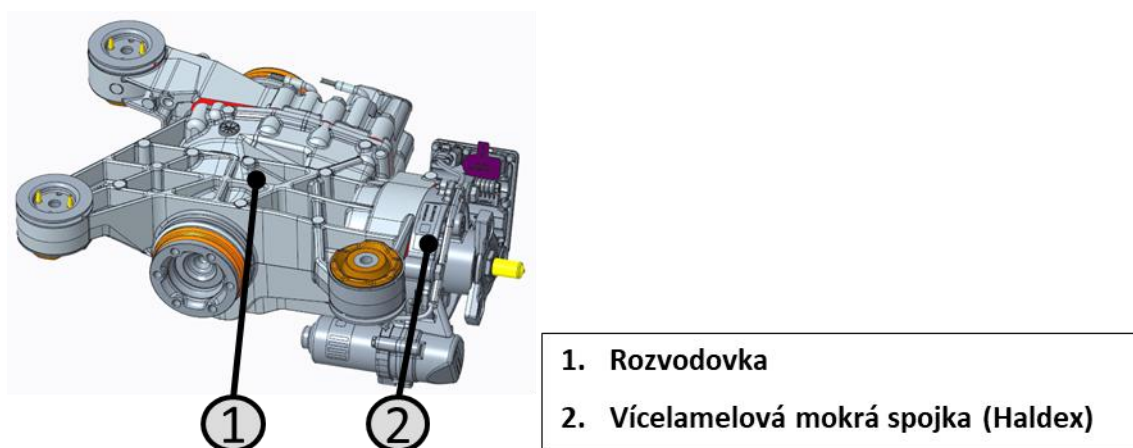


Obr. 8.8 Setrvačnicko pro vyhlazení vstupních otáček

Pro vyhlazení vstupních otáček byl použit automobilový setrvačnicko o hmotném momentu setrvačnosti  $0,073 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ .

Pro vyvinutí zatěžovacího momentu byla vybrána zadní rozvodovka s integrovaným systémem vícelamelové spojky v olejové lázni (Haldex) (obr. 8.9). Tento způsob brzdění byl zvolen zejména kvůli své schopnosti rovnoměrného brzdného účinku a malého momentu setrvačnosti. Výstupní hřídel vícelamelové spojky je zastaven, lamely tedy místo přenášení kroutícího momentu brzdí. Brzdný moment je regulován olejovým čerpadlem, které je řízeno prostřednictvím PWM regulátoru.

Provozní zátěžné hladiny pro zkoušky na PST-TE byly nejprve stanoveny následovně: bez zatížení (pouze pasivní odpory 3 Nm), 10 Nm, 20 Nm a 30 Nm.



Obr. 8.9 Pro vyvinutí zatěžovacího momentu byla zvolena zadní rozvodovka s integrovaným systémem vícelamelové spojky v olejové lázni (Haldex)



Obr. 8.10 Uspořádání lamel v systému Haldex



Obr. 8.11 Brzdny moment je snimán pomocí momentové příruby od firmy HBM [34]

Brzdny moment je snimán pomocí momentové příruby T10F – 500Q – A1 – KF1 - 0 od firmy HBM (obr. 8.11). Pro měření kroutícího momentu využívá smykového napětí. Použitá momentová příruba vyniká malými zástavbovými rozměry a vysokou torzní tuhostí, která eliminuje možnost vzniku vibrací od kroutícího momentu v závislosti na zatížení. Měřicí rozsah je do 500 Nm a třída přesnosti 0,1%. V praxi to znamená chybu 0,5 Nm. Takto velký měřicí rozsah snímače byl volen hlavně z důvodu bezpečnosti. Došlo-li by například k přidření kluzných ložisek, mohlo by dojít k přetížení a zničení snímače, a to i přesto, že je zkušební stav opatřen bezpečnostní spojkou.

Snímač má digitální frekvenční výstup. To znamená, že frekvence výstupních pulsů odpovídá měřenému momentu. Frekvenční rozsah snímače je 10 kHz, přičemž 0 Nm odpovídá hodnotě 10 kHz, 500 Nm odpovídá 15 kHz a -500 Nm odpovídá frekvenci 5 kHz výstupních pulsů snímače. Frekvenční signál vchází do čítačového vstupu, který měří frekvenci pulsů (vzorkovací frekvence je 200 kHz) a přepočítá vstup na odpovídající točivý moment.

Na skříň je připevněna celá řada příslušenství. Zejména je to měřicí technika v podobě inkrementálních snímačů otáček. Dále je možné na skříň připevnit jednoosé či tříosé akcelerometry pro snímání vibrací a mikrofon pro snímání hluku od ozubení, či teploměr.



Obr. 8.12 Inkrementální snímač otáček [35]

Na vstupní a na výstupní hřídel jsou napojeny optické inkrementální snímače otáček. Pro měření byly zvoleny snímače IRC315/6000PB s rozlišitelností 6000 pulsů na otáčku, což je katalogově nejvyšší možná rozlišitelnost. Princip měření je podrobně popsán v kapitole 8.2.



Obr. 8.13 Použitý akcelerometr značky Brüel&Kjaer [37]

Pro měření vibrací skříně byly použity akcelerometry značky Brüel&Kjaer typ 4524B s citlivostí  $10 \text{ mV/ms}^2$  a frekvenčním rozsahem 2 Hz až 5000 Hz ve snímaném směru.

Běžné uložení akcelerometrů bývá u ložisek. V případě uložení hřídelí v kluzných ložiskách se musí ale počítat s určitou chybou v absolutní naměřené hodnotě vibrací, neboť jsou kmity na rozdíl od uložení na valivých ložiskách utlumeny olejovým filmem. Účelem měření však není zjistit absolutní hodnotu vibrací, nýbrž provádět porovnávání jednotlivých variant soukolí mezi sebou při srovnatelných podmínkách.

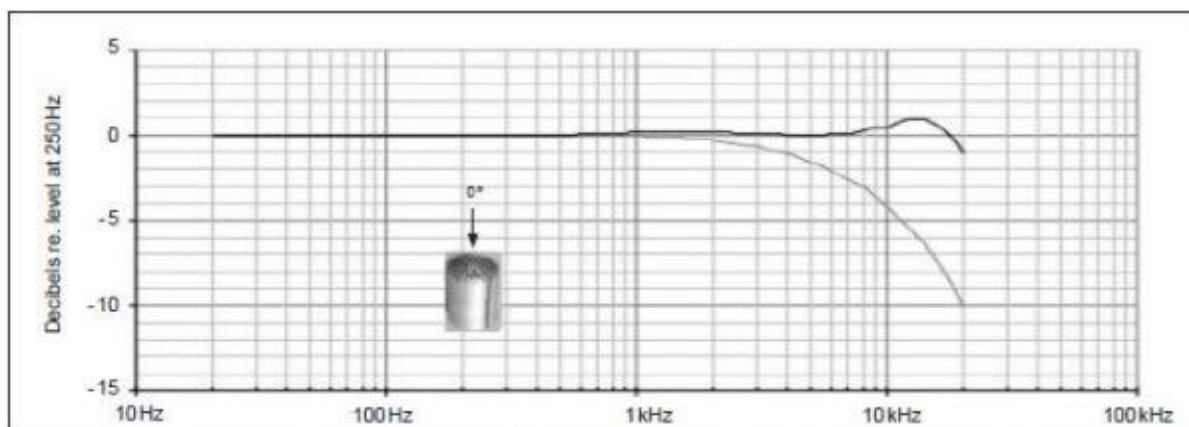
Pro uchycení akcelerometru byla zvolena varianta přilepení pomocí kyanoakrilátu, která minimalizuje omezení frekvenčního rozsahu akcelerometru.

Z časového záznamu vibrací, zpracovaného softwarem DEWESoft je provedena frekvenční analýza FFT, výstupem je tedy frekvenční spektrum vibrací. Z tohoto spektra jsou vybrány zubové frekvence a jejich harmonické, které jsou napříč jednotlivými změřenými variantami porovnávány.



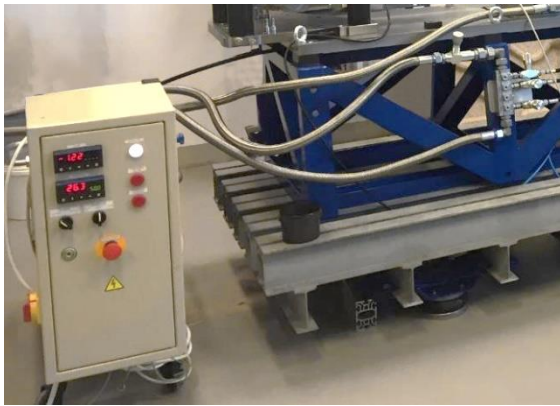
K měření hluku emitovaného ozubeným soukolím je použit mikrofon GRAS 46AE s frekvenčním rozsahem 3,15 Hz až 20 kHz, dynamický rozsahem 17dB až 138 dB a citlivostí 50 mV/Pa. Jedná se o tzv. free-field mikrofon, který je určen pro provoz v prostředí o teplotním rozsahu -30°C až 85°C.

Obr. 8.14 Použitý mikrofon GRAS [38]



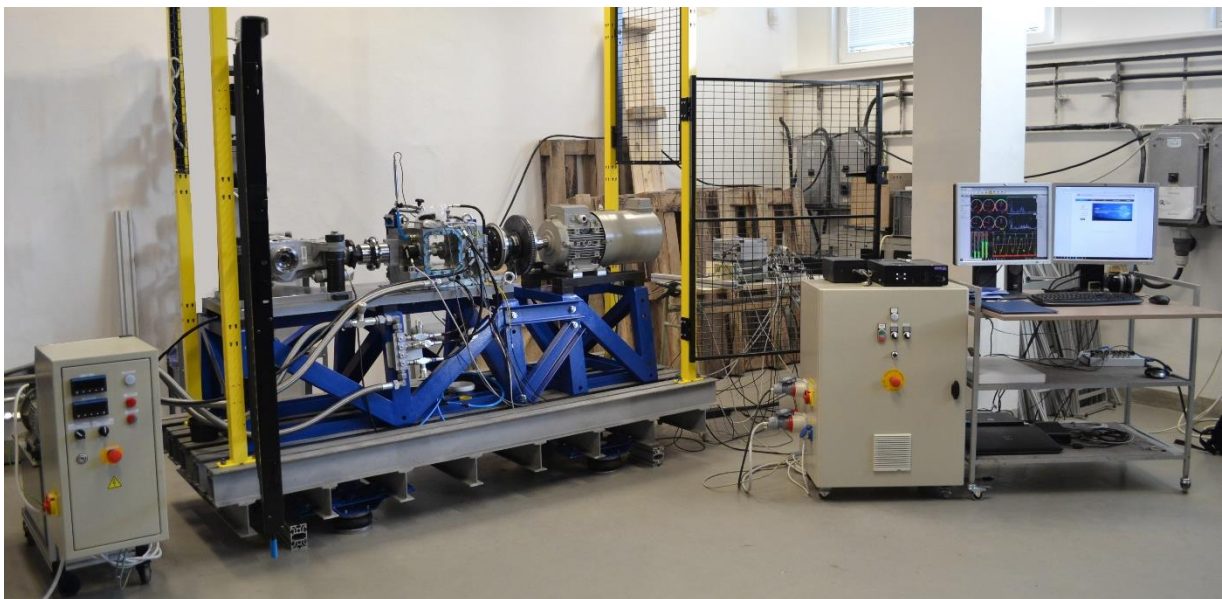
Obr. 8.15 Frekvenční charakteristika mikrofonu. Horní křivka ukazuje odezvu free-field mikrofonu pro umístění pod úhlem 0° vůči zdroji. Dolní křivka ukazuje tlakovou odezvu. [38]

Pro použití při měřeném rozsahu do cca.5 kHz je jeho charakteristika vyhovující. Časový záznam z mikrofonu je nejprve upraven pomocí váhového filtru A, který přizpůsobí naměřený signál vnímání lidského ucha. Dále je signál zpracován softwarem DEWESoft a transformován pomocí FFT do frekvenčních spekter. Z těchto spekter jsou vybrány zubové frekvence a jejich harmonické, které jsou napříč jednotlivými změřenými variantami porovnávány. Dle Shanon-Kotelnikova/Nyquistova teorému je vzorkovací frekvence signálu nastavena minimálně na dvojnásobek maximální frekvence mikrofonu. Vlivem možného zkreslení hraničních bodů při zpracování signálu A/D převodníkem je nejvhodnější použít vzorkovací frekvenci 2,56-krát větší, než je maximální frekvence mikrofonu, což v našem případě je zajištěno.



*Obr. 8.16 Hydraulický agregát pro regulaci tlaku a teploty oleje*

Do zkušebního stavu je integrován hydraulický agregát jako externí zdroj tlakového mazání pro kluzná ložiska hřídelí a pro zkušební soukolí. Hydraulická soustava je navržena s ohledem na možnost snímání a regulaci tlaku oleje. Hydraulický agregát též poskytuje možnost regulace teploty oleje pro zkoušky v různých teplotních hladinách.



*Obr. 8.17 PST-TE ve zkušební laboratoři*

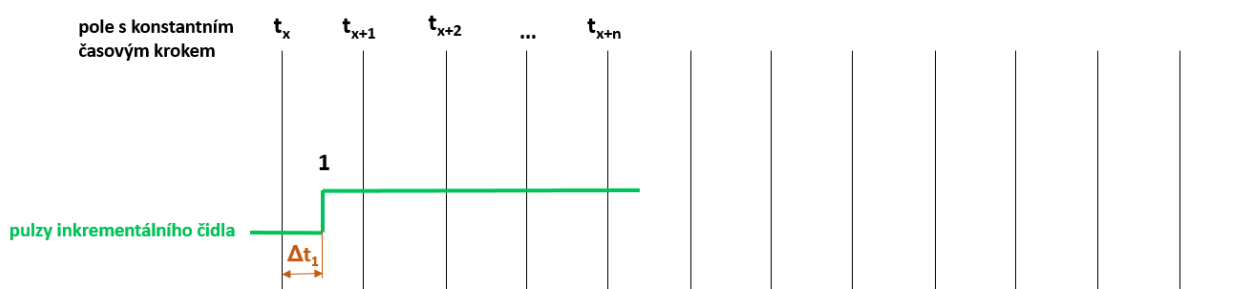


## 8.2. Detailní popis měření chyby převodu pomocí inkrementálních čidel na PST-TE

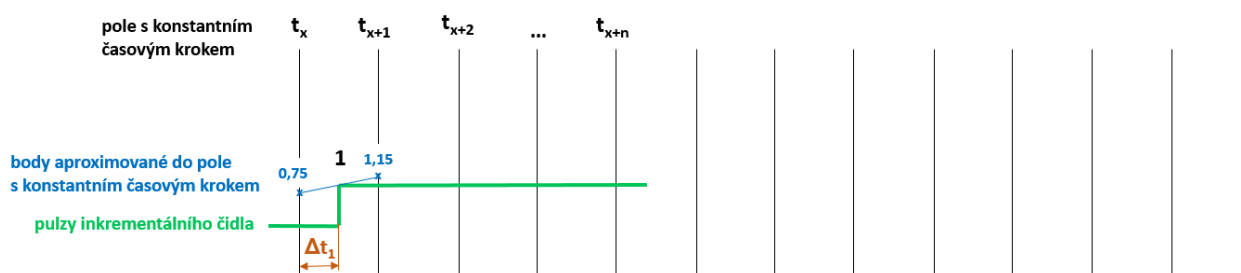
Použitá inkrementální čidla dávají svou konstrukcí 6000 pulzů na otáčku. V principu platí, že čím více pulzů na otáčku, tím větší přesnost měření. Na jeden pulz tedy připadá pootočení o  $0,06^\circ$ . Na jednu rozteč hnacího kola s 54 zuby připadá přibližně 111 pulzů, na jednu rozteč hnaného kola se 43 zuby připadá 139 pulzů inkrementálního čidla.

Inkrementální čidlo dává na výstupu tolik pulzů za jednotku času, kolik umožňuje jeho konstrukce (tj. v našem případě 6000 pulzů) a jak rychle se otáčí. Měřicí software, který tyto pulzy přes čítačové vstupy zpracovává, převádí pole skutečně naměřených dat z inkrementálních čidel pomocí interpolace do pole s konstantním časovým krokem, který je dán vzorkovací frekvencí (analogových vstupů). Tedy pro různé otáčky je jiný počet pulzů za stejný časový úsek.

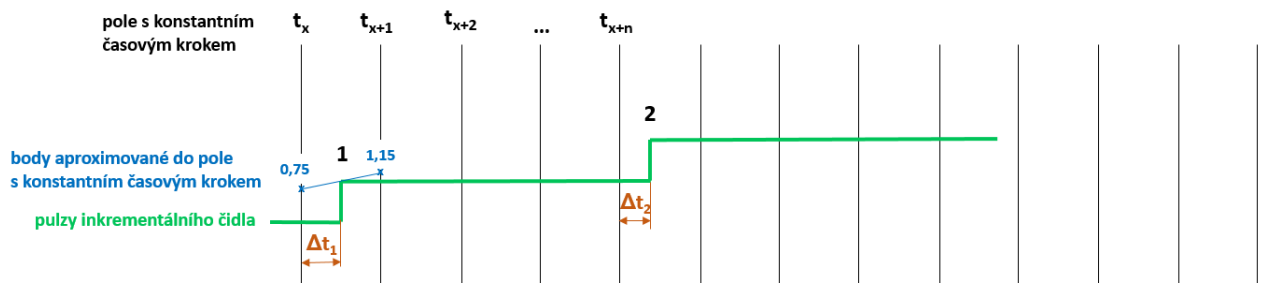
Na obr. 8.18 až 8.21 je schematicky vysvětlen princip použité interpolace. Čítačové vstupy pracují s časovým krokem, který odpovídá taktovací frekvenci vnitřních hodin čítačů (tj. v našem případě 102,4 MHz). Software použitý pro experiment měří (zmíněnou taktovací frekvencí) čas  $\Delta t$  mezi časovým krokem (odpovídající vzorkovací frekvenci – tj. svislé černé čáry) a pulzem zaznamenaným z inkrementálního čidla. Software čeká na následující pulz a zpětně provádí lineární interpolaci, čímž překlopí skutečně naměřené hodnoty do pole s konstantním časovým krokem.



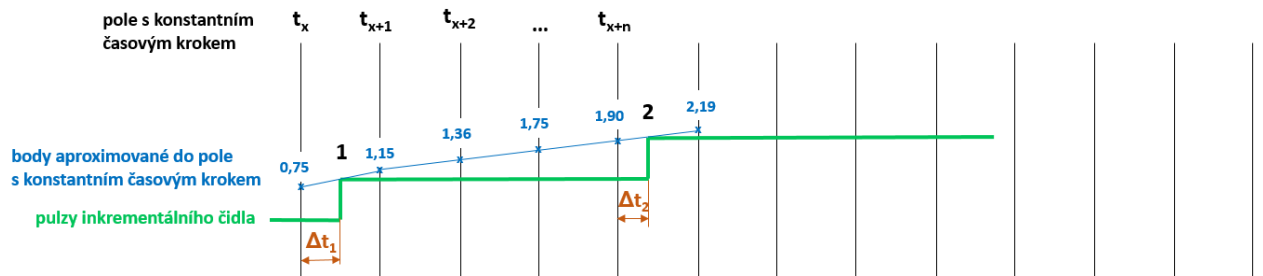
Obr. 8.18. Bod „1“ je nový změřený puls inkrementálního čidla



Obr. 8.19 Body „0,75“ a „1,15“ jsou dopočítané aproximační body vycházející z minulého a tohoto změřeného pulzu



Obr. 8.20 Bod „2“ je nový změřený pulz inkrementálního čidla



Obr. 8.21 Další dopočítané aproximační doby vycházející z minulého a nového změřeného pulzu

Skutečně změřené pulzy obou snímačů jsou reálně změřeny v jiných časových okamžicích (díky rozdílné frekvenci otáčení a počtu zubů kol) a do stejného časového kroku (daného vzorkovací frekvencí) je srovná použita matematická interpolace.

Velký počet pulzů inkrementálních čidel, vysoké otáčky a vysoká vzorkovací frekvence kladou vysoké nároky na použitý software a vyžadují dostatečný datový tok pro zpracování velkého objemu měřených dat.

Protože se chyba převodu vyhodnocuje v délkové míře na základní kružnici, jsou úhlové údaje z inkrementálních čidel přepočítávány pomocí matematického kanálu ve sběrnici (obr. 15) jako časový průběh rozdílů drah opsaných průvodičem na základní kružnici. Výsledné hodnoty chyby převodu se pohybují v maximálně řádech jednotek mikrometrů.



Obr. 8.22

(nahore) Matematický kanál sběrnice přepočítává pomocí vzorce úhlové údaje inkrementálních čidel na časový průběh chyby převodu na základní kružnici ozubených kol.

(dole) Časový záznam měřeného úseku - vstupní otáčky IN modře, výstupní otáčky OUT fialově, časový průběh chyby převodu žlutě, průběh zatěžovacího momentu  $M_k$  červeně

### 8.3. Validace PST-TE

Velikost chyby převodu je velmi malá. Pohybuje se v řádu  $\mu m$  a jejich zlomků. V důsledku toho musí být přesnost měření velká. Před zahájením měření samotné chyby převodu se zkušebními soukolími bylo nutno validovat PST- TE. Jednotlivé díly byly důkladně změřeny dle výkresové dokumentace. Dalším úkolem bylo odhalit limity měřicí techniky a samotné konstrukce zkušebního zařízení, stanovit případná „riziková pásma“ frekvencí a zatížení, která v systému mohou budít rezonance a znehodnocovat tak naměřená data atd.

Nejprve bylo třeba identifikovat rezonanční frekvence. Není nutné brát v úvahu úplně všechny rezonanční frekvence, neboť některé mají v systému pouze malou odezvu. Ale důležité je nezanedbat ty dominantní. Kolem rezonanční frekvence je třeba určit rizikovou frekvenční oblast, které je nutné se budící frekvencí vyhnout, jinak bude odezva zesilována. Pokud jsou rezonanční frekvence blízko sebe, mohou se rizikové frekvenční oblasti samozřejmě překrývat a tvořit větší celky.

Budící frekvencí máme na mysli v našem případě zejména zubovou frekvenci  $f_z$ , kterou lze vypočítat dle vzorce (9).

$$f_z = z_1 \frac{n}{60} \quad (9)$$

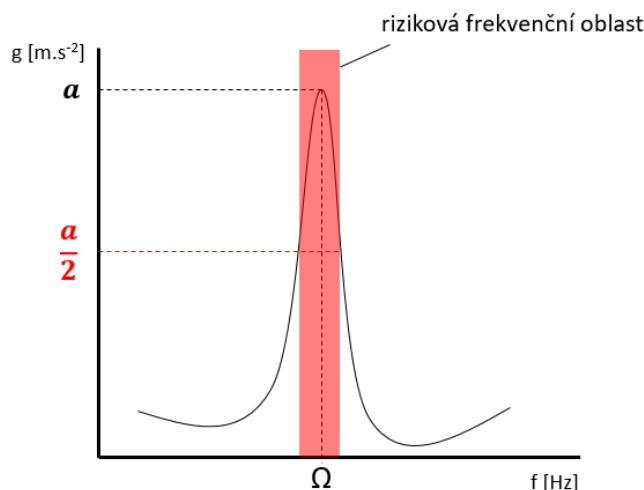
$f_z$  .....zubová frekvence.....[Hz]

$n$  .....otáčky hnacího hřídele..... [ $min^{-1}$ ]

$z_1$  .....počet zubů hnacího kola ..... [-]

Rizikovou frekvenční oblast lze určit více způsoby. Výběr metody závisí na konkrétní strojní aplikaci, provozních podmínkách a podobně. Zmíním zde dva možné postupy.

První způsob určení rizikové frekvenční oblasti kolem rezonanční frekvence je pomocí tzv. „třídecibelového principu“. Jmenuje se tak proto, že poloviční energie způsobí pokles hladiny hluku o 3dB. V polovině amplitudy odezvy nalezneme třídecibelové body, mezi nimiž se nachází riziková frekvenční oblast (obr. 8.23). Tato metoda je jednou z možných způsobů, které se používají pro kvalifikovaný odhad tlumení soustavy a v této práci byla využita.



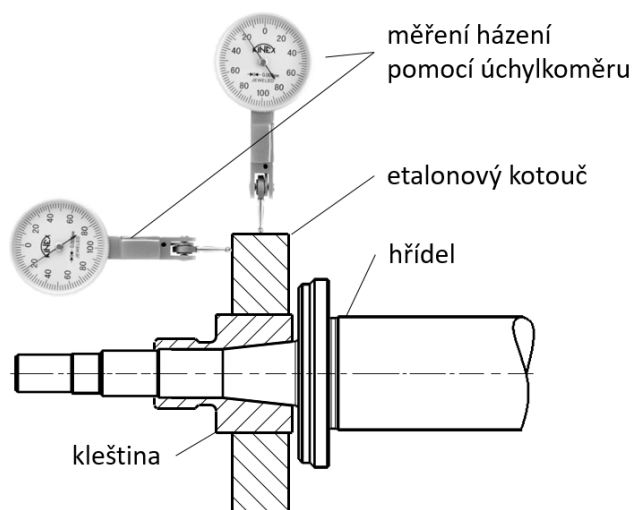
Obr. 8.23 Ilustrace způsobu určení rizikové oblasti okolo rezonanční frekvence pomocí tzv. „třídécibellového principu“

Druhý způsob, který zde uvedu, někdy nazývaný jako „hygienický přístup“, vede k určení hraničních frekvencí rizikové oblasti vynásobením a vydělením rezonanční frekvence koeficientem  $\sqrt{2}$ . Jedná se často používaný postup u strojních aplikací s ohledem na jeho rychlé a jednoduché využití v praxi.

### 8.3.1. Zkouška opakovatelnosti montáže kol

Cílem této zkoušky bylo zjistit, zda je systém upínání kol navržen správně a splňuje předpoklady toho, že bude poloha montovaného kola po opakované montáži vždy stejná. Byly proto vyrobeny speciální kotouče s přesností etalonu, které byly opakovaně montovány na hřídele s kleštinami a bylo měřeno čelní a obvodové házení.

Výsledek potvrdil, že opakovatelnost montáže je dostačující. Radiální i axiální házení na obvodu etalonového kotouče se při opakované montáži liší v jednotkách  $\mu\text{m}$  při přesnosti měřidla  $2\mu\text{m}$ .



