



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# VÝPOČTOVÉ MODELOVÁNÍ DYNAMIKY AUTOMOBILNÍ PŘEVODOVKY V PROSTŘEDÍ MBS

COMPUTATIONAL MODELLING OF THE AUTOMOTIVE GEARBOX DYNAMICS USING MULTI-BODY  
APPROACH

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Pavel Suchý

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Aleš Prokop, Ph.D.

BRNO 2024



# Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Bc. Pavel Suchý**  
Studijní program: Automobilní a dopravní inženýrství  
Studijní obor: bez specializace  
Vedoucí práce: **Ing. Aleš Prokop, Ph.D.**  
Akademický rok: 2023/24

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

## **Výpočtové modelování dynamiky automobilní převodovky v prostředí MBS**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Práce je zaměřena na sestavení výpočtového modelu pro simulaci dynamiky automobilní převodovky. Model bude postaven v prostředí multi-body softwaru ADAMS. Vstupem bude konkrétní geometrie převodového ústrojí, průběh provozních otáček a zátěžného krouticího momentu. Úkolem studenta je stanovení průběhu budících sil a odezvy na toto buzení na klíčových komponentech převodovky.

### **Cíle diplomové práce:**

Vypracování rešerše v oblasti dynamicky převodových ústrojí se zahrnutím silových účinků.  
Vyhotovení výpočtového modelu na bázi MBS.  
Provedení simulací pro stavy s různým charakterem zatěžování.  
Zhodnocení výsledků a formulace závěrů.

### **Seznam doporučené literatury:**

SHIGLEY, J.E., MISCHKE, CH.R., BUDYNAS, R.G. Konstruování strojních součástí. VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

TŮMA, J. Vehicle gearbox noise and vibration: measurement, signal analysis, signal processing and noise reduction measures. Chichester: John Wiley, 2014, 243 s. ISBN 9781118359419.

BERND, Simeon. Computational Flexible Multibody Dynamics: A Differential-Algebraic Approach [online]. 2013, ISBN 978-3-642-35158-7. Dostupné z: <http://link.springer.com/book/10.1007/978-3-642-35158-7/page/1>.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Práce se věnuje sestavení výpočtového modelu manuální automobilové převodovky MQ281 v programu MSC ADAMS View, na kterém je následně simulováno několik statických a dynamických provozních stavů. Vstupem pro stavbu MBS modelu je CAD sestava převodovky v nutném detailu a parametry ozubených kol. Výpočtový model využívá vlastního modelu ložisek a záběru čelních ozubených kol s šikmými zuby na základě chyby převodu. Výstupy simulací jsou průběhy sil a momentů působících v ložiskách, ozubených kolech a synchronizačních spojkách, průběhy výchylek hřídelí, úhlové rychlosti hřídelí a ozubených kol, frekvenční analýzy provozních stavů.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Manuální převodovka, ozubené kolo, čelní ozubení s šikmými zuby, chyba převodu, dynamika, ADAMS View, MBS, frekvence

## ABSTRACT

The thesis deals with construction of a computational model of the manual automotive gearbox MQ281 in MSC ADAMS View software, on which several static and dynamic operating states of the gearbox are simulated. The input for the MBS model construction is the CAD assembly of the gearbox in necessary detail and parameters of all gears. The computational model uses a custom model of bearings and the engagement helical spur gears based on the transmission error. The outputs of the simulations are courses of forces and moments acting in bearings, gears and synchronizing clutches, courses of shafts deflection, courses of angular velocities of shafts and gears, frequency analysis of operating states.

## KEYWORDS

Manual gearbox, gear, helical spur gear, transmission error, dynamic, ADAMS View, MBS, frequency

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SUCHÝ, Pavel. *Výpočtové modelování dynamiky automobilní převodovky v prostředí MBS* [online]. Brno, 2024. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 104 s. Vedoucí práce Aleš Prokop. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/154179>.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Aleše Prokopa, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 23. května 2024

.....

Bc. Pavel Suchý

## PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji své rodině za veškerou podporu během celého studia. Děkuji panu Ing. Aleši Prokopovi, Ph.D. za vedení práce, všechny konzultace, obstarání podkladů k vypracování práce a poskytnutí počítače k provedení simulací.



# OBSAH

Úvod.....	12
<b>1 Převodovka.....</b>	<b>13</b>
1.1 Požadované vlastnosti převodovky.....	13
1.2 Skladba převodovky .....	14
1.3 Rozdělení převodovek .....	14
1.3.1 Podle způsobu řazení rychlostních stupňů.....	14
1.3.2 Podle změny převodového poměru .....	14
1.3.3 Podle druhu převodu.....	14
1.4 Parametry převodovky .....	15
1.5 Převodovka MQ281 .....	18
<b>2 Dynamika soustav těles a ADAMS View .....</b>	<b>19</b>
2.1 Marker.....	20
2.2 General Force.....	20
2.3 Kinematické vazby .....	20
2.4 Motion.....	21
2.5 Gear.....	21
2.5.1 Typ ozubení .....	22
2.5.2 Výpočtový model .....	22
2.5.3 Geometrie .....	23
2.5.4 Materiál.....	23
2.5.5 Vazba .....	23
2.6 Gear AT .....	23
2.6.1 Definice profilu zubu a ostatních parametrů ozubeného kola .....	23
2.6.2 Síť konečných prvků ozubeného kola .....	24
2.6.3 Element ozubeného kola.....	24
2.6.4 Silové působení ozubených kol .....	24
2.7 Bearing.....	25
2.8 Další využívané funkce.....	25
<b>3 Faktory ovlivňující silové účinky převodovky .....</b>	<b>27</b>
3.1 Tuhost .....	27
3.2 Tuhost záběru ozubení .....	27
3.3 Tuhost valivých ložisek .....	29
3.4 Tlumení.....	29
3.5 Chyba převodu .....	30
3.6 Rázy .....	31
<b>4 Vibroakustické jevy.....</b>	<b>32</b>
4.1 Frekvence ozubených soukolí.....	32
4.1.1 Otáčková frekvence .....	32
4.1.2 Zubová (Záběrová) frekvence .....	32
4.1.3 Postranní pásma.....	32
4.1.4 Duchová frekvence (Ghost component).....	33
4.1.5 Opakovací frekvence kontaktů stejného páru zubů (Gear hunting) .....	33
4.1.6 Rachot (rattling).....	33

4.2	Frekvence závad valivých ložisek .....	33
4.2.1	Frekvence vnitřního kroužku .....	33
4.2.2	Frekvence klece ložiska .....	33
4.2.3	Frekvence valivých těles .....	34
4.2.4	Frekvence vnějšího kroužku .....	34
4.3	Fourierova transformace.....	34
4.3.1	Hustota spektrálních čar .....	35
4.3.2	Průměrování .....	35
4.3.3	Míra překrytí (Overlap).....	35
4.3.4	Chyba vzorkováním (aliasing) .....	35
4.3.5	Chyba únikem (leakage) .....	36
4.3.6	Frekvenční lupa (zoom) .....	36
<b>5</b>	<b>Stavba modelu převodovky .....</b>	<b>37</b>
5.1	Příprava a nahrání geometrie.....	37
5.2	Markery .....	39
5.3	Kinematické vazby .....	39
5.4	Ložiska .....	39
5.5	Ozubená kola.....	42
5.5.1	Vznik křivek tangenciální síly a tuhosti.....	47
5.5.2	Vznik plochy odchyly chyby převodu .....	49
5.5.3	Porovnání Gear AT vs. vlastní model .....	51
5.6	Synchronizační spojka.....	52
5.6.1	Výchozí poloha .....	52
5.6.2	Počátek řazení .....	53
5.6.3	Synchronizace .....	53
5.6.4	Uvolnění věnce .....	54
5.6.5	Dořazení .....	54
5.6.6	Zařazená rychlost .....	54
5.6.7	Doraz.....	55
5.6.8	Výpočet sil a momentů .....	55
5.6.9	Výpočet Krouticího momentu SV – P po přeřazení .....	56
<b>6</b>	<b>Simulace I.....</b>	<b>59</b>
6.1	Popis simulace a okrajové podmínky .....	59
6.2	Vstupní hřídel.....	60
6.3	Výstupní hřídel .....	62
6.4	Diferenciál .....	63
<b>7</b>	<b>Simulace II .....</b>	<b>65</b>
7.1	Popis simulace a okrajové podmínky .....	65
7.2	Úhlové frekvence hřídelí a ozubených kol.....	66
7.3	Délková chyba převodu.....	68
7.4	Krouticí moment.....	69
7.5	Frekvenční analýza.....	70
<b>8</b>	<b>Simulace III .....</b>	<b>76</b>
8.1	Popis simulace a okrajové podmínky .....	76
8.2	Výsledky simulace .....	77
8.2.1	Průběh výchylek a krouticích momentů ve větším rozlišení .....	78

---

8.3	Vliv vůle v synchronizační spojce .....	82
<b>9</b>	<b>Simulace IV .....</b>	<b>85</b>
9.1	Popis simulace a okrajové podmínky .....	85
9.2	Výsledky simulace v grafech .....	86
9.3	Oblast A .....	92
9.4	Oblast B .....	92
9.5	Bod C .....	93
9.6	Bod D .....	94
9.7	Bod E .....	94
9.8	Bod G .....	95
9.9	Oblast H .....	95
9.10	Bod I .....	95
	<b>Závěr .....</b>	<b>96</b>
	<b>Použité informační zdroje .....</b>	<b>99</b>
	<b>Seznam použitých zkratk a symbolů .....</b>	<b>101</b>

## ÚVOD

V každém automobilu se nachází převodovka, která mění velikost otáček a krouticího momentu motoru tak, aby mohl být automobil provozován v širokém spektru jízdních situací.

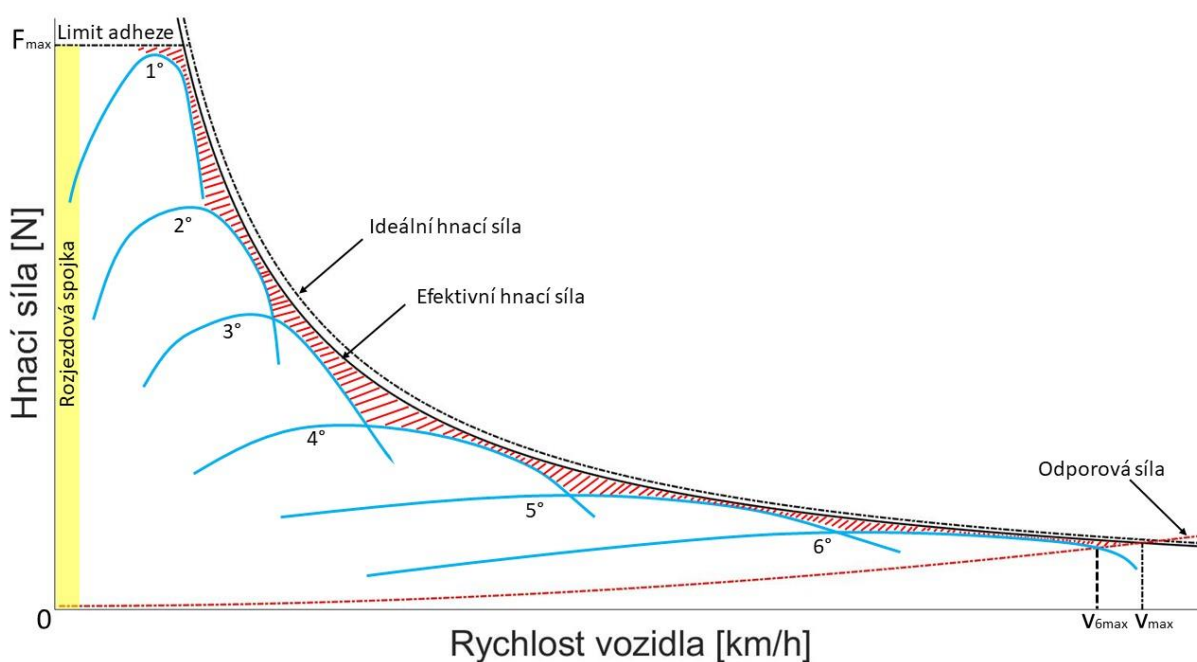
Na automobily je kladeno mnoho a mnoho nových požadavků, proto jde jejich vývoj neustále vpřed, včetně vývoje převodovek. K vývoji převodovek se vyjma výroby a testování prototypů využívá i velká škála různých výpočtů, které mají za cíl zrychlit a zlevnit jejich vývoj. Mezi tyto výpočty patří i modelování pomocí dynamiky soustav těles. Ze simulací těchto modelů lze také získat průběhy veličin, které by byly obtížně měřitelné, či dokonce neměřitelné. Taktéž je možné provádět citlivostní analýzy a zjišťovat změnu chování modelu v závislosti na změně vybraného parametru.

Práce analyzuje několik provozních stavů, ke kterým může v převodovce dojít. Mezi simulovanými stavy jsou statické zatížení převodovky konstantním krouticím momentem, simulace několika ustálených a neustálených stavů (provoz nezatížené převodovky, provoz zatížené převodovky, nárůst krouticího momentu v převodovce, pokles otáček převodovky při zatížení konstantním krouticím momentem), jevy v převodovce, vzniklé rozpojením rozjezdové spojky zatížené převodovky, přeražení na vyšší převodový stupeň během provozu.

# 1 PŘEVODOVKA

Jako převodovka se označuje mechanismus, který slouží ke změně velikosti krouticího momentu, velikosti otáček, nebo směru otáčení mezi vstupem a výstupem. Taktéž slouží k trvalému přerušení přenosu krouticího momentu.

Z maximálního výkonu spalovacího motoru je možné spočítat hyperbolickou závislost velikosti maximální ideální hnací síly na rychlosti vozidla. Vynásobením ideální hnací síly koeficientem účinnosti se získá průběh efektivní hnací síly. Z otáček motoru a průběhu krouticího momentu lze graf doplnit o křivky maximální hnací síly při daném rychlostním převodu. Vyšrafovaná plocha, ohraničená křivkou maximální efektivní hnací síly a křivkami maximálních hnacích sil při daných zařazených rychlostních stupních, znázorňuje oblast nevyužitého výkonu motoru. Snahou je, aby tato plocha byla co nejmenší, čehož lze obvykle docílit vyšším počtem rychlostních stupňů. V grafu je možné označit maximální rychlost vozidla, a sice v místě, kde se protne křivka hnací síly při zařazeném rychlostním stupni s křivkou znázorňující odporové síly. Zmíněné křivky jsou znázorněny na obrázku níže (Obrázek 1).



Obrázek 1 Závislost hnací síly na rychlosti vozidla a zařazeném rychlostním stupni

## 1.1 POŽADOVANÉ VLASTNOSTI PŘEVODOVKY

Při návrhu automobilové převodovky je bráno v úvahu několik kritérií, které musí převodovka splňovat. Obecně se očekává vysoká mechanická účinnost, spolehlivost, vysoká životnost, nízká hmotnost, nízké vibrace a hluk, plynulý chod, kompaktní rozměry, nízká cena, atd.

Převodovka musí umožnit rozjezd a provozování vozidla v náročných podmínkách, dosažení požadované maximální rychlosti vozidla a provozování vozidla v oblastech s vysokou účinností a tím i malou spotřebou.[1]

## 1.2 SKLADBA PŘEVODOVKY

Automobilové převodovky se skládají zejména z hřídelí, ozubených kol, ložisek, synchronizačních spojek, řadicí kulisy a skříně.

Na vstupní hřídel je z motoru přiváděn výkon v podobě krouticího momentu a otáček. Na vstupní hřídeli je uloženo několik ozubených kol, podle počtu rychlostních stupňů. Každé ozubené kolo je v záběru se spolu zabírajícím kolem. Spolu zabírající kola jsou uložena na výstupní hřídeli převodovky. Ozubená kola v automobilových převodovkách jsou obvykle čelní se šikmým sklonem zubů, což vede k rovnoměrnější tuhosti záběru, snížení vibrací a hluku. Hřídele jsou obvykle uloženy ve skříní převodovky na valivých ložiskách, ať už kuličkových, válečkových, jehlových, nebo kuželíkových. Jednotlivé rychlostní stupně jsou řazeny pomocí řadicí kulisy synchronizačními spojkami, uloženými na vstupní, nebo výstupní hřídeli. Pomocí ozubeného kola na vložené hřídeli je vytvořen reversní převod, který mění smysl otáčení výstupní hřídele.

## 1.3 ROZDĚLENÍ PŘEVODOVEK

Automobilové převodovky se neustále vyvíjejí. Existuje jich mnoho typů a lze je dělit různými způsoby. Hlavními kritérii, podle nichž se převodovky dělí, jsou[2][3]:

### 1.3.1 PODLE ZPŮSOBU ŘAZENÍ RYCHLOSTNÍCH STUPŇŮ

**AUTOMATICKÉ** – Rychlostní stupně řadí automobil zcela sám.

**POLOAUTOMATICKÉ** – Řidič dává pokyn ke změně rychlostního stupně. Proces řazení ovládá automobil sám.

**MANUÁLNÍ** – Řidič řadí rychlostní stupně přímo, přesouváním řadicí páky. Při řazení zároveň ovládá spojkový pedál.

### 1.3.2 PODLE ZMĚNY PŘEVODOVÉHO POMĚRU

**STUPŇOVÉ** – Převodovka se skládá z několika rychlostních stupňů s rozdílnými převodovými poměry.

**S PLYNULOU ZMĚNOU PŘEVODU** – Převodový poměr se mění plynule. Například u CVT (Continuously Variable Transmission) převodovek se přesouvá ocelový řemen po kuželových discích, čímž dochází plynulé změně převodového poměru.

### 1.3.3 PODLE DRUHU PŘEVODU

**S OZUBENÝMI KOLY** – Převodový poměr je realizován pomocí spolu zabírajících ozubených kol. Podle typu ozubených kol a jejich uložení je lze dále dělit na planetové převodovky a předloňové převodovky (ty lze dále dělit podle počtu hřídelí na dvou, nebo tříhřídelové).

Předlohové převodovky je možné rozdělit podle způsobu řazení. Nejstarším způsobem řazení je **přesun ozubeného kola** tak, aby se dostalo do záběru se spolu zabírajícím kolem. Tento způsob řazení byl nahrazen řazením pomocí **synchronizační spojky**, kdy jsou všechna ozubená kola v neustálém záběru se spolu zabírajícím kolem. Objímka synchronizační spojky se při řazení rychlostního stupně přesouvá, až dojde ke spojení unášivého ozubení kola s ozubením synchronizační objímky. Z objímky je krouticí moment dále veden přes jádro synchronizační spojky na hřídel. V současnosti se používá k řazení **jištěná synchronizace**. Synchronizační spojka navíc obsahuje jisticí kroužek, který umožní spojení unášivého ozubení ozubeného kola s ozubením synchronizační objímky až po synchronizaci otáček.

**ŘEMENOVÉ** – Krouticí moment je mezi dvěma hřídelemi přenášen pomocí řemene. Převodový poměr závisí na poměru velikostí řemenic.

**HYDRODYNAMICKÉ** – Součástí převodovky je i hydrodynamický měnič, který může měnit velikost krouticího momentu a otáček.

Další kategorií jsou převodovky hydrostatické, třecí, s elektrickými převody. Ovšem u automobilů nejsou příliš rozšířené.

## 1.4 PARAMETRY PŘEVODOVKY

**PŘEVODOVÝ POMĚR** udává vztah mezi otáčkami, nebo krouticími momenty na vstupu a výstupu z převodovky[2][3]:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{M_2}{M_1} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (1)$$

kde index 1 platí pro vstup, 2 pro výstup.  $M$  je krouticí moment,  $n$  otáčky,  $D$  průměr roztečné kružnice,  $z$  počet zubů ozubeného kola.

Vychází-li převodový poměr  $i < 1$ , jedná se o převod do rychla, otáčky na výstupu jsou vyšší, než na vstupu. Je-li převodový poměr  $i > 1$ , jedná se o převod do pomala. Otáčky na výstupu jsou nižší, krouticí moment je vyšší. Převodem do pomala obvykle bývá 1. rychlostní stupeň.

**CELKOVÝ PŘEVOD** se skládá z převodových poměrů rychlostních stupňů převodovky a stálých převodů:

$$i_c = i_s \cdot i_n \quad (2)$$

kde  $i_s$  je převodový poměr stálého převodu a  $i_n$  je převodový poměr daného rychlostního stupně.

Jako **ZÁKLADNÍ PŘEVOD**  $i_0$  je uváděn celkový nejmenší převodový poměr mezi motorem a hnacími koly. Na tomto převodovém stupni bývá automobil nejčastěji provozován. [2] Udává rovnovážný stav při maximální rychlosti na rovině, kdy je hnací síla automobilu rovna součtu všech odporových sil.

Podíl maximálního a minimálního převodového poměru určuje **ROZSAH RYCHLOSTNÍCH STUPŇŮ**  $R_i$ : [2]

$$R_i = \frac{i_{cmax}}{i_0} = \frac{i_{n1}}{i_{nmax}} \quad (3)$$

kde  $i_{cmax}$  je celkový největší převodový poměr,  $i_0$  je základní převodový poměr,  $i_{n1}$  je převodový poměr 1. rychlostního stupně převodovky,  $i_{nmax}$  je převodový poměr nejvyššího rychlostního stupně převodovky.

Počet převodových stupňů a jejich poměry jsou navrhovány nejen podle maximální dosažitelné rychlosti vozidla, ale je brán v úvahu i fakt, že dojde-li při jízdě do kopce a maximálních otáčkách k přeřazení na vyšší rychlostní stupeň, nesmí otáčky motoru klesnout pod hranici, kde motor dosahuje největšího krouticího momentu (otáčky musí zůstat ve stabilní oblasti, nesmí klesnout do nestabilní). Maximální podíl dvou po sobě jdoucích převodových poměrů:

$$q_{max} \leq \frac{n_{max}}{n_{Mmax}} \quad (4)$$

kde  $n_{max}$  jsou maximální otáčky motoru a při otáčkách  $n_{Mmax}$  motor generuje největší krouticí moment.

Podle poměru dvou po sobě jdoucích převodových poměrů je možné rozlišit dvě základní odstupňování převodovek:

Pro **GEOMETRICKÉ ODSUPŇOVÁNÍ** platí, že podíl po sobě jdoucích převodových poměrů je konstantní:[1][2]

$$q_n = \frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \dots = \frac{i_{n-1}}{i_n} = \frac{i_{z-1}}{i_z} = konst., \quad n = 1, 2, \dots, z \quad (5)$$

$$i_1 = i_2 \cdot q_n = i_3 \cdot q_n^2 = i_4 \cdot q_n^3 = \dots = i_z \cdot q_n^{z-1} \quad (6)$$

kde index  $z$  značí počet rychlostních stupňů.

Je-li znám počet zubů, nejvyšší a nejnižší převodový poměr, lze určit:[2]

$$q_z = \sqrt[z-1]{\frac{i_{max}}{i_{min}}} \quad (7)$$

Minimální počet převodových stupňů lze spočítat:

$$R_i = \frac{i_1}{i_z} = q_n^{z-1} \quad (8)$$

$$z = \frac{\ln R_{imax}}{\ln q_n} + 1 \quad (9)$$

Výsledek se zaokrouhlí na vyšší celé číslo.

Pro **PROGRESIVNÍ ODSUPŇOVÁNÍ** platí, že podíl po sobě jdoucích převodových poměrů klesá:[1][2]



$$q_{12} > q_{23} > q_{34} > \dots \quad (10)$$

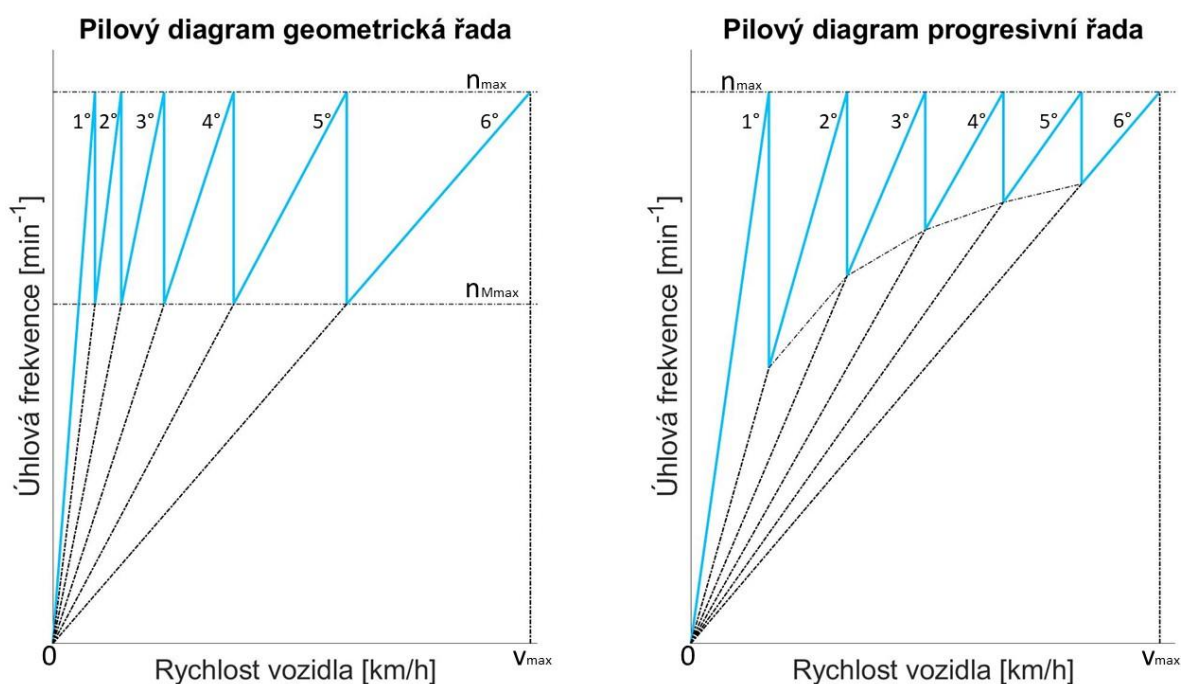
$$y = \frac{q_{12}}{q_{23}} = \frac{q_{23}}{q_{34}} = \dots = konst. \quad (11)$$

$$q_{12} = y \cdot q_{23} = y^2 \cdot q_{34} \quad (12)$$

kde  $y$  je stupeň progresivity.

$$R_i = q_n^{z-1} \cdot y \cdot y^2 \cdot \dots \cdot y^{z-3} \cdot y^{z-2} = q_n^{z-1} \cdot y^{\frac{z^2-3z+2}{2}} \quad (13)$$

Pilový diagram (Obrázek 2) ukazuje, jaké má motor otáčky při dané rychlosti vozidla a daném zařazeném rychlostním stupni.



Obrázek 2 Pilový diagram s geometrickým a progresivním odstupňováním

Z pilového diagramu geometrické řady plyne, že rozdíl mezi maximální rychlostí na daný převodový stupeň a maximální rychlostí na předchozí stupeň postupně roste. Mezi nejvyšším rychlostním stupněm a jeho předchozím je tento rozdíl velmi značný, což není zcela výhodné.[2] Při přerazení klesnou otáčky motoru na stejnou úroveň.

Pilový diagram progresivní řady ukazuje, že s každým přerazením na vyšší rychlostní stupeň otáčky motoru klesnou méně. Rozdíl maximálních rychlostí dvou po sobě jdoucích rychlostních stupňů je velmi podobný.