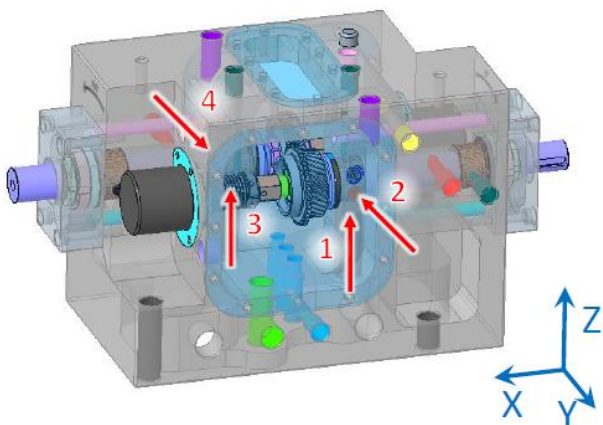
Obr. 8.24 Zkouška opakovatelnosti montáže pomocí etalonového kotouče

### 8.3.2. Experimentální modální analýza pro umístění akcelerometrů

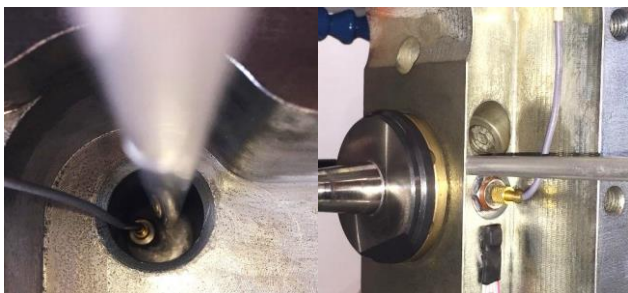
Poloha pro čtyři jednoosé akcelerometry snímající vibrace emitované zkoušeným soukolím byla zvolena tak, aby směry měřených vibrací byly kolmo na osy hřídelí ve svislém i vodorovném směru (obr. 8.25).

Obecně platí, že umístění akcelerometrů by mělo být v místech, která jsou málo citlivá na rezonance testovaného systému. Prakticky však tuto podmínku nelze bezesbytku splnit, protože umístění snímačů je dáno možným konstrukčním provedením v požadované lokalitě měření a požadovanými směry měřených signálů. Tato citlivost se zjišťuje několika způsoby a hledají se místa tzv. vysoké impedance, kde je skříň hodně tuhá. Jedním způsobem je, že se na skříň připojí generátor vibrací, který vpouští v definovaném směru  $x$ ,  $y$ ,  $z$  vibrace definované velikosti. Do skříně se též dá vpouštět tzv. bílý šum, který obsahuje všechny frekvence ve sledovaném rozsahu. V místě upevnění akcelerometru se snímá vibrační odezva.

Místa uložení akcelerometrů se ověřují metodou poklepávání impedančním kladívkem (obr. 8.26), na jehož konci je snímač síly. Máme tedy definovanou sílu poklepání a ze snímání akcelerometry se vyhodnocuje, na jakých frekvencích skříň vzruch spíše pohlcuje, nebo naopak zesiluje. V našem případě takovéto kladívko nebylo k dispozici a poklepání bylo provedeno normálním kladívkem. Proto nelze v jednotlivých pozicích akcelerometrů porovnávat mezi sebou velikost odezvy zobrazované FFT analýzou. Poklepání bylo provedeno přes duralové tyčky o dvou rozdílných průměrech a totožné délky (aby se při vyhodnocování dat eliminovat vliv vlastní tyčky) vždy v těsné blízkosti akcelerometru.

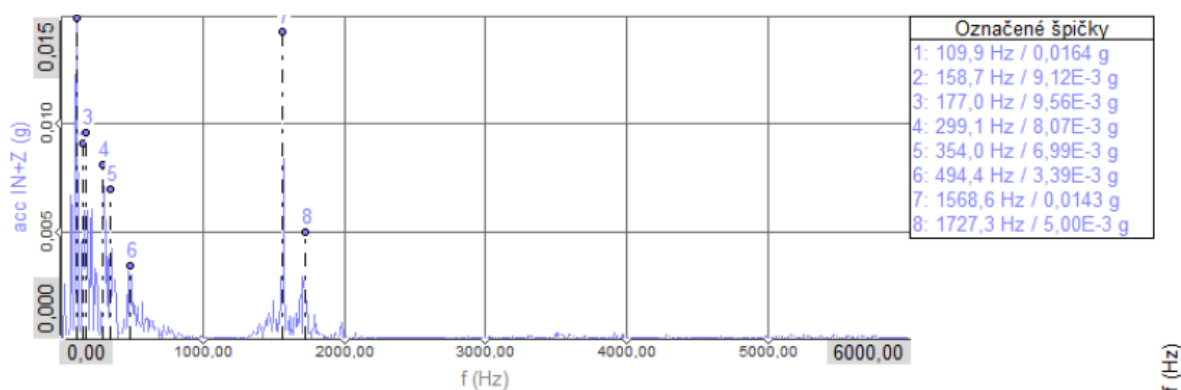
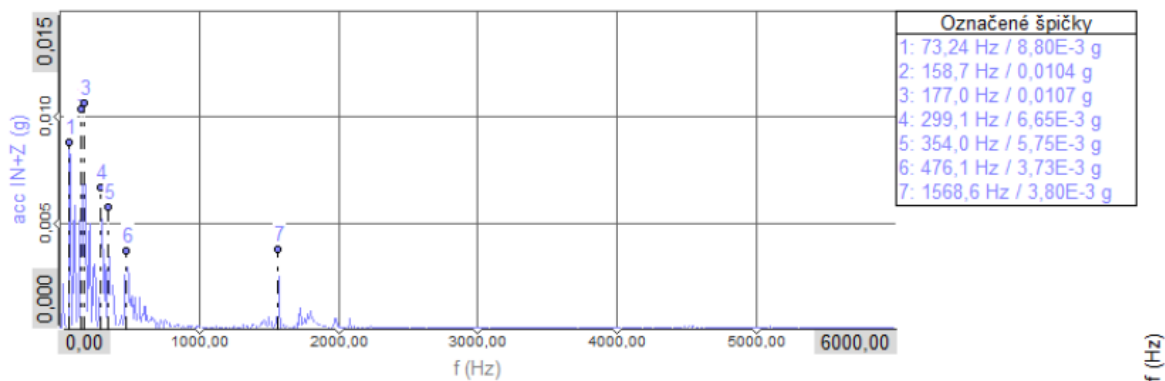


Obr. 8.25 Vyznačená místa pozic akcelerometrů



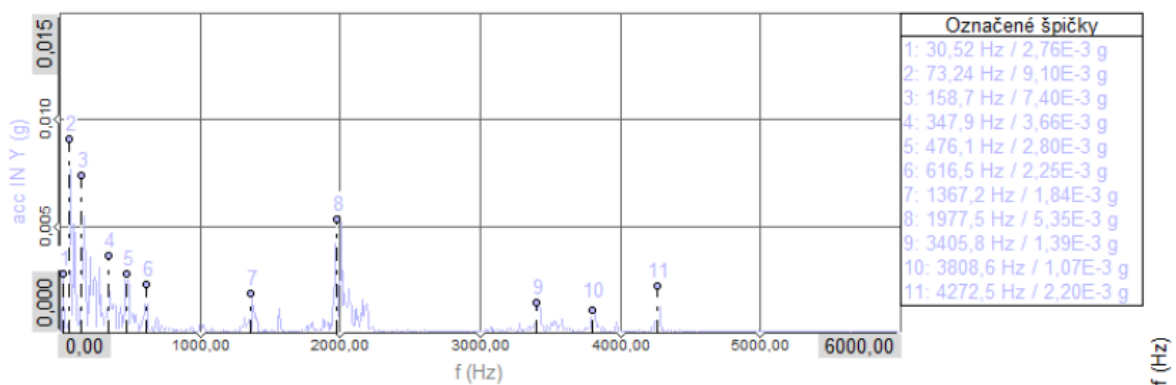
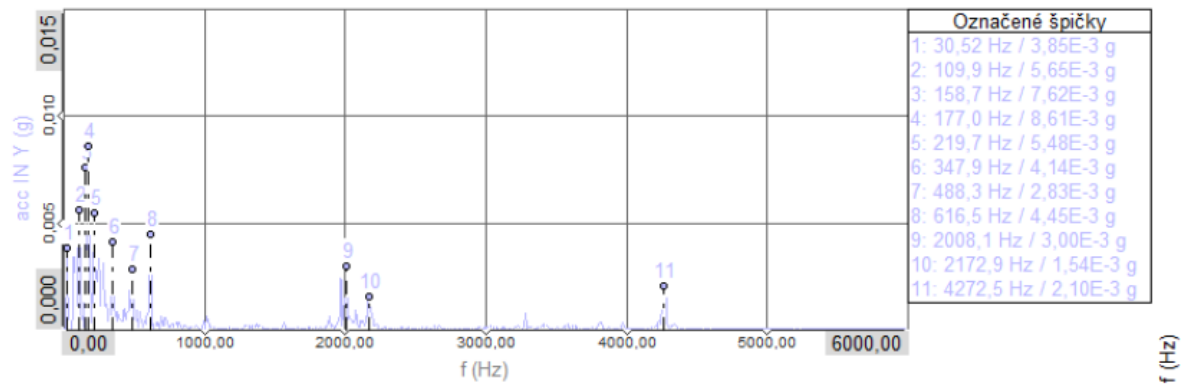
Obr. 8.26 Ilustrační obrázek zkoušky poklepání impedančním kladívkem přes hliníkovou tyčku

## Pozice 1



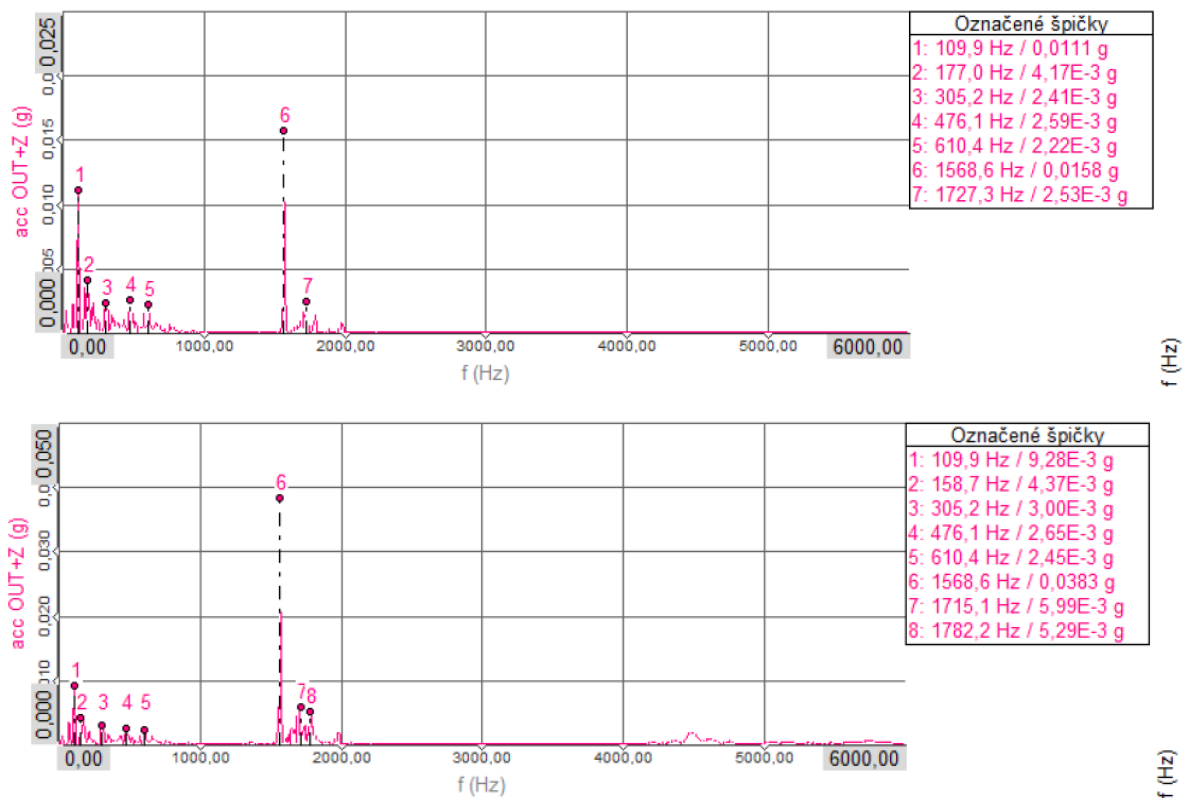
Obr. 8.27 FFT signálu akcelerometru umístěného v pozici 1, buzení přes tyčku  $\varnothing 6\text{mm}$  (nahore), buzení přes tyčku  $\varnothing 8\text{mm}$  (dole)

## Pozice 2



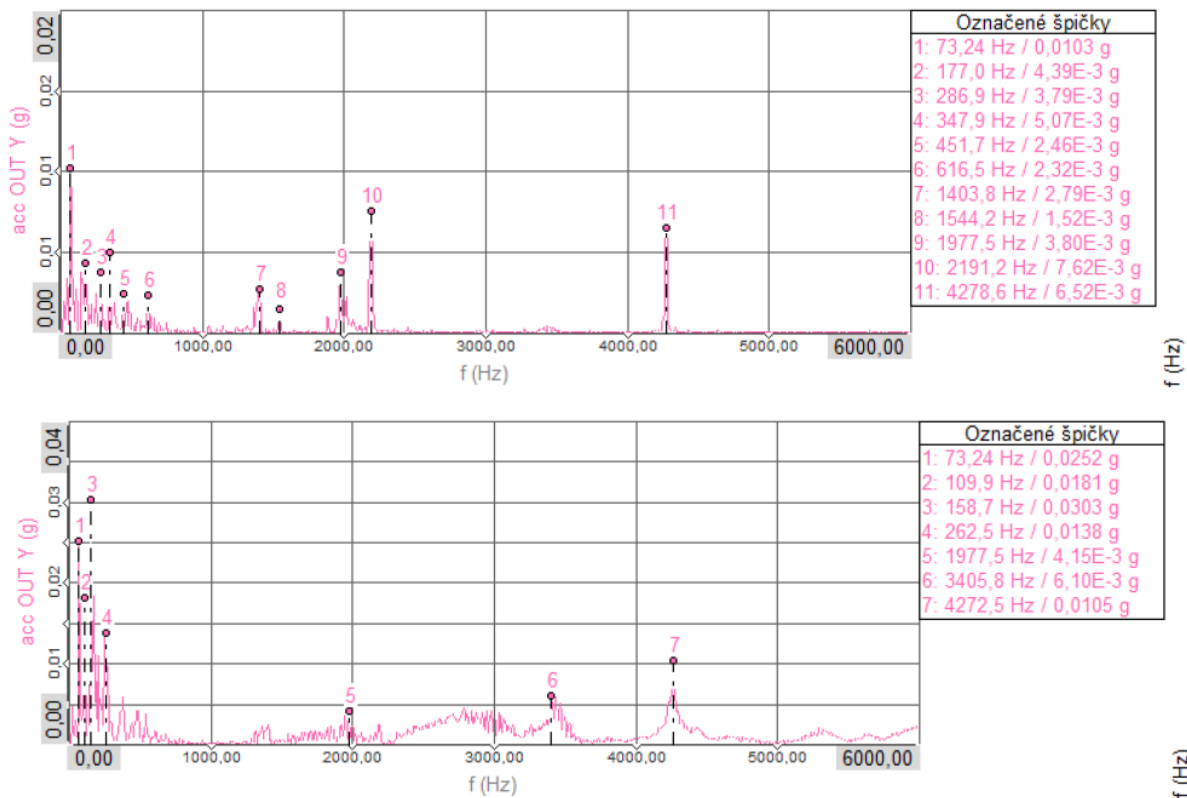
Obr. 8.28 FFT signálu akcelerometru umístěného v pozici 2, buzení přes tyčku  $\varnothing 6\text{mm}$  (nahore), buzení přes tyčku  $\varnothing 8\text{mm}$  (dole)

### Pozice 3



Obr. 8.29 FFT signálu akcelerometru umístěného v pozici 3, buzení přes tyčku  $\varnothing 6\text{mm}$  (nahore), buzení přes tyčku  $\varnothing 8\text{mm}$  (dole)

### Pozice 4



Obr. 8.30 FFT signálu akcelerometru umístěného v pozici 4, buzení přes tyčku  $\varnothing 6\text{mm}$  (nahore), buzení přes tyčku  $\varnothing 8\text{mm}$  (dole)



### Dílčí závěr

Na základě tohoto měření byly pro každou pozici umístění akcelerometru (1 až 4) nejprve identifikovány frekvence, na kterých nastávají rezonance. Kolem rezonanční frekvence byly pro každou pozici akcelerometru určeny rizikové frekvenční oblasti. Signály akcelerometrů získané v režimech, ve kterých vzniká lokální rezonance na akcelerometru, nelze porovnávat se signály z jiných režimů, které nejsou rezonančními vlastnostmi měřicího místa ovlivněny. Měření a vyhodnocování chyby převodu je však principiálně možné, neboť lokální vlastnosti míst s umístěným akcelerometrem vlastní chybu převodu neovlivňují. Zejména v nižších frekvenčních oblastech se nacházely rezonanční frekvence blízko sebe. Jednotlivé rizikové frekvenční oblasti se překrývaly a tvořily širší celky. Tato pásma byla konečně vynesena do grafu (obr. 8.31). Vibrace jsou v těchto oblastech zesilovány samotnou konstrukcí skříně a naměřené hodnoty na těchto frekvencích by nebyly věrohodné, přesněji řečeno jsou neporovnatelné s ostatními režimy.



Obr. 8.31 Graf s vyznačenými rizikovými frekvenčními pásmy v pozicích umístění akcelerometrů

### 8.3.3. Zkoušky rozběhu a doběhu

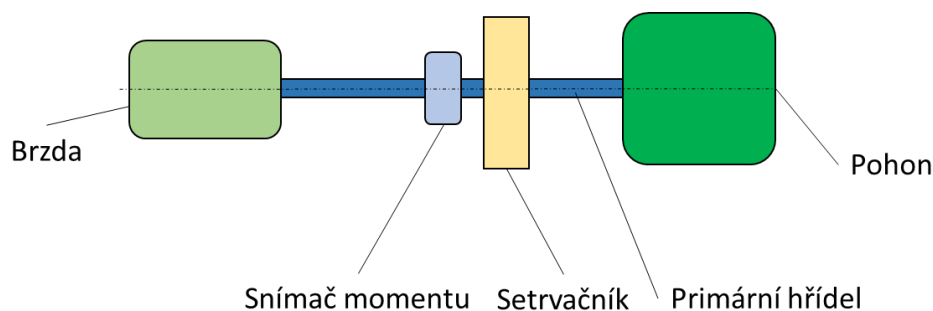
Cílem těchto zkoušek bylo ověřit rovnoměrnost brzdného momentu a určit rezonanční pásma zkušebního stavu.

Validace rozběhem a doběhem proběhla ve dvou krocích. V prvním kroku byla odstraněna zkušební skříň a pomocí propojovacího hřídele byl propojen pohon a brzda napřímo. Ve druhém kroku byla namontována zkušební skříň s hřídeli a soukolími a PST-TE byl tak kompletní.

Měření probíhalo při různých momentových hladinách (bez zatížení, 10 Nm, 20 Nm a 30 Nm) pozvolným rozběhem, výdrží na cílových otáčkách a doběhem, který byl realizován vypnutím frekvenčního měniče pohánějícího elektromotor.

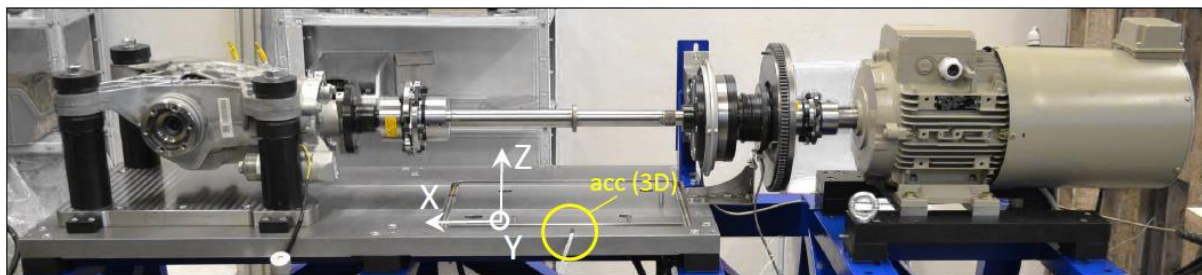
#### 8.3.3.1. Propojení pohonu a brzdy napřímo

Toto uspořádání (viz schéma na obr. 8.32) bylo zvoleno proto, aby byla změřena rovnoměrnost brzdného momentu systému „pohon-brzda“ bez vlivu skříně s hřídeli a soukolím.



Obr. 8.32 Schéma přímého propojení pohonu a brzdy pro validaci PST-TE

Doprovodně byly měřeny vibrace zkušebního stavu pomocí vhodně uloženého 3D akcelerometru na rám. Umístění akcelerometru je vidět na obr. 8.33.



Obr. 8.33 PST-TE přímé propojení pohonu a brzdy. Na rámu je umístěn 3D akcelerometr, jehož souřadný systém je na obrázku vyznačen.

### **Průběh otáček a momentu**

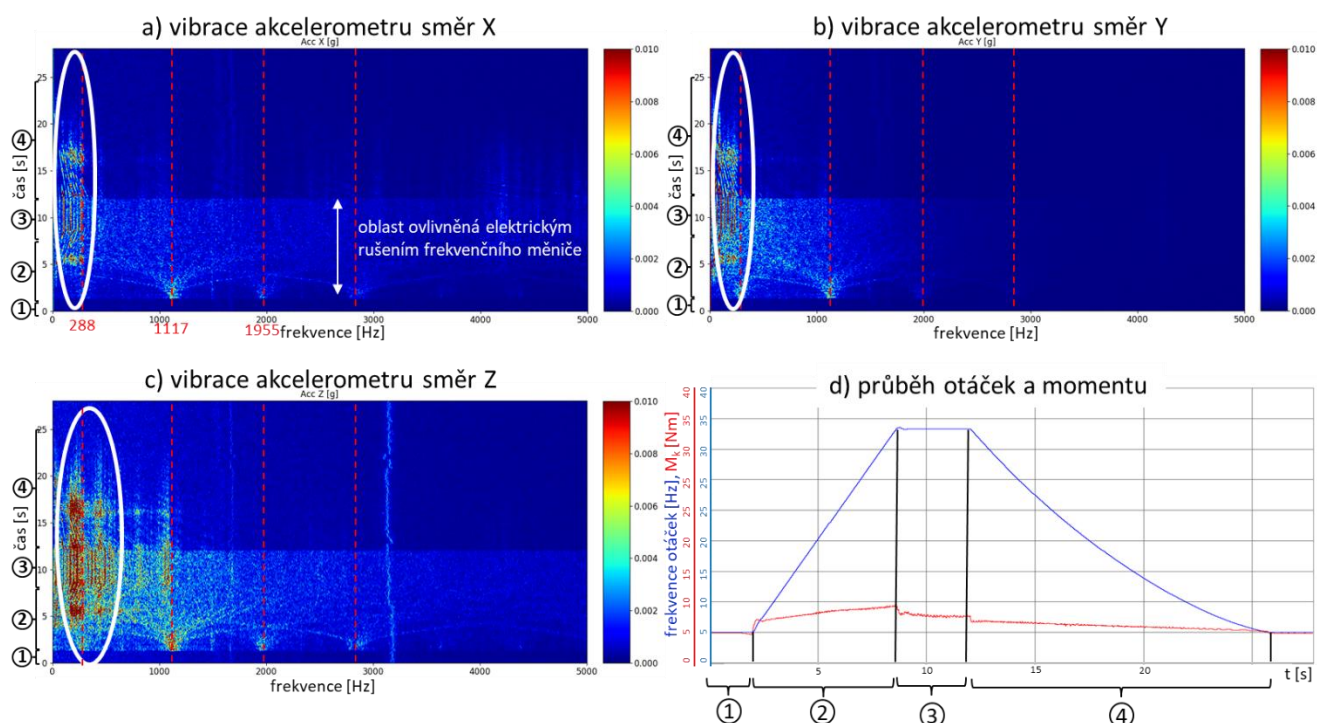
Graf na obr. 8.34 d) dokumentuje zkoušku rozběhu a doběhu bez zatížení (tj. při vypnutém čerpadlu lamelové spojky, a tedy pouze jejich pasívních odporech cca. 3 Nm). Červená křivka značí signál momentového snímače, modrá křivka značí otáčky elektromotoru. Signál momentového snímače je průměrován (průměrování oknem 0,05 s, překrytí 50%), protože jeho syrový signál je ovlivněn jeho přesností (viz v kapitola 8.1). V intervalu 1 se elektromotor ještě netočí. Rozběh otáček je interval 2 a výdrž na otáčkové hladině  $2000 \text{ min}^{-1}$  je interval 3. Interval 4 znázorňuje doběh při vypnutém frekvenčním měniči pohánějícím elektromotor. Systém se tedy dotáčí setrvačností.

Můžeme si všimnout, že křivka momentu ukazuje při točícím se motoru nenulovou hodnotu. To je dáno pasívními odpory lamelové spojky, které se v intervalu 3 při ustálených otáčkách pohybují okolo 3 Nm. Lze ale vidět, že je křivka momentu v intervalu 3 mírně rozkmitaná. Indikuje to zřejmě torzní kmitání v systému pohon-brzda (tj. elektromotor a lamelová spojka).

## Vyhodnocení signálů z akcelerometru

Na obr. 8.34 a) b) c) jsou vyznačeny jednotlivé směry (x, y, z) použitého 3D akcelerometru. Můžeme si zde všimnout zvýšených vibrací do cca. 500 Hz, zejména pak ve směru z. U osy y jsou vždy vyznačeny intervaly 1 až 4, odpovídající jednotlivým fázím zkoušky. V intervalech 2 a 3 si můžeme všimnout zašumění signálu akcelerometru (znázorněno kótou na obr. 8.34 a)). Jde o elektrické rušení způsobené zapnutím frekvenčního měniče, které se bohužel nepodařilo odstranit, ale na budoucí měření vibrací od chyby převodu nemá vliv. Na frekvencích 288, 1117, 1955 a dále se objevují oblasti zvýšených vibrací (pro které nebylo nalezeno vysvětlení). Je důležité brát v potaz, že PST-TE není v kompletním stavu a je nutné ověřit, jestli se tento fenomén objeví i v kompletním sestavení s měřicí skříní, hřídelem a soukolím.

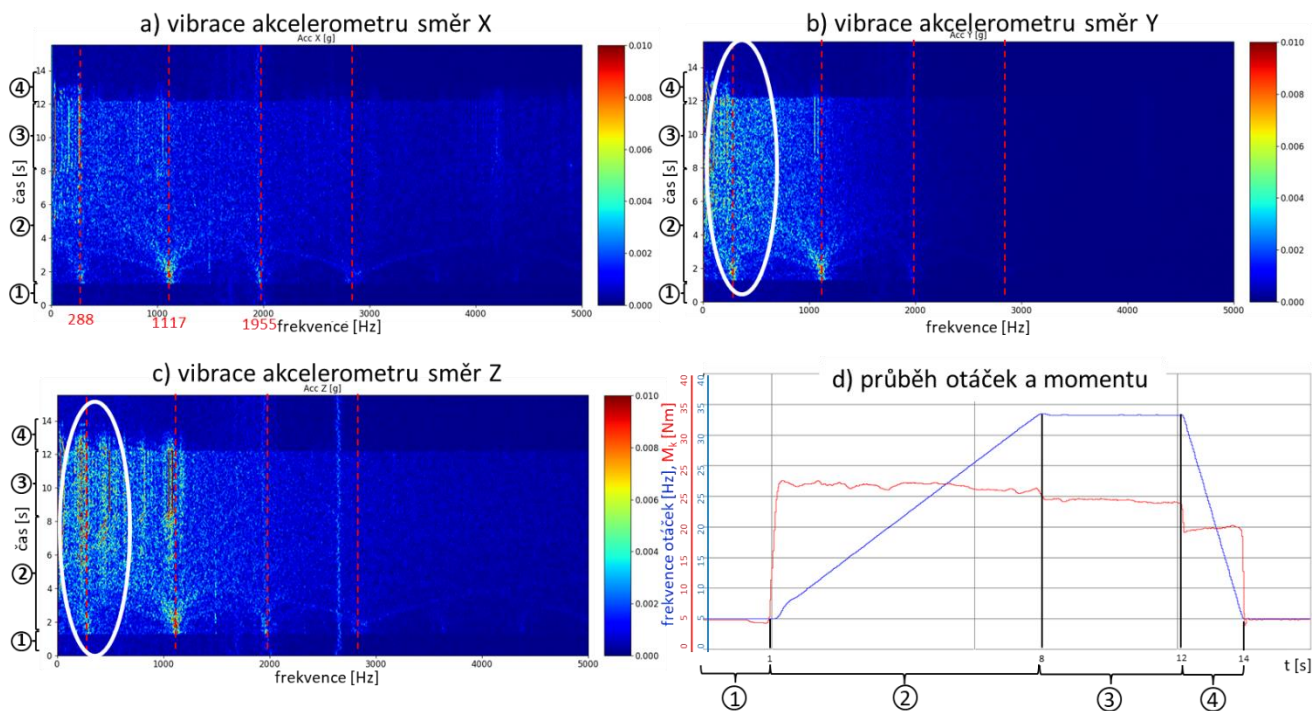
### Frekvenční spektra z 3D-akcelerometru, režim bez zatížení



Obr. 8.34 Rozběhová a doběhová zkouška PST-TE s přímým zapojením bez zatížení (tj. při pasívních odporech Haldexu)  
a)b)c) - Záznam z 3D akcelerometru (směry x, y, z)  
d) modrá – frekvence otáček elektromotoru [Hz], červená – průměrovaný signál momentového snímače [Nm]

Při zapnutí lamelové spojky a zatížení na 10 Nm, 20 Nm a 30 Nm již nedochází k tak silným vibracím způsobených kmitáním systému pohon-brzda v nízkých frekvencích, jako při pohonu bez zatížení. Dle možné hypotézy se tak děje proto, že má lamelová spojka konstantní tlak čerpadla, a celý systém motor-brzda je tak předepjatý. Ilustruje to obr. 8.35 pro zatížení 20 Nm. V intervalu 2 a 3, kdy je zapnutý frekvenční měnič pro pohon motoru, je opět možné pozorovat elektrické rušení signálu akcelerometrů, které však na budoucí měření vibrací od chyby převodu nemá vliv.

### Frekvenční spektra z 3D-akcelerometru, zatížení 20Nm



Obr. 8.35 Rozběhová a doběhová zkouška PST-TE s přímým zapojením a zatížením 20 Nm

a)b)c) - Záznam z 3D akcelerometru (směry x, y, z)

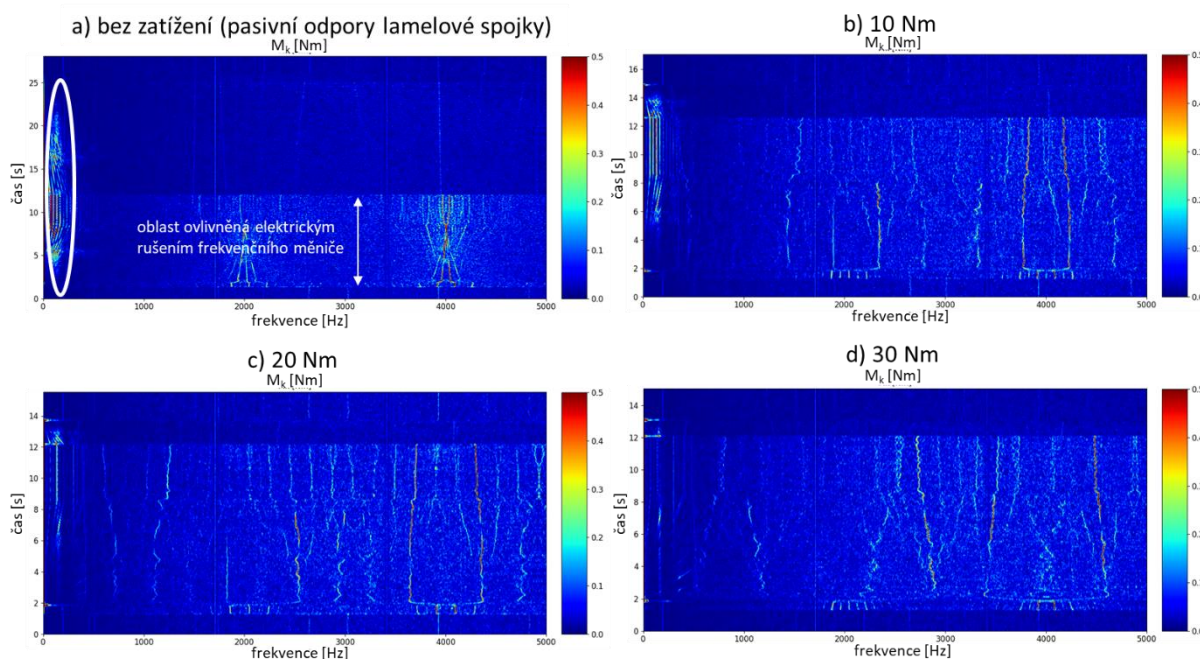
d) *modrá* – frekvence otáček elektromotoru [Hz], *červená* – průměrovaný signál momentového snímače [Nm]

## Vyhodnocení signálů ze snímače $M_k$

Jak již bylo uvedeno v úvodu této kapitoly, zkouška v tomto uspořádání zkušebního stavu byla provedena proto, aby byla změřena rovnoměrnost brzdného momentu systému „pohon-brzda“ bez vlivu skříně s hřídelem a soukolím. Signál z momentového snímače byl převeden do frekvenčního spektra (obr. 8.36). Je též elektricky rušen frekvenčním měničem (podobně jako na předchozích obrázcích v případě akcelerometrů), což je ilustrováno popiskem na obr. 8.36 a). Dále je zde vyznačena oblast v nízkých frekvencích, kde dochází k momentovým špičkám. Je tomu hlavně u stavu bez zatížení, kdy není žádný tlak v olejovém čerpadle vícelamelové spojky a zřejmě to potvrzuje výše uvedenou hypotézu, že o sebe lamely v nezatíženém stavu kmitají, což je nežádoucí.

V momentě vypnutí frekvenčního měniče při doběhu nevykazují frekvenční spektra pro 10 Nm, 20 Nm a 30 Nm žádné dominantní frekvence při brzdění, což dokazuje, že lamelová spojka brzdí rovnoměrně.

### Frekvenční spektra ze snímače momentu pro různá zatížení



Obr. 8.36 Frekvenční spektrum ze snímače momentu - zkouška rozběhu a doběhu

### Dílčí závěr

Při tomto uspořádání zkušebního stavu, kdy je motor s brzdou propojen pouze zkušebním hřídelem, vznikají vibrace v oblasti do 500 Hz. Pokud se tyto vibrace potvrdí i při měření s kompletním uspořádáním PST-TE, bude muset být měření v daných frekvencích omezeno.

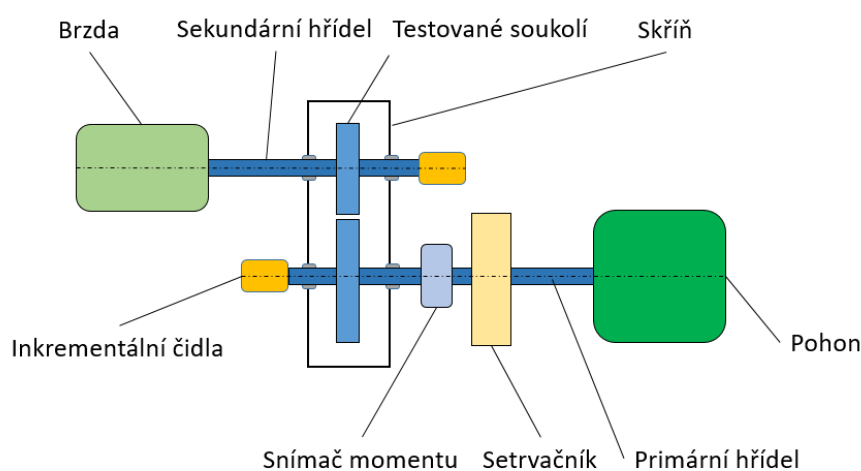
Na frekvencích 288, 1117, 1955 a dále se objevují oblasti zvýšených vibrací (pro které nebylo nalezeno vysvětlení). Je důležité brát v potaz, že PST-TE není kompletním stavu a je nutné ověřit, jestli se tento fenomén objeví i v kompletním sestavení.

Bohužel se nepodařilo odstranit elektrické rušení frekvenčním měničem, které ovlivňuje kvalitu signálu z akcelerometrů a momentového snímače. Ale dle mého názoru chaotická odezva v rámci frekvencí v průběhu času neovlivní kvalitu systematického měření chyby převodu na zubové frekvenci.

Zkouška potvrdila vhodnost použití vícelamelové spojky v olejové lázni pro rovnoměrné brzdění. Pouze při stavu „bez zatížení“, kdy není žádný tlak v olejovém čerpadle vícelamelové spojky, zřejmě dochází ke kmitání lamel o sebe, což je nežádoucí. Proto bude měření chyby převodu probíhat pouze se zatížením, a to na hladinách 10 Nm, 20 Nm a 30 Nm.

### 8.3.3.2. Kompletní PST-TE

Ve druhém kroku byla namontována zkušební skříň s hřídelemi a soukolími a zkušební stav tak nabyl finální podoby (obr. 8.37).



Obr. 8.37 Schéma zkušebního stavu PST-TE

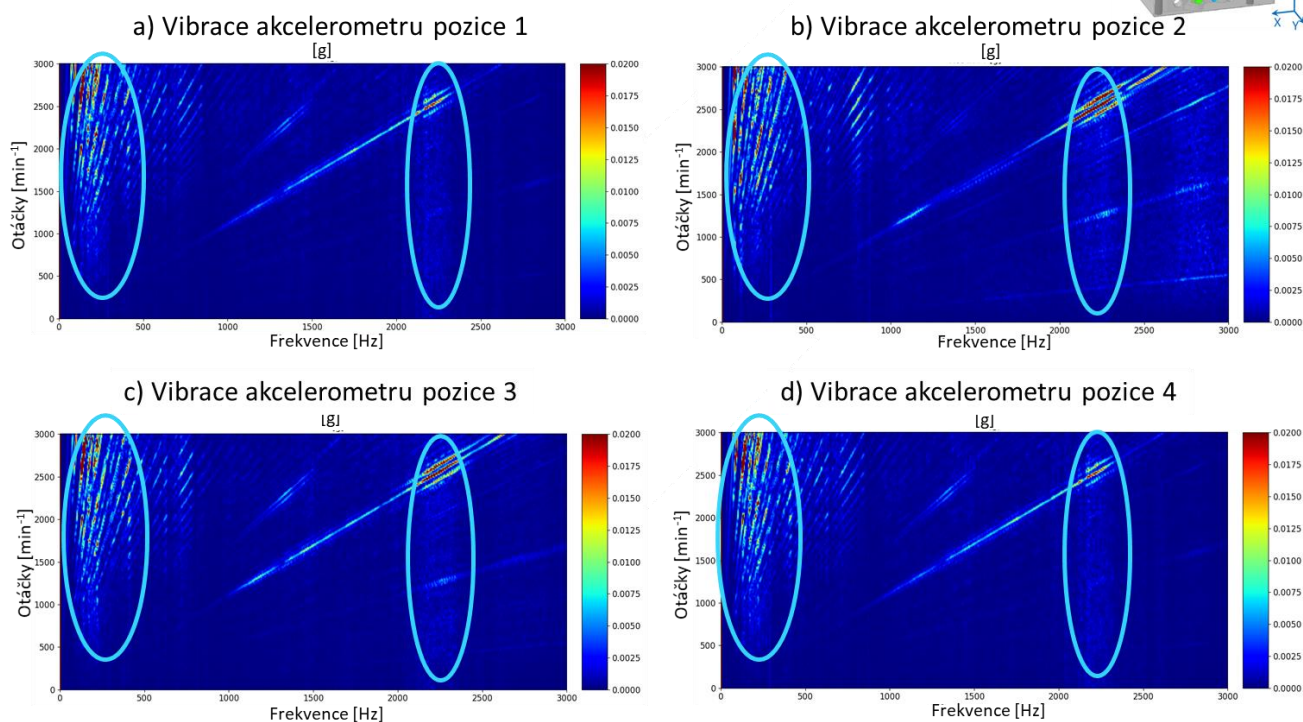
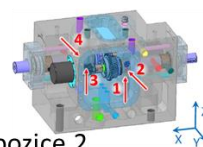
Cílem této zkoušky bylo provedení rozběhu a zjištění případných rezonančních oblastí pomocí akcelerometrů, které byly tentokrát umístěny na skříni na dříve zmíněných pozicích (viz. obr. 8.25).

Pro eliminování vlivu tuhosti ozubení a počtu zubů (zubové frekvence) byla použita dvě různá soukolí s různými počty zubů avšak s takřka shodným převodem ( $i_1 = 34:53 = 0,6415$  a  $i_2 = 31:48 = 0,6458$ ). Jednalo se o šikmé ozubení se obdobným úhlem sklonu zubů  $\beta$ , ale různými moduly (malý modul 1,25mm; velký modul 1,38mm). (Tato soukolí byla náhodně vybrána ze sériové produkce a obsahují mikromodifikace.)

### Vyhodnocení signálů z akcelerometrů umístěných na skříni

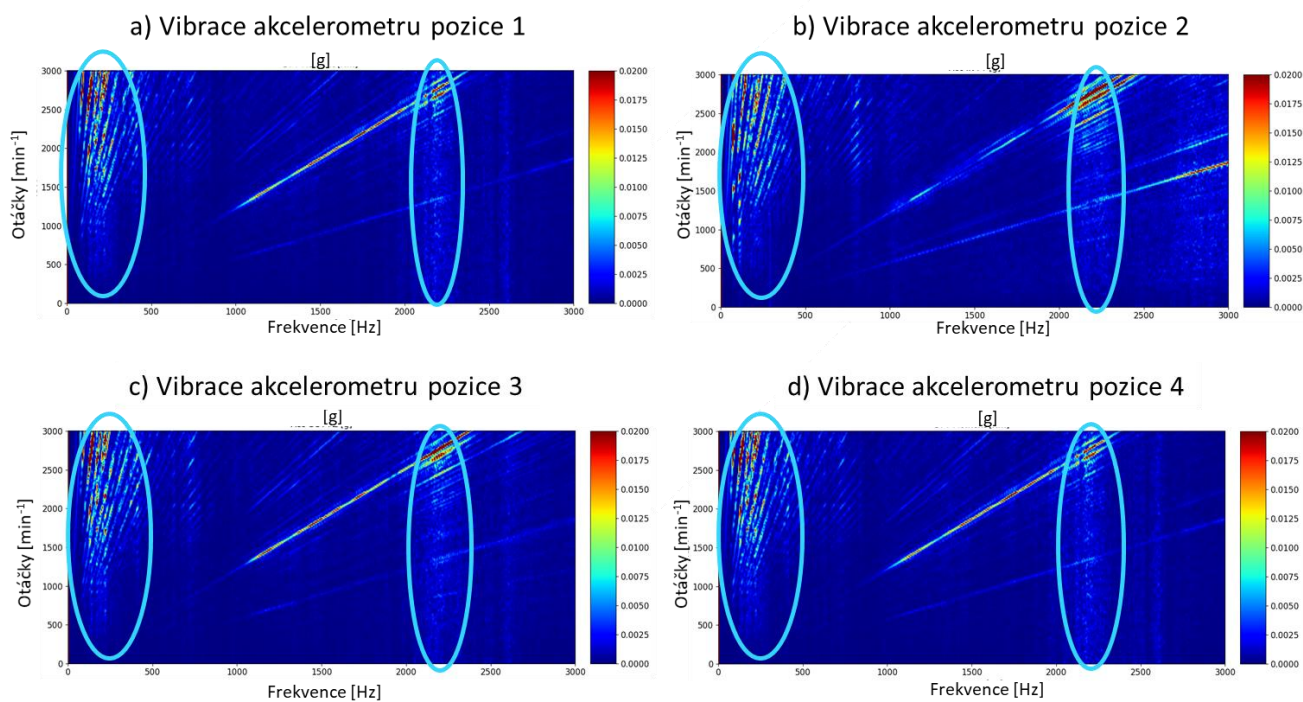
Rozběhové zkoušky pro obě soukolí poukazují na nejsilnější rezonanční oblasti do 500 Hz a v rozmezí 2100 Hz až 2400 Hz (zakroužkováno na obr. 8.38 a 8.39).

## Frekvenční spektra z akcelerometrů umístěných na skříni (soukolí $i_1=34:53$ , $m=1,25$ )



Obr. 8.38 Zkouška rozběhu v kompletním uspořádání PST-TE, soukolí s "malým modulem", vyznačeny jsou nejsilnější rezonanční oblasti

## Frekvenční spektra z akcelerometrů umístěných na skříni (soukolí $i_2=31:48$ , $m=1,38$ )



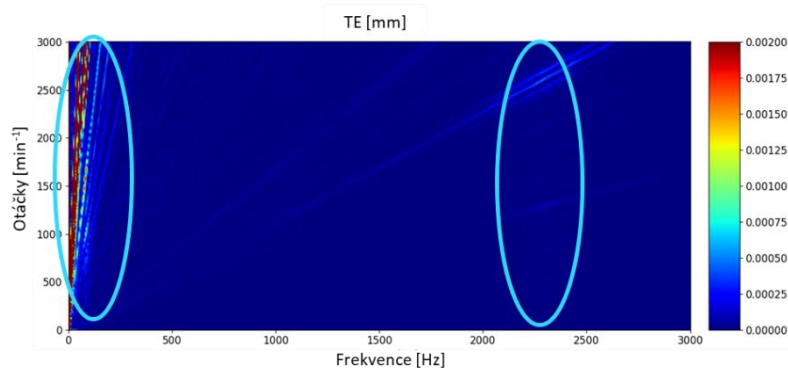
Obr. 8.39 Zkouška rozběhu v kompletním uspořádání PST-TE, soukolí s "velkým modulem", vyznačeny jsou nejsilnější rezonanční oblasti



## Vyhodnocení chyby převodu z inkrementálních čidel

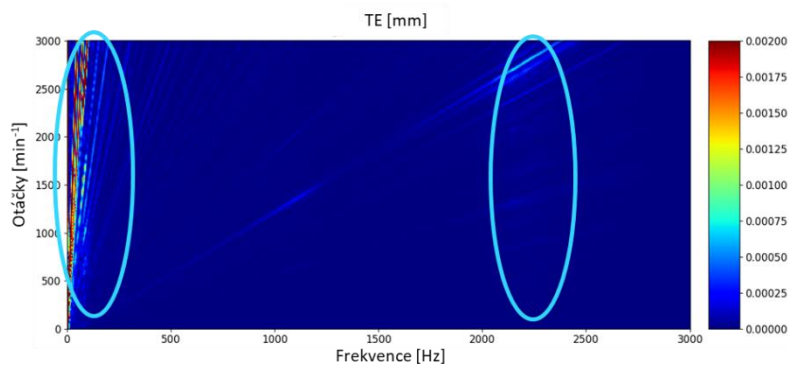
Paralelně s měřením vibrací byl pořízen i záznam průběhu chyby převodu (obr. 8.40 a 8.41), kde se potvrdilo, že ve výše zmíněných frekvenčních pásmech dochází též ke znehodnocení měření.

### Frekvenční spektra TE (soukolí $i_1=34:53$ , $m=1,25$ )



Obr. 8.40 Průběh TE při rozběhové zkoušce, soukolí "malý modul"

### Frekvenční spektra TE (soukolí $i_2=31:48$ , $m=1,38$ )



Obr. 8.41 Průběh TE při rozběhové zkoušce, soukolí "velký modul"

### **Dílčí závěr:**

Měření potvrdilo hypotézu z předchozí kapitoly 8.3.3.1. s propojením napřímo, a sice že existuje rezonanční oblast vibrací i vlastní chyby převodu na celém PST-TE do 500 Hz. Mimo to se vyskytla v námi sledované oblasti i druhá rezonanční oblast mezi 2100 Hz až 2400 Hz. Rezananční oblasti jsou vlastností konstrukce celého PS-TE a nezávislé na zkušebním soukolí.

V předchozí kapitole se při propojení napřímo objevovaly oblasti zvýšených vibrací na frekvencích 288, 1117, 1955 atd., které se ale při kompletním sestavení PST-TE nepotvrdily. Můžeme tak konstatovat, že šlo o fenomén, který netřeba zahrnovat do výčtu rizikových oblastí.

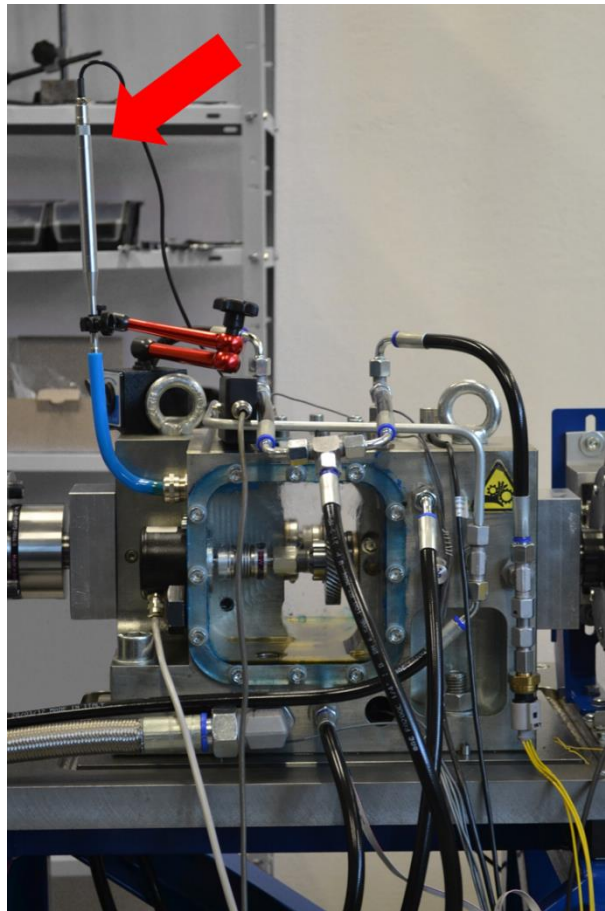


*Obr. 8.42 Rizikové frekvenční oblasti PST-TE vyplývající ze zkoušek rozběhu (i doběhu) v uspořádání napřímo a v kompletním uspořádání*

### **8.3.4. Umístění mikrofону**

Existuje několik možností umístění mikrofónu pro snímání hluku emitovaného ozubením na PST-TE. Na první pohled se jeví jako optimální umístění přímo k ozubení. Tato poloha je ale nevýhodná v tom, že mikrofón je umístěn v olejovém prostředí a musí být proto utěsněn, což způsobuje velké zkreslení měření.

Proto se přistoupilo k umístění mikrofónu do zvukovodu, což je ve vibroakustice běžná praxe. Mikrofón je uložen do polyuretanového zvukovodu. Pro optimální snímání hluku proběhlo několik zkušebních měření, které nakonec určilo finální uložení mikrofónu do hloubky 6mm a s radiální vůlí 1mm (obr. 8.43).

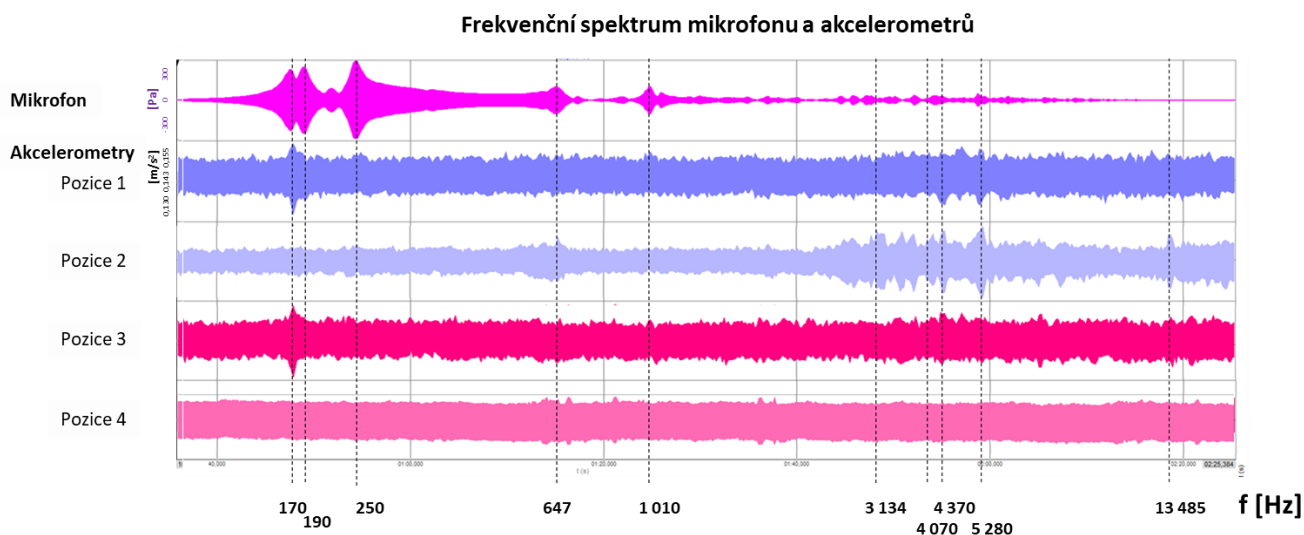


*Obr. 8.43 Uložení mikrofonu ve zvukovodu (mikrofon označen červenou šipkou)*

### 8.3.5. Ověření rezonance kavity skříně

Ozubené soukolí je uloženo na hřídelích v kavitě (tj. dutině) skříně. Jedním z úkolů této práce je měření jeho hlukového projevu. Hluk emitovaný ozubením se v kavitě odrazí od stěn a při určitých frekvencích je vlivem rezonance kavity zesílen. Tyto rezonance zkreslují výsledky pořízené mikrofonom a mohou znehodnotit i naměřené vibrace z akcelerometrů.