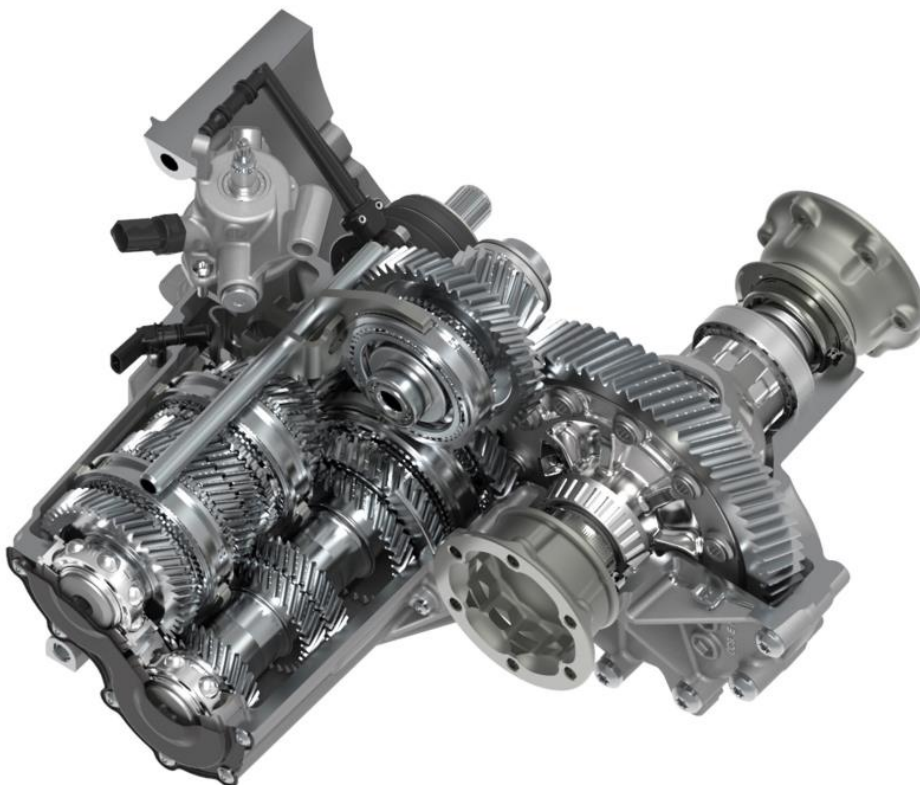
## 1.5 PŘEVODOVKA MQ281

Převodovku MQ281 vyvinul a v roce 2019 uvedl na trh koncern Volkswagen Group.[6][7][8]

Převodovku lze specifikovat jako manuální šestistupňovou převodovku s rozsahem rychlostních stupňů až 7,89, která je spojena s motory s točivým momentem 200 až 340 Nm.[7][8] Cílem vývoje bylo zvýšit účinnost převodovky, snížit tření i snížit nežádoucí hluk a vibrace. Díky novému návrhu mazacího systému si převodovka vystačí s náplní 1,5 litru oleje.[7]

Postupně nahrazuje ve vozech koncernu Volkswagen Group (Volkswagen, Škoda, Audi, Seat) převodovky MQ250 a MQ350. Prvním vozem s touto převodovkou byl Volkswagen Passat a po něm následovaly vozy další.[8]

Převodovku vyrábí pro celý koncern SEAT componentes ve výrobních závodech ve španělském El Prat de Llobregat a argentinském Cordoba. Výrobní kapacita činí jednotky tisíc kusů denně.[6]



Obrázek 3 Převodovka MQ281[9]

## 2 DYNAMIKA SOUSTAV TĚLES A ADAMS VIEW

Zkoumá pohyb a vzájemné silové působení tuhých, nebo deformovatelných těles, která jsou vzájemně propojena pomocí kinematických vazeb.[10]

V analýzách typicky vystupují:[10]

- Tuhá, nebo deformovatelná tělesa
- Základní tuhé nehybné těleso (Ground)
- Ideální, nebo poddajné kinematické vazby
- Silové účinky
- Generátory pohybu
- Senzory
- Souřadné systémy

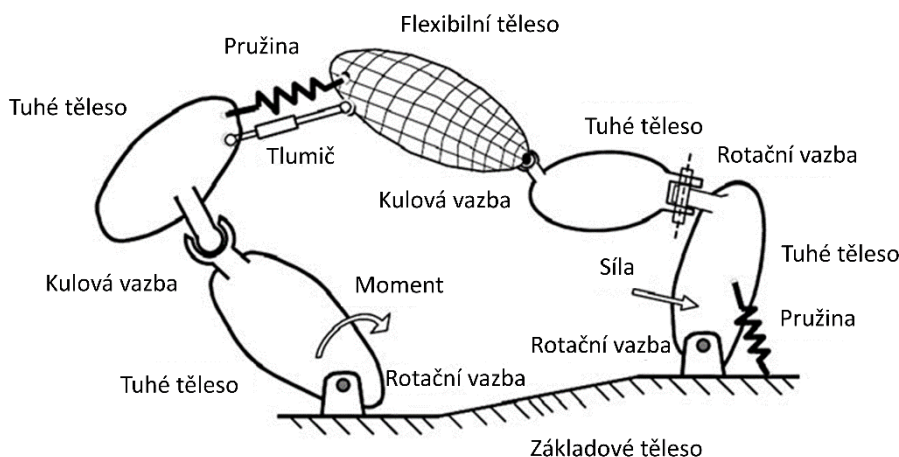
Kinematická analýza zkoumá pohyb těles v mechanismu, aniž by se zajímala o silové účinky. Zpravidla je na začátku jako okrajová podmínka určen pohyb těles(a) v mechanismu a analýza zkoumá kinematické vlastnosti (zrychlení, rychlost, polohu) ostatních těles, či významných míst, ovlivněných okrajovou podmínkou.

Statická analýza počítá silové účinky soustavy za stavu statické rovnováhy.

Dynamická analýza zkoumá nejen pohyb těles v mechanismu, ale zabývá se i silovým působením, které může iniciovat pohyb. Kromě vnějšího zatížení řeší i silové účinky ve vazbách mezi tělesy.

Mezi nástroje k provádění těchto analýz patří ADAMS View, ve kterém je řešena praktická část práce.

Následující podkapitoly popisují základní funkce, používané ke stavbě výpočtových modelů v ADAMS View, popsaných podle oficiálního manuálu programu.[11]



Obrázek 4 Schematické znázornění dynamiky soustav těles[12]

## 2.1 MARKER

Marker je označení pro souřadnicový systém, který je definován souřadnicemi počátku a natočením tří kolmých os. Přísluší tělesu, hmotnému bodu, ploše, flexibilnímu tělesu, křivce nebo základnímu tělesu (Ground). Pomocí markerů se vytváří kinematické vazby mezi tělesy, zatížení, pohyb, nebo měření. Pokud se jedná o marker, který se vůči svému tělesu pohybuje, jedná se o Float marker. Jako I marker bývá označován akční člen, jako J marker bývá označován člen reakční. Referenční marker udává směr os, ve kterých probíhá měření veličin.

## 2.2 GENERAL FORCE

Prvek General Force tvoří mezi dvěma markery silové působení. Ve směru každé osy působí jedna složka síly a kolem každé osy působí jedna složka momentu. Celkem tedy tři silové a tři momentové složky. Pro každou složku uživatel předepíše vlastní hodnotu, nebo funkci. K vytvoření General Force jsou zapotřebí I marker, Float marker a referenční marker.

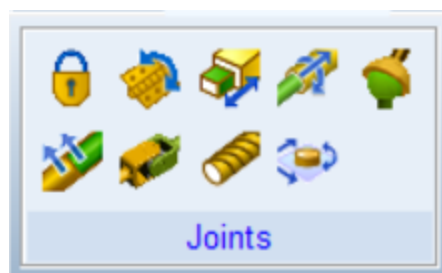
## 2.3 KINEMATICKÉ VAZBY

Kinematické vazby se dělí na pasivní a aktivní.[10]

Smyslem pasivních vazeb je zamezit posuvu tělesa v určitém směru, nebo zamezit jeho natočení kolem vybrané osy. S každým omezením vazba odebrává tělesu jeden stupeň volnosti, celkem je tedy možné jednou vazbou tělesu odebrat až šest stupňů volnosti. V omezeném směru vzniká reakční síla, která zajišťuje dodržení podmínek předepsané vazby. Typy vazeb a počet stupňů volnosti jimi odebraných ukazuje tabulka níže (*Tabulka 1*), grafické znázornění v ADAMS View ukazuje obrázek (*Obrázek 5*).

U těchto vazeb je zároveň možné aktivovat i tření. Šroubová vazba a vazba hřeben – pastorek určují závislost mezi translačním a rotačním pohybem.

Aktivní vazba pohyb tělesa neomezuje, ale naopak jej v předepsaném směru iniciuje. Jedná se o tvrdý zdroj[10], který je přesně dodržen bez jakéhokoliv vlivu okolí.



Obrázek 5 Kinematické vazby  
ADAMS View

Tabulka 1 Kinematické vazby a stupně volnosti[11]

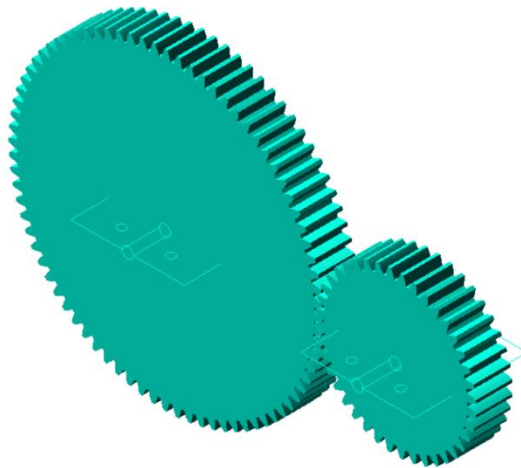
Počet odebraných stupňů volnosti vazbou			
Typ vazby	Odebrané stupně volnosti posuv	Odebrané stupně volnosti rotace	Odebrané stupně volnosti celkem
<b>Pevná</b>	3	3	6
<b>Rovinná</b>	1	2	3
<b>Válcová</b>	2	2	4
<b>Kulová</b>	3	0	3
<b>Translační</b>	2	3	5
<b>Rotační</b>	3	2	5
<b>Šroubová</b>	0,5	0,5	1
<b>Konstantní rychlost</b>	3	1	4
<b>Hřeben – pastorek</b>	0,5	0,5	1
<b>Univerzální Hookova</b>	3	1	4

## 2.4 MOTION

Funkcí Motion je generován pohyb. Předpis pohybu se zadává buď do vazby (translační pohyb může být aplikován ve vazbě translační a cylindrické ve směru osy Z, rotační pohyb může být aplikován ve vazbě cylindrické a rotační kolem osy Z), nebo se definuje mimo vazbu mezi dvěma markery. Pohyb může být zadán předpisem polohy, rychlosti nebo zrychlením, podobně může být hodnota konstantní, nebo v čase proměnná. Zdroj pohybu je dokonale tuhý a síla či moment mohou dosahovat velmi vysokých hodnot.

## 2.5 GEAR

Ozubená kola je možné v ADAMS View modelovat pomocí modulu Gear, kde uživatel projde několika kroky, na jejichž konci modul vygeneruje požadovanou geometrii soukolí a vzájemné silové působení mezi ozubenými koly (*Obrázek 6*). Nejprve je nutné zvolit typ ozubení, poté výpočtový model, dále jsou zadány potřebné parametry geometrie ozubení, materiálové vlastnosti, a nakonec způsob vazby.



Obrázek 6 Ozubená kola modul Gear

### 2.5.1 TYP OZUBENÍ

Jako typ ozubení lze zvolit čelní ozubená kola s přímými, nebo šikmými zuby, kuželové soukolí, hypoidní soukolí, šnekové soukolí, či dvojici ozubené kolo a lineární hřeben. Pomocí modulu Gear je možné vygenerovat i planetové soukolí.

### 2.5.2 VÝPOČTOVÝ MODEL

Podle zkoumaných parametrů se volí matematický model ozubení, kde s rostoucími nároky na výsledky roste i komplikovanost modelu a jeho náročnost na výpočtový čas a výpočetní hardware.

**COUPLER** je nejjednodušší model, který počítá převod ozubených kol pouze na základě převodového poměru. Dostupný je pouze pro čelní soukolí s přímými zuby.

**SIMPLIFIED** je metoda, která počítá síly v ozubení a zubovou vůli na základě analytických vztahů. Tato metoda je rychlá a lze ji použít, pokud je možné zanedbat tření.

**DETAILED** je model, který počítá síly ozubení, včetně tření, pomocí analytických rovnic, evolventní funkce a uživatelem zadaných vlastností kontaktů. V jednom iteračním kroku je schopen počítat kontakt tří zubů, což umožňuje zaznamenat změny v zatížení. Tuto metoda je možné použít pouze pro čelní soukolí s přímými zuby.

**3D CONTACT** počítá zubovou vůli podle aktuální vzdálenosti středů ozubených kol a tloušťky zubů. Vychází z geometrie skořepin ozubených kol.

**ADVANCED 3D CONTACT** představuje nejsložitější model, který využívá metodu konečných prvků k výpočtu poddajnosti zubů. Oproti předchozím metodám tedy zahrnuje i možnost deformace zubů. Výpočtový model lze použít pouze pro čelní soukolí.

### 2.5.3 GEOMETRIE

V této sekci se na základě vybraného typu ozubení a zvoleného matematického modelu určí všechny potřebné údaje k vytvoření geometrie ozubených kol. Jedná se především o souřadnice středů ozubených kol, modul, šířky ozubení, tvar a počty zubů, úhel záběru a sklonu, poloměry středových děr, modifikace profilu zubu, počet bodů profilu zubu, kterými je proložena křivka, počet částí, na které je rozdělena šířka ozubeného kola, ....

### 2.5.4 MATERIÁL

Tento krok se věnuje materiálu ozubených kol. Hlavním cílem je získat informace o hmotnostech, momentech setrvačnosti, vlastnostech v kontaktu zubů (tuhost, tlumení, tření, ...). Hmotnost a momenty setrvačnosti lze určit manuálně uživatelem, hustotou materiálu a geometrií, nebo geometrií a výběrem materiálu z knihovny.

### 2.5.5 VAZBA

Poslední fází je určení spojení ozubených kol s okolím. Volí se mezi pevnou, rotační a poddajnou vazbou, nebo volným uložením. Kromě typu vazby se volí i tělesa, se kterými budou ozubená kola spojena.

## 2.6 GEAR AT

Modul Gear AT (Advanced technology) umožňuje velmi detailní tvorbu soukolí ozubených kol, včetně parametrů mikro geometrie. Některé parametry je dokonce možné určovat až na úrovni jednotlivých zubů. Názvosloví a parametry ozubených kol Gear AT vychází z norem ISO DIN 21771 a ISO DIN 1328-1.[11]

Ve starších verzích Adams View bylo nutné moduly Gear AT a Bearing AT doinstalovat jako zvláštní nástroj, novější verze instalují moduly AT současně se základní instalací View. K jejich využití je ale stále nutné dokoupit potřebnou licenci.

Zatímco tvorba ozubených kol modulem Machinery Gear je poměrně intuitivní a všechny informace jsou uloženy se zbytkem modelu jako jeden soubor, generování ozubených kol pomocí Gear AT vyžaduje několik samostatných kroků a tvorbu samostatných souborů, na které se Gear AT následně odkazuje (.XGD, .XGP – parametry ozubených kol, .XGS – tuhost ozubených kol, ...). Každé kolo se generuje zvlášť, v posledním kroku se definuje silové působení mezi koly.

Protože analyzovaná převodovka obsahuje pouze čelní ozubená kola se šikmými zuby, bude uveden pouze postup generování ozubených kol tohoto typu.

### 2.6.1 DEFINICE PROFILU ZUBU A OSTATNÍCH PARAMETRŮ OZUBENÉHO KOLA

Po nastavení základních parametrů ozubeného kola (modul, počet zubů, úhel sklonu, úhel záběru, šířka, ...) uživatel určí parametry profilu zubů.

Parametry profilu zubů (zaoblení paty/hlavy zubu, velikost patní/hlavové kružnice, ...) se liší podle metody jejich vzniku (přímé parametry profilu zubu, parametry odvalovací frézy, parametry obrážecího kotouče).

Tloušťku zubů, velikost hlavy a paty zubů lze také upravit v kartě Tolerance. I zde je možné využít více způsobů k jejich určení (určení vůle, určení tloušťky zubů přes kuličky, měření přes zuby).

Mezi parametry mikro geometrie, které lze upravit, se řadí odlehčení hlavy a paty zubu, odlehčení krajů, crowning, modifikace profilu úhlu, crowning boční křivky. Mikro geometrii lze upravit i nesymetricky, každému boku rozdílně.

Každému zubu je možné předepsat odchylku polohy na roztečné kružnici v radiálním a tangenciálním směru.

Hmotnost a momenty setrvačnosti ozubeného kola lze určit manuálně, nebo zvolením materiálu.

Po vyplnění všech parametrů dojde k validaci a následně se vygenerují soubory s příponami .cgp a .cgd, případně .cgm. Nakonec se zobrazí kontrolní tabulka všech parametrů ozubeného kola.

### **2.6.2 SÍŤ KONEČNÝCH PRVKŮ OZUBENÉHO KOLA**

Z parametrů ozubeného kola, uložených v souboru .cgp je generována síť konečných prvků ozubeného kola, jejíž parametry lze upravit.

Kromě parametrů sítě (počet prvků na profilu zubu, počet kontaktních rovin podél šířky zubu, počet prvků mezi dvěma kontaktními rovinami) se definuje, zda je síť určena pro tuhé ozubené kolo, prsteneček s flexibilními zuby, nebo celé flexibilní ozubené kolo.

K vytvoření celého flexibilního ozubeného kola je nutné připojit MNF soubor zbylé části ozubeného kola, kterou nevytvoří Gear AT (ten vytvoří prsteneček se zuby).

### **2.6.3 ELEMENT OZUBENÉHO KOLA**

V předchozích kapitolách je popsáno generování ozubeného kola se všemi jeho parametry a generování sítě konečných prvků. Takto vytvořené ozubené kolo je potřeba nainportovat do sestavy modelu View.

Ozubenému kolu se určí název, soubor .cgp a marker ve středu ozubeného kola. Případně je možné (de)aktivovat modifikace zubů ozubeného kola, excentricitu středu, nebo úhlovou odchylku axiální osy středu ozubeného kola.

### **2.6.4 SILOVÉ PŮSOBENÍ OZUBENÝCH KOL**

Po importu spolu zabírajících kol do sestavy je nutné mezi nimi vytvořit silové působení. K vytvoření silového působení je zapotřebí obou ozubených kol a jejich souborů tuhostí .cgs.

Poté je volen typ kontaktu (Gear FAST, tuhé ozubené kolo, flexibilní ozubení, celé flexibilní ozubené kolo) a vlastnosti s ním spojené (kontaktní tuhost tuhého kola, míra penetrace, ...).



Na výslednou velikost síly a její průběh má také vliv tření v ozubení, tlumení způsobené olejovou vrstvou, a vlastnosti oleje. Tyto parametry lze také nastavit.

## 2.7 BEARING

Jako existuje v ADAMS View modul pro generování ozubených kol Gear, obsahuje ADAMS View i modul Bearing k tvorbě ložisek. I tento modul nabízí více úrovní ložiska, podle požadavků na náročnost a detailnost simulace.

**JOINT** je nejjednodušší variantou z nabídky. Ložisko je modelováno jako ideální kinematická vazba. Tento typ ložiska odpovídá vazbě Revolute joint v případě blokování posuvu v axiálním směru, nebo vazbě Cylindrical joint v případě možného posuvu v axiálním směru. Je možné definovat tření.

**COMPLIANT** je náročnější verzí ložiska. Vlastnosti ložiska uživatel určí předepsáním parametrů tuhosti a tlumení. Parametry lze předepsat jako axiální, radiální a ohybovou tuhost, nebo je možné předepsat každý prvek v matici tuhosti samostatně. Závislost sil a momentů ložiska je lineární, bez vůlí v ložisku. V ložisku je možné vlivem zatížení pozorovat posuv a natočení vnitřního kroužku vůči vnějšímu. Zde se jedná o obdobu prvku Bushing.

**CLEARANCE** vytvoří ložisko s vůlemi a lineární tuhostí. Na rozdíl od Compliant uvažuje Clearance i axiální a radiální vůle v ložisku, ale uživatel nemůže popsat matici tuhosti tak detailně.

**DETAILED** je nejsložitějším modelem ložiska modulu Bearing. Knihovna obsahuje 14 druhů ložisek (kuličkové/válečkové/soudečkové/jehlové, jednořadé/dvouřadé, radiální/axiální, ...), ze které si uživatel vybere konkrétní ložisko. Tuhost ložiska je počítána v každém iteračním kroku podle aktuální polohy vnitřního kroužku vůči vnějšímu. K výpočtu tuhosti ADAMS View využívá databáze KISSsoft [11]. Po vykreslení grafu tuhosti v závislosti na posuvu je zřejmé, že tuhost není lineární. Tento způsob modelování ložiska odpovídá využití prvku General Force.

Po zvolení varianty modelu ložiska a vyplnění potřebných parametrů následuje krok, který je shodný u všech zmíněných možností. A sice je nutné vybrat dvě tělesa, mezi kterými bude ložisko vytvořeno. Modul v požadovaném místě vytvoří každému tělesu marker a mezi nimi ložisko.

Nestačí-li k tvorbě ložiska modul Machinery Bearing, je možné ložisko vytvořit pomocí Bearing AT, kde je možné popsat parametry ložiska velmi detailně. K využití tohoto modulu je ovšem nutné zakoupit potřebnou licenci. Simulace jsou náročnější, což se odrazí na delším výpočetním čase a požadavcích na výpočetní hardware.

## 2.8 DALŠÍ VYUŽÍVANÉ FUNKCE

**REQUEST** – Request ukládá vybraná data (průběh sil, momentů, rychlostí, posuvu, ...), se kterými je možné po skončení simulace dále pracovat v post procesoru.

**SPLINE** – Do funkce Spline se ukládají funkční závislosti v diskretních bodech, mezi kterými poté interpolací vzniká spojitá funkce. Funkční závislost může být zadána v závislosti na jednom, nebo dvou nezávislých parametrech. Interpolace probíhá pomocí akima metody, nebo kubickou interpolační metodou.

**DESIGN VARIABLE** – V Design Variable jsou uloženy číselné parametry, které je možné zahrnout do předpisů sil, pohybů a proměnných State Variable. Při změně parametru uživatel upraví pouze hodnotu v Design Variable, čímž se parametr změní ve všech rovnicích, kde je zahrnut. Design Variable se také využívá při optimalizacích parametru.

**STATE VARIABLE** – Pomocí State Variable je možné rozdělit složité předpisy rovnic na menší celky, které se vloží do finálního předpisu. Výsledný zápis se stane přehlednějším. Vstupuje-li část rovnice, která je zapsaná do samostatné State Variable, do více předpisů, proběhne její výpočet pouze jednou, což je výhodné.

### 3 FAKTORY OVLIVŇUJÍCÍ SILOVÉ ÚČINKY PŘEVODOVKY

Na výsledný průběh silových účinků v převodovce má vliv mnoho faktorů. Mnoho parametrů není konstantních, naopak se jejich hodnota během provozu mění.

Mezi tyto parametry patří:

#### 3.1 TUHOST

Tuhost v bodě je definována podílem síly, nebo momentu a deformace.

Pro namáhání tahem platí:

$$k = \frac{F}{x} = \frac{S \cdot E}{l} \quad (14)$$

kde je  $F$  zatěžující síla,  $x$  deformace,  $S$  plocha průřezu,  $E$  modul pružnosti v tahu,  $l$  délka prutu.

Při namáhání krutem platí pro torzní tuhost:

$$k_t = \frac{M}{\varphi} = \frac{G \cdot J_p}{l} \quad (15)$$

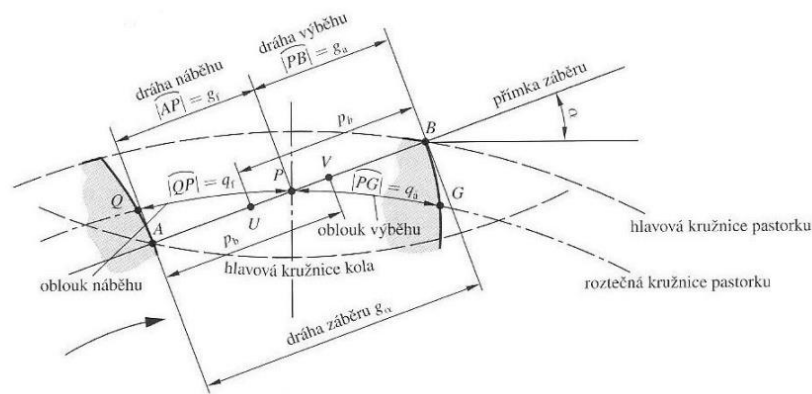
kde je  $M$  zatěžující moment,  $\varphi$  úhel zkroucení,  $G$  modul pružnosti ve smyku,  $J_p$  polární kvadratický moment průřezu.

Někdy se lze setkat s termínem poddajnost, což je převrácená hodnota tuhosti.

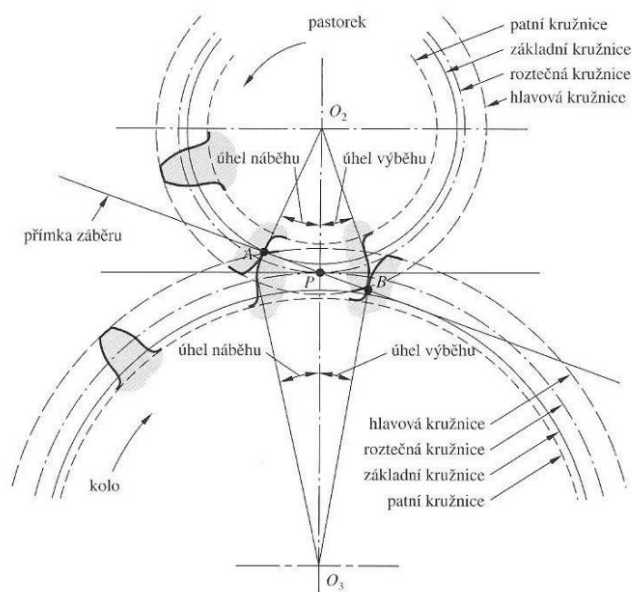
#### 3.2 TUHOST ZÁBĚRU OZUBENÍ

Vlivem změny parametrů ozubení se hodnota tuhosti záběru neustále mění, není tedy konstantní. Mezi hlavní faktory, ovlivňující tuhost ozubení, patří zejména:[10]

- Počet párů zubů v záběru
- Poloha bodu dotyku na přímce záběru
- Typ ozubení – přímé zuby, šikmé, ...
- Směr působící síly

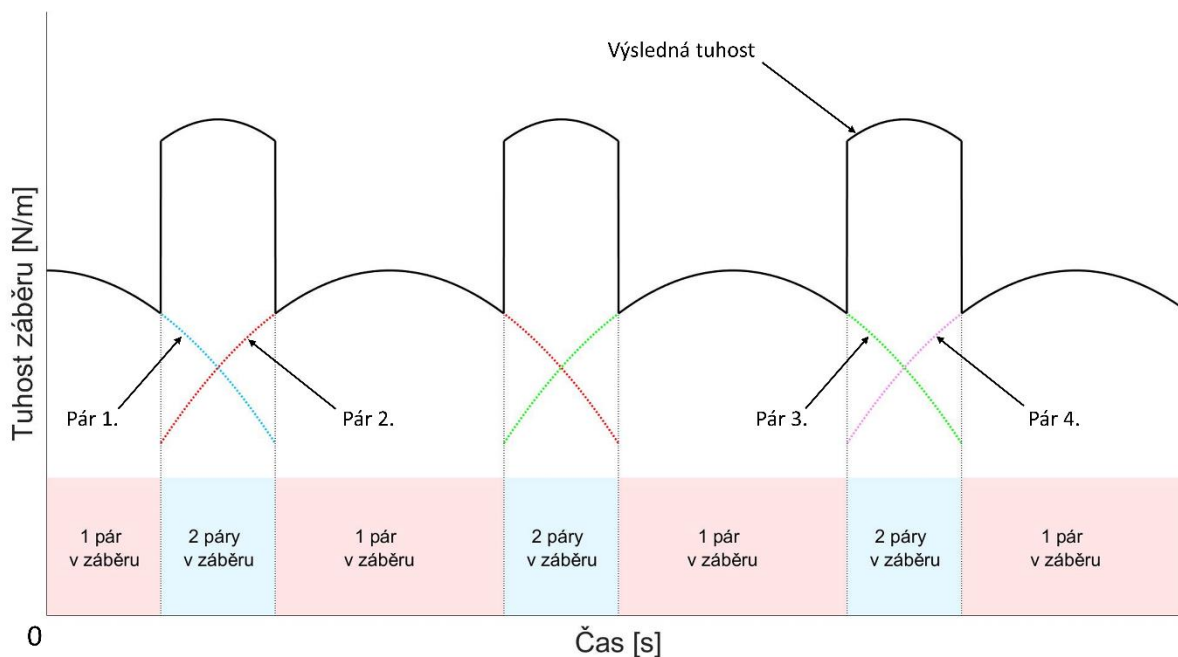


Obrázek 7 Dráha záběru [13]



Obrázek 8 Záběr sdružených nekorigovaných ozubených kol [13]

Obrázky (Obrázek 7, Obrázek 8) ukazují dvě odvalující se ozubená kola. Záběr páru zubů začíná v bodě A, odkud se bod záběru postupně přesouvá po záběrové přímce až do bodu B, kde záběr končí. Zpravidla se do bodu A dostává další pár zubů dříve, než se předchozí pár dostane do bodu B. Nastává tedy situace, kdy jsou po určitou chvíli v záběru dva páry zubů. Po ukončení záběru prvního páru je v záběru opět jen jeden pár zubů. Toto střídání jedno párového a dvou párového záběru se s otáčením ozubených kol cyklicky opakuje (Obrázek 9). Průběh takovéto tuhosti se modeluje skokovou funkcí s minimální hodnotou 55–65 % hodnoty maximální.[10] Ve skutečnosti se, díky mazání olejem, tuhost nemění skokově, ale téměř lineárně.[10]



Obrázek 9 Tuhost záběru ozubených kol

Průměrný počet párů v záběru určuje součinitel záběru profilů:[13]

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{q_{\alpha}}{p} \quad (16)$$

kde je  $q_{\alpha}$  oblouk záběru a  $p$  je rozteč.

S vyšší hodnotou součinitele záběru profilů se snižují rázy v ozubení a s nimi související hluchnost. Nejnížší vibrace se vyskytují při celočíselné hodnotě součinitele.[13]

U šikmého ozubení jsou v záběru vždy alespoň dva páry zubů [10], a proto součinitel záběru profilů nabývá vždy vyšších hodnot než u čelního ozubení s přímými zuby. Na rozdíl od čelního soukolí s přímými zuby vstupuje šířka ozubení šikmého soukolí do záběru postupně, což má opět kladný vliv na rázy a hluchnost. Nevýhodou šikmého ozubení je naopak vznik axiálních sil. Axiální síly je možné potlačit použitím ozubených kol s šípovými zuby, ovšem ta jsou náročná na výrobu, tím pádem i drahá.