Dovnitř kavity (která obsahuje hřídele se soukolím) byl umístěn zvukový zdroj budící akustické spektrum 20 Hz až 20 kHz. Výsledky z měření mikrofonom (umístěném ve zvukovodu) a akcelerometry je na obr. 8.44.



Obr. 8.44 Ověření rezonance kavity skříně - záznam odezvy mikrofonu a akcelerometrů a označení rezonančních frekvencí. Pozice akcelerometrů vycházejí z obr. 8.25.

#### Dílčí závěr:

Zvukový zdroj vyvolal v kavitě rezonance, které se projeví na záznamu mikrofonu a některé zároveň i na akcelerometrech. Pásmo mezi 170 Hz až 647 Hz a kolem 1010 Hz je zesilováno nejvíce a při experimentu se ho budeme chtít vyhnout (níže znázorněny na obr. 8.45 celé rizikové frekvenční oblasti). Pokud bychom chtěli přeci jen měřit chybu převodu v rámci těchto pásem, budeme muset přihlídnout k faktu, že doprovodné hlukové a vibrační měření bude ovlivněno rezonancí kavity.



Obr. 8.45 Rizikové frekvenční oblasti pramenící z rezonančních vlastností kavity

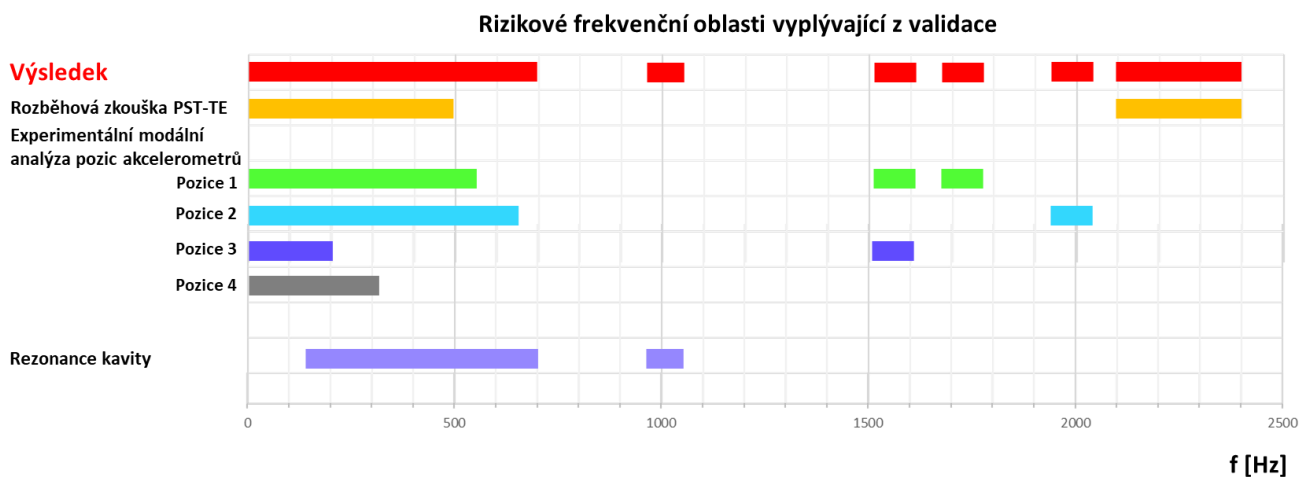
## 8.4. Závěry z validace PST-TE

Kromě důkladného proměření všech vyrobených součástí dle výkresové dokumentace bylo cílem validace odhalit limity měřící techniky a samotné konstrukce zkušebního zařízení, stanovit případná „riziková pásma/oblasti“ frekvencí a provozní režimy, které v systému mohou budít rezonance a znehodnocovat tak naměřená data.

V rámci validace byla provedena zkouška opakovatelnosti montáže pomocí etalonových kotoučů, při které bylo měřeno jejich házení. V místech uložení akcelerometrů byla provedena experimentální modální analýza pomocí poklepání impedančního kladívka. Dále byly provedeny zkoušky rozběhu a doběhu v uspořádání propojení pohonu a brzdy napřímo bez vlivu skříně s hřídelem a soukolím. Poté byla provedena na zkompletovaném PST-TE zkouška rozběhu s cílem zjištění rezonančních oblastí celého systému. Poté byla provedena zkouška rezonance kavity a byla měřena odezva na mikrofonu a akcelerometrech.

Ze všech těchto analýz byly identifikovány frekvence, na kterých nastávají rezonance. Snahou bylo, vybrat z nich zejména ty dominantní. Kolem nich byly určeny rizikové frekvenční oblasti, ve kterých budou zřejmě naměřené hodnoty negativně ovlivněny rezonančními jevy systému. Některé rezonanční frekvence byly blízko sebe, a tak se rizikové frekvenční oblasti překrývali a utvořily větší celky. Rizikovou frekvenční oblast lze určit několika způsoby, v této práci byl použit zejména tzv. „třídecibelový princip.“

Všechny rizikové oblasti vyplývající z validačních zkoušek byly vyneseny do finálního grafu (obr. 8.46).



Obr. 8.46 Celkový pohled na rizikové frekvenční oblasti vyplývající z jednotlivých validačních zkoušek

## 9. VYHODNOCOVACÍ REŽIMY

Nejčastějším postupem je vyhodnocování chyby převodu v režimu při konstantních otáčkách, tedy při jedné zubové frekvenci. Výhodou tohoto postupu je, že měření probíhá při ustálených podmínkách a případné dynamické jevy způsobené chybou převodu se mohou naplno projevit. Délka časového záznamu by měla být právě taková, aby se stačil první zub hnacího kola postupně odvalit se všemi zuby hnaného kola – nazýváme to jeden cyklus.

Díky závěrům z provedené validace (kapitola 8.4) a zjištění rizikových frekvenčních pásem byly vybrány tři frekvenční hladiny (zubové frekvence), které jsou voleny mimo rizikové frekvenční oblasti: **700 Hz**, **1300 Hz** a **1900 Hz** znázorněné na obr.8.46. Předpokládáme, že na těchto hladinách při ustálených provozních režimech budou sledované hodnoty nejméně ovlivněny vlastnostmi systému. Výhodou je, že získané hodnoty lze přehledně tabelarizovat.

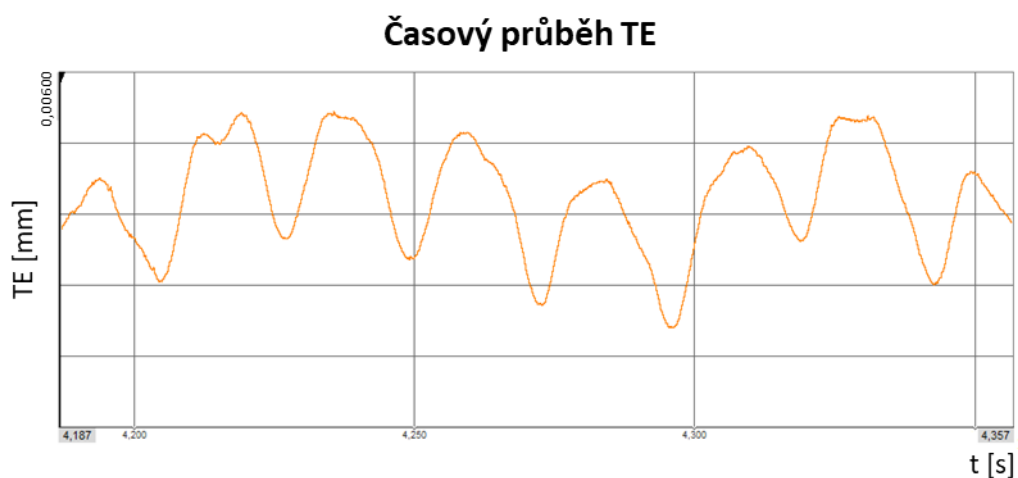
Další možností je vyhodnocovat chybu převodu z režimu pomalého rozběhu. Rozběh by měl být velmi pomalý, aby se zde případné dynamické jevy měly šanci též projevit. Je možné, že při průchodu budící (zubové) frekvence přes rizikové frekvenční oblasti bude signál zkoumané veličiny zesilován, což teoreticky může vést ke znehodnocení měření. Je třeba na to pamatovat a při tvorbě závěrů na tento fakt brát ohled. Dalším úskalím této metody je, že vzhledem k tomu, že se provádí v režimu, kdy nejsou otáčky konstantní, je třeba obezřetně volit nastavení této analýzy a najít optimum mezi rozlišitelností a přesností (zejména platí pro experiment). Též není možné dodržet podmínku „jednoho cyklu,“ jak je uvedeno v případě výše. Při správném nastavení lze však těžit z výhod této metody, neboť je k dispozici přehled o rozvoji chyby převodu v celém zkoumaném spektru, nikoliv pouze diskrétní hodnoty sledovaných veličin ve zkoumaných hladinách.

Bylo přistoupeno k závěru, že je nejlépe použít k vyhodnocování obě metody a těžit tak ze všech výhod dohromady.

## 10. STANDARDIZACE VYHODNOCOVÁNÍ

### 10.1. Vyhodnocení velikosti chyby převodu

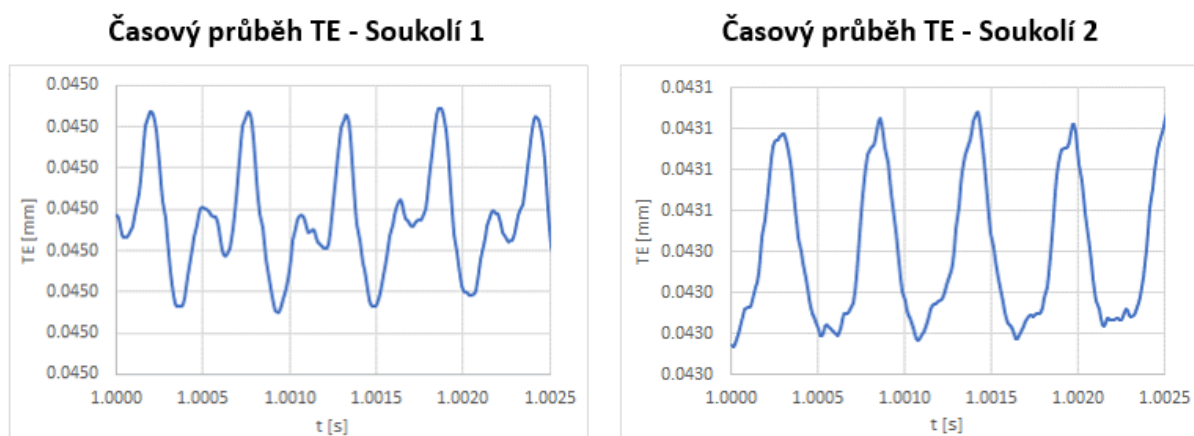
Při výpočtu i měření získáme prvotně časový průběh chyby převodu. Křivka časového průběhu nemusí být ideálně sinusová, naopak může poměrně dost kolísat, neboť chyba převodu může být na každé zubové rozteči mírně jiná. Kolísání může být dáno rozdílností jednotlivých spoluzabírajících zubů, dynamickými jevy atd. (obr. 10.1). Navíc je chyba převodu namodulována na další nosné křivce (o značně nižší, než zubové frekvenci), což může být například dáno nerovnoměrností pohonu či brzdění v podstatně větším časovém úseku než je čas potřebný pro přechod jedné zubové mezery, nebo například radiálním házením ozubení. Důkladná validace systému, vysoká přesnost měření a správné nastavení výpočtu je základem k rozlišení korektního a chybného výsledku.



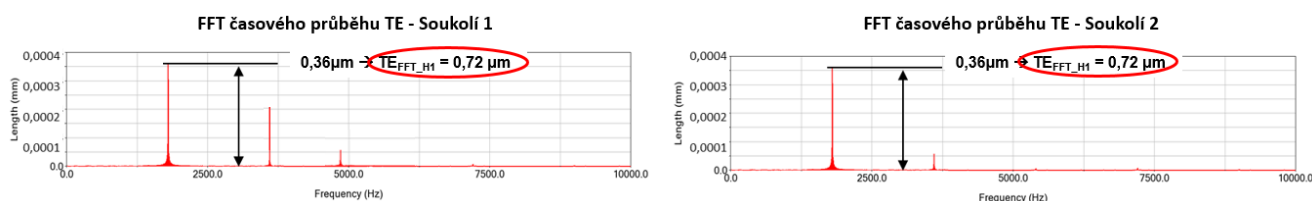
Obr. 10.1 Příklad naměřeného časového průběhu TE

Kvantifikovaná chyba převodu je pozorovatelná na zubové frekvenci, a proto jí lze z časového záznamu nejlépe získat pomocí FFT, kdy hodnota na první zubové harmonické frekvenci je amplituda sinusového průběhu nahrazujícího původní signál. Dvojnásobek této hodnoty nahrazuje původní hodnotu P2P a prohlásíme jí za  $TE_{FFT\_H1}$  (tj. chyba převodu získaná pomocí FFT na 1. harmonické zubové frekvenci). I tato metoda má však svá úskalí, která jsou v dalším textu stručně nastíněna.

Na obr. 10.2 vidíme výřez z časových průběhů chyby převodu dvou soukolí se stejnými základními geometrickými parametry. Z těchto časových průběhů provedeme FFT a na 1. harmonické zubové frekvenci nalezneme pro každé soukolí hodnotu  $TE_{FFT\_H1}$  (obr. 10.3).



Obr. 10.2 Výřez z časového průběhu TE pro dvě různá soukolí



Obr. 10.3 FFT analýza časového průběhu TE pro dvě různá soukolí

Zde bych chtěl ilustrovat na konkrétním příkladu, že ve výjimečných případech se může stát, že dvě různá soukolí, která mají různý časový průběh chyby převodu, mohou mít stejně velké hodnoty  $TE_{FFT\_H1}$  (v tomto případě  $0,72\mu m$ ).

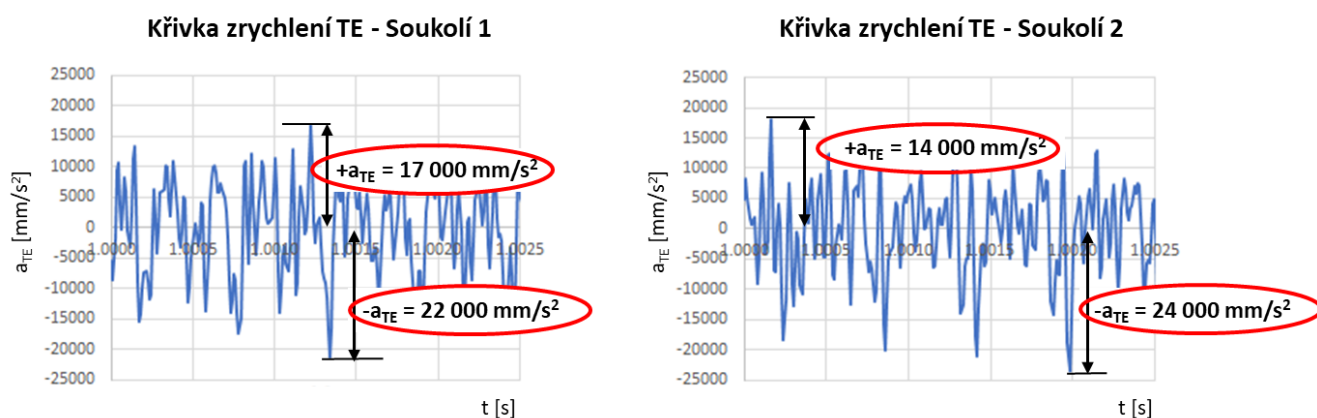
To nás přivádí k myšlence, že samotná hodnota  $TE_{FFT\_H1}$  nemusí stačit k popisu soukolí. Soukolí 2 má časový průběh TE v rámci zubové rozteče poměrně plynulý, zatímco soukolí 1 v rámci jedné zubové rozteče zakmitá. Při vibracích a akustickém projevu by mohlo toto zakmitání hrát roli. Jinými slovy, mohla by hrát roli i rychlost změny TE, což nás vede ke zkoumání nejen samotné velikosti  $TE_{FFT\_H1}$ , ale i ke zkoumání tvaru křivky časového průběhu. Pro zachycení faktoru tvaru křivky se dají pomocí FFT vyhodnocovat například další harmonické, nebo se musí hledat jiná veličina popisující tvar křivky.



## 10.2. Vyhodnocení tvaru chyby převodu

Křivka časového průběhu TE může mít libovolný tvar. Jedním způsobem, jak postihnout rozdílný tvar časových průběhů TE, je vyhodnocovat ještě další harmonické frekvence v FFT. Otázkou je, kolik těchto harmonických frekvencí do vyhodnocení zahrnout a jak je pak vyhodnotit jako celek.

Pro snadné porovnávání průběhů křivek mezi sebou, je lépe hledat parametr, který reprezentuje tvar křivky TE. Jak bylo výše zmíněno, na akustický projev a vibrace by mohla mít vliv rychlost změny TE. Křivka časového průběhu TE v rámci jednoho cyklu se tedy dvakrát derivuje. Dostaneme křivku průběhu zrychlení TE. Na této křivce identifikujeme největší hodnotu zrychlení a největší hodnotu zpomalení TE na zubové rozteči (příklad uveden na obr. 10.4) a nazveme je  $+a_{TE}$  a  $-a_{TE}$ . Jsou to parametry reprezentující tvar křivky TE.



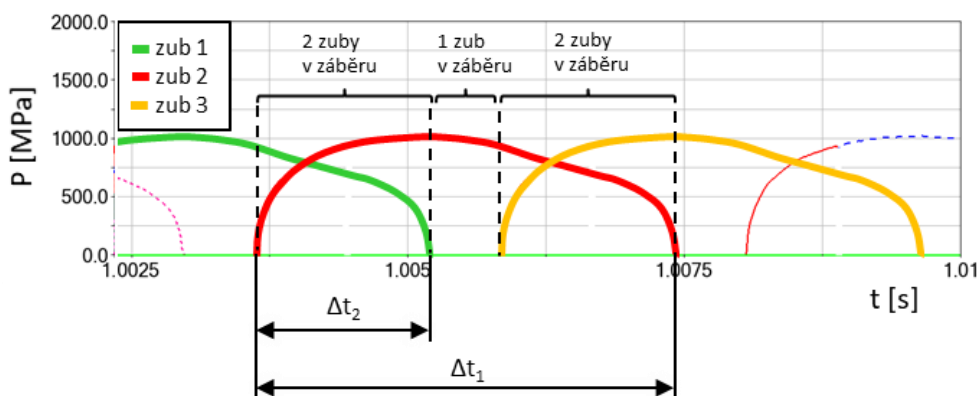
Obr. 10.4 Křivka zrychlení TE a identifikace maximálního zrychlení TE na zubové rozteči

### 10.3. Vyhodnocení součinitele skutečného trvání záběru

Z MBS simulace lze získat součinitel celkového trvání záběru, který, jak bylo sepsáno v úvodních kapitolách, může souviset s chybou převodu. Budeme ho tedy též sledovat.

Zatímco součinitelé  $\varepsilon_\alpha$ ,  $\varepsilon_\beta$  (a tedy i  $\varepsilon_\gamma$ ) jsou hodnoty teoretické, které počítají s využitím celé plochy zubu a lze s nimi popsat zvlášť profil i sklon. Simulace MBS umožňuje výpočet součinitele skutečného trvání záběru  $\varepsilon_{\gamma\_skut}$ , který zohledňuje skutečné pásmo nesení ozubení při různých zátěžných stavech, tuhost i mikrogeometrii ozubení. V podstatě reprezentuje okamžité společné trvání záběru evolventy a délky šikmého zubu.

Součinitel skutečného trvání záběru  $\varepsilon_{\gamma\_skut}$  lze určit pomocí časových poměrů působících tlaků na bocích zubů (obr. 10.5) a vzorce (10).



Obr. 10.5 Graf vypočtených průběhů tlaku na bocích zubů v záběru

$$\varepsilon_{\gamma\_skut} = n_z + \frac{(n_z+1) \cdot \Delta t_2}{\Delta t_1} \quad (10)$$

$\varepsilon_{\gamma\_skut}$ ..... součinitel skutečného trvání záběru..... [-]

$n_z$ ..... min. počet zubů v záběru (v tomto konkrétním případě z obr. 10.5 je  $n_z=1$ )..... [-]

$\Delta t_1, \Delta t_2$ ..... časové úseky..... [s]

### 10.4. Dílčí závěry ze standardizace vyhodnocování

Chyba převodu se děje na každé zubové rozteči a může se rozteč od rozteče lišit jak svou velikostí, tak i tvarem. Navíc je chyba převodu namodulována na další nosné křivce. Její časový průběh tak může mít libovolný tvar. Kvantifikovaná chyba převodu je pozorovatelná na zubové frekvenci, a proto jí lze z časového záznamu nejlépe získat pomocí FFT, kdy hodnota na první zubové harmonické frekvenci je amplituda sinusového průběhu nahrazujícího původní signál - prohlásíme ji za  $TE_{FFT\_H1}$  (tj. chyba převodu získaná pomocí FFT na 1. harmonické zubové frekvenci).

Novou myšlenkou, která se zatím v literatuře neobjevuje, je že z akustického hlediska by mohla hrát roli i rychlost změny TE, což nás vede i ke zkoumání tvaru křivky časového průběhu. Toho dosáhneme dvojím derivováním časového průběhu TE. Na této křivce identifikujeme největší hodnotu zrychlení a největší hodnotu zpomalení TE na zubové rozteči (příklad uveden na obr. 10.4) a nazveme je  $+a_{TE}$  a  $-a_{TE}$ . To jsou parametry reprezentující tvar křivky TE. Je otázkou dalšího zkoumání, zda je třeba sledovat + a – zvlášť, nebo zda lze pro dané soukolí stanovit pouze nejvyšší hodnotu zrychlení TE, bez ohledu na její znaménko. Není zatím jisté, zda tok energie z kola 1 na kolo 2 (zrychlení +) má stejný akustický efekt jako tok energie z kola 2 na kolo 1 (zrychlení -). Proto budeme zatím dále sledovat každý směr zrychlení zvlášť.

Z experimentu na PST-TE budeme vyhodnocovat na zubové frekvenci vibrace z akcelerometrů a hlukový projev soukolí z mikrofonu. Důkaz korelace chyby převodu s vibracemi a hlukovým projevem soukolí je předmětem této práce.

Posledním parametrem, jehož korelaci s chybou převodu, hlukem a vibracemi budeme vyhodnocovat, byť pouze doprovodně, je ze simulačního MBS modelu získaný součinitel skutečného trvání záběru  $\epsilon_{\gamma\_skut}$ , který zohledňuje skutečné pásmo nesení ozubení při různých zátěžných stavech, tuhost i mikrogeometrii ozubení, a který lze určit pomocí časových poměrů působících tlaků na bocích zubů.

## 11. ANALÝZA SOUVISLOSTI MEZI CHYBOU PŘEVODU A VIBRACEMI A HLUKEM POMOCÍ EXPERIMENTŮ A SIMULACÍ

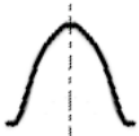
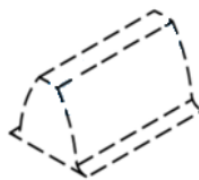
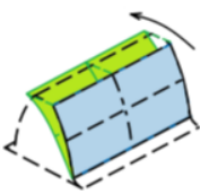
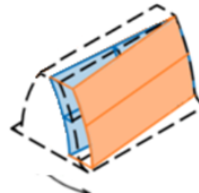
Za účelem analýz korelace chyby převodu s akustickým projevem ozubení, bylo nejprve navrženo několik soukolí s cílenou geometrií. Geometrických parametrů, jejichž úpravou lze docílit změnu chyby převodu, je zřejmě mnoho, nehledě na to, že lze tyto parametry mezi sebou různě kombinovat. Obsahem této práce však není vytvoření citlivostní analýzy závislosti geometrických parametrů ozubených soukolí na velikosti chyby převodu, nýbrž ověření vlivu chyby převodu na emisi hluku a vibrací.

### 11.1. Zkušební soukolí

Pro dosažení cíle disertační práce byla navržena 4 zkušební soukolí (viz tab. 11.1). Snahou bylo vyrobit soukolí co nejpřesněji, v takřka etalonové kvalitě, aby bylo možné oprostít se od výrobních nedostatků a nepřesností.

Vyrobená soukolí byla detailně proměřena. Drobné odchylky oproti výkresovým hodnotám byly promítnuty i do MBS modelů, aby výpočty byly prováděny s reálnými parametry. Následně byl proveden na PST-TE experiment, který měl za úkol zjistit korelaci chyby převodu s naměřeným hlukem a vibracemi.

Experimentální měření probíhalo dle popisu v kapitole 9 a 10. Uvedené výsledky sestávají z vyhodnocení sedmi opakovaných měření každého soukolí.

Soukolí č.1 $i = 43:43$	Soukolí č.2 $i = 43:54$
Přímé ozubení bez mikromodifikací 	Šikmé ozubení bez mikromodifikací 
Soukolí č.3 $i = 43:54$	Soukolí č.4 $i = 43:54$
Šikmé ozubení s extrémní mikromodifikací úhlu profilu $fH_\alpha - 14 \mu m$ 	Šikmé ozubení s extrémní mikromodifikací sklonu $fH_\beta + 30 \mu m$ 

Tab. 2 Přehled vyrobených ozubených soukolí s cílenou mikrogeometrií pro experimentální ověření


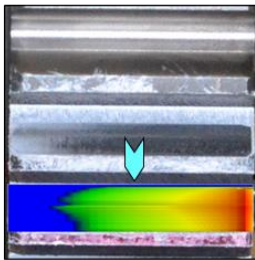
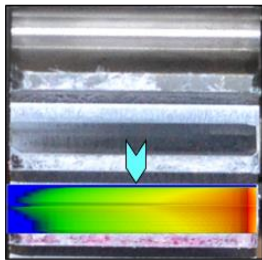

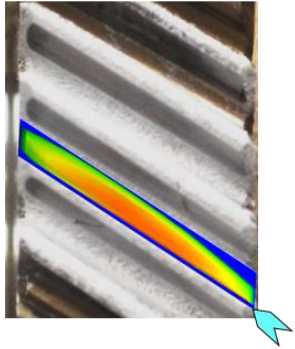
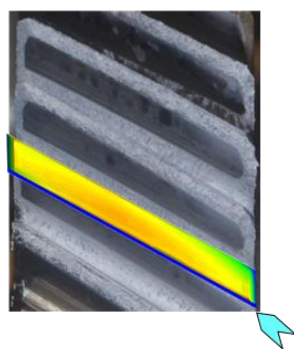
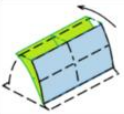
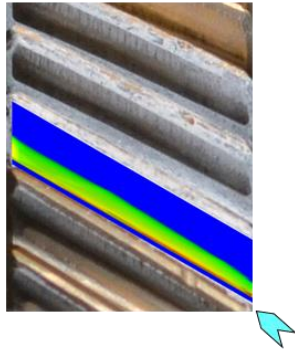
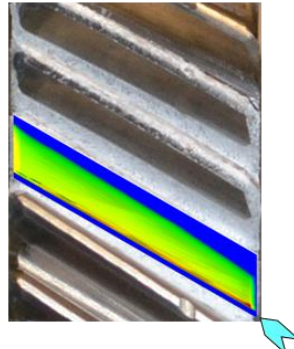
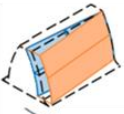
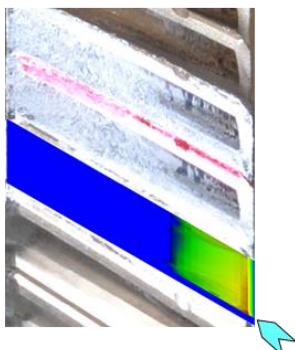
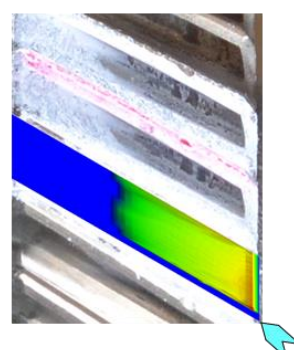

Snahou bylo začít výzkum od nejzákladnějšího případu ke složitějšímu. První navržené zkušební soukolí bylo proto s přímými zuby, které měly čistě evolventní boky bez jakýchkoliv cíleně

navržených mikromodifikací. Převod tohoto soukolí byl  $i = 43:43 = 1$ . Ozubení bylo vyrobeno elektroerozivní metodou pomocí drátořezu. I přes to, že použitá technologie sama o sobě zaručuje vysokou výrobní přesnost, nepodařilo se z této výhody vytěžit maximum a zřejmě by bývalo výhodnější, vyrobit ozubení broušením a dosáhnout tak o něco lepší kvality.

Všechna další zkušební soukolí měla šikmé ozubení, stejné základní parametry a převod  $i = 43:54$ . Soukolí č.2 bylo navrženo a vyrobeno s čistě evolventními boky zubů bez jakýchkoliv mikromodifikací. Soukolí č.3 a č.4 mělo cíleně upravený parametr mikrogeometrie kola s 54 zuby, a to vždy spoluzabíralo s kolem se 43 zuby ze soukolí č.2 (bez mikromodifikací). Díky tomu vznikla v sumě extrémní, ale v praxi ještě reálná mikromodifikace. Tím bylo úmyslně vytvořeno hranové, respektive patní nesení.

Tabulku zkušebních soukolí a jejich standardní měrové protokoly lze nalézt v příloze 1 této práce. Detailní měrové protokoly obsahující náměry všech zubů ve třech rovinách (po výšce a podél zubu) lze nalézt v příloženém datovém nosiči. Kompletní výkresovou dokumentaci ozubených kol nelze veřejně publikovat.

Před měřením každého soukolí byla provedena zkouška a simulace pásma nesení ve dvou zátěžných hladinách (10 Nm a 30 Nm). Jak lze vidět v tab.11.2, simulace a experiment vykazali dobrou shodu.

Soukolí		Zatížení	
		10Nm	30Nm
č.1	Přímé ozubení bez mikromodifikací  $i = 43:43$		
č.2	Šikmé ozubení bez mikromodifikací  $i = 43:54$		
č.3	Šikmé ozubení $fH_\alpha - 14 \mu\text{m}$  $i = 43:54$		
č.4	Šikmé ozubení $fH_\beta + 30 \mu\text{m}$  $i = 43:54$		
*	 Začátek záběru		

Tab. 3 Verifikace pásma nesení zkušebního soukolí ve dvou zátěžných hladinách (10 Nm a 30 Nm)

## 11.2. Výsledky

### 11.2.1. Výsledky získané z ustálených režimů

Experimentální měření i výpočet probíhaly při ustálených režimech **700 Hz, 1300 Hz a 1900 Hz** a zátěžných hladinách **10 Nm, 20 Nm a 30 Nm**. Takto byly získány jednotlivé hodnoty sledovaných veličin, ze kterých byla vytvořena přehledná tabulka (tab. 11.3). Barevné škály jednotlivých sledovaných veličin jsou sladěny napříč zkušebními soukolími od nejpříznivějších (zelená) po nejméně příznivé (červená).



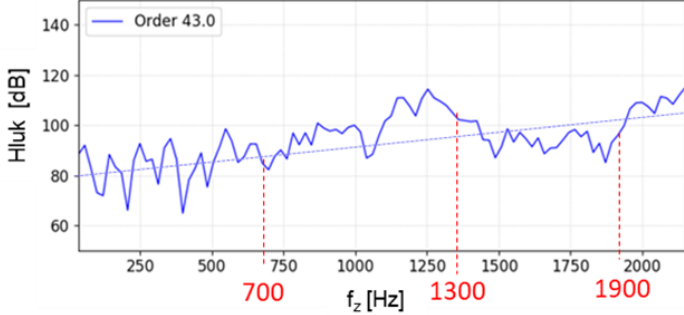
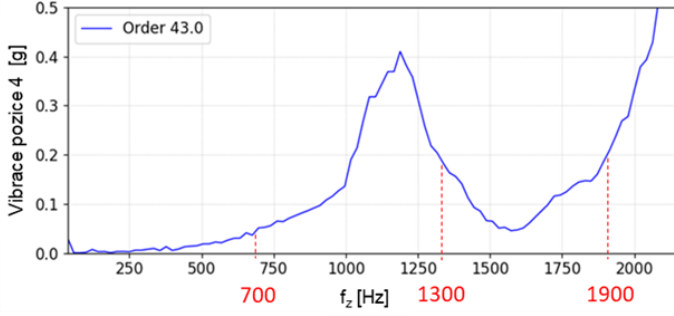
		M [Nm]	S o u k o l í											
			č.1 Přímé ozubení bez mikromodifikací			č.2 Šikmé ozubení bez mikromodifikací			č.3 Šikmé ozubení fH <sub>a</sub> -14μm			č.4 Šikmé ozubení fH <sub>p</sub> +30μm		
			f <sub>z</sub> [Hz]											
			700	1300	1900	700	1300	1900	700	1300	1900	700	1300	1900
Experiment	TE <sub>FFT_H1</sub> [μm]	10	1,3	1,7	4,6	0,0	0,1	0,1	0,3	0,5	1,4	0,3	0,6	1,2
		20	1,5	2,2	5,0	0,0	0,1	0,2	0,3	0,5	1,1	0,4	0,7	1,6
		30	1,6	2,3	5,2	0,1	0,1	0,2	0,3	0,7	1,0	0,4	0,7	1,9
	Hluk [dB]	10	79	101	93	65	66	67	71	87	76	80	91	77
		20	86	104	95	64	78	70	67	95	76	83	97	81
		30	86	106	98	62	77	77	65	96	82	82	99	84
	+a <sub>TE</sub> [m.s-2]	10	1330	2625	3400	214	387	556	197	568	718	352	966	641
		20	1282	3637	3978	194	362	556	181	512	579	329	799	681
		30	1485	4262	4815	212	426	599	197	517	577	290	774	670
	-a <sub>TE</sub> [m.s-2]	10	1450	2775	3887	272	411	554	222	538	726	399	870	790
		20	1152	2817	4182	319	396	565	226	487	593	370	781	796
		30	1157	3225	4645	261	419	596	238	524	651	318	753	852
	Vibrace Pozice 1 [g]	10	0,004	0,021	0,073	0,000	0,002	0,003	0,001	0,011	0,010	0,001	0,011	0,028
		20	0,004	0,023	0,073	0,000	0,005	0,010	0,001	0,015	0,020	0,001	0,020	0,035
		30	0,005	0,020	0,077	0,000	0,008	0,011	0,001	0,011	0,037	0,001	0,023	0,042
	Vibrace Pozice 2 [g]	10	0,027	0,129	0,111	0,001	0,005	0,003	0,002	0,020	0,023	0,002	0,014	0,024
		20	0,048	0,181	0,188	0,002	0,010	0,006	0,001	0,010	0,020	0,007	0,049	0,007
		30	0,063	0,253	0,262	0,003	0,020	0,017	0,002	0,018	0,024	0,010	0,078	0,023
	Vibrace Pozice 3 [g]	10	0,010	0,033	0,081	0,000	0,002	0,001	0,001	0,017	0,003	0,002	0,019	0,009
		20	0,020	0,045	0,110	0,000	0,006	0,006	0,001	0,021	0,010	0,002	0,036	0,014
		30	0,024	0,054	0,127	0,001	0,007	0,005	0,002	0,018	0,018	0,003	0,047	0,016
	Vibrace Pozice 4 [g]	10	0,030	0,118	0,154	0,001	0,006	0,005	0,002	0,033	0,020	0,003	0,028	0,013
		20	0,045	0,163	0,239	0,002	0,015	0,011	0,002	0,029	0,017	0,009	0,102	0,025
		30	0,054	0,189	0,293	0,004	0,034	0,019	0,004	0,042	0,019	0,013	0,162	0,044
Výpočet	TE <sub>FFT_H1</sub> [μm]	10	0,2	0,3	0,4	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,3	0,3	0,3
		20	0,2	0,4	0,4	0,0	0,0	0,0	0,1	0,2	0,2	0,1	0,1	0,2
		30	0,2	0,4	0,4	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,3
	ε <sub>V_SKUT</sub> [-]	10	2,0	2,0	2,0	3,2	3,2	3,2	2,8	2,9	2,9	2,4	2,4	2,4
		20	2,2	2,2	2,2	3,7	3,6	3,7	3,3	3,2	3,3	2,8	2,8	2,7
		30	2,2	2,2	2,2	3,7	3,7	3,7	3,6	3,4	3,4	2,9	2,9	2,9

Tab. 4 Souhrnná tabulka výsledků měření a výpočtů získaných při ustálených frekvenčních a momentových režimech

### 11.2.2. Výsledky získané z režimu pomalého rozběhu

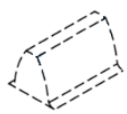
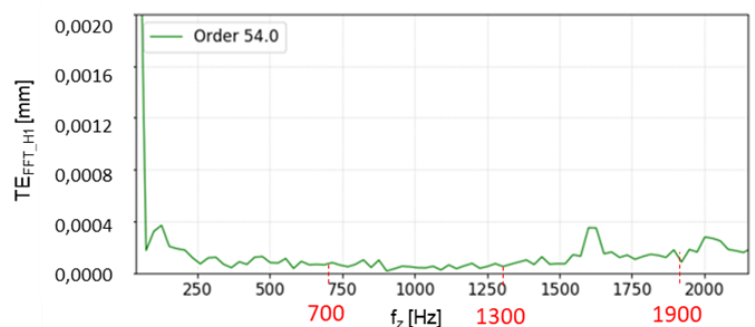
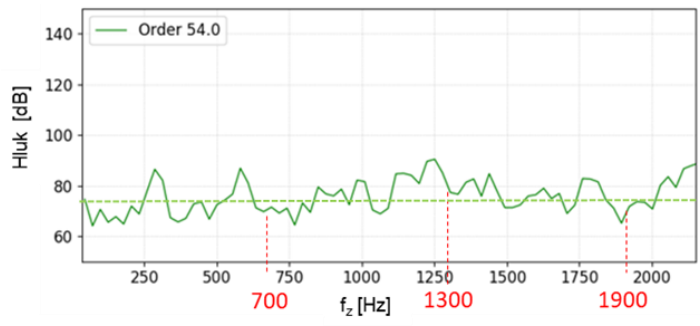

Každé měření bylo navíc provedeno i při pomalém rozběhu, aby mohl být pořízen kompletní grafický průběh sledovaných veličin v celém frekvenčním rozsahu. Toto vyhodnocení sloužilo jako doplněk měření v ustálených režimech a jak se později ukázalo, dopomohl tento postup k vytvoření korektnějších závěrů ohledně korelace chyby převodu s hlukem.

V tab. 11.4 – tab. 11.7 je uveden příklad průběhů  $TE_{FFT\_H1}$  a hluku v celém měřeném rozsahu při pomalém rozběhu a zatížení 20 Nm.

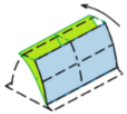
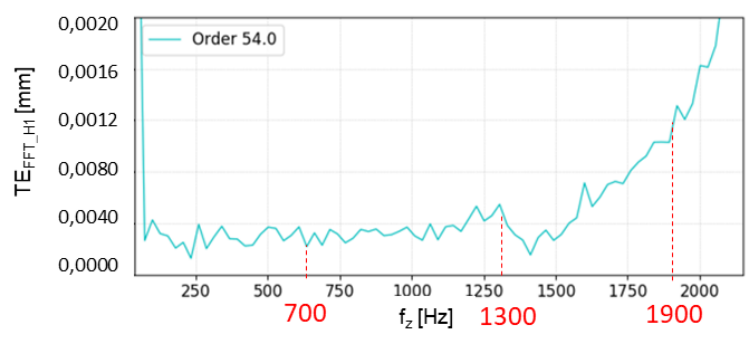
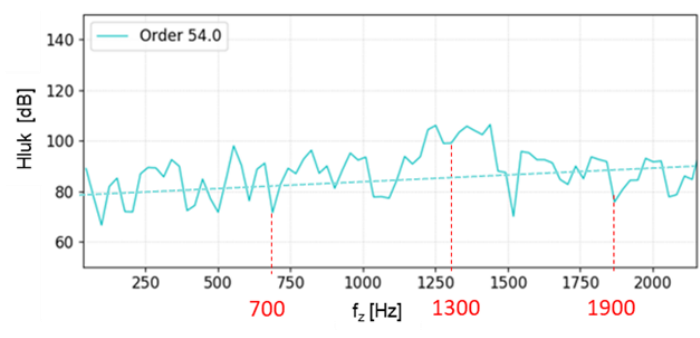
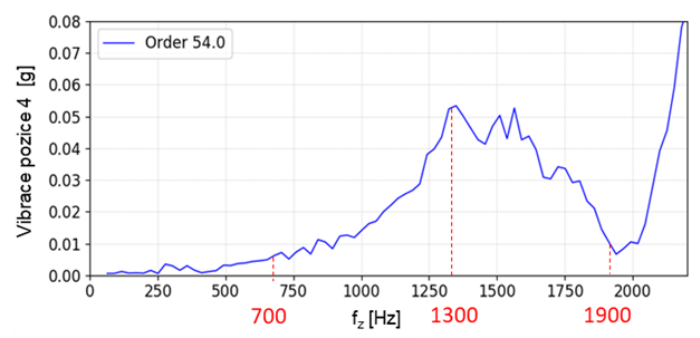
Soukolí		Měření při pomalém rozběhu, zatížení 20Nm
<p>č.1</p> <p>Přímé ozubení bez mikromodifikací</p>  <p><math>i = 43:43</math></p>	Průběh chyby převodu v závislosti na zubové frekvenci	
		
	Průběh hluku v závislosti na zubové frekvenci	
		
Průběh vibrací akcelerometru na pozici 4 v závislosti na zubové frekvenci		
		

Tab. 5 Měření průběhů chyby převodu a hluku při pomalém rozběhu a zatížení 20 Nm (soukolí č.1)

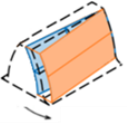
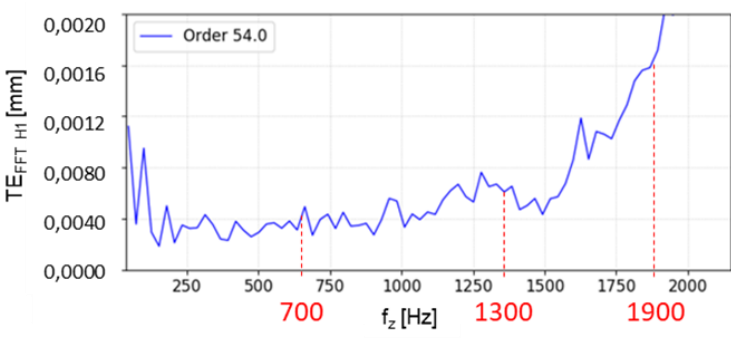
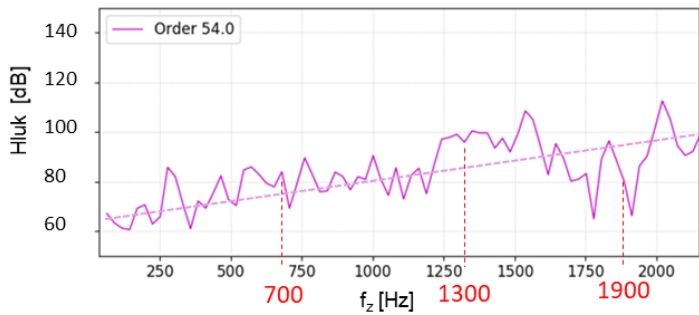



Soukolí		Měření při pomalém rozběhu, zatížení 20Nm
<p>č.2</p> <p>Šikmé ozubení bez mikromodifikací</p>  <p><math>i = 43:54</math></p>	Průběh chyby převodu v závislosti na zubové frekvenci	
		
	Průběh hluku v závislosti na zubové frekvenci	
		
Průběh vibrací akcelerometru na pozici 4 v závislosti na zubové frekvenci		
		

Tab. 6 Měření průběhů chyby převodu a hluku při pomalém rozběhu a zatížení 20 Nm (soukolí č.2)

Soukolí		Měření při pomalém rozběhu, zatížení 20Nm
<p>č.3</p> <p>Šikmé ozubení <math>fH_\alpha - 14 \mu m</math></p>  <p><math>i = 43:54</math></p>	Průběh chyby převodu v závislosti na zubové frekvenci	
		
	Průběh hluku v závislosti na zubové frekvenci	
		
Průběh vibrací akcelerometru na pozici 4 v závislosti na zubové frekvenci		
		

Tab. 7 Měření průběhů chyby převodu a hluku při pomalém rozběhu a zatížení 20 Nm (soukolí č.3)

Soukolí		Měření při pomalém rozběhu, zatížení 20Nm
<p>č.4</p> <p>Šikmé ozubení <math>fH_{\beta} + 30 \mu m</math></p>  <p><math>i = 43:54</math></p>	Průběh chyby převodu v závislosti na zubové frekvenci	
		
	Průběh hluku v závislosti na zubové frekvenci	
		
Průběh vibrací akcelerometru na pozici 4 v závislosti na zubové frekvenci		
		

Tab. 8 Měření průběhů chyby převodu a hluku při pomalém rozběhu a zatížení 20 Nm (soukolí č.4)

### 11.3. Závěry z výsledků

Z výše uvedených výsledků lze vyvodit následující závěry.

- Pokud zkoumané ozubení vykazuje chybu převodu již při nízké zubové frekvenci, pak progresivně roste se zubovou frekvencí. Pokud je chyba převodu blíží se nule (v případě šikmého ozubení bez mikromodifikací), prakticky se nezvětšuje.
- Okolo 1250 Hz si můžeme ve všech grafech všimnout lokálního maxima. Je evidentní, že se nejedná o vlastnost ozubení, nýbrž o vlastnost systému, který svou rezonancí ovlivňuje měřené hodnoty.

Jde pravděpodobně o rezonanci kavity. Při validaci PST-TE v kapitole 8.3.3.2 (obr. 8.40 a 8.41) proběhla validace rozběhovou zkouškou při vyhodnocení průběhu chyby převodu. Při této zkoušce bylo použito jiné ozubení, které nemělo tak velké buzení a rezonance se nijak výrazně neprojevila. V kapitole 8.3.5 byla tato rezonance odhalena na 1010 Hz, bohužel však došlo k chybnému vyhodnocení a správná hodnota je 1250 Hz.

Nejvýraznější projev je u přímého ozubení, jehož buzení je největší. Nejméně výrazný projev je u šikmého ozubení bez modifikací, neboť zde je intenzita buzení nejmenší, a tak se rezonance takřka neprojeví.

- Zkoumaná soukolí vykazují korelaci chyby převodu a hluku. Při rostoucí chybě převodu roste i hlučnost soukolí. V případě nulové chyby převodu hluk neroste, je konstantní.
- Výsledky ukazují, že z hlediska hluku je pořadí soukolí následující (od nejnižšího):
  - č.2 Šikmé ozubení bez mikromodifikací
  - č.3 Šikmé ozubení s  $fH_\alpha - 14 \mu m$
  - č.4 Šikmé ozubení s  $fH_\beta + 30 \mu m$
  - ▼ ○ č.1 Přímé ozubení bez mikromodifikací
- Zrychlení a zpomalení chyby převodu ( $+a_{TE}$  a  $-a_{TE}$ ), reprezentující tvar křivky chyby převodu, mají podobné hodnoty. Jejich absolutní hodnoty lze seřadit dle klasifikace hlučnosti soukolí. Dá se tedy přijmout závěr, že s hlukem souvisí.
- Vibrace z akcelerometrů, zejména pozice 2 a 4 vykazují dobrou korelaci s hlukem. Vlivem působících sil v ozubení se nachází akcelerometr 1 na odlehčení straně záběru zubů a zřejmě to negativně ovlivňuje jeho naměřené hodnoty. Do budoucna by bylo výhodnější jeho umístění na skříň shora, aby měl stejné podmínky, jako akcelerometr 3.
- Součinitel skutečného trvání záběru, získaný z MBS simulace, roste se zatížením. Jeho rozvoj sice přímo nekoreluje s rozvojem chyby převodu, ale obecně lze konstatovat, že čím je  $\varepsilon_{\gamma\_SKUT}$  větší, tím vykazuje soukolí menší chybu převodu a je tišší.
- Hodnoty chyby převodu zjištěné pomocí výpočetní simulace potvrzují výše zmíněné pořadí variant. Absolutní hodnoty však nedosahují velikostí zjištěných pomocí experimentu a není zde

patrný exponenciální rozvoj, což může být způsobeno zjednodušením MBS modelu, který zřejmě prozatím nedostatečně zohledňuje některé dynamické jevy.

- Přímé ozubení vykazuje očekávaně daleko vyšší hodnoty chyby převodu a hluku, nežli šikmé ozubení.
- Zpočátku byla při měřeních kontrolována a vyhodnocována i teplota mazacího oleje a teplota oleje brzdící vícelamelové spojky (od 20 do 90°C). Později se ale ukázalo, že jsou na nich měřené hodnoty chyby převodu, vibrací a hluku nezávislé, a proto i s ohledem na rozsah této práce, nejsou tyto výsledky uvedeny.
- Zdaleka nejlepší výsledky vykazuje ve všech parametrech šikmé ozubení bez mikromodifikací. To má v případě ideálních záběrových podmínek nejmenší chybu převodu a nejmenší hlukový projev.  
Toto platí pro uspořádání na PST-TE, protože zde je záběr těchto zubů takřka ideální. V převodovce jsou mikromodifikace nutné pro eliminaci vzniku hranového, respektive hlavového/patního nesení, způsobeného odchýlením zubů od jejich ideální pozice vlivem deformací hřídelů, ložisek, skříní, které se v pracovní oblasti mění s přenášeným momentem a otáčkami.
- Zkoušená varianta s cíleně modifikovanou  $fH_\beta$  je z pohledu chyby převodu a hluku horší, než varianta s modifikovanou  $fH_\alpha$ . V praxi to může znamenat, že extrémní hranové nesení je nevýhodnější, než extrémní hlavové či patní nesení.

## ZÁVĚR

V úvodní části se práce zmiňuje o možných příčinách hluku v převodovce, zejména pak od ozubení. Dále se zaměřuje na záběrové poměry, konkrétně na chybu převodu a snaží se dokázat její souvislost s akustickým projevem ozubení.

V odborných kruzích se již dlouhodobě vede diskuse, zda skutečně existuje korelace chyby převodu s akustickým projevem ozubení. V této souvislosti je úvod této práce věnován popisu současného stavu poznání. Existuje však poměrně málo zdrojů, které by se touto problematikou zabývaly. Přispěl k tomu možná i fakt, že se jedná o veličinu, pohybující se v řádech mikrometrů a jejích zlomků. Možnosti výpočetní a měřicí techniky dospěly až v této době do stavu, kdy je možné uvažovat o simulování a měření chyby převodu v rámci jedné zubové rozteče v řádu jednotek mikrometrů při různých otáčkách a zatížení. Tím je možné podložit teoretické výpočty chyby převodu naměřenými hodnotami.

Tato práce je svým způsobem ojedinelá právě tím, že v sobě snoubí obě složky výzkumu – jak výpočet, tak i experiment, neboť dosud jsme se mohli v dostupné literatuře setkat buďto pouze výpočtem, nebo s experimentálním měřením.

Výpočtem jsou získávány hodnoty chyby převodu a též součinitel skutečného trvání záběru, který zohledňuje skutečné pásmo nesení ozubení při konkrétním zatížení, mikrogeometrii atd. Tato veličina je zde nově definována a vysvětlena a doposud se v žádné jiné publikaci v této podobě neobjevuje. Experimentálně je měřena chyba převodu, vibrace a hluk. Cílem je ověření korelace mezi těmito vypočtenými a naměřenými hodnotami chyby převodu, vibracemi a hlukem.

V prvním kroku řešení byla detailně popsána tvorba výpočetního MBS (*Multi Body System*) modelu. V literatuře jsme se dosud mohli setkat s poměrně sofistikovanými modely tvořenými pomocí MKP (metoda konečných prvků). Tyto simulace však nemohly díky nutným zjednodušením dostatečně reflektovat skutečnost, neboť není tato výpočetní metoda svým založením vhodná pro větší soustavy vzájemně působících těles. Princip fungování MBS simulace a její základní rozdíly oproti MKP jsou v textu popsány. Dále se dokument věnuje popisu speciálního způsobu modelování ozubených kol, samotného ozubení a zavádění konkrétní mikrogeometrie. Závěrem jsou stručně uvedeny okrajové podmínky modelu a je nastíněno základní nastavení výpočtu.

K výpočtu byl zkonstruován odpovídající experiment. V dostupné literatuře byl experiment prováděn vždy na zkušebním stavu s uzavřeným silovým okruhem. Na základě závěrů učiněných z rešeršních prací bylo však rozhodnuto o zkonstruování speciálního zkušebního stavu na určení chyby převodu (PST-TE) s otevřeným silovým okruhem. Cílem experimentu bylo porovnat jeho výsledky s vypočtenými hodnotami a doplnit je navíc změřenými vibracemi a hlukem.

V textu je dále podrobně popsána konstrukce PST-TE. Pohon byl realizován asynchronním elektromotorem, jenž je výkonově omezen na využitelnost v rozsahu do 3000 min<sup>-1</sup> a 30 Nm. Je zřejmé, že 30 Nm není ani zdaleka hodnota plného reálného provozního zatížení, které může dosahovat v běžné

praxi kolem 200 Nm až 300 Nm (u výkonnějších pohonů i více). Avšak pro splnění cíle této práce byly tyto podmínky shledány v prvním kroku jako dostatečné.