### 3.3 TUHOST VALIVÝCH LOŽISEK

Tuhost valivého ložiska je nelineární a je dána pružnou deformací vnějšího kroužku, valivých elementů a vnitřního kroužku vlivem zátěžné síly. Závisí na velikosti, typu, materiálu, zpracování a provozní vůli ložiska. Závisí také na valivých elementech, kde s rostoucím počtem valivých elementů roste tuhost. Elementy s čarovým stykem mají vyšší tuhost než kuličkové elementy. Pomocí předpětí ložiska lze dosáhnout vyšší tuhosti.[14]

### 3.4 TLUMENÍ

Tlumení je proces silového působení, které má za následek snížení kinetické energie těles. Jeho velikost a směr působení závisí na vektoru rychlosti, kdy působí proti jeho směru

a s rostoucí rychlostí roste i tlumení. Díky tlumení ustává volné kmitání, vzniká fázový posuv výchylky a budící síly a rovněž se snižuje amplituda kmitání, především při rezonanci. Vlivem tlumení nejen klesá kinetická energie, ale tlumení může být i důvodem k růstu teploty těles, například díky tření, které tlumení také zahrnuje.

Jelikož výpočet tlumení bývá velmi komplikovaný, často se jeho velikost zjišťuje experimentálně.

Tlumení můžeme dělit na:[10]

- Vnější – například odpor prostředí
- Vnitřní – působí ve struktuře materiálu
- Vazebné tlumení

Mezi modely tlumení patří například:

- Coulombovo tření, definované vztahem:[13]

$$F_D = \mu \cdot \frac{v}{|v|} \cdot F_n \quad (17)$$

kde  $v$  je rychlost,  $F_n$  normálová síla a  $\mu$  součinitel tření.

- Viskózní tlumení:[10]

$$F_D = b \cdot v \quad (18)$$

kde  $b$  je konstanta tlumení.

- Komplexní tlumení:[10]

$$F_D = (k + b_1 \cdot i) \cdot x \quad (19)$$

kde  $k$  je tuhost,  $b_1$  konstanta tlumení,  $i$  imaginární jednotka.

### 3.5 CHYBA PŘEVODU

Je-li geometrie zubů na ozubených kolech uvažována jako dokonale přesná a tuhost zubů má nekonečnou hodnotu, úhel natočení výstupního kola se přesně rovná úhlu natočení vstupního kola, vynásobeného převodovým poměrem.

Tato definice platí pouze teoreticky, avšak prakticky z vlastností materiálů nekonečné tuhosti nelze dosáhnout, navíc, jak už bylo zmíněno, se tuhost při odvalování ozubených kol neustále mění a ani profil zubů vlivem (ne)presnosti výroby a montáže není dokonalý.

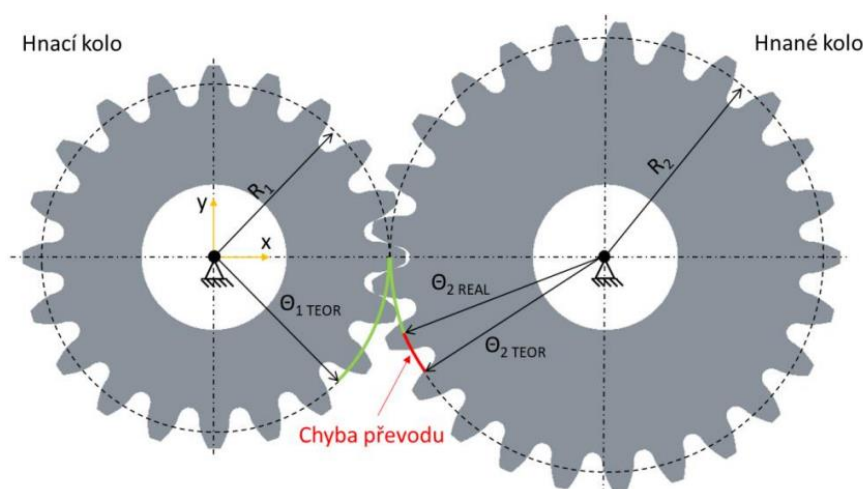
Jako chyba převodu je tedy nazývána odchylka skutečného natočení výstupního kola od jeho teoretického natočení. Pro chybu převodu v délkových jednotkách platí vztah:[5][11]

$$TE = r_1 \cdot \Theta_1 - r_2 \cdot \Theta_2 = \left( \Theta_1 - \frac{z_2}{z_1} \cdot \Theta_2 \right) \cdot r_1 \quad (20)$$

kde  $\theta_1$  a  $\theta_2$  jsou úhly natočení,  $r_1$  a  $r_2$  poloměry základních kružnic,  $z_1$  a  $z_2$  počty zubů vstupního a výstupního ozubeného kola.

Pro chybu převodu v úhlových jednotkách platí:

$$TE_{(\omega)} = \theta_1 - \frac{z_2}{z_1} \cdot \theta_2 \quad (21)$$



Obrázek 10 Chyba převodu[15]

Chyba převodu se dělí na statickou a dynamickou.[5]

**STATICKÁ CHYBA** převodu se měří při nízkém zatížení a nízkých rychlostech, aby se neprojeví dynamické jevy. Chyba je zapříčiněna především vůlemi v sestavě mechanismu, nedokonalostí geometrie zubů, elastickými deformacemi a změnou tuhosti ozubení vlivem deformací a proměnným počtem zubů v záběru.

**DYNAMICKÁ CHYBA** převodu je měřena při vyšším zatížení a vyšších rychlostech rotace. Díky tomu se projeví účinky hmotností a momentů setrvačnosti všech částí mechanismu. Příčinou dynamické chyby jsou deformace ozubených kol a průhyby hřídelí.

### 3.6 RÁZY

K rázu dochází při srážce dvou těles, čímž dojde k velkému krátkodobému silovému působení mezi nimi a náhlé změně rychlosti.[13] V převodovkách k nim dochází při vstupu ozubení do záběru vlivem deformací a zubových vůlí. Rázy jsou jedním z hlavních zdrojů hluku a také vyvolávají únavové poškození na povrchu zubu. Je tedy snahou rázy co nejvíce eliminovat.

## 4 VIBROAKUSTICKÉ JEVY

Během provozu vznikají v převodovce vibrace a hluk, které se snaží konstruktéři minimalizovat. Jelikož je možné vibrace a hluk měřit, využívají se k analýze provozních stavů strojů, včetně diagnostiky konkrétních závad.

### 4.1 FREKVENCE OZUBENÝCH SOUKOLÍ

Při zkoumání frekvenčního spektra je možné rozlišit několik dominantních frekvenčních složek se zvýšenou amplitudou, které souvisí se záběrem ozubených kol. Mezi typické frekvence patří:

#### 4.1.1 OTÁČKOVÁ FREKVENCE

Příčinou otáčkové frekvence a jejích násobků je nevyváženost ozubeného kola (hřídele), nesouosost hřídele, deformace hřídele, nesouosost rotorů.[16]

$$f_{ot} = k \cdot \frac{n}{60}, k = 1, 2, 3, \dots \quad (22)$$

kde  $n$  je úhlová frekvence v  $\text{min}^{-1}$ .

#### 4.1.2 ZUBOVÁ (ZÁBĚROVÁ) FREKVENCE

Zubová frekvence je způsobena nárazy spolu zabírajících zubů ozubených kol. Počítá se jako součin frekvence otáčení ozubeného kola a počtem jeho zubů. Přestože se ozubené kolo otáčí s jinou frekvencí než pastorek, díky rozdílnému počtu zubů se zubová frekvence ozubeného kola shoduje se zubovou frekvencí pastorku. Vyjma zubové frekvence lze ve spektru pozorovat i její harmonické násobky.[16][17]

$$f_z = z \cdot f_{ot} = z_1 \cdot f_{ot1} = z_2 \cdot f_{ot2} \quad (23)$$

kde  $z$  je počet zubů ozubeného kola.

#### 4.1.3 POSTRANNÍ PÁSMA

Frekvence postranních pásem vznikají součtem zubové a otáčkové frekvence a jejich násobků.[16]

$$f_p = f_z \pm f_{ot} \quad (24)$$

Ve frekvenčním spektru je lze pozorovat, je-li zatížení proměnné, nebo jsou-li proměnné otáčky.

Postranní pásma se nazývají symetrická, jsou-li obě amplitudy postranního pásma stejně velké. Pokud se velikost amplitud liší, jedná se o postranní pásma nesymetrická.[16]



#### 4.1.4 DUCHOVÁ FREKVENCE (GHOST COMPONENT)

Vzniká jako důsledek vadné výroby ozubených kol, zejména při jejich broušení odvalovacími bruskami, kdy dojde ke zvlnění boků zubů.[16]

#### 4.1.5 OPAKOVACÍ FREKVENCE KONTAKTŮ STEJNÉHO PÁRU ZUBŮ (GEAR HUNTING)

Při této frekvenci dojde ke kontaktu stejné dvojice zubů. Tato frekvence může odhalit chyby jednotlivých zubů. [16]

$$f_{GH} = f_z \cdot \frac{\text{gcd}(z_1, z_2)}{z_1 \cdot z_2} \quad (25)$$

kde  $\text{gcd}$  je největší společný dělitel.

Frekvence se obvykle objevuje v oblasti nižších frekvencí spektra.

#### 4.1.6 RACHOT (RATTLING)

K tzv. rachotu dochází, není-li soukolí zatížené. Může tedy docházet ke kmitání hnaného kola v rámci boční zubové vůle.[16]

## 4.2 FREKVENCE ZÁVAD VALIVÝCH LOŽISEK

Tyto frekvence lze ve frekvenčním spektru pozorovat při závadě v ložisku. Z jednotlivých frekvencí je možné odhadnout i konkrétní část, která je v ložisku vadná.

K výpočtům daných frekvencí je třeba znát otáčkovou frekvenci hřídele a parametry ložiska, jako počet valivých elementů  $n$ , střední průměr  $d_s$ , průměr valivých elementů  $d_0$  a kontaktní úhel  $\alpha$ . Výpočty uvedených frekvencí jsou platné, pokud je zastaven vnější kroužek ložiska.

Mezi frekvence závad valivých ložisek se řadí:[16][17][18]

#### 4.2.1 FREKVENCE VNITŘNÍHO KROUŽKU

Projeví se v časové doméně impulsem pokaždé, dostane-li se místo závady do kontaktu s valivým elementem. Intenzita impulsu závisí na zatížení v místě závady.

$$f_{BPF1} = \frac{n}{2} \cdot f_{ot} \cdot \left(1 + \frac{d_0}{d_s} \cdot \cos \alpha\right) \quad (26)$$

#### 4.2.2 FREKVENCE KLECE LOŽISKA

$$f_{FT} = \frac{1}{2} \cdot f_{ot} \cdot \left(1 - \frac{d_0}{d_s} \cdot \cos \alpha\right) \quad (27)$$

### 4.2.3 FREKVENCE VALIVÝCH TĚLES

Projeví se impulsem v časové doméně pokaždé, dojde-li ke kontaktu místa závady s vnějším, nebo vnitřním kroužkem. Velikost impulsu závisí na momentálním zatížení valivého elementu.

$$f_{BSF} = f_{ot} \cdot \frac{d_s}{2 \cdot d_0} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d_0}{d_s} \cdot \cos \alpha \right)^2 \right] \quad (28)$$

### 4.2.4 FREKVENCE VNĚJŠÍHO KROUŽKU

Projeví se impulsem v časové doméně, projde-li valivý element místem závady.

$$f_{BPFO} = \frac{1}{2} \cdot f_{ot} \cdot \left( 1 - \frac{d_0}{d_s} \cdot \cos \alpha \right) \quad (29)$$

## 4.3 FOURIEROVA TRANSFORMACE

Slouží k převedení signálu, měřeného v čase, do frekvenční domény. Fourierův teorém říká, že každý signál je možné složit součtem sinových funkcí s rozdílnou amplitudou, frekvencí a fázovým posuvem.[18][19] Fourierovou transformací lze získat hodnotu amplitudy dané frekvence a hodnotu fáze dané frekvence, přičemž závislost amplitudy na frekvenci je sudou funkcí, závislost fáze na frekvenci je lichou funkcí. Pro analýzu se ovšem využívá pouze kladná část frekvenční osy.

**INVERZNÍ FOURIEROVOU** transformací naopak vzniká z frekvenčního spektra signál v časové doméně.

Podle typu signálu se dělí Fourierova transformace na několik typů.:

### OBECNÁ FOURIEROVA TRANSFORMACE (FT)

Převádí spojitý, neperiodický signál. Výsledkem transformace je spojité, neperiodické spektrum.

### FOURIEROVY ŘADY (FŘ)

Převádí spojitý, periodický signál. Výsledkem transformace je diskrétní, neperiodické spektrum.

### FOURIEROVA TRANSFORMACE V DISKRÉTNÍM ČASE (DTFT)

Převádí diskrétní, neperiodický signál. Výsledkem transformace je spojité, periodické spektrum.

### DISKRÉTNÍ FOURIEROVA TRANSFORMACE (DFT)

Převádí diskrétní, periodický signál. Výsledkem transformace je diskrétní, periodické spektrum. Výpočetní složitost algoritmu roste s druhou mocninou počtu vzorků  $N^2$ .

Optimalizací algoritmu výpočtu DFT vznikla metoda nazývaná **RYCHLÁ FOURIEROVA TRANSFORMACE (FFT)**. Výpočetní složitost algoritmu je  $N \cdot \log(N)$ . Počet vzorků  $N$  je celočíselnou mocninou 2.

#### 4.3.1 HUSTOTA SPEKTRÁLNÍCH ČAR

S rostoucí délkou měřeného úseku roste hustota spektrálních čar. Je-li hustota spektrálních čar příliš hrubá, může zaniknout rozlišitelnost dvou sobě blízkých frekvencí.

#### 4.3.2 PRŮMĚROVÁNÍ

Aby bylo frekvenční spektrum statisticky spolehlivé, je provedena Fourierova transformace na měřeném signálu opakovaně. Jelikož není možné v každém měření zaznamenat totožný signál, i výsledky transformace se liší. Pomocí průměrování několika transformací se získá finální frekvenční spektrum. Mezi metody průměrování patří: [19]

- Držení špičky – ukládají se maximální špičky jednotlivých spektrálních čar
- Exponenciální průměrování – každá následná transformace má vyšší váhu, než předchozí
- Lineární průměrování – váha všech transformací je stejná

#### 4.3.3 MÍRA PŘEKRYTÍ (OVERLAP)

Není-li použito překrytí, do zpracování FFT vstupuje celý nový úsek časového signálu. Pokud je použito překrytí, FFT zpracovává část časového úseku, který již byl zpracován, a zbytek analyzovaného úseku jsou nová data. Velikost nového a již analyzovaného úseku závisí na nastavení míry překrytí.[19]

Je-li využito překrytí, je možné zpracovat požadovaný počet transformací v kratším čase, nebo provést více transformací na stejném množství dat.

Při využití váhových oken může být potlačen efekt části analyzovaných dat na začátku a konci. Použitím překryvu je dosaženo lepších výsledků s využitím větší části dat.

#### 4.3.4 CHYBA VZORKOVÁNÍM (ALIASING)

Je-li počítán dynamický děj pomocí vybraných numerických metod, výsledky výpočtu nejsou spojitou funkcí, ale souborem diskrétních bodů, obvykle s pravidelným časovým rozestupem. Velikost časového rozestupu mezi dvěma diskrétními body určuje vzorkovací frekvence.

**NYQUISTŮV – SHANNONŮV TEORÉM** určuje minimální vzorkovací frekvenci, která zaznamená zkoumaný děj správně. Podle tohoto teorému by vzorkovací frekvence  $f_s$  měla být minimálně dvojnásobkem maximální frekvence  $f_{max}$ , kterou je nutné zaznamenat.[20]

Dochází-li k aliasingu, je vzorkovací frekvence příliš nízká, aby zaznamenala daný děj. Vysoké frekvence se projeví zrcadlovým obrazem v nižších frekvencích.[18][19]

Z běžného života je chyba vzorkováním známá při sledování televize, kdy se může podle otáčení kola jedoucího automobilu zdát, že se kolo neotáčí, nebo dokonce couvá. Frekvence snímání kamery je v ten moment příliš nízká, aby zaznamenala frekvenci otáčení kola.

Vliv vysokých frekvencí je možné odstranit anti-aliasingovým filtrem, použitým na časovém signálu. Při použití anti-aliasingového filtru se zobrazuje frekvenční spektrum nižší než podle Nyquistova teorému. Obvykle pod hranicí  $0,8 \cdot fs/2$ . [18] Anti-aliasingové filtry jsou obvykle součástí analyzátoru.

#### 4.3.5 CHYBA ÚNIKEM (LEAKAGE)

Měřený signál zpravidla nemá ve zkoumané oblasti celočíselný počet period, naopak Fourierova transformace dokonale periodickou funkci předpokládá. Sinová funkce se tak ve frekvenčním spektru neprojeví jednou spektrální čarou, ale souborem několika čar. [18]

Chybu únikem je možné minimalizovat: [19]

- **ZMĚNOU DÉLKY MĚŘENÉHO ÚSEKU** – Tak, aby odpovídal celému násobku periody signálu (obvykle velmi obtížné až nereálné).
- **PRODLOUŽENÍM DÉLKY MĚŘENÉHO ÚSEKU** – Jemnější frekvenční rozlišení
- **FIKTIVNÍM PRODLOUŽENÍM MĚŘENÉHO ÚSEKU („VYCPÁNÍ NULAMI“)** – Na konec měřených dat se přidá několik nulových hodnot, čímž analýza opět získá jemnější frekvenční rozlišení.
- **UZAVŘENÍM DO VÁHOVÝCH OKEN** – Zkoumaný úsek signálu lze vynásobit funkcí představující váhová okna, která utlumí k nule především konec a začátek úseku, tím na sebe jednotlivé úseky přesně navazují a signál splňuje periodicitu. [11][18]
  - Obdélníkové (Rectangular)
  - Hanning
  - Flat Top (okno s plochým vrchem) – vhodné ke kalibraci snímačů
  - Transient (přechodové okno) – k analýze krátce působících signálů
  - Exponenciální okno – analýza průběhu vzniklého rázovým buzením
  - Hamming
  - Welch
  - Parzen
  - Bartlett
  - Blackman
  - Triangular

#### 4.3.6 FREKVENČNÍ LUPA (ZOOM)

Jemnější frekvenční rozlišení se získá omezením frekvenčního rozsahu na  $f_{min} - f_{max}$  místo  $0 - f_{max}$ . [19] Jedním ze způsobů provedení frekvenční lupy je frekvenční posun s řízeným aliasingovým zařízením.

## 5 STAVBA MODELU PŘEVODOVKY

### 5.1 PŘÍPRAVA A NAHRÁNÍ GEOMETRIE

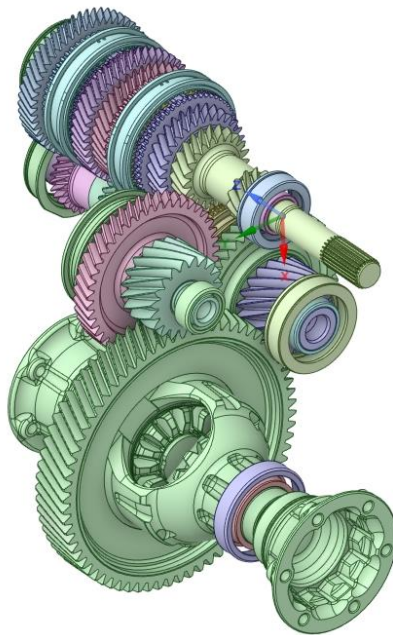
Výpočty převodovky se neobejdou bez znalosti její geometrie. Výchozím stavem zpravidla bývá CAD sestava převodovky, která obvykle obsahuje i díly nepodstatné pro výpočet. Například těsnění, magnet, víčka, spojovací materiál, ... . Tyto díly jsou ze sestavy smazány. Některé části převodovky jsou sice důležité, ale není třeba je znát detailně. V požadovaných simulacích se například předpokládá sestava diferenciálu jako nefunkční, proto lze všechny díly diferenciálu nahradit jedním celkem. Dalším příkladem je skříň převodovky, která se může skládat z více částí, nicméně pro účely výpočtu jsou všechny části spojeny v jeden celek.

Pro účely práce je poskytnuta zjednodušená CAD sestava převodovky, obsahující části potřebné k výpočtům.

Jelikož dodaná sestava není vhodně orientována, nejprve se celá posune a pootočí tak, aby osa Z byla rovnoběžná s osami hřídelí převodovky, aby osy vstupní i výstupní hřídele ležely v rovině ZX a počátek byl umístěn ve vhodném místě. Souřadnice X a Y počátku byly umístěny na osu vstupní hřídele a souřadnice Z do středu tloušťky talířového kola diferenciálu (*Obrázek 11*).

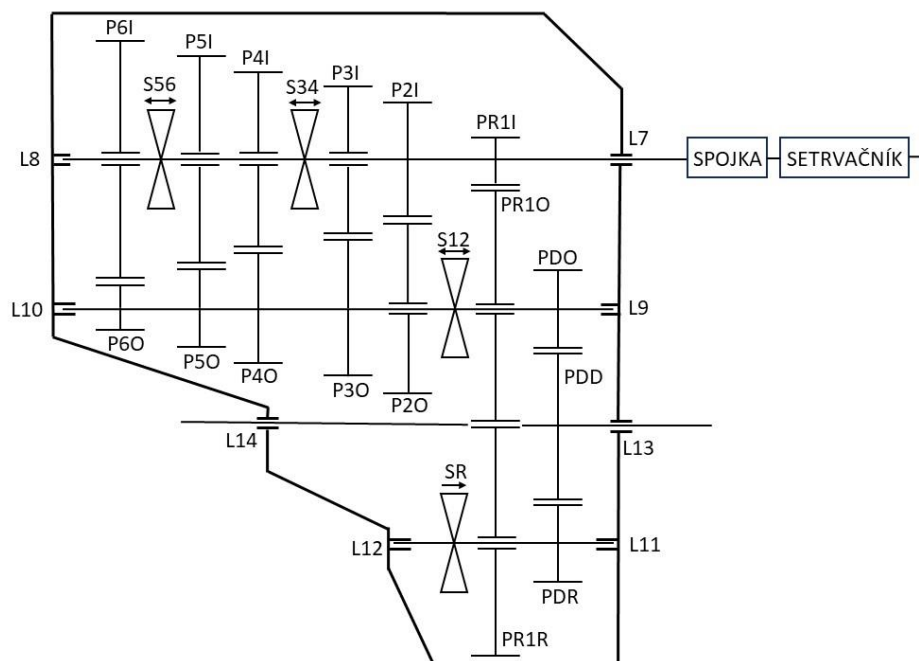
Dodaná sestava neobsahuje spojku a setrvačnick. Potřebné díly jsou velmi zjednodušeně vymodelovány v CAD softwaru. Hmotnosti a momenty setrvačnosti spojky, primární a sekundární hmoty dvouhmotového setrvačnicku jsou dodány vedoucím práce.

Jednotlivé díly jsou přesunuty do počátku sestavy a samostatně vyexportovány do souborů typu parasolid. Následně jsou načteny do prostředí ADAMS View.



Obrázek 11 Sestava převodovky k výpočtu

Po načtení geometrie do prostředí ADAMS View jsou dílům přiřazeny hmotnosti a momenty setrvačnosti. Tyto vlastnosti je možné zadat manuálně uživatelem (spojka, setrvačnick), nebo je spočítá ADAMS na základě geometrie a zvoleného materiálu (ostatní díly).



Obrázek 12 Schéma převodovky

## 5.2 MARKERY

Za účelem vytváření kinematických vazeb, silových dvojic a definic pohybu je nutné všem tělesům vytvořit markery. Jejich poloha v prostoru je měřena z CAD sestavy převodovky ve vhodných místech. Nejprve jsou vytvořeny na základovém tělese, na které se následně odkazují vlastní markery jednotlivých těles. To bezpečněji zajistí totožnou polohu markerů různých těles, které spolu budou interagovat. Taktéž při případné změně souřadnic dojde přepsáním souřadnic na základovém tělese ke stejné změně souřadnic všech markerů, které se na tento základový odkazují.

Na skříní převodovky jsou markery definovány ve středech ložisek. Pro upevnění skříně k základovému tělesu jsou definovány podle požadavků vedoucího práce. Díly ložisek mají marker ve svém středu. Markery ozubených kol se nachází ve středu ozubení. Díly synchronizačních spojek mají markery definované tak, aby se všechny nacházely ve středu jádra dané synchronizační spojky. Markery hřídelí jsou definované tak, aby po importu všech dílů sestavy do ADAMS odpovídaly poloze markerů, se kterými budou interagovat (marker ozubeného kola proti markeru na hřídeli, synchronizační spojky proti markeru na hřídeli, ...).

K vytvoření silové vazby General Force je nutné, aby jeden z markerů byl typu Float marker. Zároveň je nutné, aby každá vazba General Force měla svůj vlastní Float marker, není tedy možné využít jeden ve více General Force.

## 5.3 KINEMATICKÉ VAZBY

Načtené díly jsou v prostoru umístěny zcela volně a nezávisle na sobě. Aby mezi nimi mohla probíhat nějaká interakce, je potřeba nadefinovat kinematické a silové vazby prostřednictvím markerů těles.

Kinematické vazby jsou uvažovány jako lineární, dokonale tuhé, bez ztrát (tření, ...).

K pevnému spojení dílů je využito vazby Fixed Joint, která odebírá všech šest stupňů volnosti. Pomocí této vazby jsou spojeny jádra synchronizačních spojek s hřídelemi, spojka s hřídelí, velké kroužky ložisek se skříní, malé kroužky ložisek s hřídelemi, ozubená kola, která jsou nalisovaná na hřídele, s hřídelemi, skříně se základovým tělesem.

Vazba Revolute Joint odebírá všechny stupně volnosti, vyjma rotace kolem osy Z. Touto vazbou jsou spojeny jisticí kroužky s jádry synchronizačních spojek a části setrvačnicku se základovým tělesem. Zbýlý stupeň volnosti je řešen silově pomocí Single Component Force a General Component Force, což bude popsáno později.

Posledním využitým druhem vazby je cylindrická vazba Cylindrical Joint, která odebírá všechny stupně volnosti spojené s osami X a Y, posuv v ose Z zůstává volný, rotace kolem osy Z je taktéž volná. Tato vazba spojuje věnce a jádra synchronizačních spojek. Osa Z je řešena silově, což bude vysvětleno později.

## 5.4 LOŽISKA

Všechna ložiska jsou modelována pomocí silového prvku General Force.

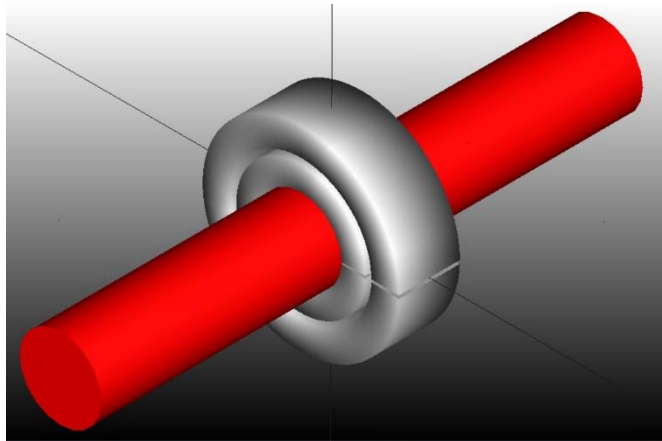
Výsledná síla (moment) v ložisku je vektorovým součtem sil (momentů) tří vzájemně kolmých složek. Každá složka se dále skládá ze složky tuhosti a složky tlumení.

Velikost síly v daném směru je určena podle posuvu a rychlosti posuvu markeru vnitřního kroužku ložiska vůči markeru vnějšího kroužku ložiska ve stejném směru.

Podle návodu ADAMS určuje modul Bearing v nastavení Detailed tuhost ložiska podle posuvu vnitřního kroužku ložiska vůči vnějšímu kroužku z databáze Kisoft. Tlumení počítá jako odmocninu aktuální tuhosti ložiska, vynásobenou rychlostí posuvu a koeficientem tlumení (v rozsahu 0,1–0,5) [11]. Podobným způsobem počítá vlastní model ložisek, který podle posuvu vnitřního kroužku vůči vnějšímu kroužku interpoluje křivku síly, která přímo odpovídá složce tuhosti, a dále interpoluje křivku tuhosti, jejíž odmocnina je vynásobena rychlostí posuvu a koeficientem tlumení v rozsahu 0,1–0,5.

$$F = F_t + c \cdot \sqrt{k} \cdot v \quad (30)$$

kde  $F_t$  je složka tuhosti síly,  $c$  koeficient (0,1–0,5),  $k$  tuhost,  $v$  rychlost posuvu.