Pro vyvinutí zatěžovacího momentu byla kvůli své schopnosti rovnoměrného brzdného účinku a malého momentu setrvačnosti zvolena zadní rozvodovka s integrovaným systémem vícelamelové spojky v olejové lázni (Haldex).

Poslední část popisu experimentu obsahuje princip měření chyby převodu pomocí inkrementálních čidel.

Podstatná část textu se věnuje validaci. Rozměr chyby převodu je velmi malý. Pohybuje se v řádu  $\mu\text{m}$  a jejich zlomků. Přesnost měření musí tedy být velká. Důkladná validace experimentálního zařízení před zahájením samotného měření je základem k rozlišení korektního a chybného výsledku.

U PST-TE proběhlo nejprve důkladné proměření všech vyrobených součástí dle výkresové dokumentace. Následně bylo provedeno mnoho zkoušek s cílem odhalit limity měřicí techniky a samotné konstrukce zkušebního zařízení, stanovit případná „riziková pásma/oblasti“ frekvencí a provozní režimy, které v systému mohou budít rezonance a znehodnocovat tak naměřená data.

Celá fáze validace, včetně s tím spojených problémů s měřicí či výpočetní technikou, zabrala takřka rok intenzivní práce. První návrh kluzných ložisek nebyl optimální a po určité době došlo k jejich zadření. Jejich konstrukce byla proto upravena. Kromě výroby nových ložisek bylo nutno vyrobit i nový hřídel. Pohon byl prvně realizován stejnosměrným motorem, který neposkytoval potřebný výkon a vnášel navíc do systému vibrace. Proto byl vyměněn za asynchronní motor. V průběhu validace proběhla z důvodu kvality signálu výměna akcelerometrů atd.

V rámci validace byla provedena zkouška opakovatelnosti montáže pomocí etalonových kotoučů. V místech uložení akcelerometrů byla provedena experimentální modální analýza pomocí poklepání impedančního kladívka. Dále byly provedeny zkoušky rozběhu a doběhu v uspořádání napřímo bez vlivu skříně s hřídelem a soukolím, kde byla především validována schopnost vícelamelové spojky udržet rovnoměrný brzdný moment. Poté byla provedena na zkompletovaném PST-TE zkouška rozběhu s cílem zjištění rezonančních oblastí celého systému. Nakonec byla provedena zkouška rezonance kavity. Ze všech těchto analýz byly identifikovány rezonanční frekvence, kolem nichž byly určeny rizikové frekvenční oblasti, které byly vyneseny do finálního grafu.

V části věnované vyhodnocení chyby převodu je popsán nejprve způsob stanovení její velikosti. Poté se text zabývá myšlenkou vyhodnocením tvaru křivky chyby převodu s tím, že právě rychlost změny chyby převodu by mohla mít vliv na akustický projev ozubení. Tato hypotéza je nová a dosud se v žádné jiné literatuře neobjevuje.

Chybu převodu lze vyhodnocovat buďto z režimu při konstantních otáčkách, tedy při jedné zubové frekvenci, nebo z režimu pomalého rozběhu. Každá z uvedených metod má své výhody i nevýhody a bylo přistoupeno k závěru, že je nejlépe použít obě a těžit tak ze všech výhod dohromady.

Na základě závěrů z provedené validace byly pro ustálený režim vybrány tři frekvenční hladiny (zubové frekvence), konkrétně 700 Hz, 1300 Hz a 1900 Hz, zvolené mimo rizikové frekvenční oblasti.

Režim rozběhu, který byl velmi pomalý, aby se zde případné dynamické jevy měly šanci též projevit, dopomohl k vytvoření korektnějších závěrů, neboť při něm bylo zjištěno, že byla hladina 1300 Hz zvolena nevhodně. Je totiž ovlivněna pravděpodobně rezonancí kavity. Rezonance kavity byla při validaci testována, avšak tímto bylo zjištěno, že při vyhodnocování došlo k chybě, která vedla k nesprávnému ustanovení této hladiny.

Pro dosažení cíle disertační práce byla navržena 4 zkušební soukolí. Snahou bylo vyrobit soukolí co nejpřesněji, v takřka etalonové kvalitě, aby bylo možné oprostít se od výrobních nedostatků a nepřesností. Drobné výrobní odchylky od výkresové dokumentace byly promítnuty do MBS modelů, aby výpočty byly prováděny s reálnými parametry. Následně byl proveden na PST-TE experiment. Každé měření a hlavně zpracování naměřených dat je velmi časově náročné a může trvat i několik dní. Experiment u všech soukolí byl za účelem statistiky sedmkrát opakován. Odchylka všech měření byla maximálně do 10%, což lze považovat za dobrou shodu.

Ze získaných výsledků lze konstatovat, že zkoumaná soukolí vykazují korelaci chyby převodu, hluku a vibrací. Pokud je chyba převodu nenulová, progresivně roste s otáčkami. S tím roste i hluk soukolí. Pokud je ale chyba převodu nulová, s otáčkami se nezvětšuje, hluk soukolí je konstantní a jeho chod je velice klidný a tichý. Přímé ozubení vykazuje očekávaně daleko vyšší hodnoty chyby převodu a hluku (a všech ostatních sledovaných veličin), nežli šikmé ozubení. Ze zkoušek soukolí s cíleně modifikovaným pásmem nesení vyplývá, že extrémní hranové nesení je nepříznivější, než extrémní hlavové či patní nesení. Dále pak byla potvrzena korelace se součinitelem skutečného trvání záběru, což potvrzuje teorii, že čím menší je kolísání tuhosti záběru, tím nižší je hluk ozubení. Dá se též přijmout závěr, že zrychlení a zpomalení chyby převodu, reprezentující tvar křivky chyby převodu s hlukem souvisí. Naopak nebylo prokázáno ovlivnění chyby převodu změnou teploty soukolí.

Výsledky zjištěné z výpočetní simulace MBS potvrzují, že simulace dokáže porovnávat jednotlivá soukolí mezi sebou a správně určit, které soukolí má větší chybu převodu. Absolutní vypočtené hodnoty však nedosahují velikostí zjištěných pomocí experimentu a není zde patrný exponenciální rozvoj s rostoucími otáčkami. To je jistě způsobeno zjednodušením MBS modelu, který zřejmě prozatím nedostatečně zohledňuje některé dynamické jevy.

Proces vývoje MBS modelu stále pokračuje. Probíhá jeho neustálé zdokonalování na základě výzkumu citlivosti na zohlednění reálných parametrů či rozsahu zjednodušení. Například víme, že velký vliv na vypočtenou velikost chyby převodu mohou mít rotační setrvačné hmoty, které v modelu zatím nejsou všechny zohledněny. Simulace kalkuluje prozatím se zcela ideálním rovnoměrným pohonem pomocí kinematické podmínky otáček a též ideálně rovnoměrným brzdícím momentem. Pro vytvoření reálných dynamických podmínek bude minimálně potřeba vytvořit brzdící moment třením a zohlednit skutečný pohon asynchronním elektromotorem. Dále je v modelu uvažována „absolutní“ tuhost podložky, na kterou je skříň uložena.

Je velice zajímavé zmínit, že tvorba MBS modelu je od začátku doprovázena pravidelnými jednáními s vývojovým oddělením programu Adams. Výpočetní modul je tímto prakticky společně



vyvíjen. Kupříkladu program momentálně neumožňuje jinou možnost, nežli vytvoření všech zubů ozubeného kola naprosto stejné. Do budoucna však bude možné modelovat v rámci ozubeného kola každý zub mírně jiný a bude tímto možné lépe reflektovat faktor přesnosti běžné sériové výroby.

Již se pracuje na dalším vývoji, dovolující rozšíření MBS simulace o akustický model, pomocí něž bude možné vibrace a hluk simulovat. Nyní simulace prozatím nezohledňuje tření v ozubení, ani uložení hřídelí na kluzných ložiscích, která je nezbytná pro vznik hydrodynamického tření pomocí přivedeného tlakového oleje. Cílem je, vytvořit do budoucna nástroj, sloužící k optimalizaci ozubení z pohledu akustického projevu.

Konstrukcí experimentálního zařízení se podařilo získat mnoho cenných zkušeností. I zde je v plánu nejprve úprava stávajícího zařízení, například změna umístění jednoho z akcelerometrů. Paralelně již nyní probíhá vývoj nového zařízení s řadou vylepšení. Je třeba zvolit výkonnější pohon, který umožní zkoušky při vyšších momentech (cca. 200 Nm až 300 Nm) a otáčkách (do 5000 min<sup>-1</sup>). Pro zkoušky při vyšších otáčkách bude třeba vyšší výkon hardwaru vyhodnocujícího záznamy z inkrementálních čidel. Vyšší brzdné výkony s sebou nesou vyšší nároky na tuhost celého systému i lepší chlazení vícelamelové brzdy. V plánu je i vyzkoušet jiné principy brzdění, například kotoučovou brzdou umístěnou do kapaliny, či viskózní spojkou, neboť se současným konceptem nelze měřit při zatížení menším, než 10 Nm, kde moment příliš kolísá.

V dalších krocích výzkumu je mimo jiné třeba zjistit citlivost jednotlivých parametrů ozubených kol na chybu převodu a tyto poznatky zohlednit při jejich konstrukci a výrobě. Od ozubených kol je třeba přejít k celé převodovce, kde jistě existuje mnoho dalších faktorů, které mohou chybu převodu ovlivňovat. Například to jsou zcela jistě průhyby hřídelů, deformace skříní a ložisek, naklápění řazených kol na jehlových ložiskách, vliv opotřebení kol a další.

Tato práce slouží jako první krok při cestě k zohlednění akustického projevu převodovky již při jejím koncepčním návrhu, skrze pozitivní ovlivnění chyby převodu.



## Použitá literatura

- [1] Moravec V., Dejl Z., Němček M., Folta Z., Havlík J.: *Čelní ozubená kola v převodovkách automobilů*, VŠB, Ostrava 2009, ISBN 978-80-7225-304-3
- [2] Chlupáč M.: *Historie převodovek Laurin & Klement a Škoda*, Moto Public, 2019, ISBN 978-80-906693-4-5
- [3] Novotný B.: *Automobilová převodovka – modifikace čelního ozubení*, přednáška, 2019
- [4] Pešík L.: *Části strojů 2. díl*, FS TUL, Liberec 2008, ISBN 978-80-7372-320-0
- [5] Moravec V., *Konstrukce strojů a zařízení II.: čelní ozubená kola: teorie, výpočet, konstrukce, výroba, kontrola*. Ostrava: Montanex, 2001. ISBN 80-722-5051-5.
- [6] Pavlík J., *Metody stanovení modifikací ozubení podle zátěžných podmínek převodovky*, disertační práce, VŠB Ostrava 2020
- [7] Trochta M., *Chyba převodu evolventního ozubení, její měření a její vztah k hluku a vibracím převodovek*, disertační práce, VŠB Ostrava 2019
- [8] Müller R. *Schwingungs und Geräuschanregung bei Stirnradgetrieben*, disertační práce, Technische Universität München, München, 1991
- [9] Heidler M.K. , *Schwingungsverhalten von Zahnradgetrieben: Beurteilung und Optimierung des Schwingungsverhaltens von Stirnrad und PlanetengetriebenI*, disertační práce, München, 2012
- [10] Pavlík J., *Měření otisků ozubených kol*, diplomová práce, VŠB Ostrava 2016
- [11] Chung C. H., Steyer G., Abe T., Clapper M. and Shah C., *Gear Noise Reduction Through Transmission Error Control and Gear Blank Dynamic Tuning*, presented at the SAE Sound & Vibration Conference, Traverse City, SAE paper no. 1999-01-1766, May 1999
- [12] Tharmakulasingam R., *Transmission Error in Spur Gears: Static and Dynamic Finite-Element Modeling and Design Optimization*, Brunel University 2009, cit. 2019-07-23
- [13] Dunn A., Houser D.R., Lim T.C., *Methods for Researching Gear Whine in Automotive Transaxles*, SAE Sound & Vibration Conference, Traverse City, SAE 1999-01-1768, May 1999
- [14] Åkerblom M., *Gearbox noise correlation with transmission error and influence of bearing preload*, Disertační práce, KTH Royal institute of Technology, ISSN 1400-1179 Stockholm 2008
- [15] Tůma J., *Vehicle gearbox noise and vibration: measurement, signal analysis, signal processing and noise reduction measures*, Chichester 2014, West Sussex: Wiley. ISBN 978-1-118-35941-9
- [16] Mark W. D., *Analysis of the vibratory excitation of gear systems: basic theory*, Journal of the Acoustical Society of America, 1978.
- [17] Hiroaki E., Nader S., *Gearbox simulation models with gear and bearing faults. in: mechanical engineering*, 2012, InTech, DOI: 10.5772/37687. ISBN

- [18] Blankenship G. W., Singh R, *A Comparative Study of Selected Gear Mesh Interface Dynamic Models*, DE-Vol. 43-1, International Power Transmission and Gearing Conference, Vol 1, ASME, 1992
- [19] Özgüvent H., Houser D, *Mathematical models used in gear dynamics – a review*. Journal of Sound and Vibration, 1988, 121(3), 384-411
- [20] Harris S. L., *Dynamic loads on the teeth of spur gears*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1958
- [21] Munro R. G., *A review of the theory and measurement of gear transmission error*, Proceedings of the First IMechE Conference on Gearbox Noise and Vibration, paper C404/032, 1990
- [22] Gregory R.W., Harris S. L., Munro R.G., *Dynamic behaviour of spur gears*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1963.
- [23] Houser D. R., Oswald F. B., Valco M. J., Drago R. J., Lenski J. W., *Comparison of transmission error predictions with noise measurements for several spur and helical gears*. In Proceedings of 30th AIAA, SAE, and ASEE Propulsion Conference, Indianapolis, June 1994, AIAA-94-3366, pp. 1-16
- [24] Munro R. G., Houser D. R., *Transmission Error Concepts*, The Gear Noise Short Course 2003.
- [25] Glover R. C., Rauen D. G., *Gear Transmission Error Metric for Use with Gear Inspection Machine*, presented at the SAE Sound & Vibration Conference, Traverse City, SAE 2003-01-1663, May 2003.
- [26] Henriksson M, *On noise generation and dynamic transmission error of gears*. Disertační práce, KTH Royal Institute of Technology, Stockholm 2009, ISBN 978-91-7415-537-2
- [27] Tůma J., *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*, Sdělovací technika, Praha 1997. ISBN 80-901-9361-7.
- [28] Tůma J., *Gearbox Transmission Error Measurements Based on Phase Demodulation of Encoder*, MECCA 2003
- [29] Kayama F., *The Dynamics of Parallel Axis Gears in an Automotive Transmission*, PhD Thesis, University of Leeds, 2005
- [30] Pospíchal J., *Technické kreslení*. ČVUT, 2014. ISBN 978-80-01-05595-3.
- [31] Marek T., *Návrh opatření pro snížení hlučnosti soukolí pátého rychlostního stupně u převodovky MQ100*, Diplomová práce, TUL 2015
- [32] Von Broock U., *Schwingungstechnik im Automobil*, TelleborgVibracoustic, Vogel Communications Group GmbH & Co. KG 2014
- [33] Zuth D, Vdoleček F., *Měření vibrací ve vibrodiagnostice*, FSI VUT Brno, Automa, 2010

## Webové odkazy

- [34] Momentová příruba HBM; <https://www.hbm.com/en/2379/t10f-torque-meter-with-an-extremely-short-design/>
- [35] Inkrementální snímač otáček; <http://www.en.larm.cz/optoelectronic-incremental-encoders/>
- [36] Asynchronní elektromotor Siemens; <https://www.elprim.cz/katalogy/1LA7.pdf>
- [37] Akcelerometr Brüel&Kjaer; <https://www.bksv.com/en/transducers/vibration/accelerometers/ccld-iepe/4524-b>
- [38] Mikrofon Gras; <https://www.grasacoustics.com/products/measurement-microphone-sets/product/140-46ae>; <https://svmtech.cz/cz/>

## Autorovy publikace k tématu disertační práce

1. Marek T., *Evaluation of transmission error*, 2022
2. Marek T., Němeček P., *Comparison of transmission error of spur gearing with straight and helical teeth*, 2022

## Seznam příloh

Příloha 1: Měrové protokoly .....	106
-----------------------------------	-----

## Příloha 1: Měrové protokoly

<b>Soukolí</b>	<b>Hnací kolo</b>	<b>Hnané kolo</b>
Přímé zuby	732.003.001.A	732.003.001.B
Šikmé zuby bez mikromodifikací	732.002.001	732.001.001
Šikmé zuby s cílenou mikromodifikací $fH_{\alpha}$	732.002.001.B	732.001.001
Šikmé zuby s cílenou mikromodifikací $fH_{\beta}$	732.002.001.F	732.001.001

*Tabulka 1 Přehled měrových protokolů zkušebních soukolí*

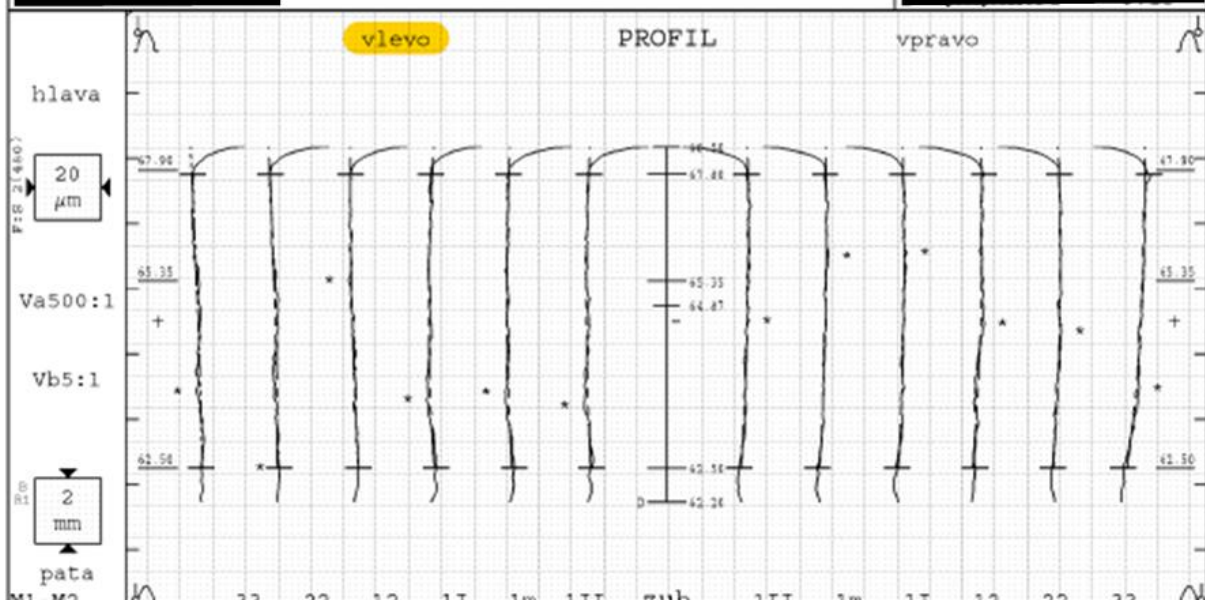
Jednotlivé měrové protokoly zkušebních soukolí, které jsou uvedeny v tabulce 1, jsou zprostředkovány na následujících stranách této přílohy.

Detailní měrové protokoly obsahující náměry všech zubů ve třech rovinách (po výšce a podél zuby) lze nalézt v příloženém datovém nosiči.

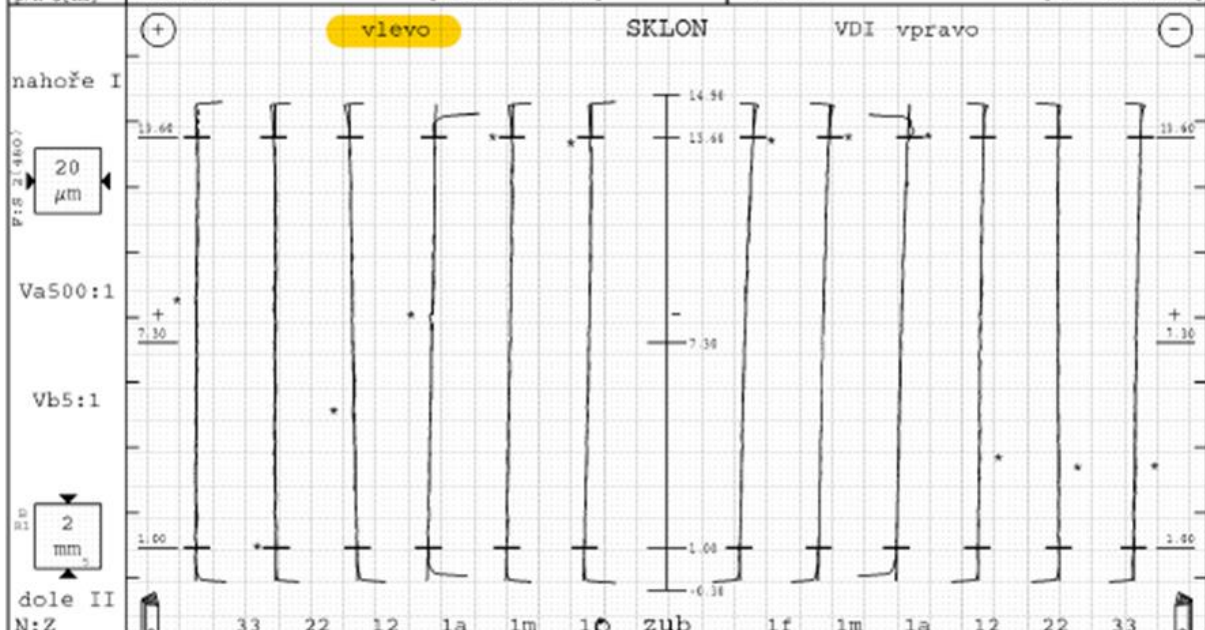
# čelní kolo - profil/sklon



š. programu: 732 003 001A			
název: [redacted]	počet zubů z: 43	šířka zubu b: 14.6mm	
š. sek./série: [redacted]	modul a: 1.5mm		
firma/stroj š.: [redacted]	úhel záběru: 17° 00' 00"		
mericí stroj: [redacted]	úhel sklonu: 00° 00' 00"		
poznámka: [redacted]	pr. základní kr. db: 61.6817mm		



tolerance	střední	nam. hodn. [μm]							tolerance	nam. hodn. [μm]							střední
Var	2																3
fHo	2	3	2	2	1	1	1		2	2	2	3	2	5	3		
Fo	3	4	3	3	3	3	3		3	4	3	3	3	8	5		
ffo	2	2	2	1	2	2	2		1	1	1	2	1	3	2		
Co	0	0	-1	1	1	1	1		1	1	1	1	1	1	1		
p/h-d(mm)	60.082* [60.088/60.3]							68.443 [68.35/68.5]									



Var																
fHβ	0	-1	0	2	-3	-2	-3		-4	-4	-4	-2	0	-2	-2	4
Fβ	2	1	1	3	2	2	2		4	4	4	4	2	1	2	2
fzβ	1	1	1	1	1	1	1		1	1	1	1	1	1	1	1
Cβ	0	0	0	0	0	0	0		-1	0	0	0	0	0	0	0

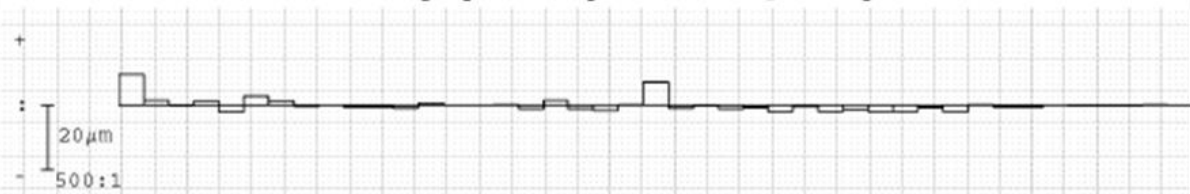


# čelní kolo - rozteče

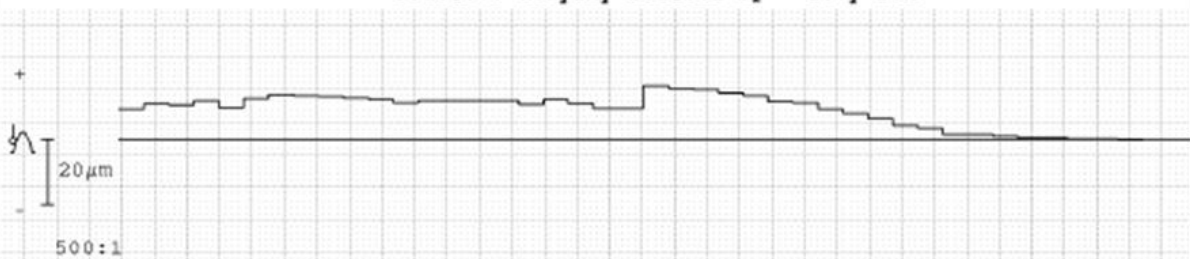


č. programu:	732 003 001.A		
název:		počet zubů z	43
š. zak./série:		modul m	1.5mm
firma/stroj č.:			
		úhel záběru	17° 00' 00"
		úhel sklonu	00° 00' 00"

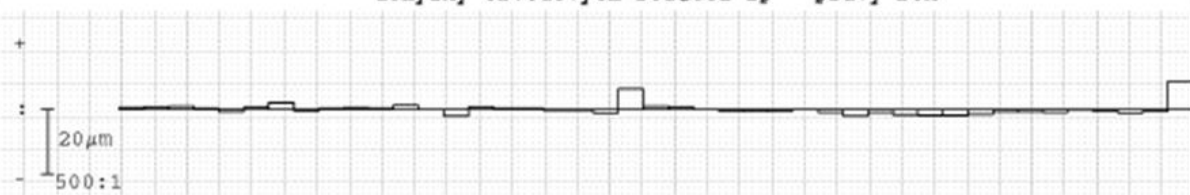
úchyly obvodových rostečí fp levý bok



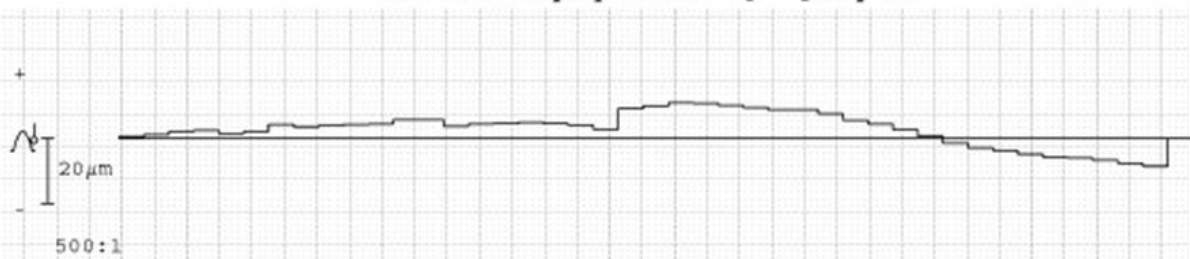
součtové úchyly rostečí Fp levý bok



úchyly obvodových rostečí fp pravý bok



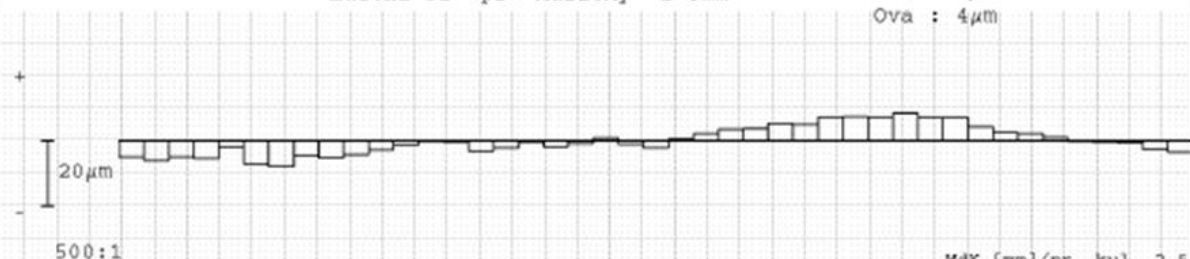
součtové úchyly rostečí Fp pravý bok



měřicí kružnice rostečí: 64.869 z=7.3mm	levý bok		pravý bok	
	nan.hodn.	jakost	dov.hodn.	jakost
max. úch. obvod. rostečí fp max	9*	X	5	5
max. úch. soused. rostečí fu max	9		9	
količasná rostečí fp	11		10	
součtové úchyly rostečí Fp	17		19	
součtové úch. rostečí k zubů Fpa/0	12		16	16

házení Fr (pr. kuličky = 2.5mm)

e : 5 μm  
Ova : 4 μm

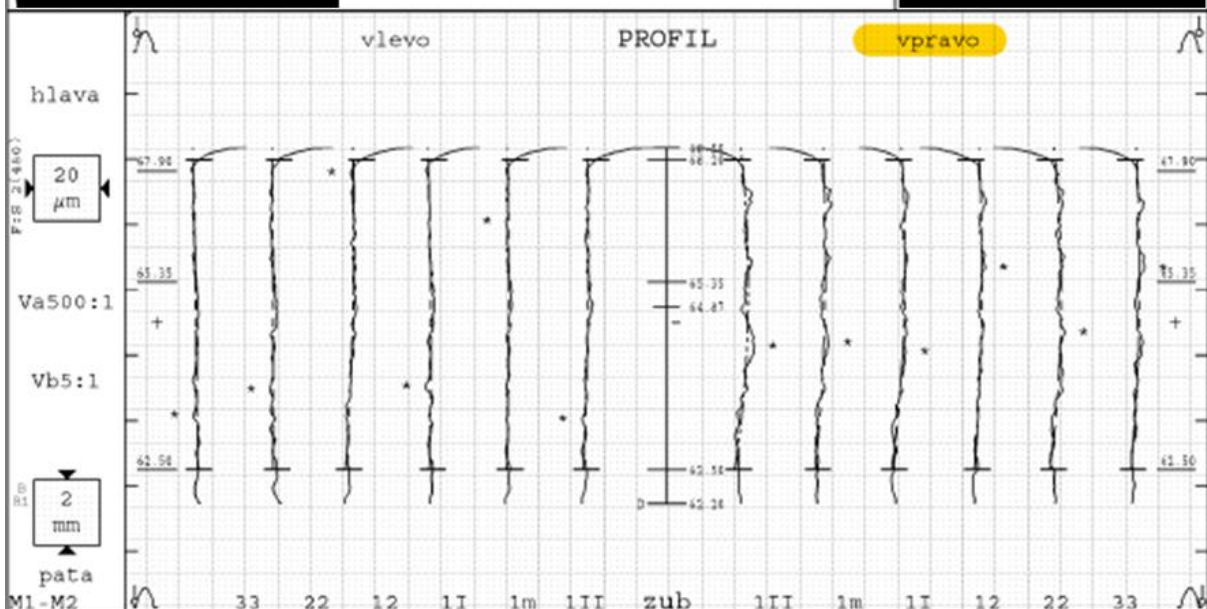


obvodové házení ozubení Fr	MdK [mm]/pr. kul. 2.5	
	dov.hodn.	nan.
obvodové házení ozubení Fr	16	22
količasná tloušťky zubů Fz	10	
	dov.hodn.	68.142 68.072
	nan.	68.087 68.093 68.080

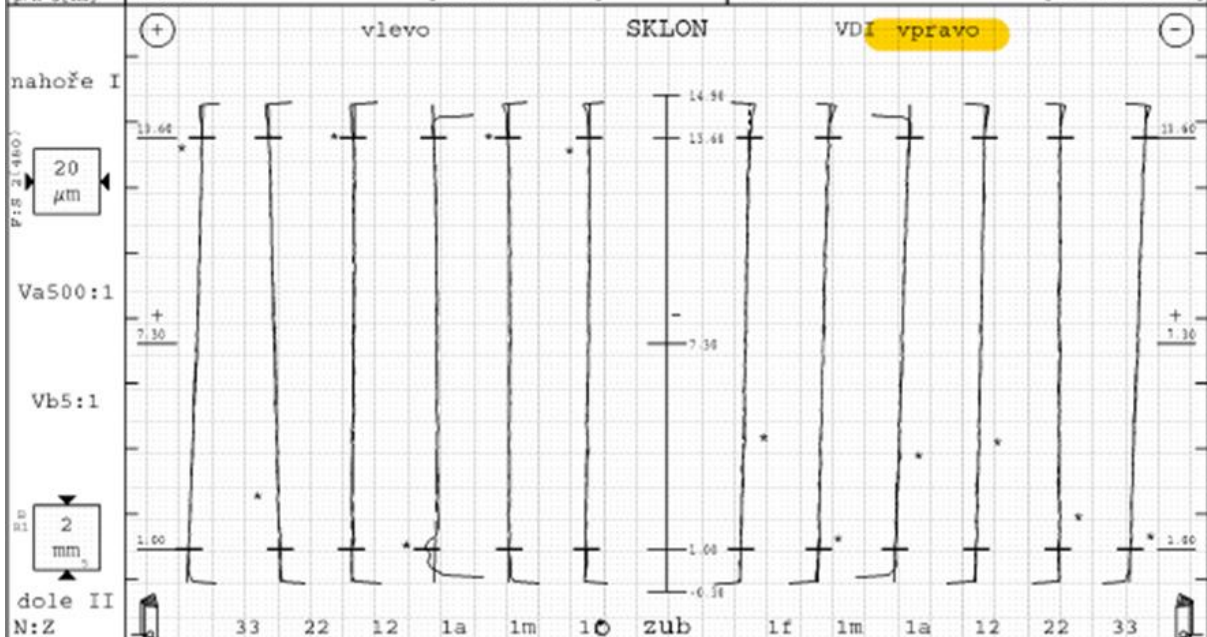
# čelní kolo - profil/sklon



č. programu:	732 003 001B		
název:		počet zubů z	43
č. zak./série:		modul m	1.5mm
firma/stroj č.:		úhel záběru	17° 00' 00"
měřicí stroj:		úhel sklonu	00° 00' 00"
poznámka:		pr. sákladní kr. db	61.6817mm



tolerance	střední	nam.hodn. [ $\mu\text{m}$ ]						tolerance	nam.hodn. [ $\mu\text{m}$ ]						střední
Var	3														2
fHo	0	1	0	-2	0	0	-1		2	3	3	1	2	2	2
Fo	3	2	3	5	3	3	4		6	5	5	5	5	4	5
ffo	3	3	3	4	3	3	4		4	4	3	4	3	4	4
Co	0	0	0	-1	-1	0	-1		3	2	2	1	3	2	2
p/h-d(mm)	60.071* [60.088/60.3]						68.431 [68.35/68.5]								



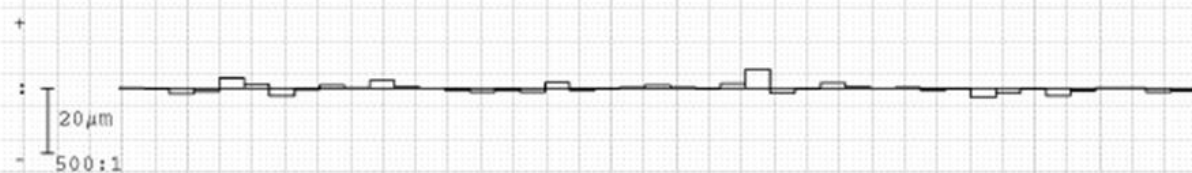
Var	9						5							
fH $\beta$	-1	-5	4	-1	0	0	-1	-3	-4	-5	-3	0	-5	-3
F $\beta$	3	4	4	1	4	1	1	3	4	5	3	1	5	3
f $\beta$	1	1	1	1	4	1	1	1	1	1	1	1	1	1
C $\beta$	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0

# čelní kolo - rozteče

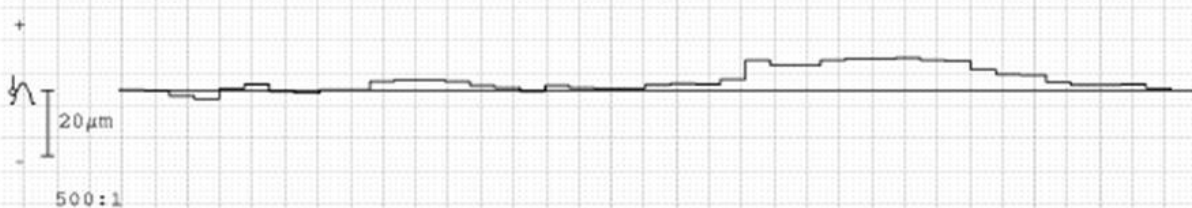


č. programu:	732 003 001.B			
název:	počet zubů z	43	úhel záběru	17° 00' 00"
č. zak./série:	modul m	1.5mm	úhel sklonu	00° 00' 00"
firma/stroj č.:				

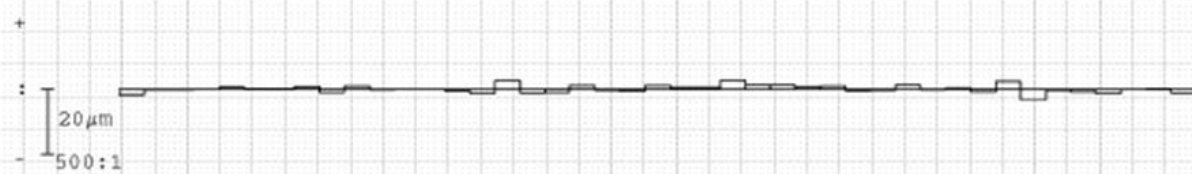
úchytky obvodových rostečí fp levý bok



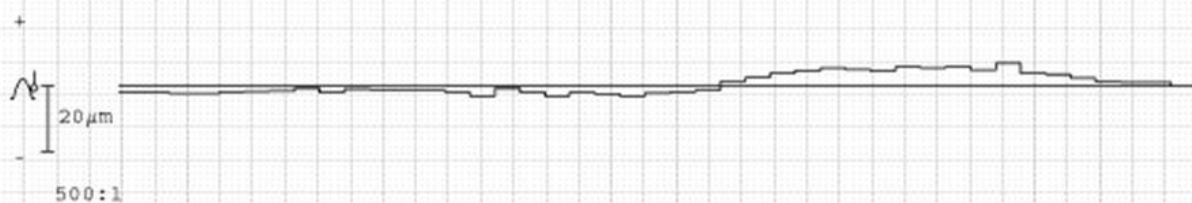
součtové úchytky roztečí Fp levý bok



úchytky obvodových rostečí fp pravý bok



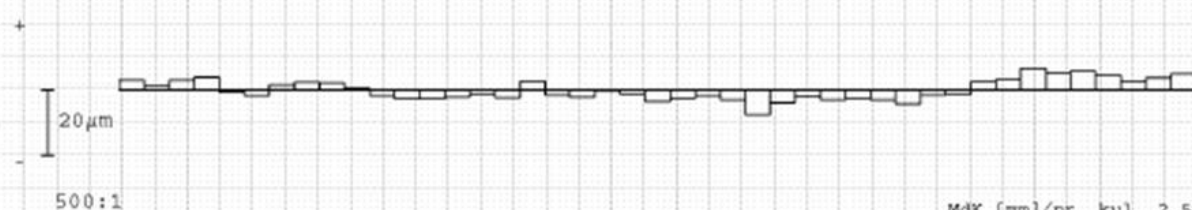
součtové úchytky roztečí Fp pravý bok



měřicí kružnice rostečí: 64.869 z=7.2mm	levý bok		pravý bok	
	nan.hodn.	jakost	dov.hodn.	jakost
max. úch. obvod rostečí fp max	6*	X	5	5
max. úch. soused. rostečí fu max	7		6	
kolísání rostečí Rp	9		6	
součtová úchytky rostečí Fp	13		10	
součtová úch. rostečí k zubů Fpa/0	8		16	16

házení Fr (pr. kuličky = 2.5mm)

e : 3 μm  
Ova : 4 μm

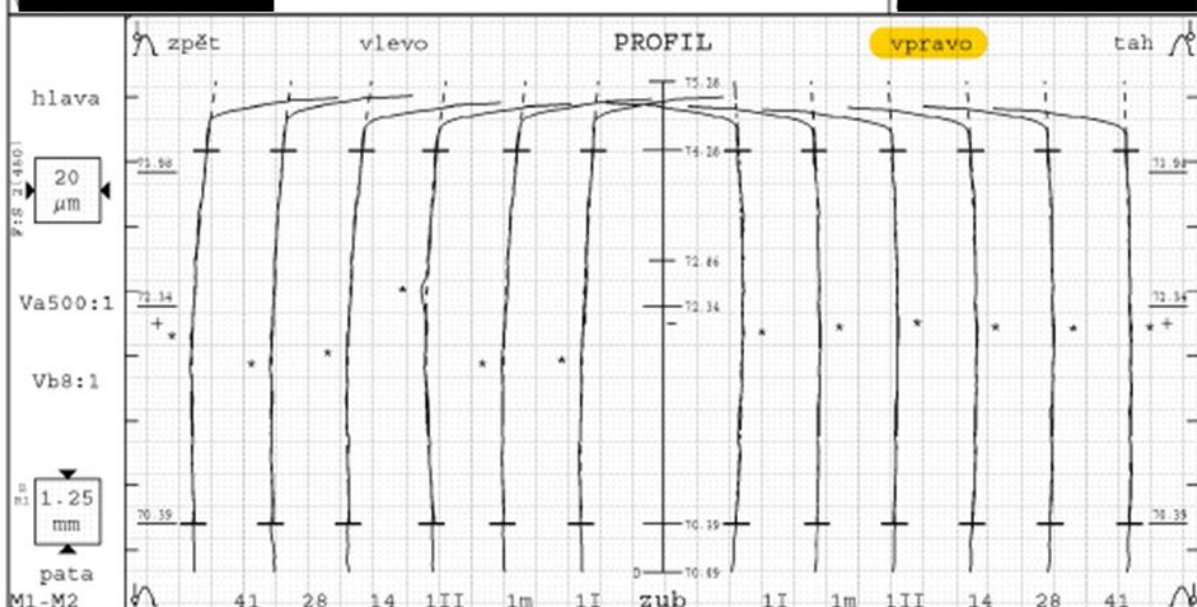


	Fr	Rz	MdK [mm]/pr. kul. 2.5	
			dov.hodn.	max.
obvodové házení ozubení	14	22	68.142	68.072
kolísání tloušťky zubu	9		68.067*	68.076 68.059*

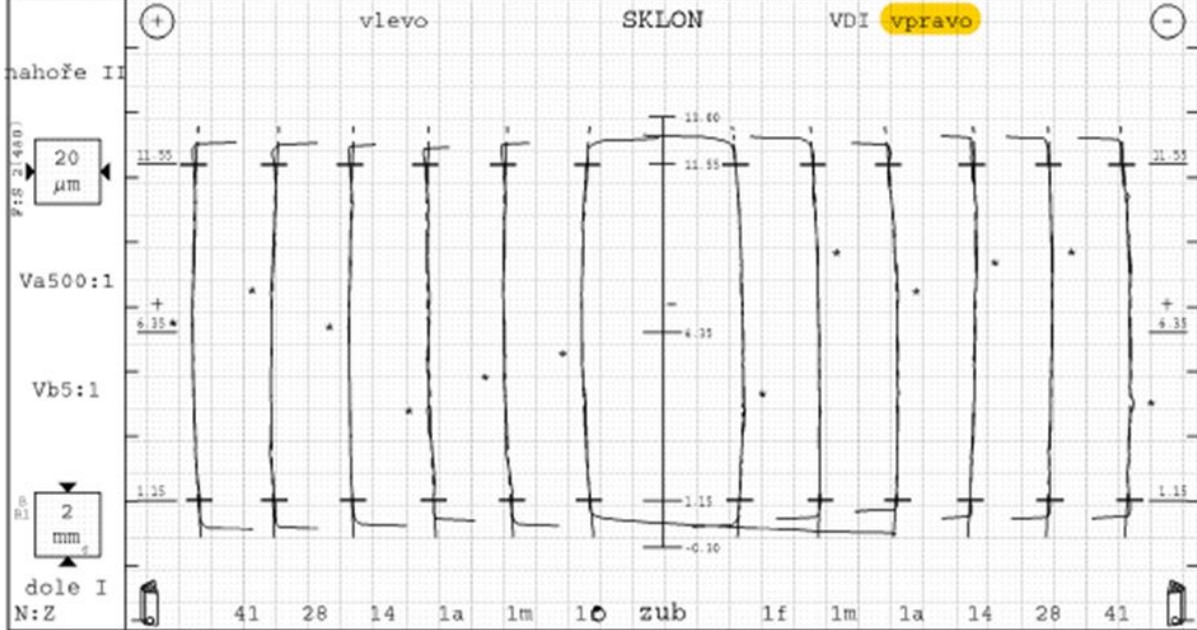
# čelní kolo - profil/sklon



č. programu: 732 002 001			
název:		počet zubů z	54
č.zak./výřez:		šířka zubu b	12.7mm
firma/stroj č.:		modul m	1.13mm
měřicí stroj:		úhel záběru	15° 00' 00"
poznámka:		úhel sklonu	33° 00' 00"
		pr. základní kr. db	69.3067mm



tolerance	středně	nam.hodn. [μm]						tolerance	nam.hodn. [μm]						středně
Var	1														1
fHv	+7	-4	-4	-3	-4	-1	-4	+7	1	-1	0	0	0	-1	-1
Fσ		5	5	4	5	4	5		2	2	2	2	2	2	2
ffv	3	1	1	1	1	2	1	3	1	1	1	1	1	1	1
Cσ	+2	2	3*	2	2	3*	2	+2	2	1	1	1	1	1	1
p/h-d[ms]		67.809 [67.65/67.95]							75.313 [75.25/75.4]						



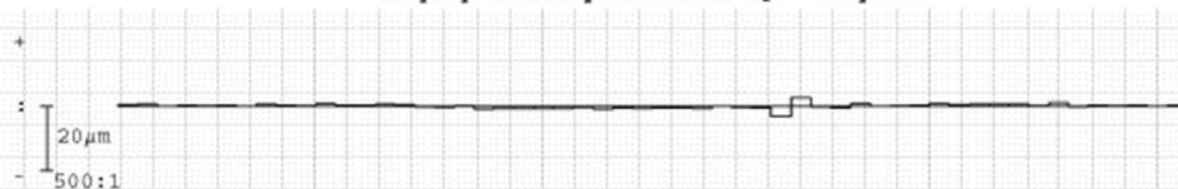
tolerance	středně	nam.hodn. [μm]						tolerance	nam.hodn. [μm]						středně
Var	4														4
fHβ	+11	0	1	-2	0	2	2	+11	2	2	3	-2	-1	1	0
Fβ		2	2	2	1	3	3		3	2	3	2	1	4	2
ffβ	5	1	1	1	1	1	1	5	1	1	1	1	1	2	1
Cβ	+3	1	1	1	1	1	2	+3	2	1	2	1	1	2	1

# čelní kolo - rozteče

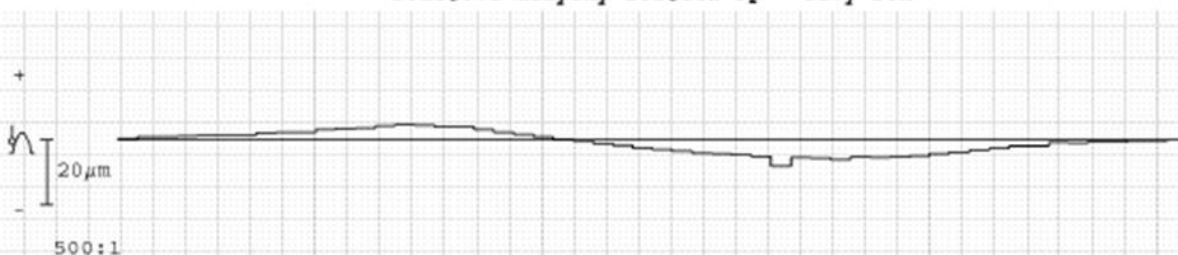


č. programu:	732 002 001		
název:		počet zubů z	54
č. zak./série:		modul m	1.13mm
firma/stroj č.:			

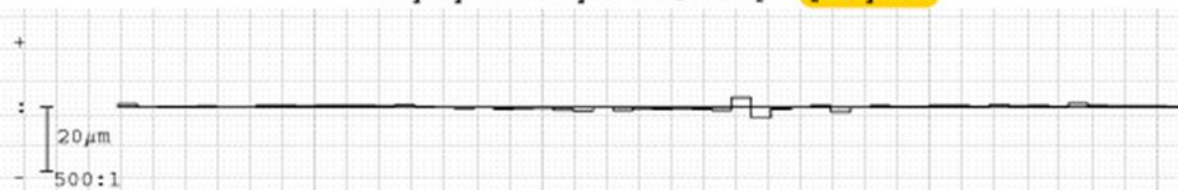
úchytky obvodových roztečí fp levý bok



součtové úchytky roztečí Fp levý bok



úchytky obvodových roztečí fp pravý bok



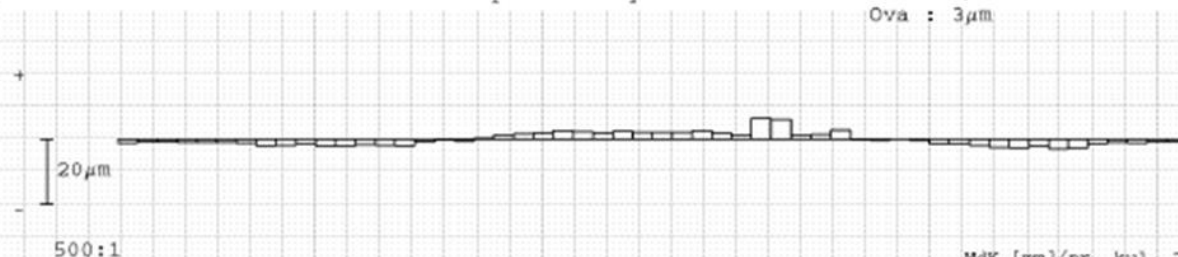
součtové úchytky roztečí Fp pravý bok



	levý bok / zpět		pravý bok / tah	
	nan.hodn.	jakost	nan.hodn.	jakost
max. úch. obvod roztečí fp max	3	5	3	5
max. úch. soused. roztečí fu max	6		6	
kolísání roztečí kp	6		6	
součtová úchytky roztečí Fp	13		10	
součtová úch. roztečí k zubů Fps/s	6	16	5	16

házení Fr (pr. kuličky -2mm)

e : 2μm  
Ova : 3μm

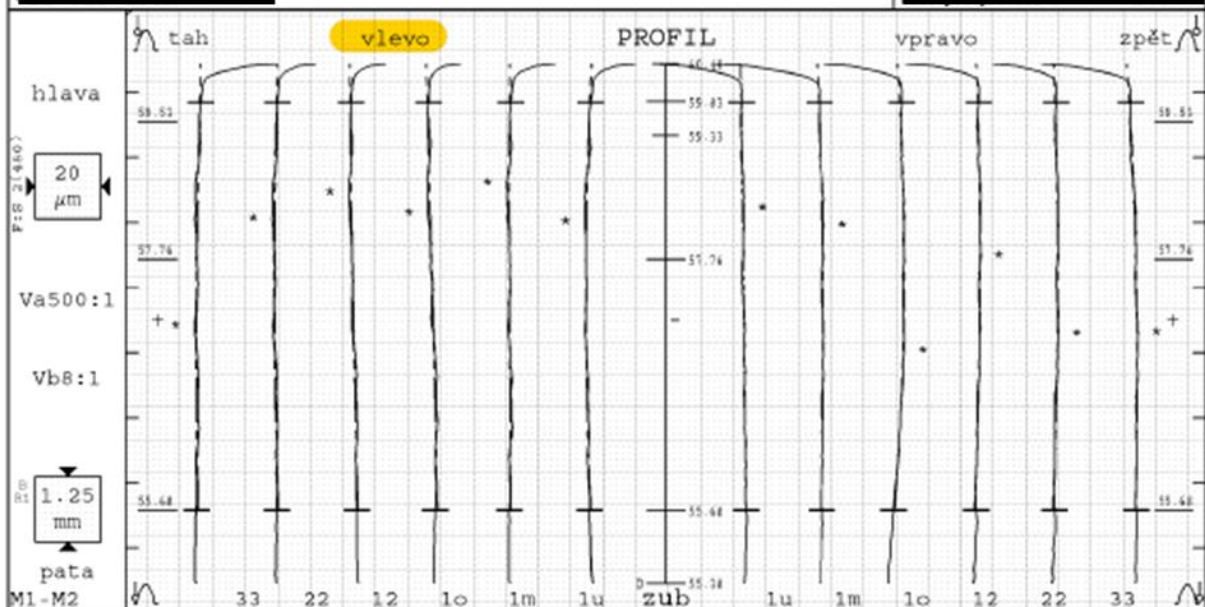


			MdK [mm]/pr. kul. 2	
obvodové házení ozubení Fr	10	22	dov.hodn.	75.403 75.331
kolísání tloučky zubu ks	5		nan.	75.318* 75.324* 75.315*