Obrázek 13 Pomocný model ložiska

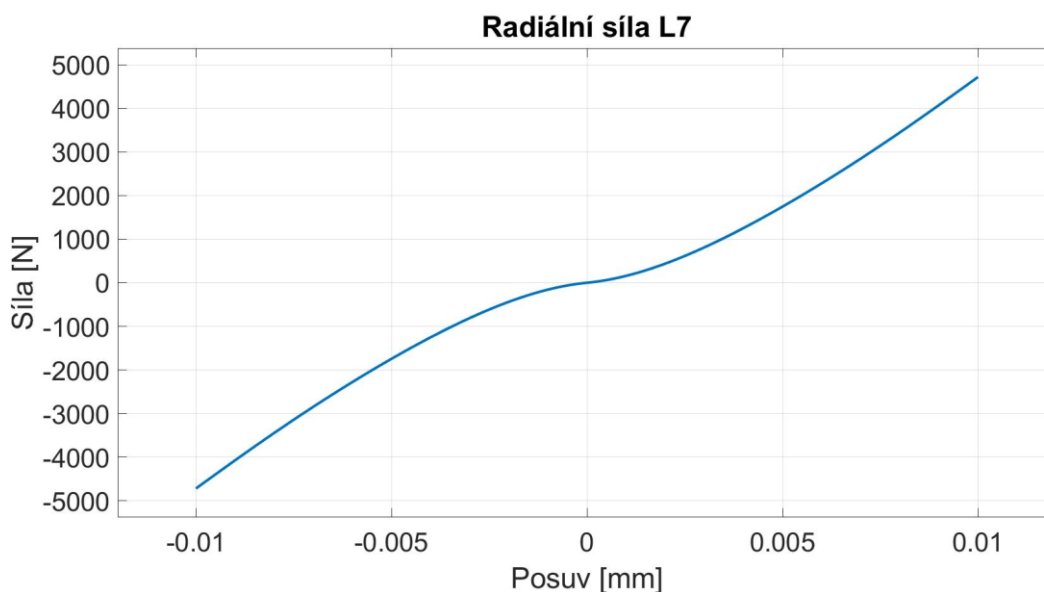
Přestože není modul Bearing přímo využit v simulaci převodovky, hodí se k získání charakteristik tuhosti ložisek. V pomocném modelu (Obrázek 13) je vytvořena hřídel, která je vygenerovaným ložiskem ukotvena k základovému tělesu. Jelikož označení ložisek nejsou k dispozici, z knihovny je vybráno vždy ložisko nejvíce odpovídající CAD modelu. Pomocí generátoru pohybu General Point Motion, vytvořeném na hřídeli, je předepsán pohyb hřídele v požadovaném směru.

Simulace proběhne v čase od 0 do 1 sekundy. Jelikož možný posuv v ložisku není znám, ale nepředpokládá se větší než desetina milimetru, je krok výpočtu nastaven na 10000 od 0 do 0,1 a 1000 kroků od 0,1 do 1 sekundy. Vzhledem k funkci předepisující posuv hřídele, odpovídá hodnota času současně hodnotě posuvu. Ve stejném směru je aplikováno měření síly mezi markery ložiska. Výsledná závislost síly na posuvu vnitřního kroužku vůči vnějšímu kroužku je vyexportována z pomocného modelu a upravena v Matlabu pro další použití.

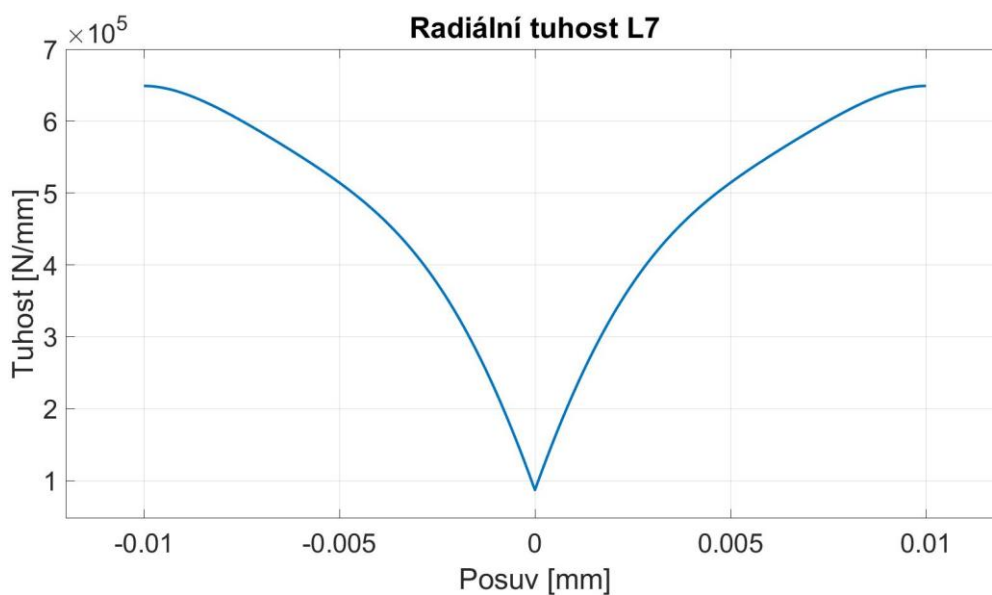
Po načtení dat do Matlabu je provedena aproximace pomocí nástroje Curve Fitting. Každé křivce je vybrána taková metoda, která aproximaci dává nejvyšší hodnotu koeficientu determinace  $R^2$  a nejmenší střední hodnotu čtverce chyby RMSE. Zpětným dosazením hodnot posuvu do předpisu aproximační funkce s příslušnými koeficienty se získá křivka závislosti síly na posuvu, která je následně rozšířena pro hodnoty posuvu se záporným znaménkem



(Obrázek 14). Derivací funkce a dosazením posuvu se získá křivka závislosti tuhosti na posuvu (Obrázek 15).



Obrázek 14 Závislost radiální síly na posuvu v radiální ose ložiska L7



Obrázek 15 Závislost radiální tuhosti na posuvu v radiální ose ložiska L7

U ložisek mezi skříní a hřídelí se nepředpokládá vysoká hodnota momentů kolem radiálních os. Případné zatížení zachytí radiální síly v ložiskách. Ohybová tuhost je tedy modelována jako lineární s nízkou hodnotou. U ložisek ozubených kol je ohybová tuhost taktéž lineární, ale naopak s vysokou hodnotou (Tabulka 2).

Tabulka 2 Tuhost ložisek

Ložisko	Tuhost [Nmm/rad]
Ozubené kolo – Hřídel	$1 \cdot 10^9$
Skříň – Hřídel	$1 \cdot 10^2$

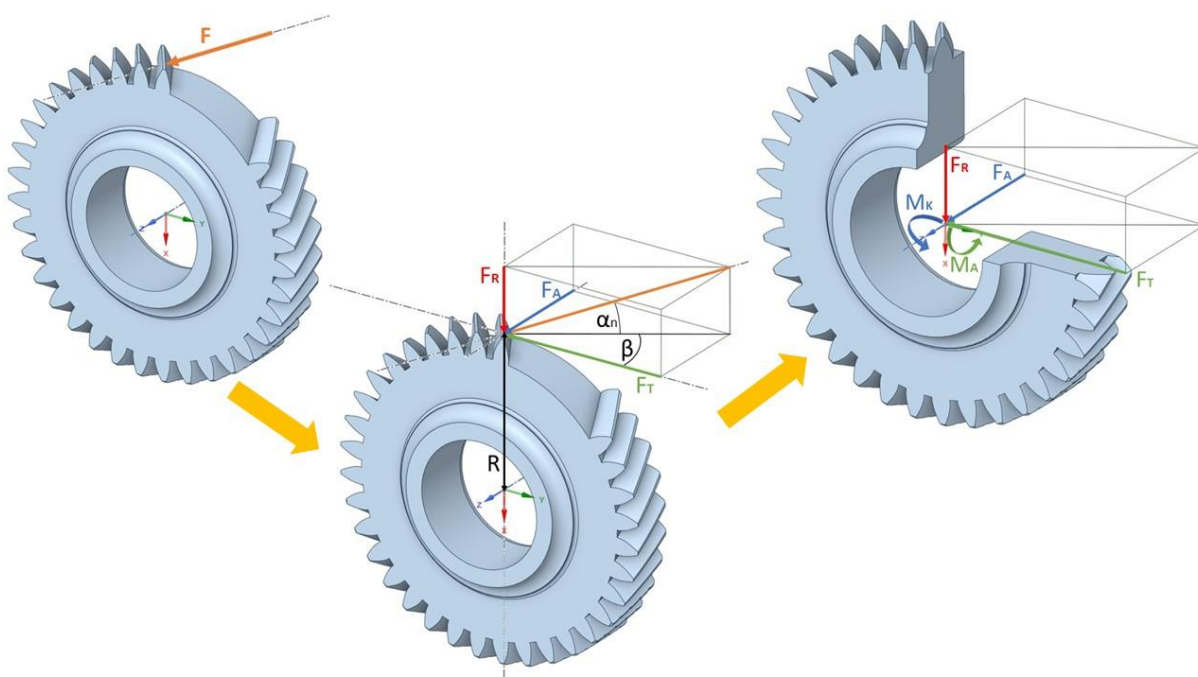
Pro rotaci kolem osy Z je modelováno tření, jehož hodnota se počítá z velikosti výsledného vektoru radiálních složek sil, vynásobeného ramenem a koeficientem tření. Tření působí proti směru rotace:[21] [22]

$$M_{tř} = \sqrt{F_{XR}^2 + F_{YR}^2} \cdot r_L \cdot \mu_{tř} \quad (31)$$

kde  $F_{XR}$  a  $F_{YR}$  jsou radiální síly,  $r_L$  rameno a  $\mu_{tř}$  koeficient tření.

## 5.5 OZUBENÁ KOLA

Z analýzy sil mezi ozubeným kolem a pastorkem vyplývá, že k přenosu síly z kola na pastorek dochází mezi zuby na záběrové přímce. Ze zákona akce a reakce plyne, že velikost této síly je na obou kolech stejná, liší se orientací. Pro výpočtový model je vhodné přenést toto zatížení do středů ozubených kol pomocí sil a momentů tak, aby tato náhrada byla staticky ekvivalentní (Obrázek 16). Velikost sil v obou středech je totožná, ovšem velikost momentů se liší převodovým poměrem, vlivem rozdílné velikosti ozubených kol.



Obrázek 16 Silové působení na ozubené kolo

Normálová síla:

$$F = F_T \cdot \frac{1}{\cos \alpha_n \cdot \cos \beta} \quad (32)$$

Radiální síla:

$$F_R = F_T \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \quad (33)$$

Axiální síla:

$$F_A = F_T \cdot \tan \beta \quad (34)$$

Ohybový moment způsobený axiální silou:

$$M_A = F_A \cdot R \quad (35)$$

Krouticí moment:

$$M_k = F_T \cdot R \quad (36)$$

Ozubený převod je opět realizován pomocí prvku General Force. Díky rozdílným velikostem momentů na jednotlivých kolech a vlastností prvku General Force, kdy na oba markery působí stejně velké síly a momenty, není možné modelovat silové působení jedním prvkem přímo mezi kolem a pastorkem. Přebod je tedy modelován dvěma prvky, kdy první prvek působí mezi ozubeným kolem a základovým tělesem a druhý prvek působí mezi pastorkem a základovým tělesem. Předpis sil je u obou prvků totožný, liší se pouze opačnou orientací. Předpis momentových rovnic se liší v poloměrech roztečných kružnic.

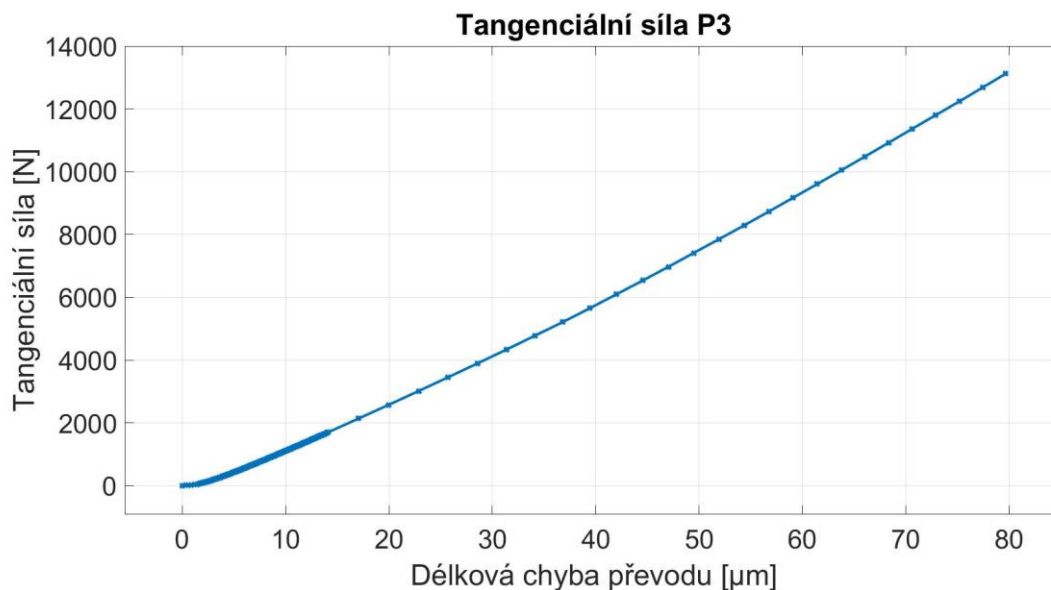
Na zápis rovnic má také vliv natočení souřadnicového systému. Pro každý pár ozubených kol je tedy vytvořen referenční marker, který udává natočení os pro rovnice General Force. Osa X referenčního markeru je vždy orientována tak, aby procházela oběma středy ozubených kol. Osa Z je totožná s osou rotace vstupního ozubeného kola.

K určení velikosti tangenciální síly se v modelu využívá délková chyba převodu. Podle hodnoty délkové chyby převodu ADAMS interpoluje křivku tangenciální síly (*Obrázek 17*), která určuje složku tuhosti, a křivku tuhosti (*Obrázek 18*), která je využita k výpočtu složky tlumení. Výsledná tangenciální síla je součtem složky tuhosti a tlumení. Z tangenciální síly jsou podle uvedených rovnic spočítány ostatní síly a momenty působící v ozubení.

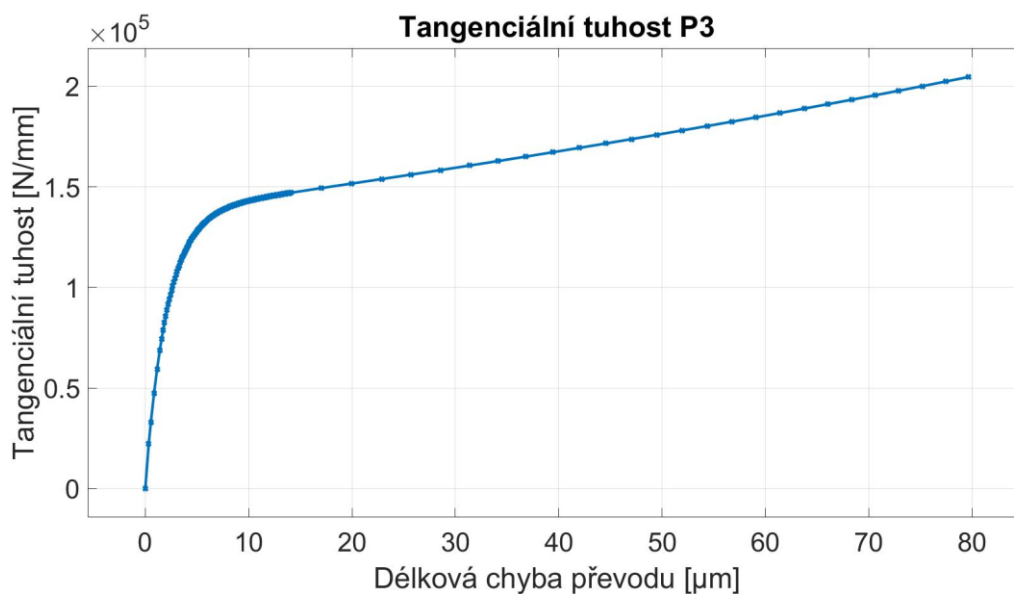
$$F_T = F_{t(TE)} + c \cdot k_{(TE)} \cdot 10^{-4} \cdot v \quad (37)$$

$$v = \omega_{PI} \cdot R_{PI} + \omega_{PO} \cdot R_{PO} \quad (38)$$

kde  $F_{t(TE)}$  je složka tuhosti,  $c$  koeficient (1–5),  $k_{(TE)}$  tuhost,  $\omega_{PI}$  úhlová rychlost vstupního kola,  $R_{PI}$  poloměr základní kružnice vstupního kola,  $\omega_{PO}$  úhlová rychlost výstupního kola,  $R_{PO}$  poloměr základní kružnice výstupního kola.

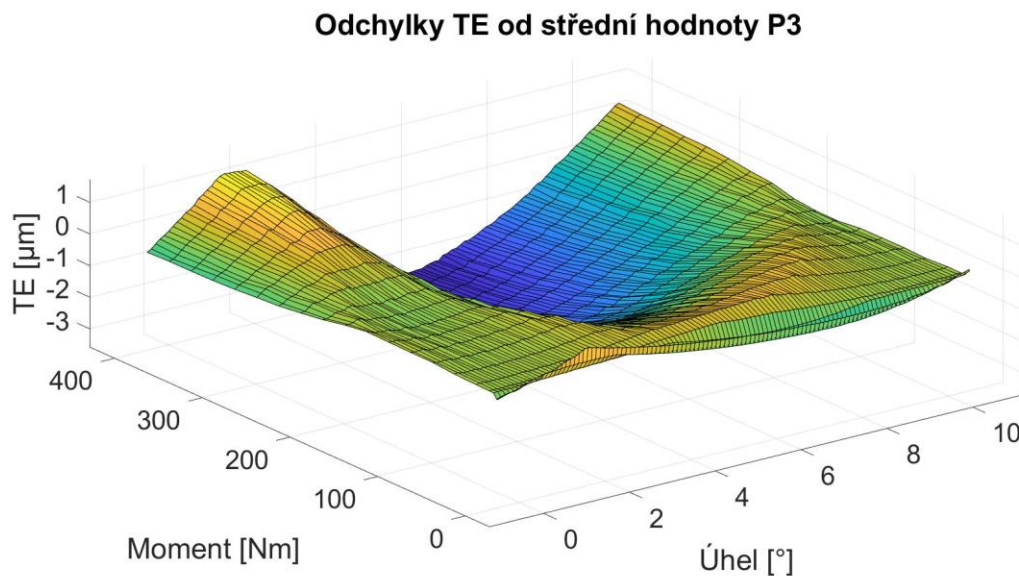


Obrázek 17 Závislost velikosti tangenciální síly na chybě převodu soukolí P3



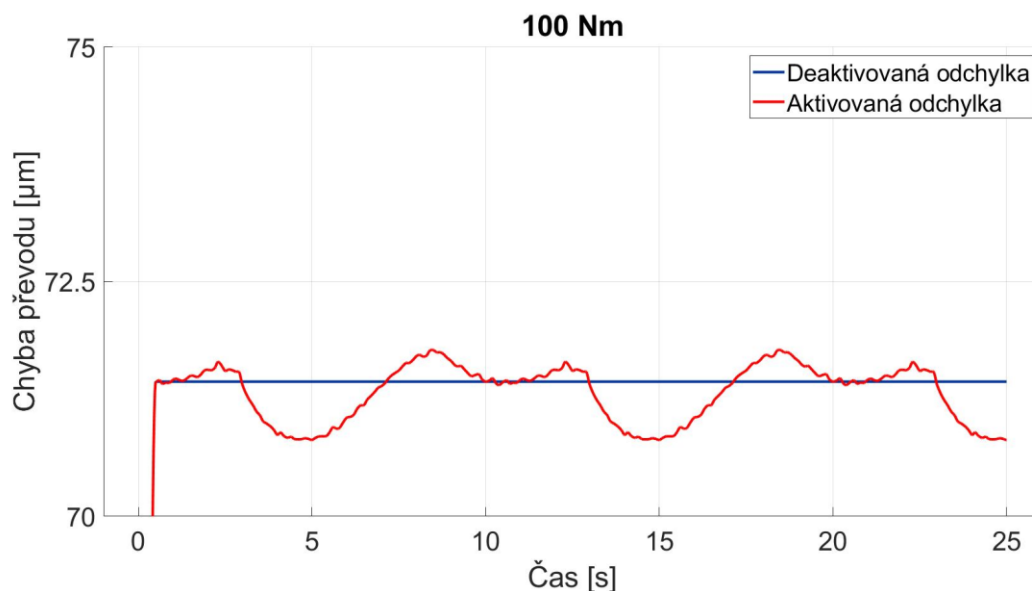
Obrázek 18 Závislost tangenciální tuhosti na chybě převodu soukolí P3

Jak již bylo zmíněno v rešerši, chyba převodu nezávisí pouze na zatížení, ale i na dalších faktorech (geometrie ozubení, počet zubů v záběru, ...). Ke korekci hodnoty chyby převodu slouží v modelu plocha (Obrázek 19), ze které na základě periody natočení výstupního kola a zatížení vstupního kola získává model hodnotu, o kterou se změní velikost chyby převodu před interpolací křivek tangenciální síly a tuhosti.



Obrázek 19 Závislost odchylky chyby převodu na krouticím momentu vstupního kola a periodě úhlové výchylky výstupního kola soukolí P3

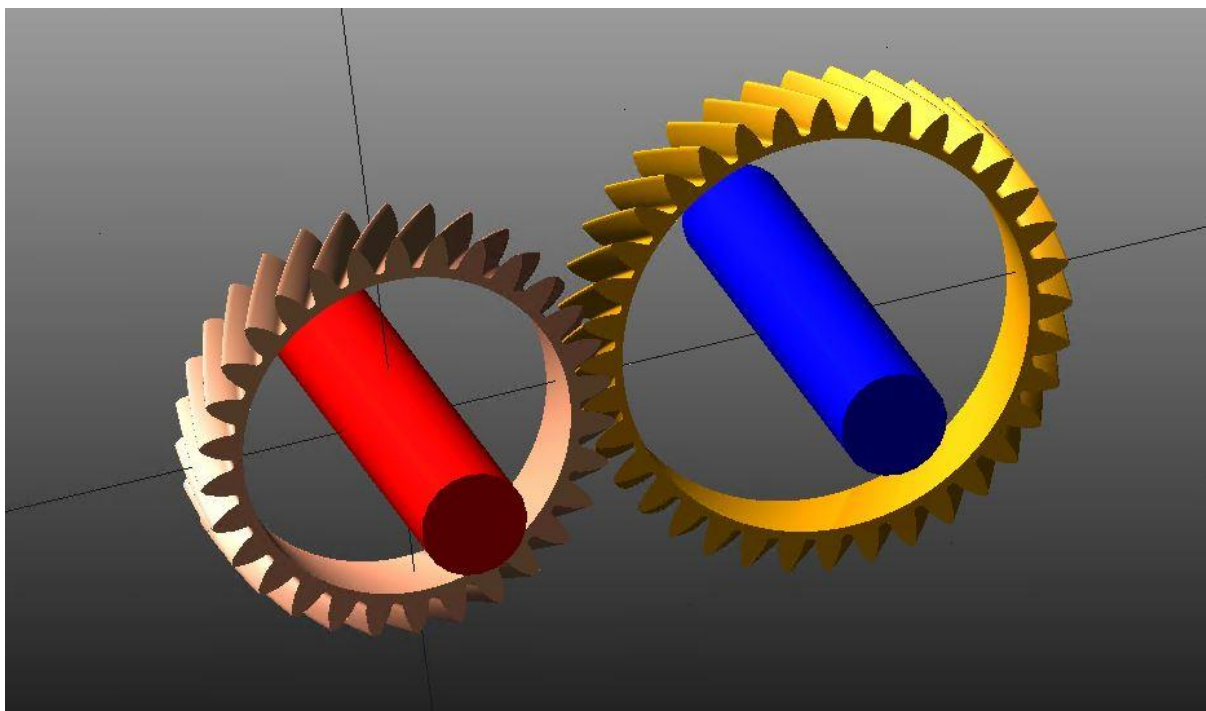
Na uvedeném grafu (Obrázek 20) je možné pozorovat důsledek odchylky délkové chyby převodu na základě periody natočení zubu výstupního kola. Z grafu je patrné, že pokud je odchylka v modelu aktivována, dochází při konstantních okrajových podmínkách ke změně její hodnoty. Pokud je odchylka neaktivní, délková chyba převodu má při konstantních okrajových podmínkách konstantní hodnotu.



Obrázek 20 Průběh chyby převodu s (de)aktivovanou odchylkou

### 5.5.1 VZNIK KŘIVEK TANGENCIÁLNÍ SÍLY A TUHOSTI

Z dodaných informací o ozubených kolech je podle doporučení manuálu ADAMS Help [11] v modulu ADAMS Gear AT vytvořen pomocný model (*Obrázek 21*), ve kterém je počítána závislost tangenciální síly (*Obrázek 17*) na délkové chybě převodu.

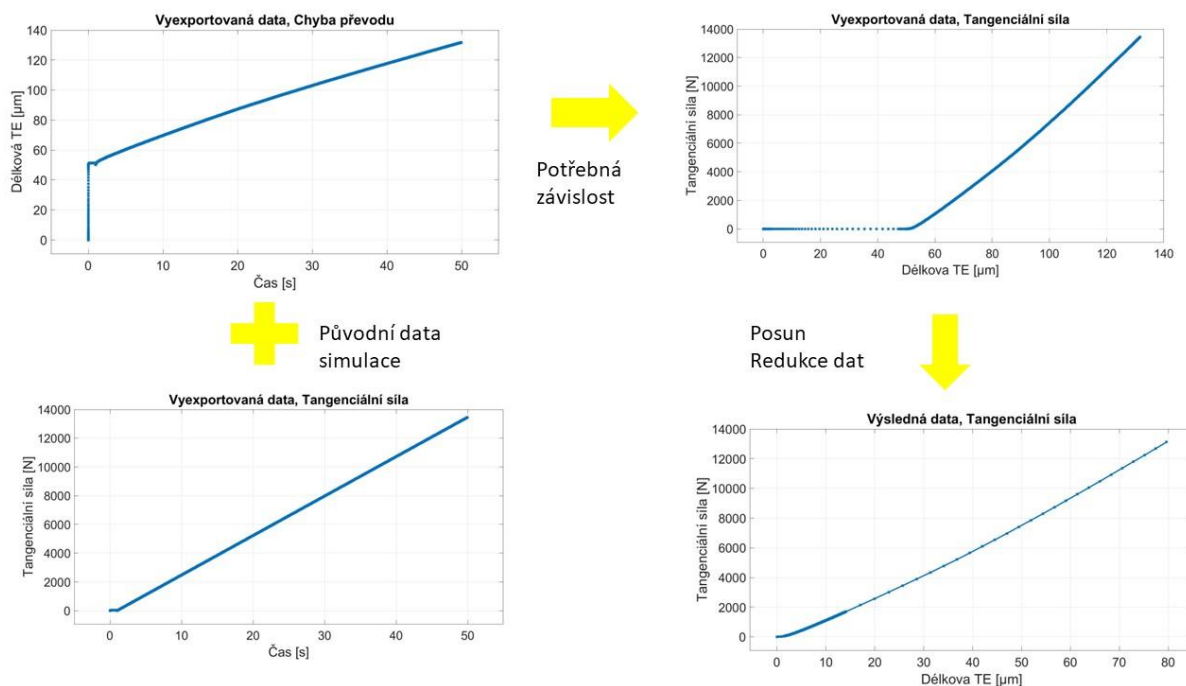


*Obrázek 21 Pomocný model ozubených kol Gear AT*

*Tabulka 3 Okrajové podmínky výpočtu závislosti tangenciální síly na chybě převodu*

Vstupní kolo	Moment: 0–1 s: 1 Nm – vymezení vůle 1–50 s: 10 Nm/s
Výstupní kolo	Pevná vazba
Řešič	HHT Error: 1E-6 Hmax: 5E-5 Čas simulace: 50 s Vzorkovací frekvence: 10 kHz

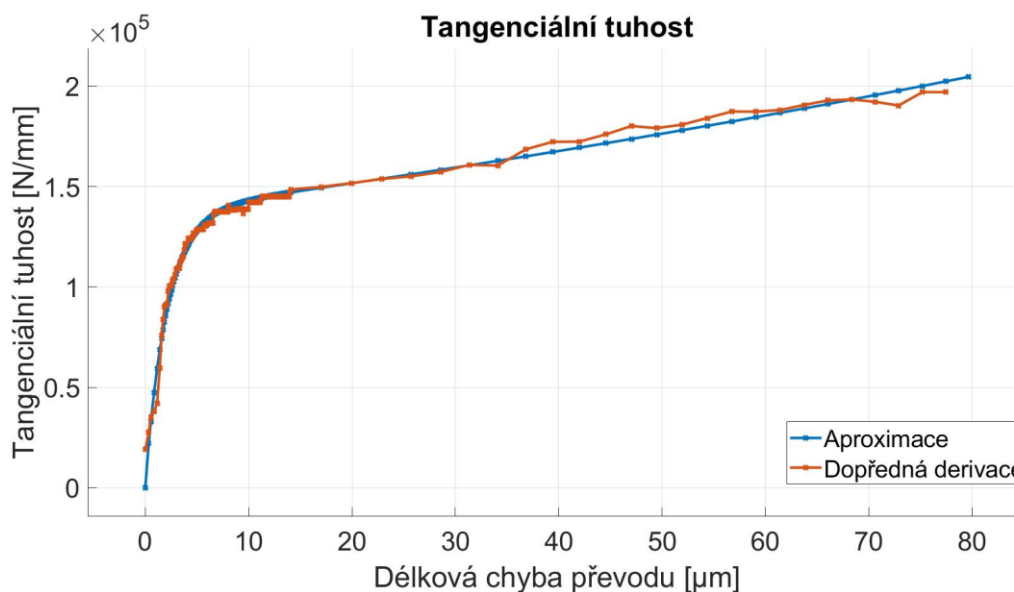
Získaná závislost je z ADAMS vyexportována k dalším úpravám. Po načtení dat do Matlabu dojde k posunutí křivky „doleva“ tak, aby z křivky byla eliminována boční zubová vůle. Následně je zredukováno množství dat, přičemž v počátku křivky, kdy dochází ke změně jejího sklonu, je hustota dat vyšší (Obrázek 22). Z této simulace je získána i hodnota boční zubové vůle, resp. její poloviny ve formě délkové chyby převodu.