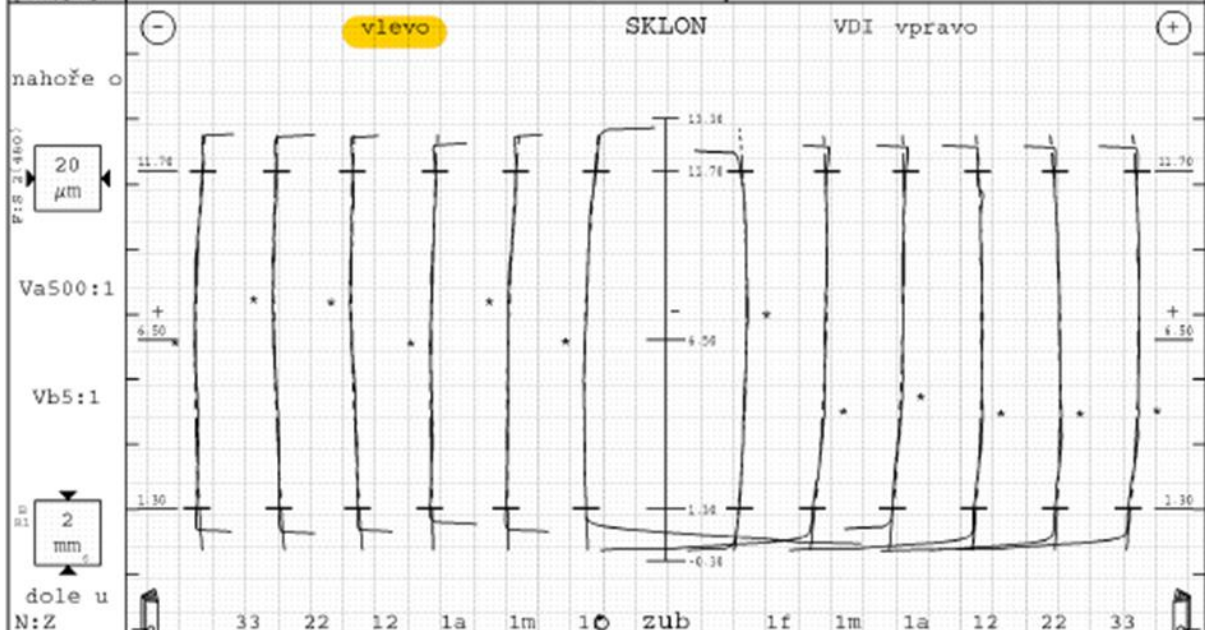
# čelní kolo - profil/sklon



č. programu: 732 001 001			
název:		počet zubů z	43
č.zak./série:		modul m	1.13mm
firma/stroj č.:		úhel záběru	15° 00' 00"
měřicí stroj:		úhel sklonu	-33° 00' 00"
poznámka:		pr. základní kr. db	55.1887mm



tolerance	střední	nam.hodn. [μm]							tolerance	nam.hodn. [μm]							střední
Var	2																3
fHo	+14	1	0	0	2	3	0	0	+14	-1	-1	2	1	1	-2	0	
Fo	2	2	2	2	2	3	2	2	2	2	2	3	2	2	2	2	
ffo	9	1	1	1	1	2	1	1	9	1	1	1	1	1	1	1	
Co	+5	1	1	1	0	0	0	1	+5	0	1	2	1	1	1	1	
p/h-d(mm)	52.938	[52.85/53.1]							60.484	[60.4/60.55]							



Var	6								5							
fHβ	+25	0	1	-2	-3	1	3	3	+25	2	4	4	1	-1	2	2
Fβ	3	3	3	2	2	2	3	4	3	5	4	3	2	3	3	
fβ	7	1	1	1	1	1	1	1	7	1	1	1	2	1	1	1
Cβ	+5	1	2	1	1	1	1	2	+5	2	2	1	2	2	2	2

# čelní kolo - rozteče

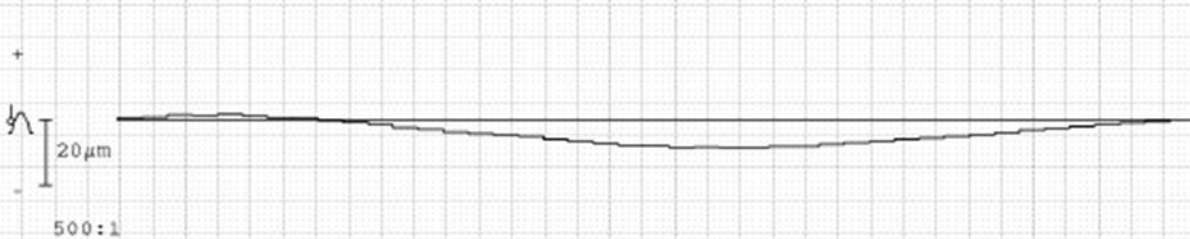


č. programu:	732 001 001		
název:		počet zubů z	43
č. zak./série:		modul m	1.13mm
firma/stroj č.:			
		úhel záběru	15° 00' 00"
		úhel sklonu	-33° 00' 00"

## úchytky obvodových rostečí fp levý bok



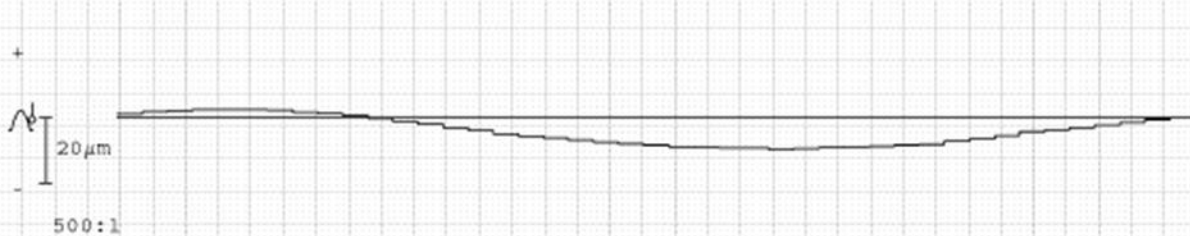
## součtové úchytky rostečí Fp levý bok



## úchytky obvodových rostečí fp pravý bok



## součtové úchytky rostečí Fp pravý bok



měřicí kružnice rostečí: 59.329 z=6.3mm	levý bok / tsh		pravý bok / zpět	
	nan.hodn.	jakost	nan.hodn.	jakost
max. úch. obvod rostečí fp max	1	10	1	10
max. úch. soused. rostečí fu max	1		1	
kolísání rostečí Rp	2		2	
součtová úchytky rostečí Fp	10		12	
součtová úch. rostečí k zubů Fpa/0	3	40	5	40

## házení Fr (pr. kuličky = 2.5mm)

e : 3 μm  
Ova : 1 μm

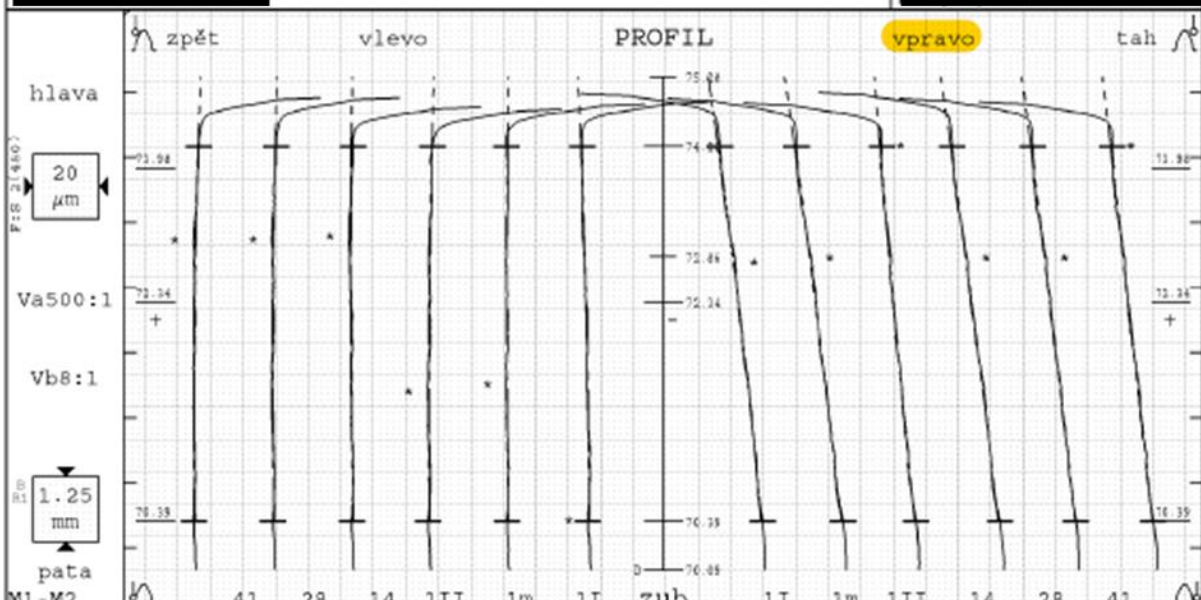


obvodové házení ozubení Fr	6	63	MdX [mm]/pr. kul. 2.5	
			dev.hodn.	62.602 62.513
kolísání tloušťky zubu Rp	3		nan.	62.513 62.514 62.512*

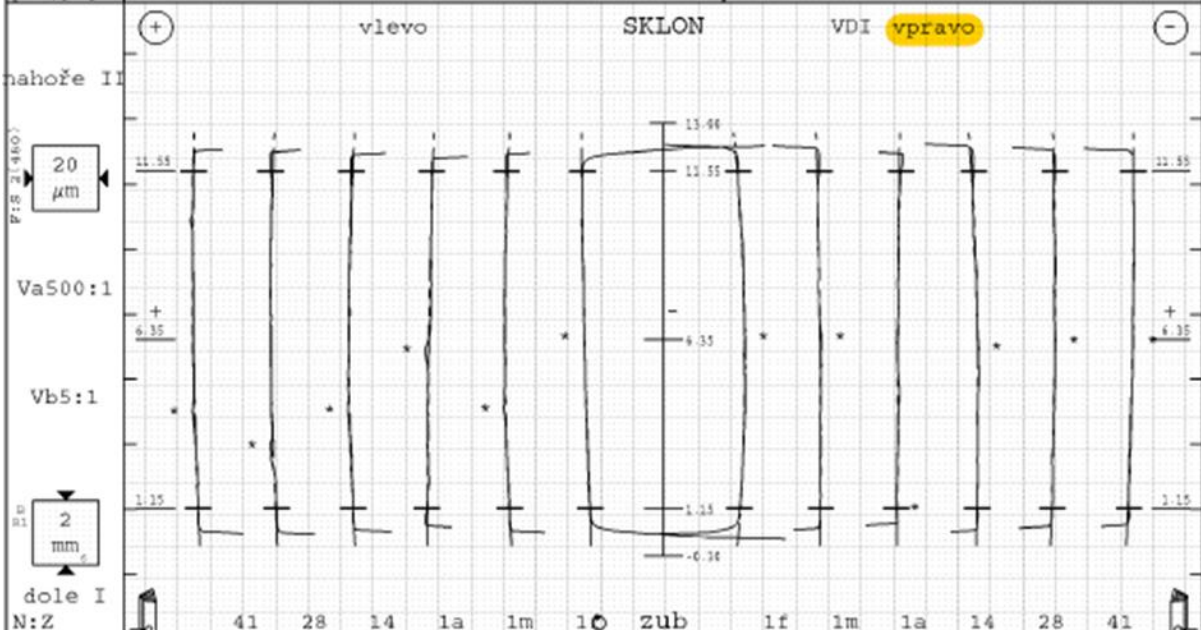
# čelní kolo - profil/sklon



č. programu: 732 002 001 B			
název:		počet zubů z	54
č.zak./série:		modul m	1.13mm
firma/stroj č.:		úhel záběru	15° 00' 00"
mericí stroj:		úhel sklonu	33° 00' 00"
poznámka:		pr. sákladaf kr. db	69.3067mm



tolerance	střední	nam.hodn. [μm]							tolerance	nam.hodn. [μm]							střední
Var	2																2
fHo	+1	0	-1	0	1	-1	0	3	-14±1	-13	-14	-11	-15	-14	-13	-14	
Fo		1	2	1	1	1	1	2	2	1	4	1	1	1	2	1	
ffo	3	1	1	1	1	1	1	1	3	1	1	1	1	1	1	1	
Co	+1	1	1	1	0	1	0	0	+1	1	1	0	0	0	0	0	
p/h-d(mm)		67.786 [67.65/67.95]								75.303 [75.25/75.4]							



Var	střední	nam.hodn. [μm]							Var	nam.hodn. [μm]							střední
Var	2																4
fHβ	+1	1	2*	1	0	-2	1	3	+1	1	1	-1	2*	-1	-2*	0	
Fβ		2	2	2	1	2	2	3	2	1	2	2	2	1	2	2	
ffβ	5	1	1	1	1	1	1	0	5	1	1	1	1	1	0	1	
Cβ	+1	1	1	1	1	0	1	0	+1	2*	0	0	1	1	1	1	



# čelní kolo - rozteče

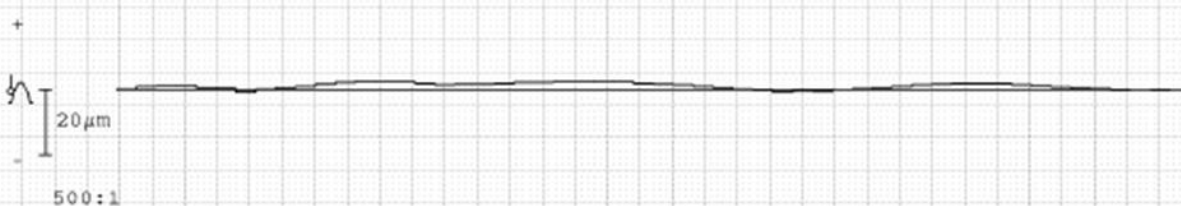


č. programu:	732 002 001 B		
název:		počet zubů z	54
č. zak./série:		modul m	1.13mm
firma/stroj č.:			

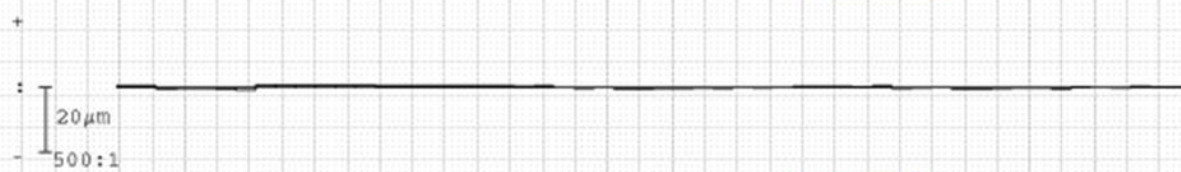
## úchytky obvodových roztečí fp levý bok



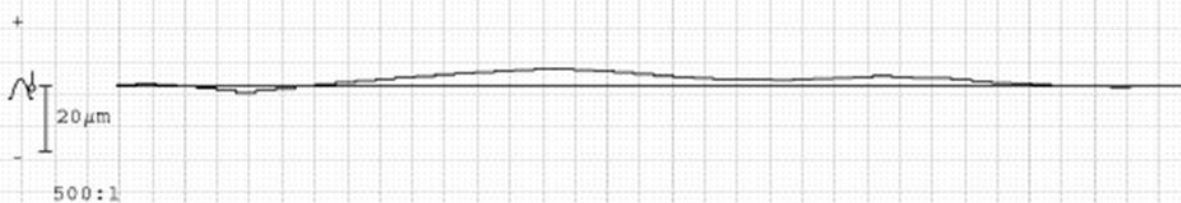
## součtové úchytky roztečí Fp levý bok



## úchytky obvodových roztečí fp pravý bok



## součtové úchytky roztečí Fp pravý bok



měřicí kružnice roztečí: 72.86 z=6.4mm	levý bok / zpět		pravý bok / tah	
	nan.hodn.	jakost	nan.hodn.	jakost
max. úch. obvod. roztečí fp max	1	5	1	5
max. úch. soused. roztečí fu max	2		2	
kolísání roztečí Rp	2		2	
součtové úchytky roztečí Fp	3		7	
součtové úch. roztečí k zubů Fpa/θ	3	16	4	16

## házení Fr (pr. kuličky = 2mm)

e : 3 μm  
Ova : 1 μm

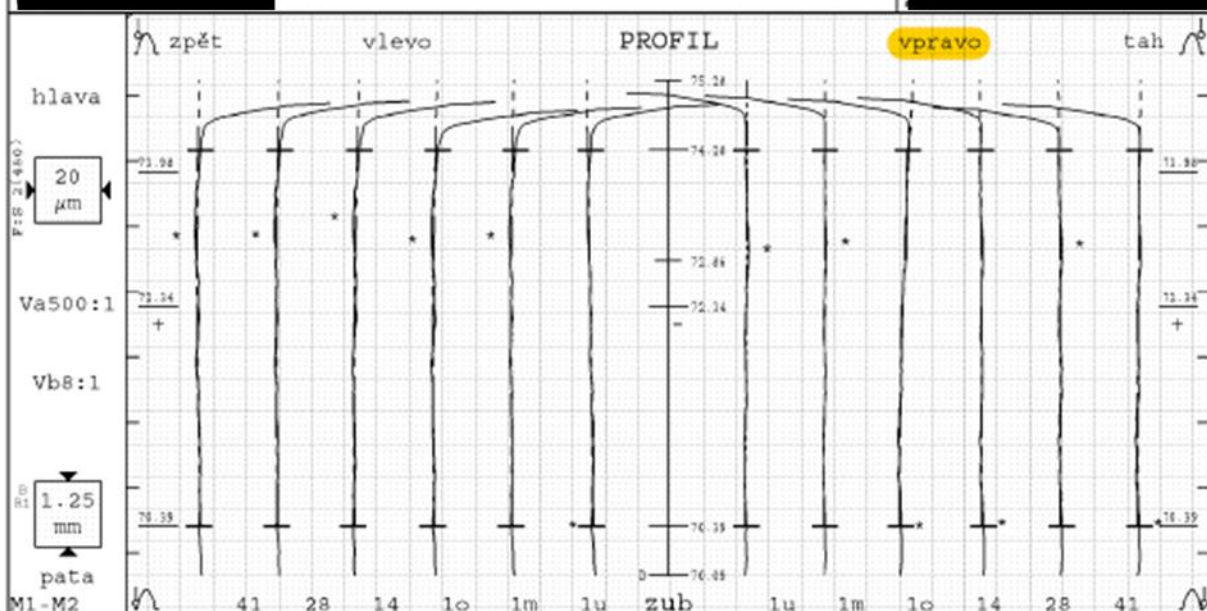


obvodové házení osubení Fr	B	22	Mdk [nm]/pr. kul. z	
			dov.hodn.	75.403 75.331
kolísání tloušťky zubu Rk	4		nan.	75.377 75.379 75.375

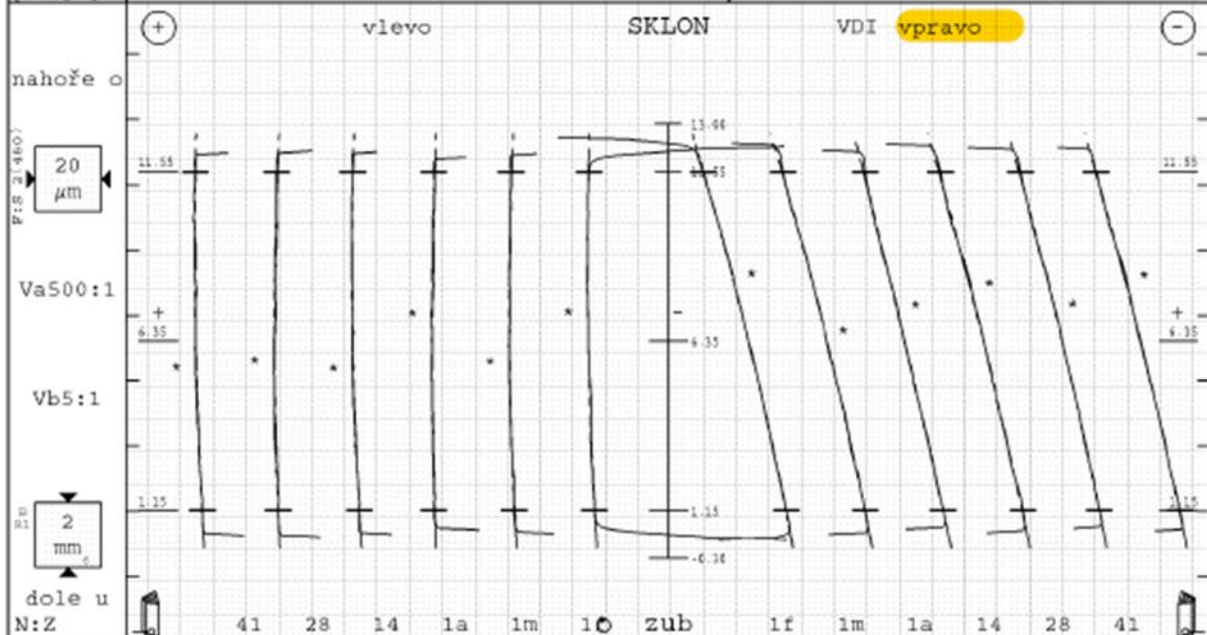
# čelní kolo - profil/sklon



č. programu:	732 002 001 P		
název:		počet zubů z	54
č.zak./série:		šířka zubu b	12.7mm
firma/stroj č.:		modul m	1.13mm
měřicí stroj:		úhel záběru	15° 00' 00"
poznámka:		úhel sklonu	33° 00' 00"
		pr. základní kr. db	69.3067mm



tolerance	střední	nam.hodn. [μm]							tolerance	nam.hodn. [μm]							střední
Var	2																1
fHo	+1	0	1	0	-1	0	0	2	+1	1	0	3	0	0	1	0	
Fo	2	2	2	2	2	2	2	2		1	1	3	1	1	1	1	
ffe	3	1	1	1	1	1	1	1	3	1	1	1	1	1	1	1	
Co	+1	0	1	0	0	1	0	0	+1	0	0	-1	0	0	0	0	
p/h-d(mm)	67.790	[67.65/67.95]							75.310	[75.25/75.4]							



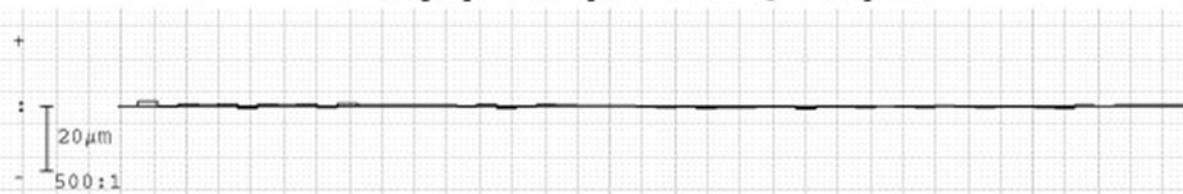
Var	2																1
fHβ	+1	1	2*	0	2*	0	1	2	30+1	31	31	30	31	30	31	31	
Fβ	2	3	1	2	1	2	2		2	2	1	1	1	2	2		
ffeβ	5	1	1	1	1	1	1	5	0	1	1	1	1	1	1		
Cβ	+1	1	1	1	1	1	1	+1	1	1	0	1	1	1	1		

# čelní kolo - rozteče

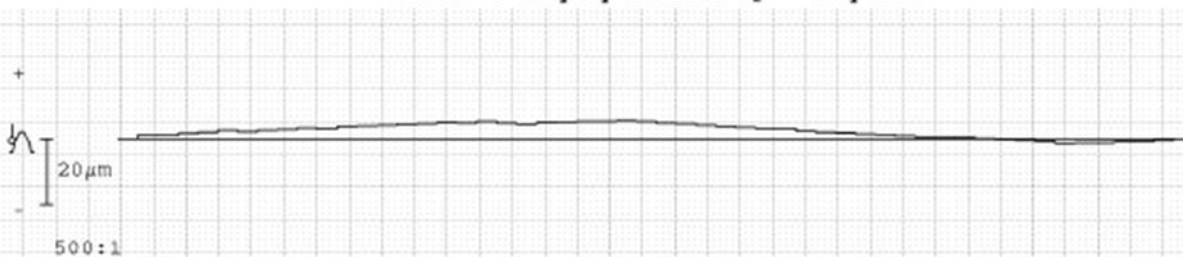


č. programu:	732 002 001 F		
název:		počet zubů z	54
č. zak./série:		modul m	1.13mm
firma/stroj č.:			
		úhel záběru	15° 00' 00"
		úhel sklonu	33° 00' 00"

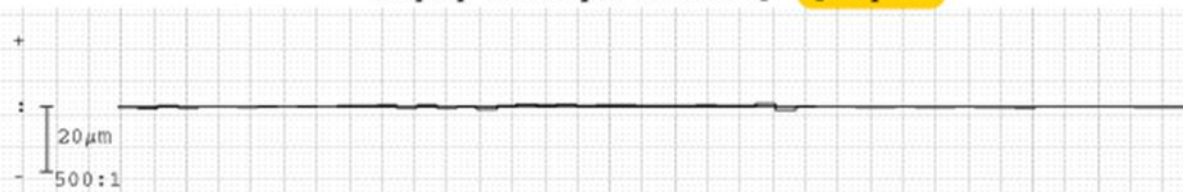
úchytky obvodových rostečí fp levý bok



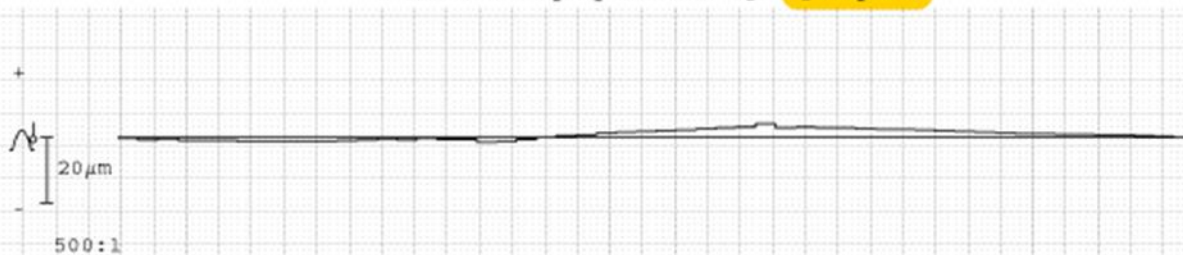
součtové úchytky rostečí Fp levý bok



úchytky obvodových rostečí fp pravý bok



součtové úchytky rostečí Fp pravý bok



měřicí kružnice rostečí: 72.86 z=6.4mm	levý bok / zpět		pravý bok / tah	
	nan.hodn.	jakost	dov.hodn.	jakost
max. úch. obvod rostečí fp max	1	5	1	5
max. úch. soused. rostečí fu max	2		2	
kolísání rostečí Rp	2		2	
součtová úchytky rostečí Fp	7		6	
součtová úch. rostečí k zubů Fpa/8	3	16	3	16

házení Fr (pr. kuličky = 2mm)

e : 6 μm  
Ova : 0 μm



obvodové házení ozubení Fr	MdK [mm]/pr. kul. 2		dov.hodn.	
	13	22	75.403	75.331
kolísání tloušťky zubu Rz	8		nan.	75.355 75.356 75.353