Obrázek 22 Schéma vzniku závislosti tangenciální síly na chybě převodu

Křivka tuhosti (Obrázek 18) vzniká dopřednou derivací křivky tangenciální síly (Obrázek 17). Následně jsou data aproximována pomocí nástroje Curve Fitting. Zpětným dosazením dat délkové chyby převodu do předpisu a koeficientů z Curve Fitting je získána výsledná křivka tangenciální tuhosti (Obrázek 23).





Obrázek 23 Porovnání křivek tangenciální tuhosti z dopředné derivace a její aproximace

Tento postup je aplikován pro všechny dvojice ozubených kol. Podle veřejně dostupných dat [7][8] je převodovka stavěna pro krouticí moment na vstupu do 340 Nm, výpočet křivek je nastaven tak, aby pokryl zatížení i nad touto hranicí. Při výpočtu křivek stálého převodu byly brány v úvahu převodové poměry.

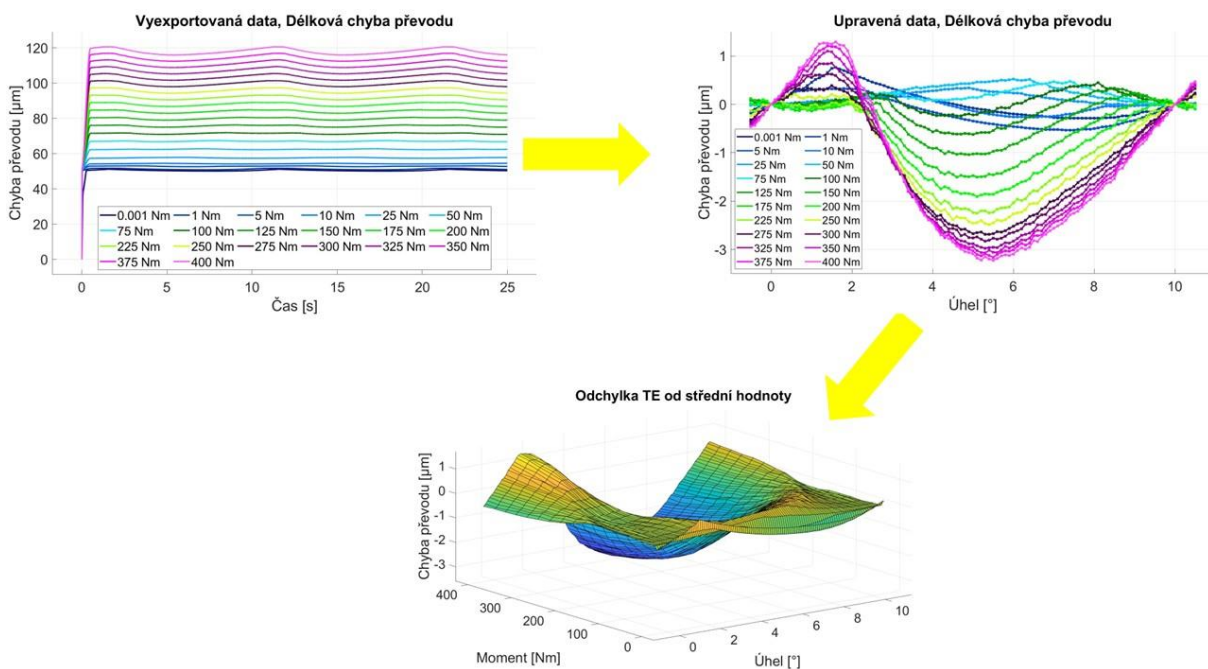
### 5.5.2 VZNIK PLOCHY ODCHYLKY CHYBY PŘEVODU

Výpočet probíhá pomocí stejného pomocného modelu (Obrázek 21) páru ozubených kol, na kterém je proveden výpočet křivky tangenciální síly a tuhosti. K získání výsledné plochy (Obrázek 19) je tentokrát nutné spočítat více simulací s rozdílnou hodnotou krouticího momentu působícího na vstupní kolo (Tabulka 4). Rozsah zátěžného momentu mírně překračuje udávaný limit 340 Nm.

Z jednotlivých simulací jsou exportována data délkové chyby převodu, která jsou dále upravena pomocí Matlabu. Nejprve je od průběhu odečtena hodnota délkové chyby převodu, která odpovídá statickému zatížení bez rotace (Výchozí křivka tangenciální síla – délková chyba převodu), poté je křivka oříznuta v rozsahu jedné periody zubu výstupního kola, následně je zredukováno množství dat. Poslední úpravou je přidání 10 % dat na začátku i konci průběhu, což není nutné. Jde pouze o snahu vyhnout se možným problémům při výpočtu simulace, kdyby se řešič dostal mimo interval periody. (Obrázek 24)

Tabulka 4 Okrajové podmínky výpočtu závislosti odchylky chyby převodu na krouticím momentu a periodě úhlové výchylky

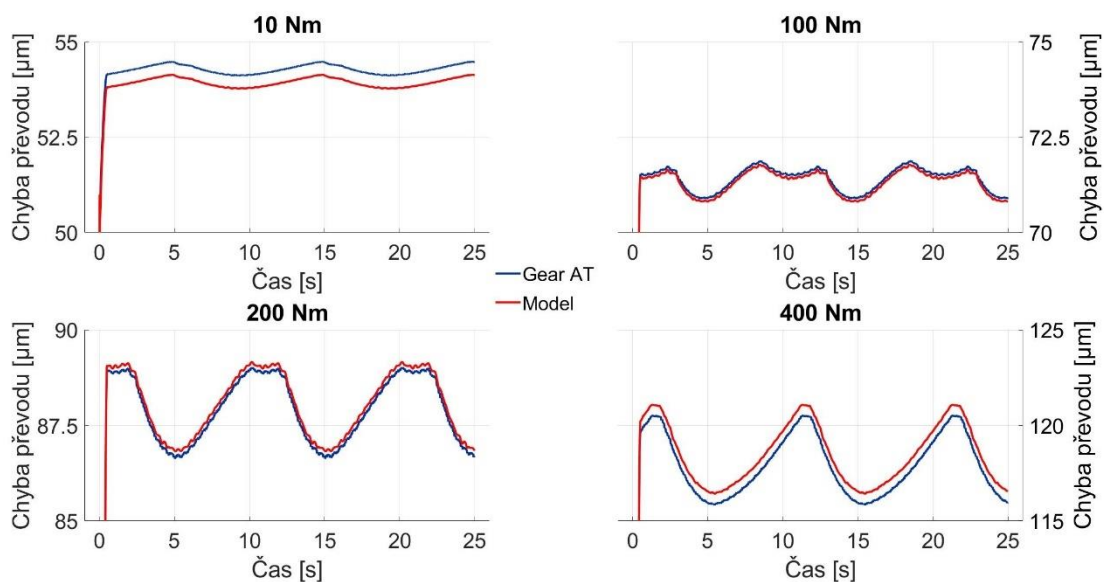
Vstupní kolo	Moment rychlostní stupně: [Nm] 0,001; 1; 5; 10; 25; 50; 75; 100; 125; 150; 175; 200; 225; 250; 275; 300; 325; 350; 375; 400; Moment stálý převod: [Nm] 0,001; 1; 10; 25; 50; 100; 150; 200; 250; 300; 350; 400; 450; 500; 550; 600; 650; 700; 750; 800; 850; 900; 950; 1000; 1050; 1100; 150; 1200; 1250; 1300;
Výstupní kolo	Úhlová rychlost: 1 perioda zubu výstupního kola / 10 s
Řešič	HHT; Error: 1E-6; Hmax: 5E-5; Čas simulace: 25 s; Vzorkovací frekvence: 10 kHz



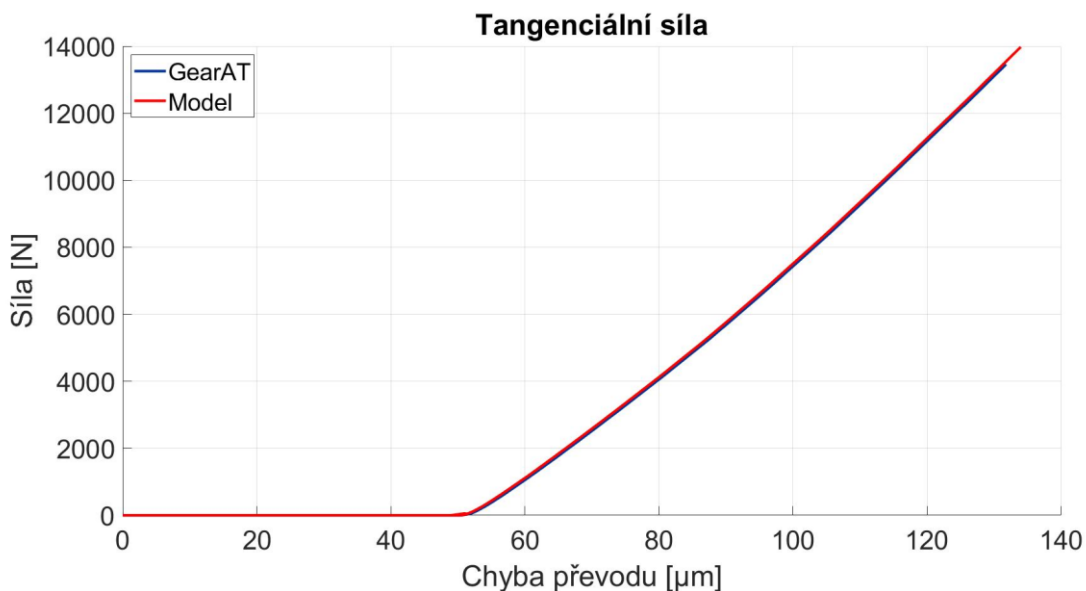
Obrázek 24 Schéma vzniku závislosti odchylky chyby převodu na krouticím momentu a periodě úhlové výchylky

### 5.5.3 POROVNÁNÍ GEAR AT VS. VLASTNÍ MODEL

K ověření funkčnosti vlastního modelu ozubených kol slouží samostatný model, odpovídající pomocnému modelu Gear AT pro výpočet křivek. Na tomto modelu je provedeno několik výpočtů se stejnými okrajovými podmínkami, jako při výpočtech pomocného modelu Gear AT. Grafy (Obrázek 25, Obrázek 26) ukazují porovnání modelu Gear AT a vlastního modelu.



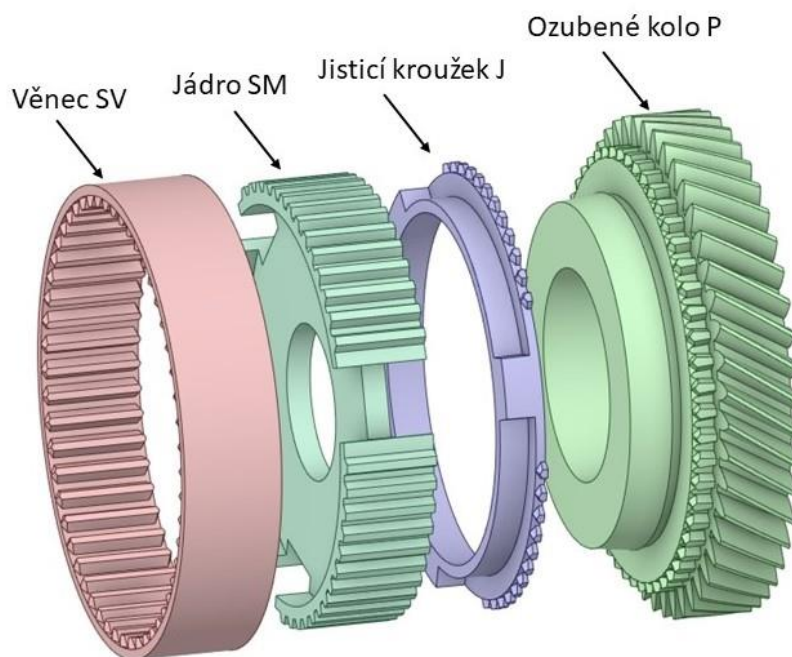
Obrázek 25 Porovnání průběhu chyby převodu ze simulace ozubených kol Gear AT a vlastního modelu



Obrázek 26 Porovnání závislosti tangenciální síly na chybě převodu ze simulace ozubených kol Gear AT a vlastního modelu

## 5.6 SYNCHRONIZAČNÍ SPOJKA

Synchronizační spojka v modelu převodovky se skládá z částí, které jsou potřebné pro úspěšné zařazení rychlostního stupně v převodovce a přenosu krouticího momentu mezi ozubeným kolem, synchronizační spojkou a hřídelí. K těmto procesům je tedy nutné jádro synchronizační spojky SM, věnec SV, jisticí kroužek J a ozubené kolo P (Obrázek 27). Aretační tělíska sice nejsou v modelu fyzicky přítomna, nicméně je s nimi počítáno jako část normálové síly pro výpočty třecí síly mezi věncem a jádrem a k působení na věnec spojky v axiálním směru v okolí výchozí polohy.



Obrázek 27 Části synchronizační spojky a ozubené kolo nutné k zařazení rychlosti

Příkaz k řazení vybraného rychlostního stupně určuje proměnná „SCH\_Rychlostni\_stupen\_VAR“, která podle své hodnoty (de)aktivuje příslušnou řadičí sílu v konkrétním směru v konkrétní synchronizační spojkce.

Vzhledem k složitosti mechanismu přeražení je vhodné rozdělit proces řazení rychlostního stupně synchronizační spojkou do několika částí.:

### 5.6.1 VÝCHOZÍ POLOHA

V této poloze nedochází k přenosu krouticího momentu mezi ozubeným kolem a synchronizační spojkou. Věnec spojky zůstává v takové poloze, která axiálně odpovídá poloze jádra spojky, vždy pevně spojené s hřídelí. Z této polohy začíná řazení rychlosti posuvem věnce, při vyřazení se do ní věnec opět vrací. Je-li zařazen rychlostní stupeň pomocí synchronizační spojky, v ostatních synchronizačních spojkách v této poloze věnce setrvávají.

Mezi věncem a jádrem působí moment, který při otáčení hřídele působí na věnec tak, aby vzájemné natočení mezi věncem a jádrem zůstávalo nulové.

Začne-li se věnec samovolně posouvat z výchozí polohy, začne na něj působit vnější axiální síla, která jej vrací zpět. Samovolnému posuvu dále brání axiální síla rakvičky a třecí síla mezi jádrem a věncem spojky, která působí proti směru pohybu věnce.

Jisticí kroužek se může volně otáčet v intervalu vůle mezi jím a jádrem spojky. Za hranicí intervalu vůle působí mezi jádrem a kroužkem moment, který vrací kroužek zpět do intervalu vůle.

### 5.6.2 POČÁTEK ŘAZENÍ

Po udání pokynu k řazení začíná na věnec působit vnější axiální řadicí síla, která má za cíl posunout věnec do určené krajní polohy. Proti posuvu působí axiální síla, kterou by působila aretační tělíska na věnec. Její hodnota roste lineárně s posuvem až do svého maxima, kde by skončil kontakt šikmých ploch tělísek a věnce. Nejsou-li v kontaktu šikmé plochy věnce a tělísek, nepůsobí mezi nimi ani axiální síla, proto za touto hranicí vymizí i v modelu.

### 5.6.3 SYNCHRONIZACE

Není-li věnec vůči jisticímu kroužku natočen tak, aby zub drážkování věnce volně prošel zubovou mezerou jisticího kroužku, vznikne mezi jisticím kroužkem a věncem axiální síla, která zastaví věnec na hranici synchronizace. Tato síla se dále přenesse z jisticího kroužku na ozubené kolo.

V kontaktu ploch jisticího kroužku a ozubeného kola vzniká synchronizační moment, který je úměrný axiální síle působící mezi jisticím kroužkem a ozubeným kolem (jisticím kroužkem a věncem). Působí proti směru vzájemného otáčení jisticího kroužku a ozubeného kola, dokud tyto otáčky neklesnou na nulu.

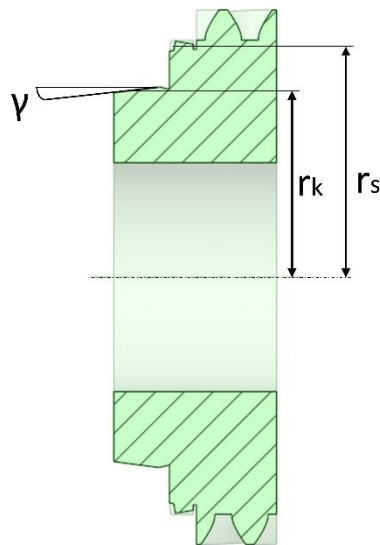
Synchronizační moment se přenesse ve formě zajišťovacího momentu z jisticího kroužku na věnec. Současně mezi věncem a jisticím kroužkem působí proti zajišťovacímu momentu uvolňovací moment:[2]

$$M_s = \frac{F_a}{\sin(\gamma)} \cdot \mu \cdot r_k \quad (39)$$

$$M_u = \frac{F_a}{\tan(\alpha + \rho)} \cdot r_s \quad (40)$$

$$M_z = M_s \quad (41)$$

kde  $F_a$  je axiální síla mezi jisticím kroužkem a ozubeným kolem,  $\alpha$  úhel zkosení zubů,  $\mu$  koeficient tření,  $\rho$  třecí úhel. (Obrázek 28)



Obrázek 28 Geometrie ozubeného kola k výpočtu synchronizačního a uvolňovacího momentu

Během synchronizace má zajišťovací moment větší hodnotu než moment uvolňovací.[2]

#### 5.6.4 UVOLNĚNÍ VĚNCE

Po synchronizaci otáček mizí synchronizační a zajišťovací moment. Uvolňovací moment stále působí mezi jisticím kroužkem a věncem a otáčí věncem tak, aby zub drážkování věnce mohl volně projít zubovou mezerou drážkování jisticího kroužku. Současně s otáčením věnce dochází k jeho axiálnímu posuvu, podle geometrie zkosených ploch na čelech drážkování. Dostane-li se zub věnce do zubové mezery jisticího kroužku, zmizí axiální působení mezi věncem a jisticím kroužkem (i jisticím kroužkem a ozubeným kolem) a tím i uvolňovací moment, případně synchronizační a zajišťovací moment.

#### 5.6.5 DOŘAZENÍ

Po úspěšné synchronizaci se věnec pohybuje až k drážkování ozubeného kola. Mezi jisticím kroužkem a věncem nově působí moment, který udržuje drážkování jisticího kroužku a věnce v intervalu boční zubové vůle.

Je-li zub drážkování věnce postaven proti zubové mezeře ozubeného kola, věnec se volně posune a dojde k dořazení rychlosti. Pokud je zub věnce mimo zubovou mezeru drážkování ozubeného kola, dojde k nárazu a axiálnímu působení mezi věncem a ozubeným kolem. Axiální působení díky šikmé geometrii čelních ploch drážkování vyvolá moment, který rovná zub věnce vůči zubové mezeře ozubeného kola. Současně s natáčením opět dochází i k axiálnímu posuvu věnce. Po zarovnání zubu vůči zubové mezeře mizí axiální síla i moment a věnec může dořadit.

#### 5.6.6 ZAŘAZENÁ RYCHLOST

Mezi věncem a ozubeným kolem už může docházet k přenosu krouticího momentu. Věnec se pohybuje až do krajní polohy, kde setrvá, dokud nedojde k pokynu pro změnu rychlostního stupně.

### 5.6.7 DORAZ

Doraz představuje krajní polohu, za kterou se nemá věnec synchronizační spojky dostat. Pokud se věnec posune za tuto hranici, vznikne mezi ozubeným kolem a věncem axiální síla, která věnec posune zpět.

### 5.6.8 VÝPOČET SIL A MOMENTŮ

Během procesu řazení působí mezi různými tělesy několik sil a momentů. Tabulka (*Tabulka 5*) uvádí, ve které části řazení působí mezi konkrétními tělesy jaká síla, jaký moment.

*Tabulka 5 Přehled sil a momentů působících v uvedených částech řazení*

Oblast Síla Moment	Výchozí poloha	Počátek řazení	Synchronizace	Uvolnění věnce	Dořazení	Zařazená rychlost	Doraz
Řadící síla SV	A	A	A	A	A	A	N
Třecí síla SV – SM	A	A	A	A	A	A	A
Axiální síla rakvičky SV	A	A	N	N	N	N	N
Axiální síla SV – J	N	N	A	A	N	N	N
Axiální síla J – P	N	N	A	A	N	N	N
Axiální síla SV – P	N	N	N	N	A	N	N
Axiální síla dorazu SV – P	N	N	N	N	N	N	A
Krouticí moment SV – SM	A	A	A	A	A	A	A
Moment SM – J	A	A	A	N	N	N	N
Moment SV – J	N	N	N	N	A	A	A
Synchronizační moment P – J	N	N	A	N	N	N	N
Zajišťovací moment J – SV	N	N	A	N	N	N	N
Uvolňovací moment J – SV	N	N	A	A	N	N	N
Uvolňovací moment P – SV	N	N	N	N	A	N	N
Krouticí moment P – SV	N	N	N	N	N	A	A

Výpočet sil a momentů synchronizační spojky počítaných podle (úhlové) výchylky a (torzní) tuhosti:

$$F = k \cdot x + b \cdot v \quad (42)$$

$$M = k_\varphi \cdot \varphi + b_\omega \cdot \omega \quad (43)$$

$$b = c \cdot k \cdot 10^{-4} \quad (44)$$

$$b_\omega = c \cdot k_\varphi \cdot 10^{-4} \quad (45)$$

kde  $k$  je tuhost,  $x$  výchylka po odečtení vůle,  $b$  koeficient tlumení,  $v$  rychlost,  $k_\varphi$  torzní tuhost,  $\varphi$  úhlová výchylka po odečtení vůle,  $b_\omega$  koeficient torzního tlumení,  $\omega$  úhlová rychlost,  $c$  koeficient (1–5).

Parametry tuhostí uvádí následující tabulka (*Tabulka 6*):

*Tabulka 6 Tuhost synchronizační spojky*

	[N/mm], [Nmm/rad]
<b>Axiální tuhost doraz P – SV</b>	$2 \cdot 10^5$
<b>Axiální tuhost SV – J, P – SV, J – P</b>	$1 \cdot 10^5$
<b>Torzní tuhost SV – SM, SV – P</b>	$3,612 \cdot 10^9$
<b>Torzní tuhost SV – J, SM – J</b>	$4 \cdot 10^9$

Torzní tuhost mezi věncem a ozubeným kolem je počítána v Ansysu při kontaktu jednoho páru zubů. Výsledná hodnota tuhosti je přepočtena podle celkového počtu zubů drážkování věnce. Ostatní tuhosti jsou odhadnuty na základě již známých tuhostí.

### 5.6.9 VÝPOČET KROUTICÍHO MOMENTU SV – P PO PŘEŘAZENÍ

Dojde-li během simulace k přeřazení na jiný rychlostní stupeň, nelze počítat velikost krouticího momentu mezi věncem a ozubeným kolem přímo z jejich úhlové výchylky  $\varphi_{(SV-P)}$ , která v průběhu simulace může narůst na vysokou hodnotu díky rozdílným úhlovým rychlostem ozubeného kola a věnce. Při výpočtu přímo s využitím úhlové výchylky  $\varphi_{(SV-P)}$  by hodnota momentu byla příliš vysoká, což by vedlo k chybě a předčasnému ukončení simulace.

Funkce MOD (modulo) vrací zbytek po dělení úhlové výchylky úhlem odpovídajícím zubu a zubové mezeře drážkování věnce.

$$\varphi_1 = MOD(|\varphi_{SV-P}|, \varphi_{max}) \quad (46)$$

$$\varphi_{max} = \frac{2 \cdot \pi}{z} \quad (47)$$



$$\varphi_1 \in (0, \varphi_{max}) \quad (48)$$

kde  $z$  je počet zubů drážkování věnce (jistícího kroužku, ozubeného kola, jádra)

Náhrada úhlové výchylky výstupem této funkce je řešením, které zabrání dalšímu nárůstu úhlové výchylky. Pokud ale začne úhlová výchylka klesat, po překonání minimální hodnoty  $\varphi_1$ , nedojde ke změně orientace momentu, ale hodnota  $\varphi_1$  opět naroste na hodnotu  $\varphi_{max}$  a moment působí stejným směrem. Tento jev pokračuje, dokud nedojde k poklesu úhlové výchylky na nulu. Teprve při poklesu úhlové výchylky do záporných hodnot dojde k obrácení směru momentu a úhlová výchylka věnce vůči ozubenému kolu se začne pohybovat v intervalu blízkému nule (podle vůle a zatížení). Tento výpočet tedy také není zcela správný.

Aby po prvním překonání minimální hodnoty  $\varphi_1$  výpočet momentu nepokračoval se stejnou orientací a nárůstem na maximum hodnoty  $\varphi_1$ , je současně počítána funkce:

$$\varphi_2 = \varphi_{max} - MOD(|\varphi_{SV-P}|, \varphi_{max}) \quad (49)$$

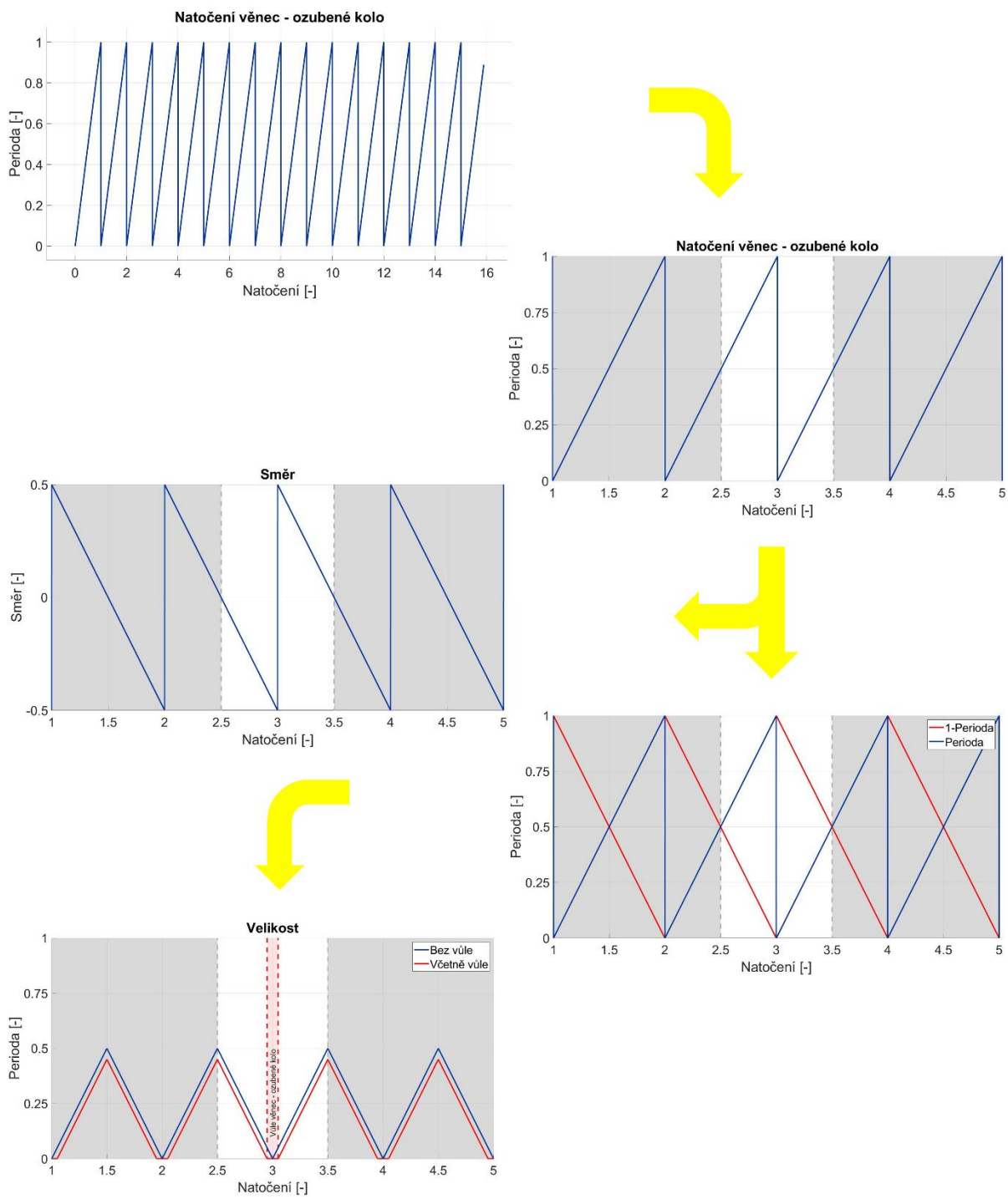
Výsledná Velikost k výpočtu krouticího momentu SV – P se počítá jako minimum  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  a následné odečtení vůle.:

$$Velikost = MAX(0, MIN(\varphi_1, \varphi_2) - Vule) \quad (50)$$

Vyjma velikosti  $\varphi$  je nutné měnit směr krouticího momentu. Směr je určen:

$$Směr = \left( \frac{\varphi_{max}}{2} - MOD(|\varphi_{SV-P}|, \varphi_{max}) \right) \cdot SIGN(1, \varphi_{SV-P}) \quad (51)$$

Pro dokreslení popisu je postup znázorněn na schématu níže (Obrázek 29).



Obrázek 29 Schéma výpočtu veličin Velikost a Směr k určení krouticího moment  $P-SV$

## 6 SIMULACE I

### 6.1 POPIS SIMULACE A OKRAJOVÉ PODMÍNKY

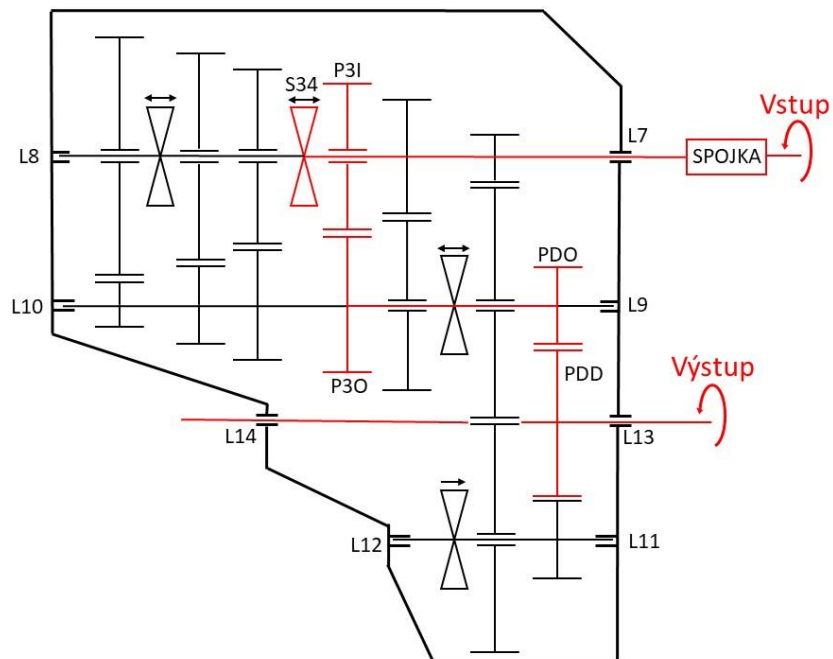
Po zařazení rychlostního stupně dochází ke statickému zatížení převodovky krouticím momentem na vstupní hřídeli a zastavení diferenciálu. Cílem je porovnat velikosti sil působících v ložiskách a zatížených ozubených kolech, spočítaných analyticky a simulací. V simulaci je deaktivován setrvačnick, čímž dojde k rychlejšímu ustálení hodnot, ale zatížení ložisek a ozubených kol zůstane stejné. Po ustálení hodnot jsou odečteny síly působící v ložiskách a ozubení. Simulace je provedena dvěma způsoby. Při prvním výpočtu jsou ložiska modelována pomocí kinematických vazeb, při druhé simulaci jsou kinematické vazby nahrazeny silovými prvky. Aby výpočet odpovídal analytickému výpočtu, je pro tuto simulaci deaktivována gravitace. Jelikož lze tento výpočet provést i analyticky, slouží tato simulace mimo jiné ke kontrole funkčnosti MBS modelu.

K simulovanému stavu reálně dochází u zaparkovaného vozidla. Obvykle bývá zařazen reversní, nebo 1. rychlostní stupeň. Velikost zatížení se liší podle aktuální situace (velikost převodových poměrů, parkování na rovině/ v kopci, (ne)aktivovaná parkovací brzda, hmotnost vozidla, ...). Aby nebyly všechny simulace provedené se stejným zařazeným rychlostním stupněm, je tentokrát zařazen 3. rychlostní stupeň.

*Tabulka 7 Okrajové podmínky Simulace I*

Okrajové podmínky	Vstup: Moment: 100 Nm Výstup: Úhel natočení: 0
Řešič	GSTIFF Error: 1E-4 Hmax: 1E-3 Čas simulace: 10 s Vzorkovací frekvence: 10 kHz
Ostatní	Zařazeno: 3. rychlostní stupeň Deaktivována gravitace

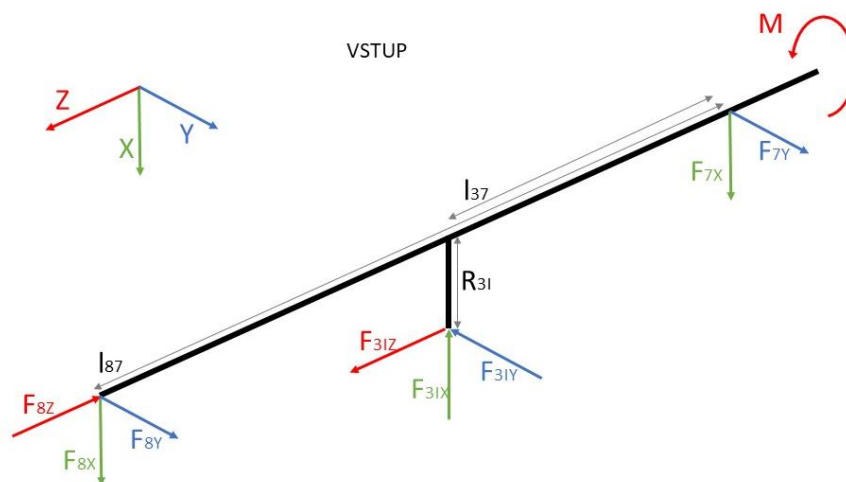
Analytický výpočet vychází z rovnic statické rovnováhy a z rovnic předepisujících vztahy mezi tangenciální, radiální a axiální silou v ozubení. Je proveden v programu PTC Mathcad Prime 5.0.0.. Pro každou hřídel je uvedeno schéma působících sil, rovnice statické rovnováhy a sil v ozubených kolech a tabulka s porovnáním výsledků analytického výpočtu a simulací.



Obrázek 30 Schéma převodovky při výpočtu Simulace I

Výsledky výpočtů odpovídají orientaci sil dle uvedených schémat (Obrázek 31, Obrázek 32, Obrázek 33). (Tabulka 8, Tabulka 9, Tabulka 10)

## 6.2 VSTUPNÍ HŘÍDEL



Obrázek 31 Schéma sil působících na vstupní hřídel Simulace I



Tabulka 8 Výsledky analýzy vstupní hřídele Simulace I

Síla / Moment	Analytický výpočet	Simulace	Simulace
	[N, Nm]	kinematické vazby [N, Nm]	silové prvky [N, Nm]
<b>F<sub>7X</sub></b>	323,35	323,35	323,32
<b>F<sub>7Y</sub></b>	1737,47	1737,49	1737,49
<b>F<sub>8X</sub></b>	632,47	632,47	632,52
<b>F<sub>8Y</sub></b>	1058,10	1058,10	1058,16
<b>F<sub>8Z</sub></b>	1815,46	1815,46	1815,47
<b>F<sub>3IX</sub></b>	955,82	955,82	955,84
<b>F<sub>3IY</sub></b>	2795,57	2795,58	2795,63
<b>F<sub>3IZ</sub></b>	1815,46	1815,47	1815,50

$$\sum F_X = 0: F_{8X} - F_{3IX} + F_{7X} \quad (52)$$

$$\sum F_Y = 0: F_{8Y} - F_{3IY} + F_{7Y} \quad (53)$$

$$\sum F_Z = 0: F_{3IZ} - F_{8Z} \quad (54)$$

$$\sum M_X = 0: -F_{8Y} \cdot l_{87} + F_{3IY} \cdot l_{37} \quad (55)$$

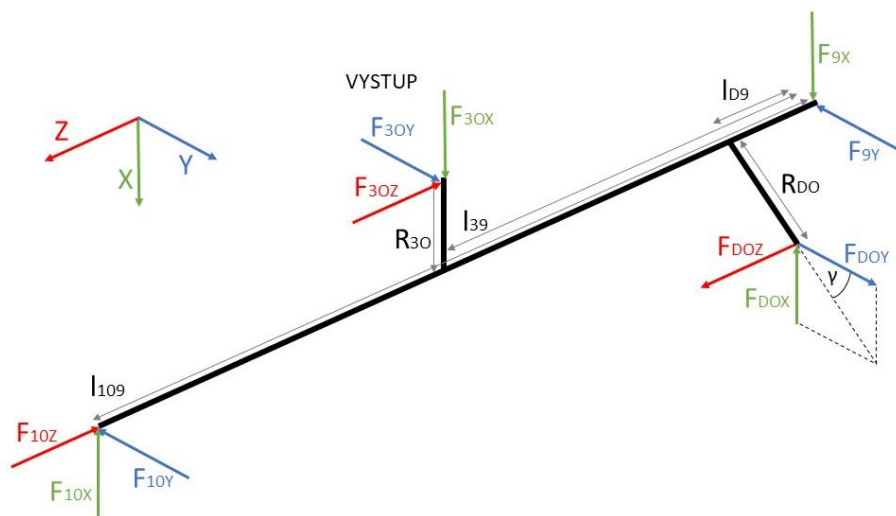
$$\sum M_Y = 0: -F_{3IX} \cdot l_{37} - F_{3IZ} \cdot R_{3I} + F_{8X} \cdot l_{87} \quad (56)$$

$$\sum M_Z = 0: -F_{3IY} \cdot R_{3I} + M \quad (57)$$

$$F_{3IX} = F_{3IY} \cdot \frac{\tan \alpha_{n3}}{\cos \beta_3} \quad (58)$$

$$F_{3IZ} = F_{3IY} \cdot \tan \beta_3 \quad (59)$$

### 6.3 VÝSTUPNÍ HŘÍDEL



Obrázek 32 Schéma sil působících na výstupní hřídel Simulace I

Tabulka 9 Výsledky analýzy výstupní hřídele Simulace I

Síla / Moment	Analytický výpočet	Simulace	Simulace
	[N, Nm]	kinematické vazby [N, Nm]	silové prvky [N, Nm]
<b>F<sub>30X</sub></b>	955,82	955,82	955,84
<b>F<sub>30Y</sub></b>	2795,57	2795,58	2795,63
<b>F<sub>30Z</sub></b>	1815,46	1815,47	1815,50
<b>F<sub>9X</sub></b>	3161,48	3161,48	3161,63
<b>F<sub>9Y</sub></b>	2366,05	2366,16	2366,20
<b>F<sub>10X</sub></b>	-399,83	-399,84	-399,85
<b>F<sub>10Y</sub></b>	1180,94	1180,96	1181,01
<b>F<sub>10Z</sub></b>	321,92	321,93	321,95
<b>F<sub>DOX</sub></b>	4517,13	4517,14	4517,34
<b>F<sub>DOY</sub></b>	751,54	751,54	751,57
<b>F<sub>DOZ</sub></b>	2137,38	2137,39	2137,48

$$\sum F_X = 0: -F_{10X} + F_{30X} - F_{DOX} + F_{9X} \quad (60)$$

$$\sum F_Y = 0: -F_{10Y} + F_{30Y} + F_{DOY} - F_{9Y} \quad (61)$$

$$\sum F_Z = 0: -F_{30Z} + F_{DOZ} - F_{10Z} \quad (62)$$

$$\sum M_X = 0: F_{10Y} \cdot l_{109} - F_{30Y} \cdot l_{39} - F_{DOY} \cdot l_{D9} + F_{DOZ} \cdot R_{DO} \cdot \cos \gamma \quad (63)$$

$$\sum M_Y = 0: -F_{10X} \cdot l_{109} + F_{30X} \cdot l_{39} - F_{30Z} \cdot R_{30} - F_{DOX} \cdot l_{D9} - F_{DOZ} \cdot R_{DO} \cdot \sin \gamma \quad (64)$$

$$\sum M_Z = 0: -F_{30Y} \cdot R_{30} + F_{DOX} \cdot R_{DO} \cdot \cos \gamma + F_{DOY} \cdot R_{DO} \cdot \sin \gamma \quad (65)$$

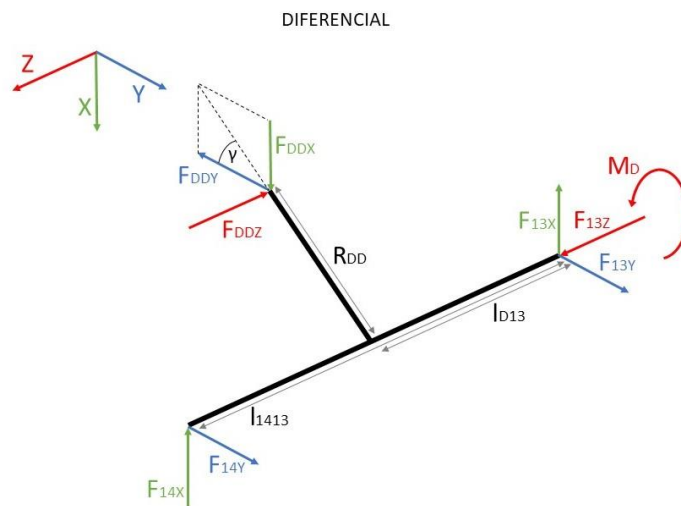
$$F_{DOR} = F_{DOO} \cdot \frac{\tan \alpha_{nD}}{\cos \beta_D} \quad (66)$$

$$F_{DOZ} = F_{DOO} \cdot \tan \beta_D \quad (67)$$

$$F_{DOX} = F_{DOR} \cdot \sin \gamma + F_{DOO} \cdot \cos \gamma \quad (68)$$

$$F_{DOY} = -F_{DOR} \cdot \cos \gamma + F_{DOO} \cdot \sin \gamma \quad (69)$$

## 6.4 DIFERENCIÁL



Obrázek 33 Schéma sil působících na diferenciál Simulace I

Tabulka 10 Výsledky analýzy diferenciálu Simulace I

Síla / Moment	Analytický výpočet	Simulace	Simulace
	[N, Nm]	kinematické vazby [N, Nm]	silové prvky [N, Nm]
$F_{DDX}$	4517,13	4517,14	4517,34
$F_{DDY}$	751,54	751,54	751,57
$F_{DDZ}$	2137,38	2137,39	2137,48
$F_{13X}$	2000,00	2000,03	1999,97
$F_{13Y}$	-1095,23	-1095,19	-1095,31
$F_{13Z}$	2137,38	2137,39	2137,48
$F_{14X}$	2517,14	2517,11	2517,36
$F_{14Y}$	1846,66	1846,72	1846,89
$M_D$	-442,10	-442,11	-442,13

$$\sum F_X = 0: -F_{14X} + F_{DDX} - F_{13X} \quad (70)$$

$$\sum F_Y = 0: F_{14Y} - F_{DDY} + F_{13Y} \quad (71)$$

$$\sum F_Z = 0: -F_{DDZ} + F_{13Z} \quad (72)$$

$$\sum M_X = 0: -F_{14Y} \cdot l_{1413} + F_{DDY} \cdot l_{D13} + F_{DDZ} \cdot R_{DD} \cdot \cos \gamma \quad (73)$$

$$\sum M_Y = 0: -F_{14X} \cdot l_{1413} + F_{DDX} \cdot l_{D13} - F_{DDZ} \cdot R_{DD} \cdot \sin \gamma \quad (74)$$

$$\sum M_Z = 0: F_{DDX} \cdot R_{DD} \cdot \cos \gamma + F_{DDY} \cdot R_{DD} \cdot \sin \gamma + M_D \quad (75)$$

Z porovnání výsledků plyne, že se simulace od analytického výpočtu liší až na úrovni desetin, nebo setin. Vzhledem k velikostem sil nemá smysl provádět procentuální odchylku a lze výpočty považovat za shodné a ověření funkčnosti modelu za úspěšné.



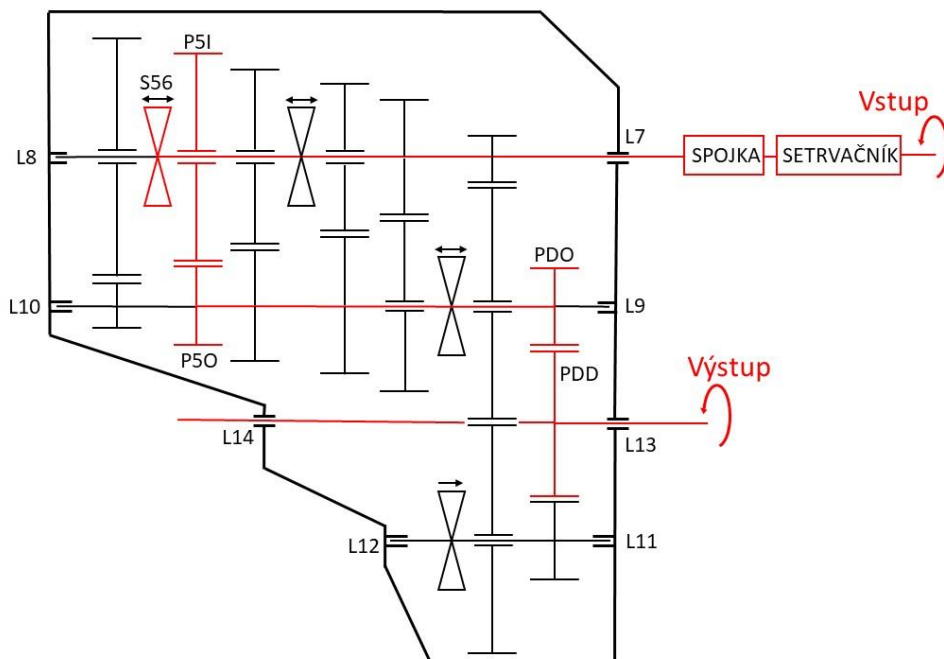
## 7 SIMULACE II

### 7.1 POPIS SIMULACE A OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Po zařazení 5. rychlostního stupně je převodovka zatížena krouticím momentem na vstupu a úhlovou frekvencí na výstupu. V průběhu simulace se provozní stav převodovky mění každých 10 s. Je zkoumán průběh úhlových frekvencí jednotlivých ozubených kol, délkových chyb převodu a krouticích momentů soukolí 5. rychlostního stupně a stálého převodu, frekvencí. K simulovaným provozním stavům může reálně docházet při běžném provozu vozidla. Jsou simulovány provozní stavy změny úhlových frekvencí hřídelí převodovky při (ne)zatížené vstupní hřídeli, konstantní úhlové frekvence s (ne)zatíženou vstupní hřídelí, změna zatížení vstupní hřídele při konstantní úhlové frekvenci a zatížení vstupní hřídele konstantním krouticím momentem při zastavených hřídelích (statický stav).

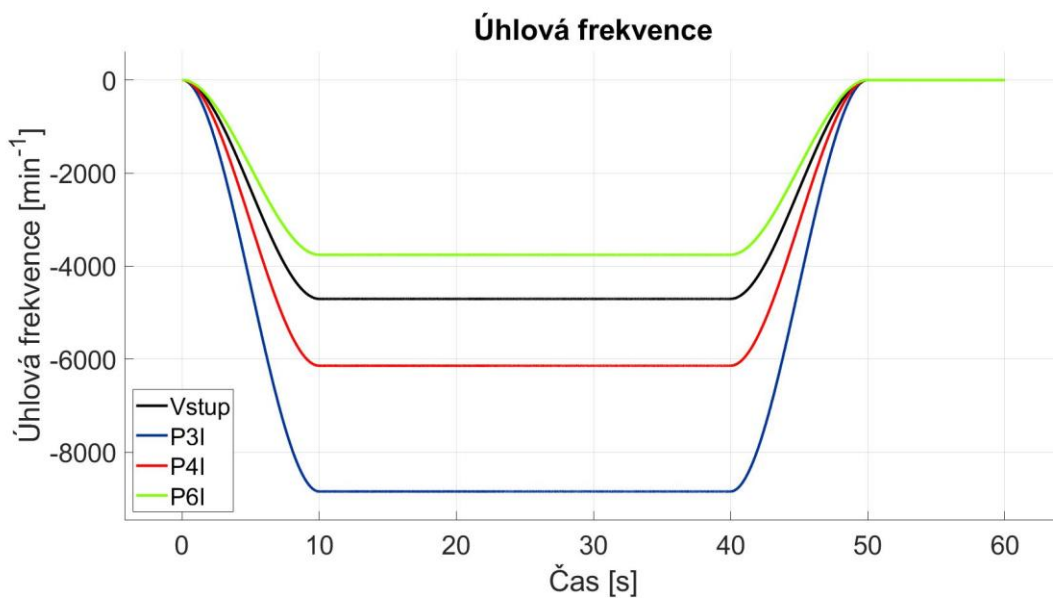
*Tabulka 11 Okrajové podmínky Simulace II*

Okrajové podmínky	<p>Vstup:</p> <p>Moment:</p> <p>0–20 s: 0 Nm</p> <p>20–30 s: 0–300 Nm</p> <p>30–60 s: 300 Nm</p> <p>Výstup:</p> <p>Úhlová frekvence:</p> <p>0–10 s: 0–2000 min<sup>-1</sup></p> <p>10–40 s: 2000 min<sup>-1</sup></p> <p>40–50 s: 2000–0 min<sup>-1</sup></p> <p>50–60 s: 0 min<sup>-1</sup></p>
Řešič	<p>GSTIFF</p> <p>Error: 1E-3</p> <p>Hmax: 5E-3</p> <p>Čas simulace: 60 s</p> <p>Vzorkovací frekvence: 40 kHz</p>
Ostatní	Zařazeno: 5. rychlostní stupeň

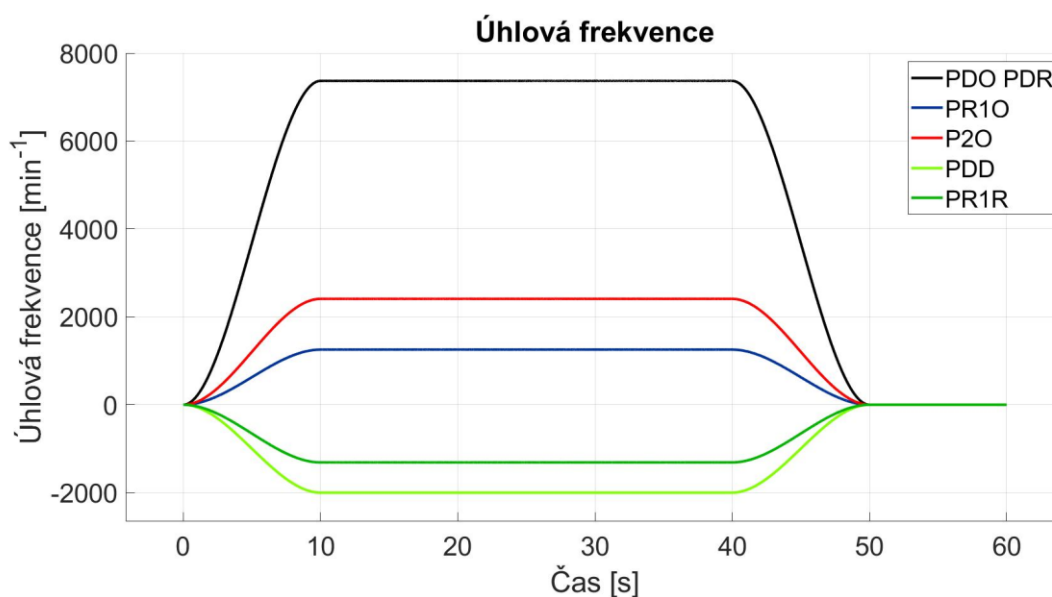


Obrázek 34 Schéma převodovky při výpočtu Simulace II

## 7.2 ÚHLOVÉ FREKVENCE HŘÍDELÍ A OZUBENÝCH KOL



Obrázek 35 Průběh úhlových frekvencí vstupní hřídele a ozubených kol Simulace II



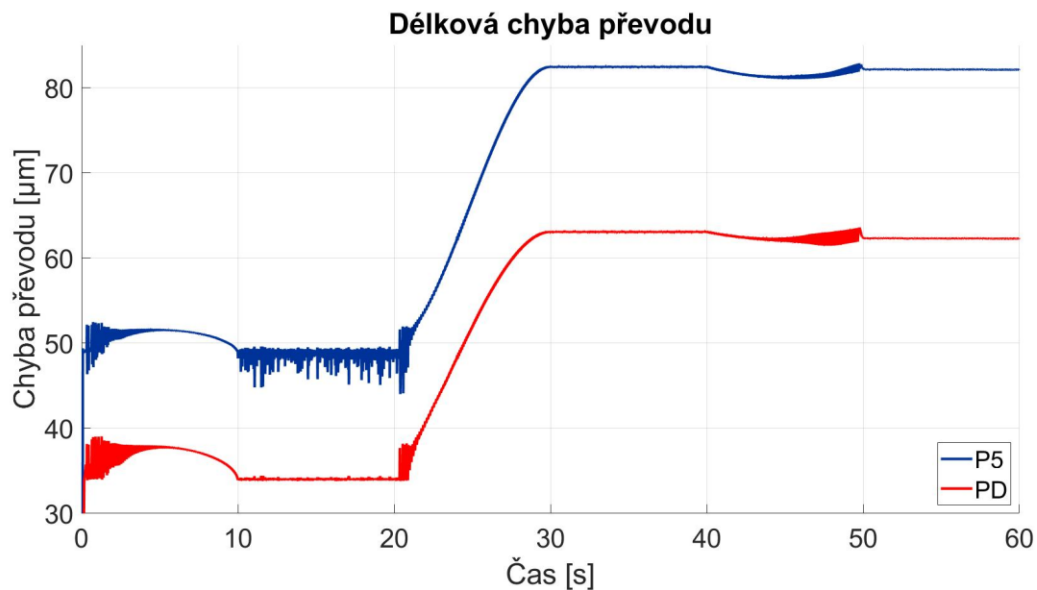
Obrázek 36 Průběh úhlových frekvencí hřídelí a ozubených kol Simulace II

Úhlová frekvence je měřena mezi 10–40 s při maximálních otáčkách výstupu. Úhlové frekvence simulace jsou porovnány s úhlovými frekvencemi počítanými analyticky. (Tabulka 12). Shodné výsledky simulace a analytického výpočtu jsou dalším úspěšným kontrolním bodem, ukazujícím na správnou funkčnost MBS modelu.

Tabulka 12 Porovnání úhlových frekvencí analytického výpočtu a simulace Simulace II

Ozubené kolo	Analytický výpočet [min <sup>-1</sup> ]	Simulace [min <sup>-1</sup> ]
<b>P3I</b>	8842	8842
<b>P4I</b>	6140	6140
<b>P5I</b>	4703	4703
<b>P6I</b>	3756	3756
<b>P2O</b>	2409	2409
<b>PR1O</b>	1254	1254
<b>PDO</b>	7368	7369
<b>PR1R</b>	1313	1313
<b>PDR</b>	7368	7368
<b>PDD</b>	2000	2000

### 7.3 DÉLKOVÁ CHYBA PŘEVODU



Obrázek 37 Průběh chyby převodu P5 a PD Simulace II

Zobrazené chyby převodu ozubených párů (Obrázek 37), přenášejících krouticí moment, se mění dle aktuálního provozního stavu.

Krátce po spuštění simulace, zařazení rychlosti a otáčením diferenciálu se nejprve vymezí boční zubové vůle. Následně v intervalu 0–10 sekund se mění chyby převodu podle úhlového zrychlení diferenciálu.

V další fázi simulace je úhlová rychlost diferenciálu konstantní. Z průběhů je patrné, že v tomto stavu nejsou boční zubové vůle vždy zcela vymezené, zejména vůle u soukolí 5. rychlostního stupně. Převodovka je nezatížená a kola mohou kmitat v rámci boční zubové vůle.

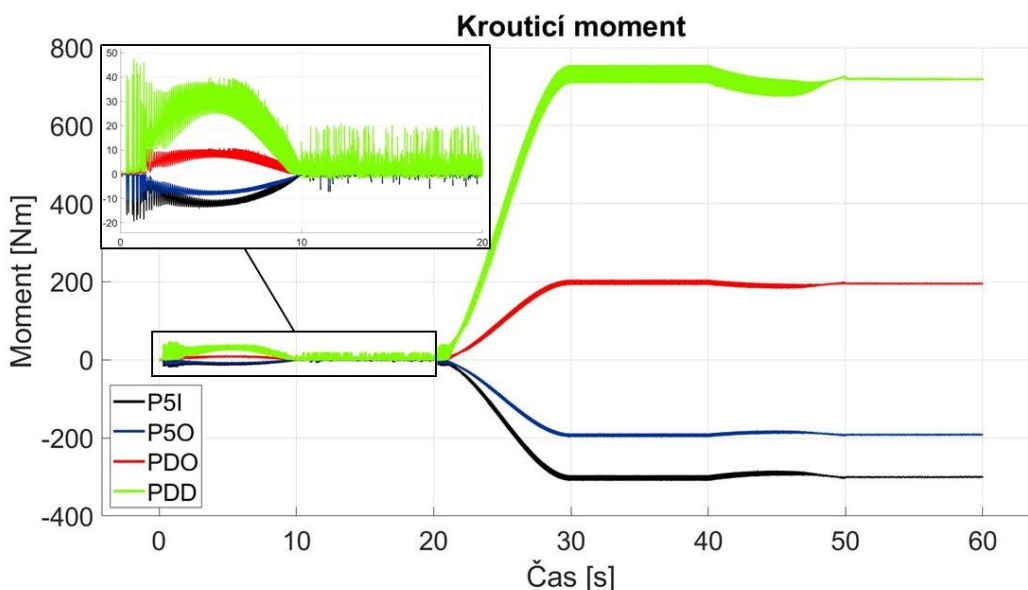
Mezi 20–30 sekundami postupně roste krouticí moment na vstupu. Dochází k vymezení vůlí a k růstu chyb převodu vlivem zatížení.

V intervalu 30–40 sekund nastává další ustálený stav. Úhlová rychlost diferenciálu je konstantní, stejně tak krouticí moment na vstupu je konstantní. Chyby převodu se mění pouze s periodami otočení zuby výstupních kol.

Od 40. sekundy klesají otáčky diferenciálu až do 50. sekundy, kde se diferenciál zastaví. Na grafu je patrný pokles chyb převodu silovým odlehčením ozubených kol, způsobeným poklesem otáček.

Poslední ustálený stav trvá od 50. sekundy do konce simulace. Diferenciál je zastaven a na vstup působí konstantní krouticí moment. Chyby převodu jsou téměř konstantní, s hodnotami odpovídajícími statickému zatížení. Po ustálení hodnot v delším časovém úseku by zůstaly hodnoty zcela konstantní.

## 7.4 KROUTICÍ MOMENT



Obrázek 38 Průběh kroučících momentů Simulace II

V prvním provozním stavu 0–10 sekund lze pozorovat nárůst kroučících momentů, způsobený růstem otáček diferenciálu a roztáčením převodovky.

V intervalu 10–20 sekund jsou absolutní hodnoty kroučících momentů nízké, ale je možné pozorovat nepravidelné peaky hodnot. Tento jev způsobují nárazy zubů spolu zabírajících ozubených kol.

Ve 20. sekundě začíná růst kroučícího momentu na vstupu až do 30. sekundy. Tomuto růstu odpovídá i růst kroučících momentů v zatížených ozubených kolech.

V ustáleném provozním stavu mezi 30–40 sekundou se kroučící momenty mění pouze vlivem periodických změn chyb převodu, způsobených otáčením ozubených kol.

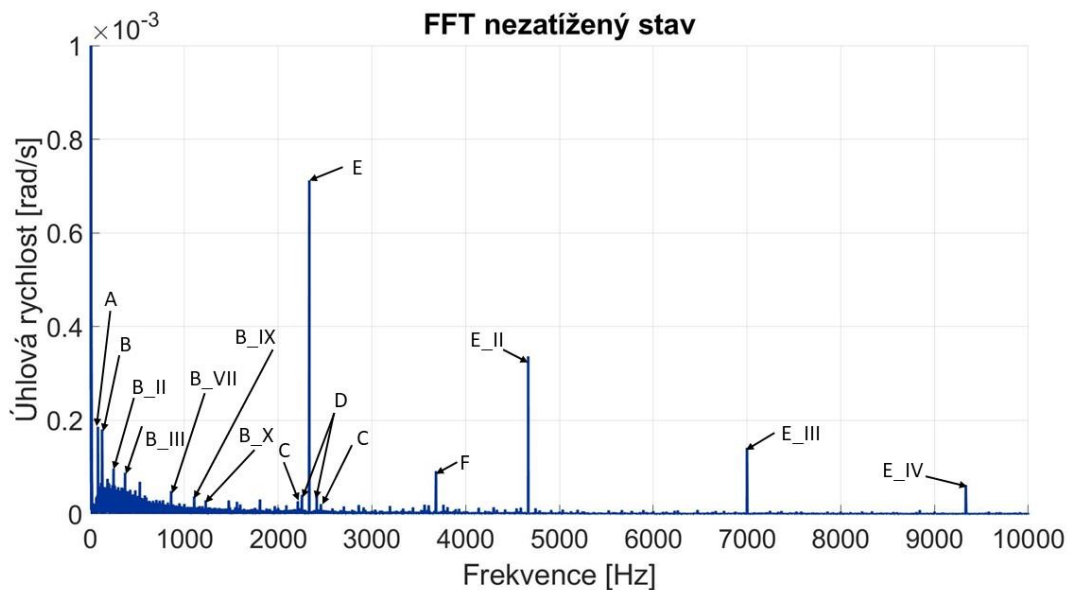
Podobně jako v prvním provozním stavu roztáčení diferenciálu a celé převodovky způsobilo růst kroučících momentů, mezi 40–50 sekundou dochází k poklesu kroučících momentů zpomalováním diferenciálu a celé převodovky.

V poslední fázi setrvávají momenty téměř na konstantní hodnotě. Převodovka je zastavena a pouze na vstup působí konstantní kroučící moment.

Průběh P5I od 20. sekundy odpovídá v absolutní hodnotě vnějšímu zatížení vstupní hřídele. Malá odchylka může být způsobena pružným přenosem kroučícího momentu přes primární a sekundární hmotu setrvačnicku, sekundární hmotu setrvačnicku a spojku, případně vůlí v synchronizační spojce. Jelikož P5O a PDO působí na stejnou hřídel, přičemž v P5O zatížení na hřídel vstupuje a v PDO vystupuje, jejich hodnota je totožná s opačnou orientací, což potvrzuje průběh grafu.

## 7.5 FREKVENČNÍ ANALÝZA

Průběh úhlové rychlosti výstupní hřídele je převeden pomocí FFT do frekvenčního spektra. Nejprve v nezatiženém stavu mezi 10. a 20. sekundou, kdy je úhlová frekvence výstupu konstantní a na vstup nepůsobí žádný krouticí moment. Průběh je znázorněn v následujícím grafu (Obrázek 39), kde jsou vyznačeny jednotlivé frekvence. Popis frekvence, její hodnota ze simulace a z analytického výpočtu jsou uvedeny v tabulce (Tabulka 13).



Obrázek 39 Frekvenční spektrum úhlové rychlosti výstupní hřídele 10–20 s Simulace II

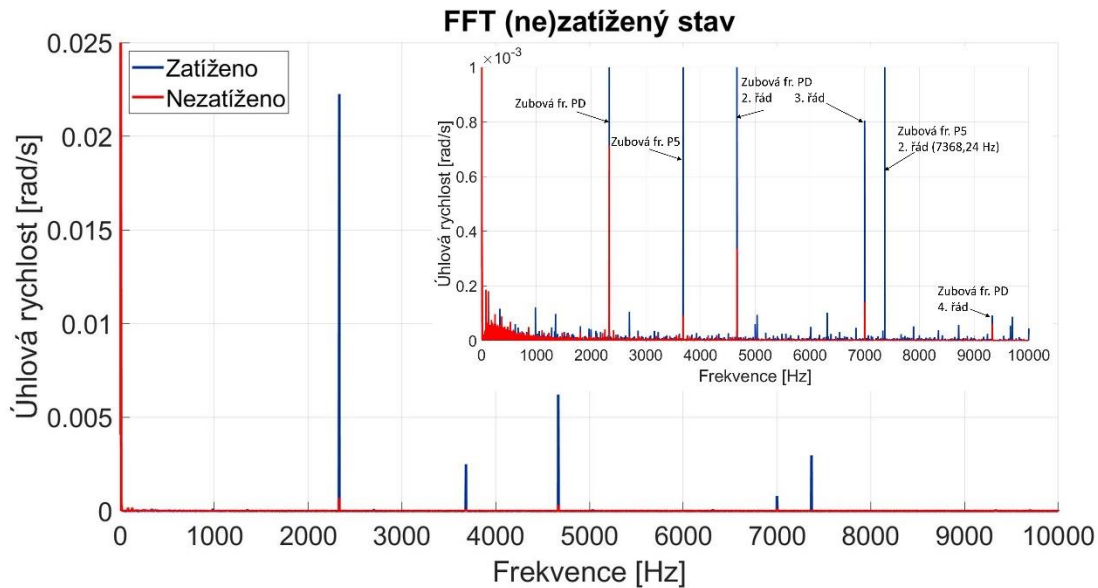
Na grafu je možné pozorovat otáčkové frekvence vstupní a výstupní hřídele, zubové frekvence stálého převodu výstupní hřídele na diferenciál a 5. rychlostního převodu a jejich násobky. V oblasti 0–1000 Hz je možné pozorovat oblast s vysokým počtem spektrálních čar. Příčinou je nezatižená převodovka, ve které mohou ozubená kola volně kmitat v rámci boční zubové vůle.

Tabulka 13 Porovnání frekvencí analytického výpočtu a simulace Simulace II

Značka v grafu	Frekvence	Analytický výpočet [Hz]	Simulace [Hz]
<b>A</b>	Otáčková frekvence vstupní hřídel	78,39	78,35
<b>B</b>	Otáčková frekvence výstupní hřídel	122,81	122,83
<b>B_II</b>	2. řád	245,59	245,59
<b>B_III</b>	3. řád	368,43	368,42
<b>B_VII</b>	7. řád	859,67	859,6
<b>B_IX</b>	9. řád	1105,29	1105,27
<b>B_X</b>	10. řád	1228,1	1228,03
<b>C</b>	Postranní pásmo	2210,52	2210,54
	(Zubová fr. PD $\pm$ Otáčková. fr. výstupní hřídel)	2456,14	2456,3
<b>D</b>	Postranní pásmo	2254,94	2254,94
	(Zubová fr. PD $\pm$ Otáčková. fr. vstupní hřídel)	2411,72	2411,73
<b>E</b>	Zubová frekvence PD	2333,33	2333,3
<b>E_II</b>	2. řád	4666,67	4666,67
<b>E_III</b>	3. řád	7000	6999,97
<b>E_IV</b>	4. řád	9333,33	9333,34
<b>F</b>	Zubová frekvence P5	3684,21	3684,16

Druhý převod časového signálu na frekvenční spektrum je proveden v ustáleném režimu při zatížení v intervalu 30–40 s.

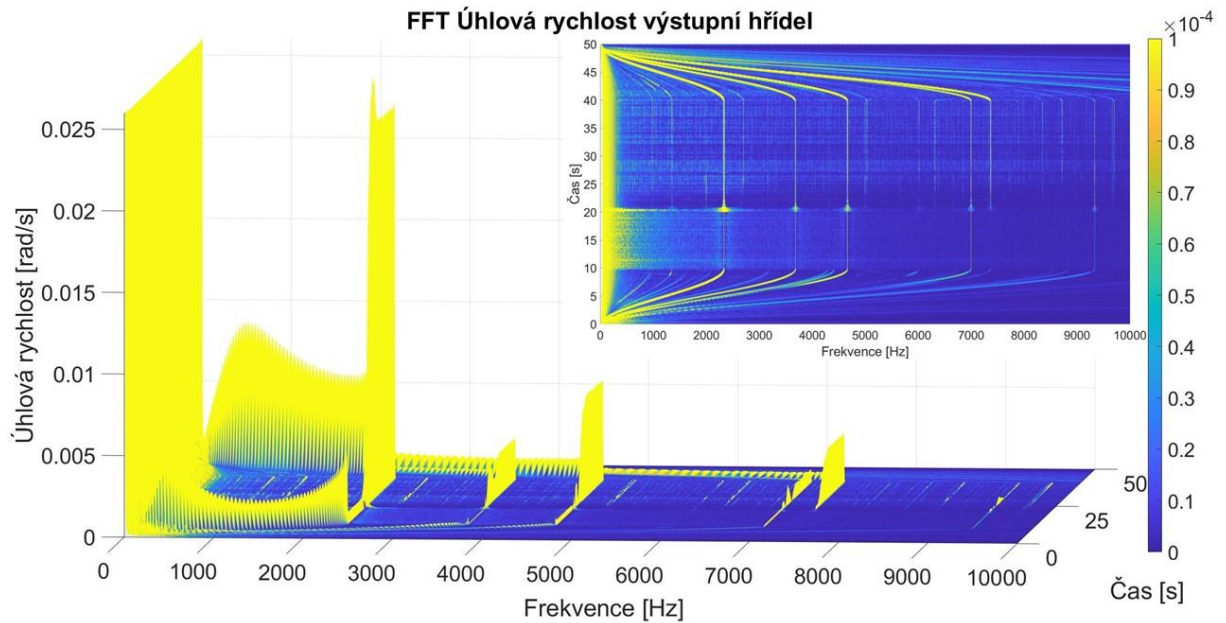
Z porovnání frekvenčního spektra zatíženého a nezatíženého stavu (*Obrázek 40*) je patrné, že amplitudy zubových frekvencí zatížených soukolí vzrostou. Nově je výrazný i 2. řád zubové frekvence P5. Mezi výraznější amplitudy patří také násobky otáčkové frekvence výstupní hřídele. Pásmo mezi 0–1000 Hz zde tak výrazné není, což podporuje hypotézu kmitání ozubených kol v rámci boční zubové vůle v FFT analýze nezatížené převodovky.



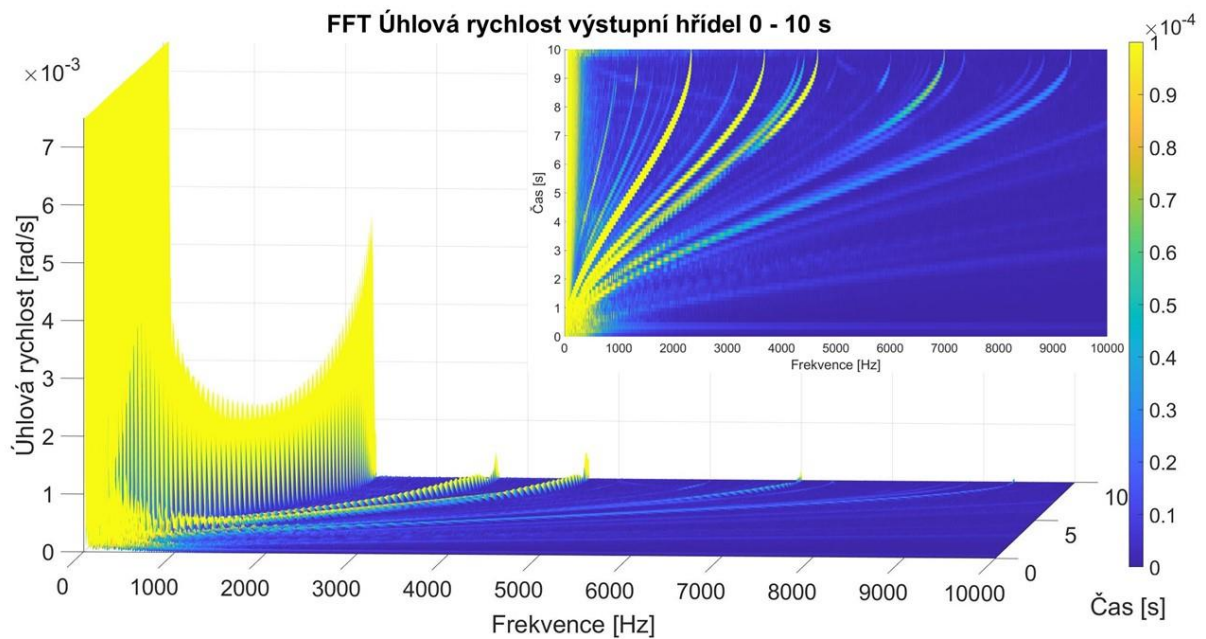
Obrázek 40 Frekvenční spektrum úhlové rychlosti výstupní hřídele 10–20 a 30–40 s Simulace II

Ve frekvenčním spektru (Obrázek 41), provedeném v celém rozsahu simulace jsou nejlépe pozorovatelné zubové frekvence a jejich násobky. Graf nezobrazuje poslední provozní stav, kdy je převodovka pouze staticky zatížena, tudíž nedochází k žádné periodické změně. Jednotlivé provozní stavy jsou znovu znázorněny zvlášť (Obrázek 42 – Obrázek 46). Spektrogram je vytvořen s časovým oknem 1 s, váhovým oknem Hanning a mírou překrytí 75 %. Hodnota amplitudy může být vyšší, než udává maximum barevné škály.



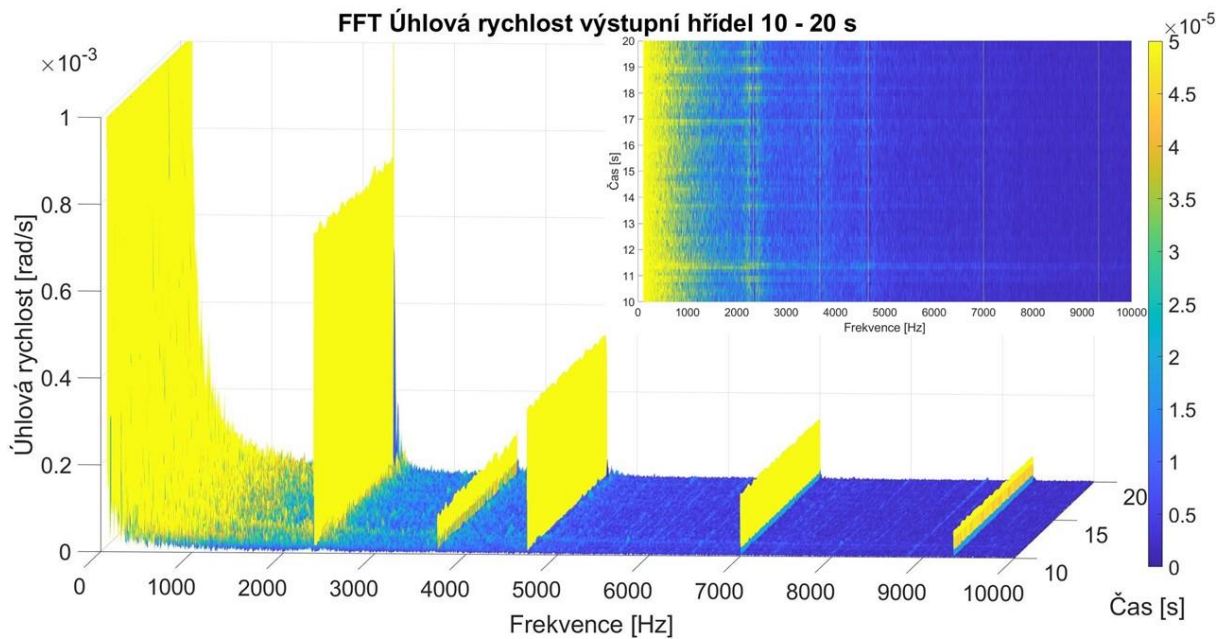


Obrázek 41 Spektrogram úhlové rychlosti výstupní hřídele 0–50 s Simulace II



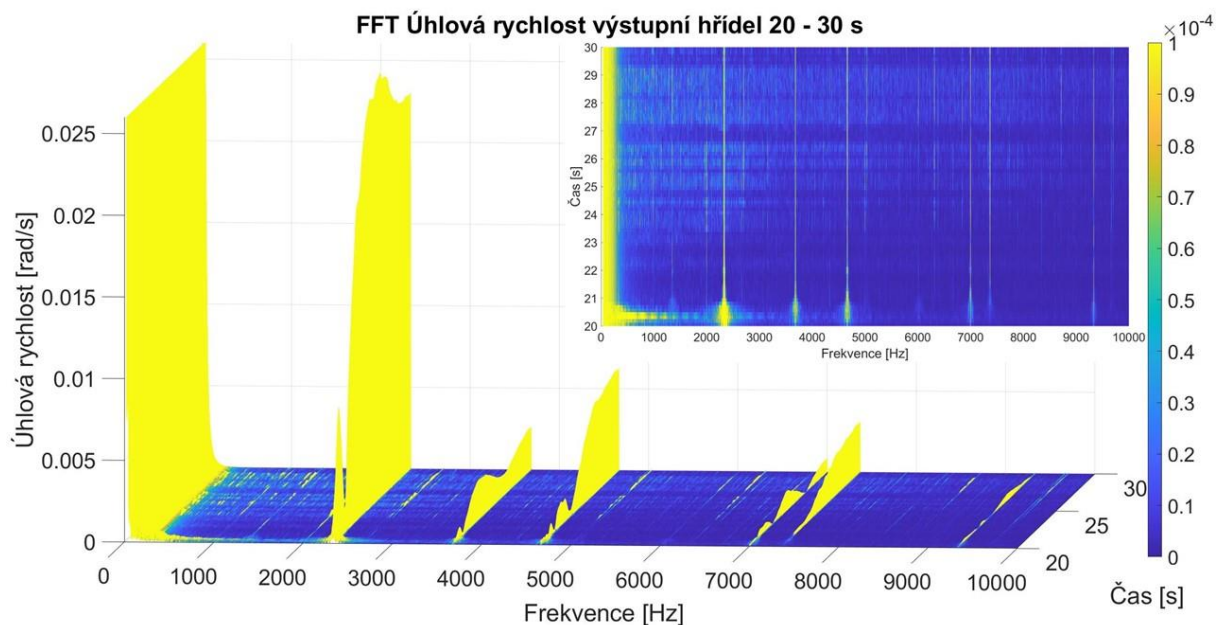
Obrázek 42 Spektrogram úhlové rychlosti výstupní hřídele 0–10 s Simulace II

Spektrogram (Obrázek 42) zobrazuje frekvence během růstu úhlové rychlosti převodovky. Zrychlení není konstantní, proto nejsou křivky lineární.



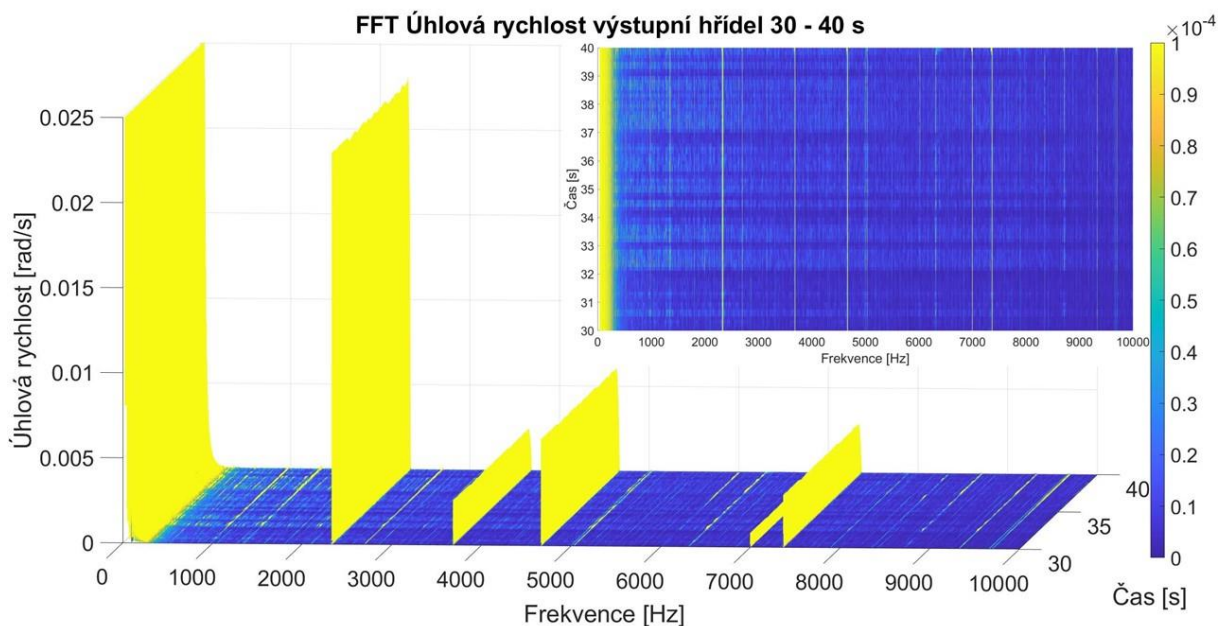
Obrázek 43 Spektrogram úhlové rychlosti výstupní hřídele 10–20 s Simulace II

Spektrogram (Obrázek 43) ukazuje amplitudy frekvencí během ustáleného stavu. Převodovka není zatížena. Velikosti amplitud se příliš nemění. V porovnání s ostatními spektrogramy je možné pozorovat více frekvencí s výraznější amplitudou. Příčinou je zřejmě volné kmitání ozubených kol v rámci boční zubové vůle, což se projeví jako tzv. rattling.



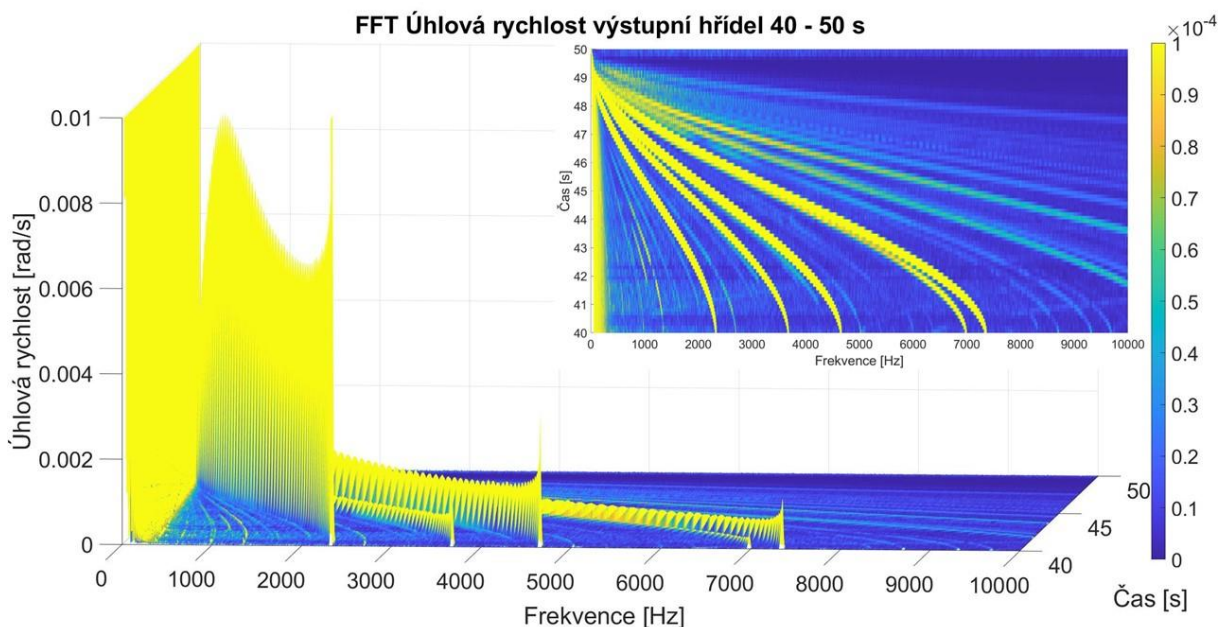
Obrázek 44 Spektrogram úhlové rychlosti výstupní hřídele 20–30 s Simulace II

Amplitudy (Obrázek 44) rostou s rostoucím zatížením převodovky.



Obrázek 45 Spektrogram úhlové rychlosti výstupní hřídele 30–40 s Simulace II

Ve spektrogramu (Obrázek 45) lze pozorovat zejména amplitudy zubových frekvencí. Vzhledem k ustálenému stavu, kdy je převodovka zatížena konstantním momentem a otáčí se konstantní úhlovou rychlostí, jsou amplitudy téměř konstantní, s ostrými hranicemi.



Obrázek 46 Spektrogram úhlové rychlosti výstupní hřídele 40–50 s Simulace II

(Obrázek 46) Zatížená převodovka zpomaluje až do zastavení. Zrychlení (zpomalení) opět není konstantní, proto ani spektrální čáry nejsou lineární.

## 8 SIMULACE III

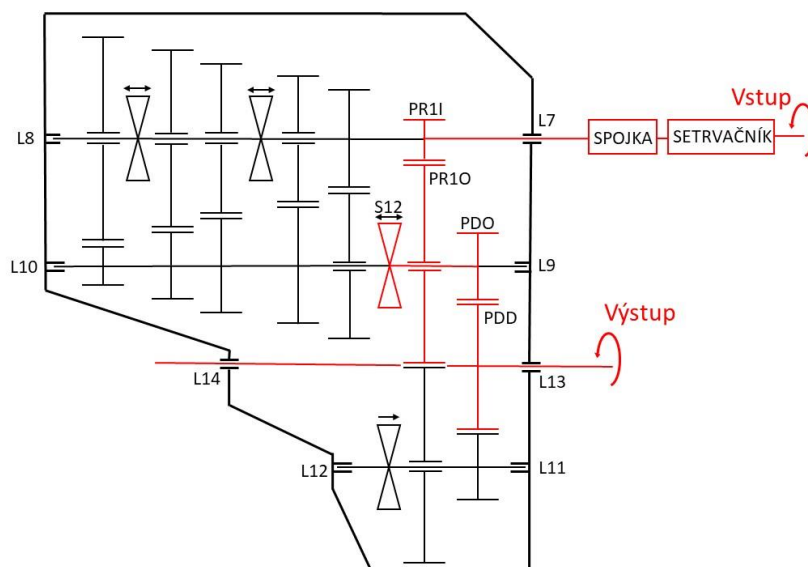
### 8.1 POPIS SIMULACE A OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Po zařazení 1. rychlostního stupně dojde natočením diferenciálu k silovému předeprnutí převodovky. Po ustálení hodnot dochází rozpojením rozjezdové spojky k uvolnění akumulované energie. Simulace zkoumá sled událostí po rozpojení spojky, především změny úhlových výchylek ozubených kol 1. rychlostního stupně a stálého převodu. Dále simulace zkoumá, jak se veličiny změní, změní-li se velikost vůle v drážkování mezi věncem synchronizační spojky a ozubeným kolem.

V simulaci I je uvedeno, že k tomuto statickému zatížení převodovky dochází u zaparkovaných automobilů. Děj simulace III nastává následně, po rozpojení rozjezdové spojky před nastartováním vozidla, kdy rozpojením rozjezdové spojky dojde k uvolnění statického zatížení převodovky.

Tabulka 14 Okrajové podmínky Simulace III

Okrajové podmínky	Vstup: Úhel natočení: 0 Výstup: Úhel natočení: kroučící moment 250 Nm v diferenciálu
Řešič	GSTIFF, Error: 5E-4, Hmax: 1E-3, Čas simulace: 26 s Vzorkovací frekvence: 100 kHz (25–26 s)
Ostatní	Zařazeno: 1. rychlostní stupeň; Rozpojení spojky: 25. s

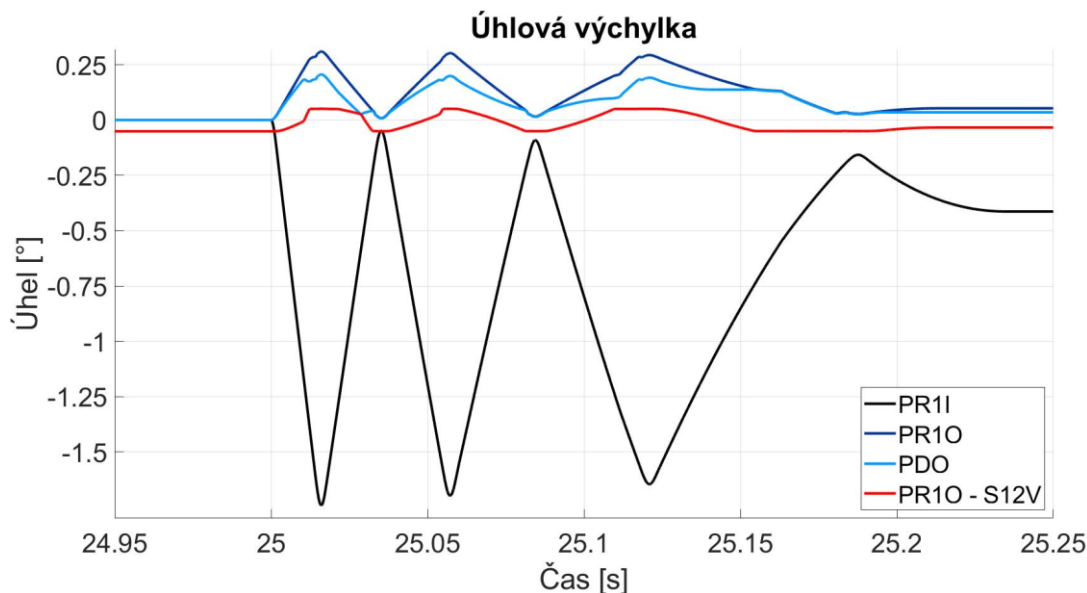


Obrázek 47 Schéma převodovky při výpočtu Simulace III



## 8.2 VÝSLEDKY SIMULACE

Na obrázku (Obrázek 48) je graf průběhů úhlových výchylek ozubených kol, které jsou předmětem zájmu. Pro lepší čitelnost jsou průběhy úhlových výchylek ozubených kol posunuty tak, aby v čase 24,95 s nabývaly hodnoty 0°.

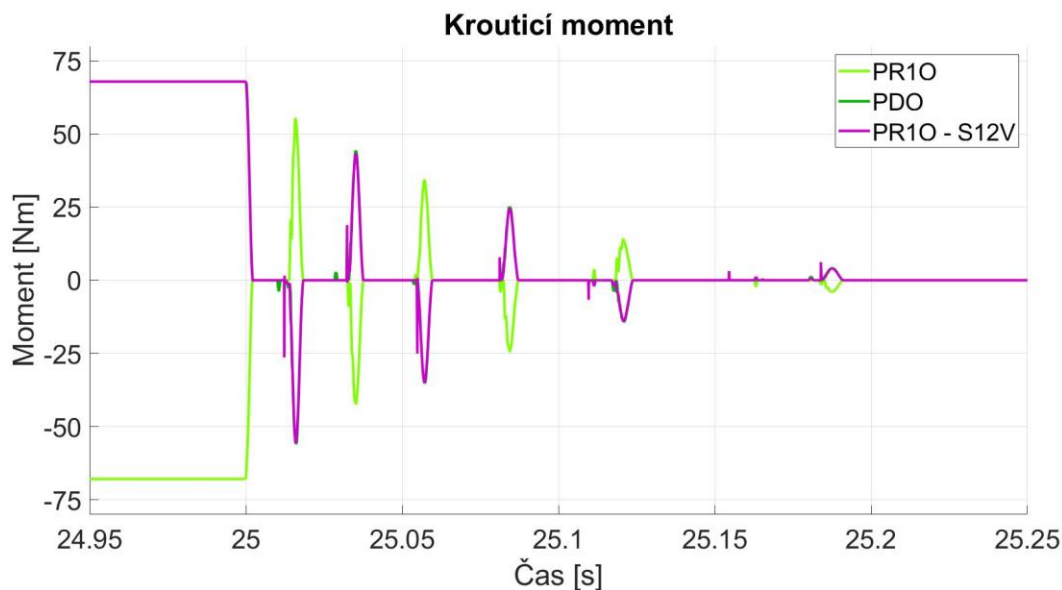


Obrázek 48 Průběh úhlových výchylek sledovaných ozubených kol v oblasti zájmu Simulace III

Po rozpojení spojky se začnou pohybovat všechna sledovaná ozubená kola. Z grafu je zřejmé, že se amplitudy úhlových výchylek postupem času snižují, zároveň se prodlužuje doba kmitu. Nakonec kmitání zaniká a po 0,25 s se už úhlové výchylky nijak nemění.

Vstupní hřídel s ozubením PR1I má nejhladší průběh, naopak v průběhu úhlové výchylky výstupní hřídele s PDO je možné pozorovat několik lomů, které souvisí s vymezením bočních zubových vůlí soukolí stálého převodu, v synchronizační spojce a úhlovou výchylkou PR1O.

Snižujícím se úhlovým výchylkám odpovídají i nižší hodnoty krouticích momentů (Obrázek 49). Na ustálení mají vliv i ostatní páry ozubených kol i přesto, že nepřenášejí krouticí moment ze vstupu na výstup. Přesto dochází k vymezování bočních zubových vůlí, kontaktu zubů a ztrátám energie převodovky.

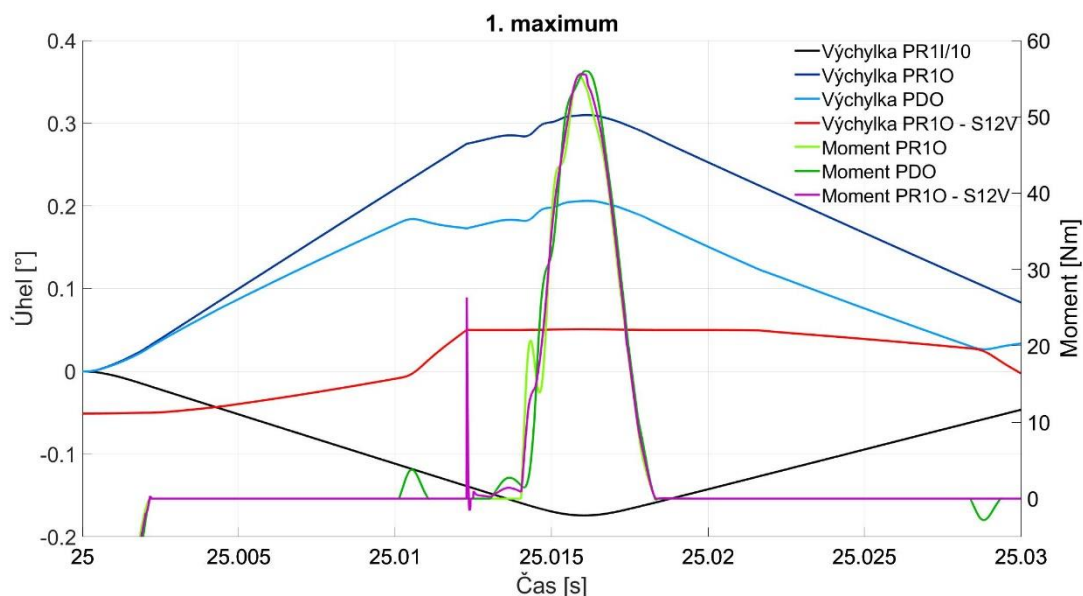


Obrázek 49 Průběh sledovaných kroucíh momentů v oblasti zájmu Simulace III

### 8.2.1 PRŮBĚH VÝCHYLEK A KROUTICÍCH MOMENTŮ VE VĚTŠÍM ROZLIŠENÍ

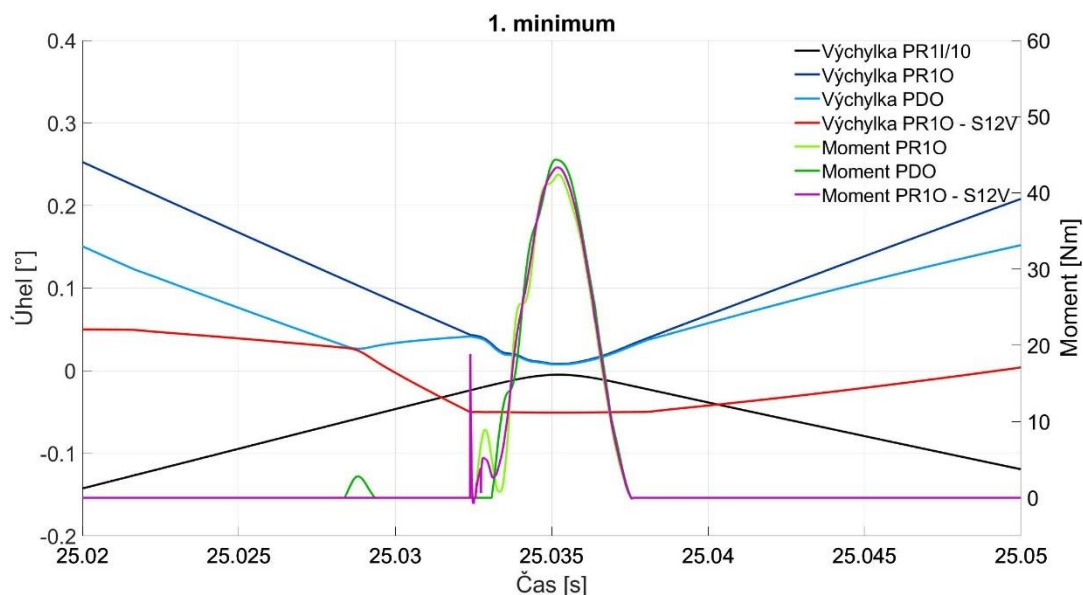
K detailnějšímu popisu sledu událostí je nutné úhlové výchylky zobrazit v kratších časových úsecích. (Obrázek 50 –Obrázek 55) Pro lepší čitelnost grafu je průběh PR1I dělen 10. Průběhy kroucíh momentů jsou v těchto detailech upraveny tak, aby zkoumaná oblast měla kladnou hodnotu, což opět umožní lépe pozorovat časový průběh a určit pořadí změn. Lze tedy pozorovat velikost a změnu kroucíh momentů, směr nikoliv.

Z průběhů grafu 1. maxima (Obrázek 50) plyne, že nejprve dochází k vymezení boční zubové vůle soukolí stálého převodu a zpětnému odrazu ozubeného kola PDO. Po vymezení vůle mezi věncem synchronizační spojky a ozubeným kolem PR1O opět dochází ke změně směru otáčení PDO. Po vymezení všech bočních zubových vůlí narostou kroucí momenty v soukolích. Po dosažení maxim úhlových výchylek ozubených kol se mění směr otáčení ozubených kol a kroucí momenty klesají.



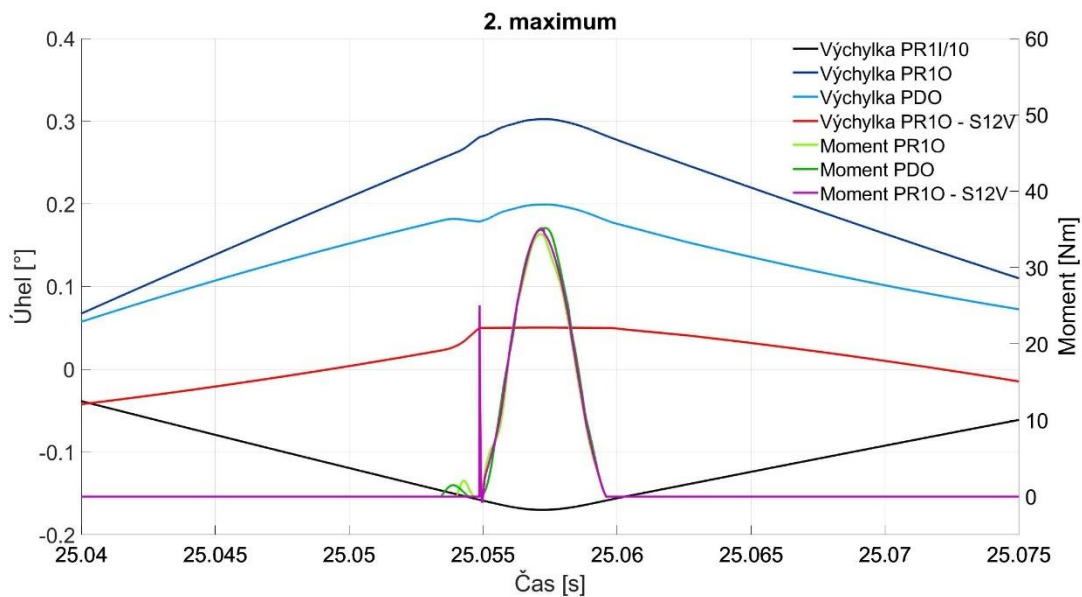
Obrázek 50 Průběh úhlových výchylek ozubených kol a krouticích momentů v okolí 1. maxima Simulace III

V průběhu 1. minima (Obrázek 51) opět nejprve dojde k vymezení boční zubové vůle soukolí stálého převodu a odrazu PDO. Obdobně dojde k vymezení vůle mezi věncem synchronizační spojky a PR1O. Znovu dochází k vymezení všech bočních zubových vůlí a po dosažení minim úhlových výchylek se mění směr otáčení ozubených kol. Oproti grafu 1. maxima lze pozorovat pokles hodnot krouticích momentů.



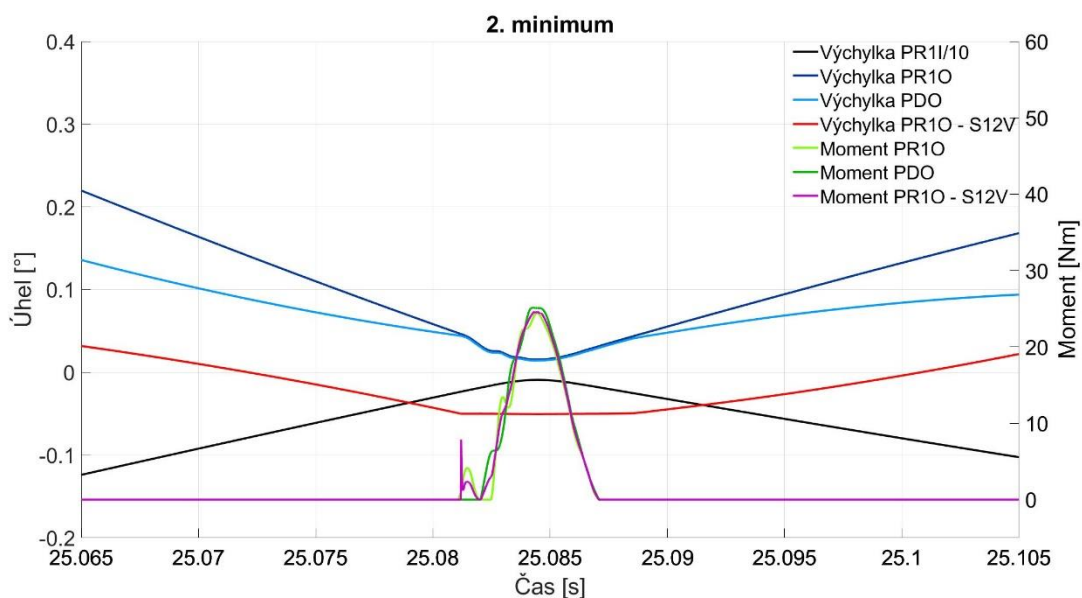
Obrázek 51 Průběh úhlových výchylek ozubených kol a krouticích momentů v okolí 1. minima Simulace III

V grafu 2. maxima (Obrázek 52) lze pozorovat, že před vymezením vůle S12V – PR10 nejprve dochází k vymezení boční zubové vůle PDO – PDD a ke kontaktu zubů PR1I–PR1O.



Obrázek 52 Průběh úhlových výchylek ozubených kol a krouticích momentů v okolí 2. maxima Simulace III

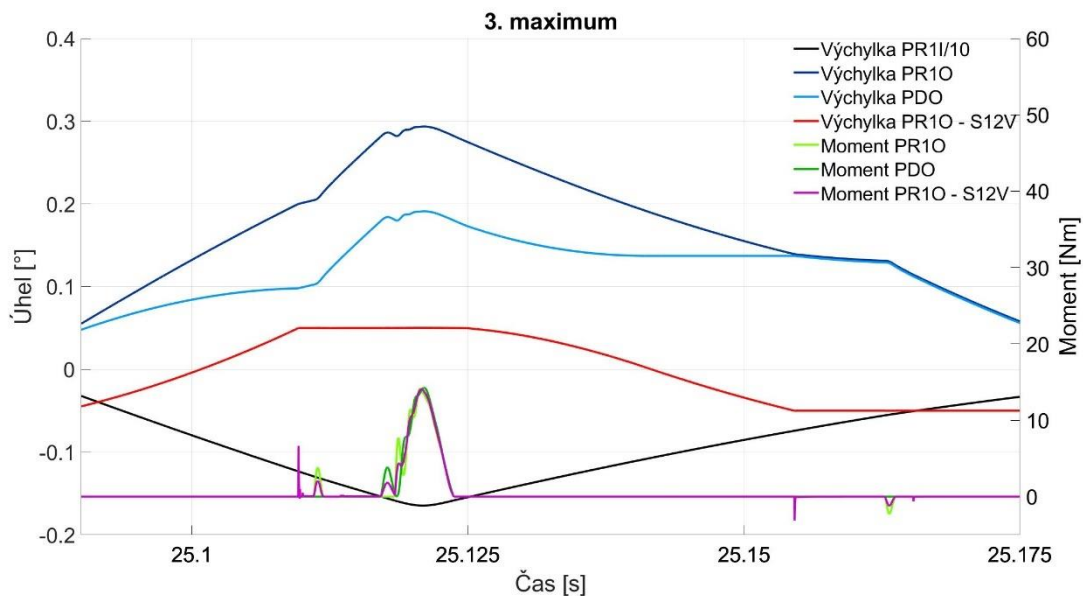
Oproti předchozím grafům v grafu 2. minima (Obrázek 53) nejprve dochází k vymezení vůlí S12V – PR1O a PR1O – PR1I. Vůle PDO – PDD je tentokrát vymezena jako poslední. Maximum krouticích momentů je blízké polovině maxima momentů grafu 1. maxima.



Obrázek 53 Průběh úhlových výchylek ozubených kol a krouticích momentů v okolí 2. minima Simulace III

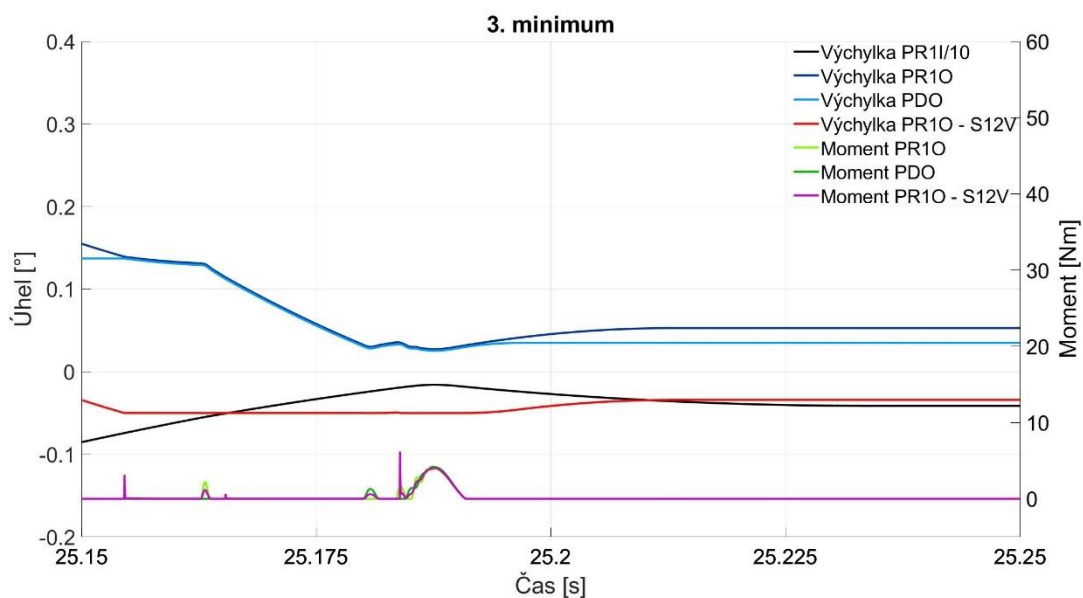


V grafu 3. maxima (Obrázek 54) průběh výchylky PDO ukazuje, že PDO má tendenci se zastavit. Do pohybu je opět uvedeno vymezením vůle PR10 – S12V. Po překonání maxima opět dochází k ustálení polohy, než jej opět uvede do pohybu PR10.



Obrázek 54 Průběh úhlových výchylek ozubených kol a krouticích momentů v okolí 3. maxima Simulace III

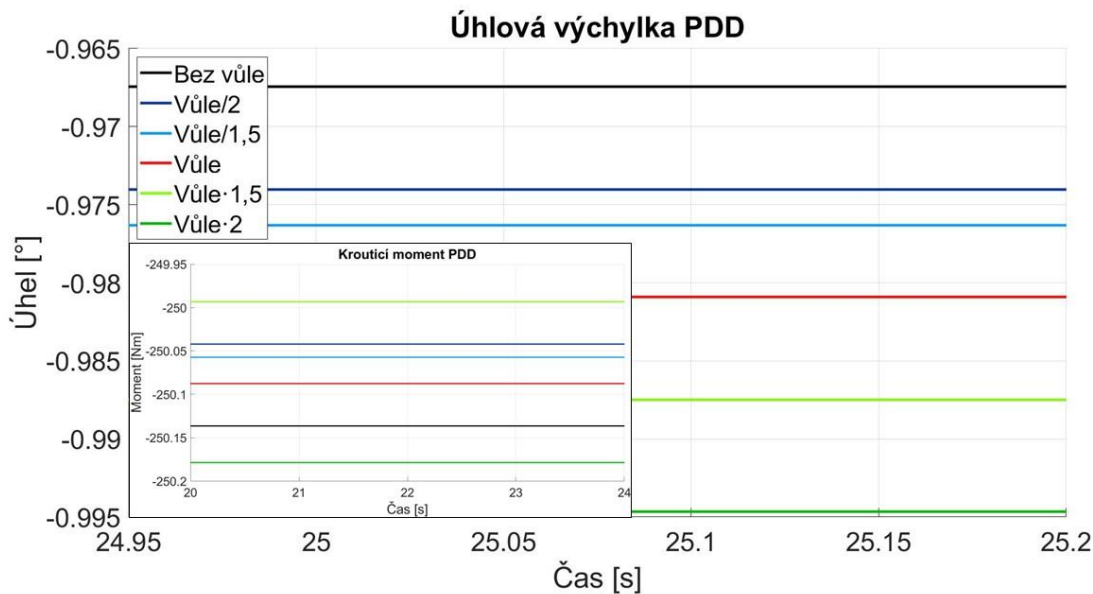
V grafu 3. minima (Obrázek 55) dochází k poslednímu vymezení všech bočních zubových vůlí. Po odrazu se postupně všechna ozubená kola ustálí a zastaví, čímž končí sledovaný děj.



Obrázek 55 Průběh úhlových výchylek ozubených kol a krouticích momentů v okolí 3. minima Simulace III

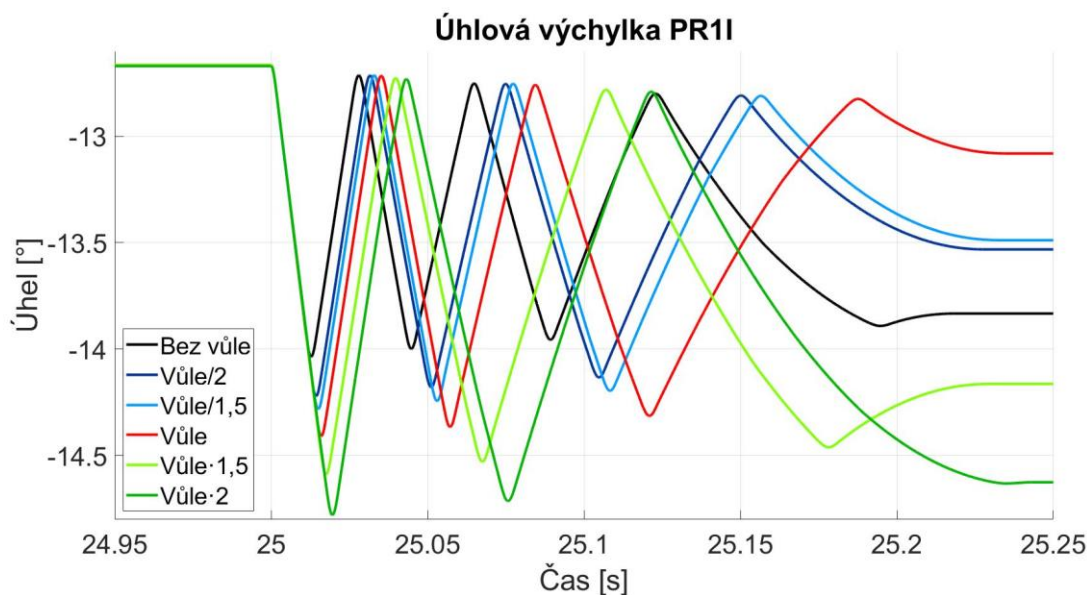
### 8.3 VLIV VŮLE V SYNCHRONIZAČNÍ SPOJCE

Při stejných okrajových podmínkách a stejném nastavení řešiče je měněna hodnota vůle mezi drážkováním vñence synchronizační spojky a drážkováním ozubeného kola. Na grafu (Obrázek 56) je znázorněna úhlová výchylka diferenciálu, která v něm vyvolá krouticí moment 250 Nm. Dosáhnout přesné hodnoty 250 Nm ve všech stavech je obtížné i u simulace. Odchyłky krouticích momentů v diferenciálu jsou minimální. Rozdíl mezi nejvyšším a nejnižším momentem je menší než 0,2 Nm, což odpovídá 0,08 %.



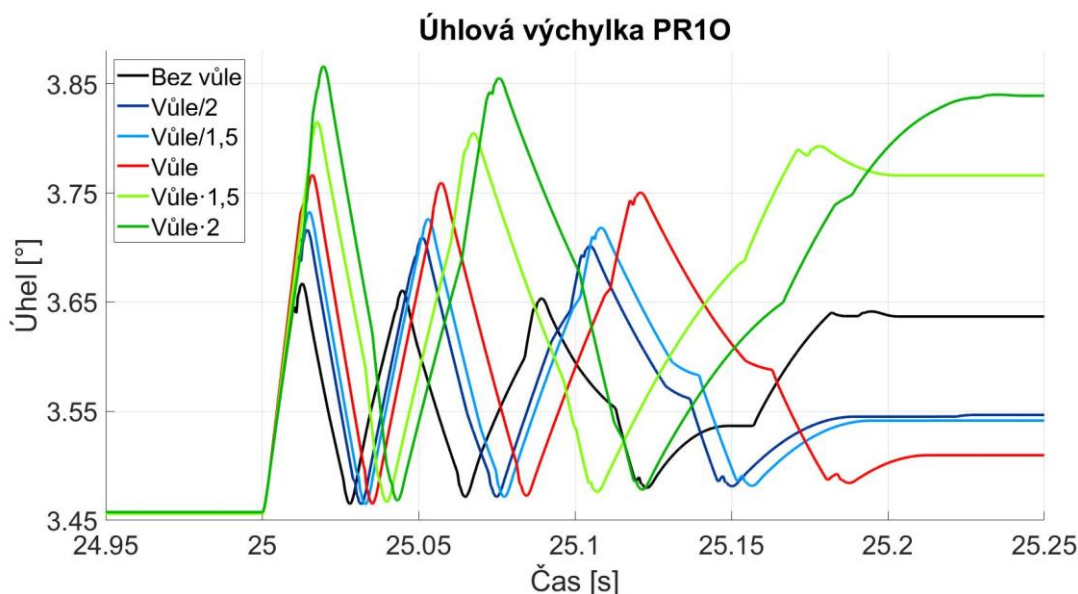
Obrázek 56 Okrajové podmínky výstupu při zkoumání vlivu vůle v synchronizační spojce Simulace III

Z grafu (Obrázek 57) úhlové výchylky vstupního ozubeného kola 1. rychlostního stupně PR1I plyne, že s rostoucí vůlí v synchronizační spojce roste její amplituda, taktéž roste doba kmitu.



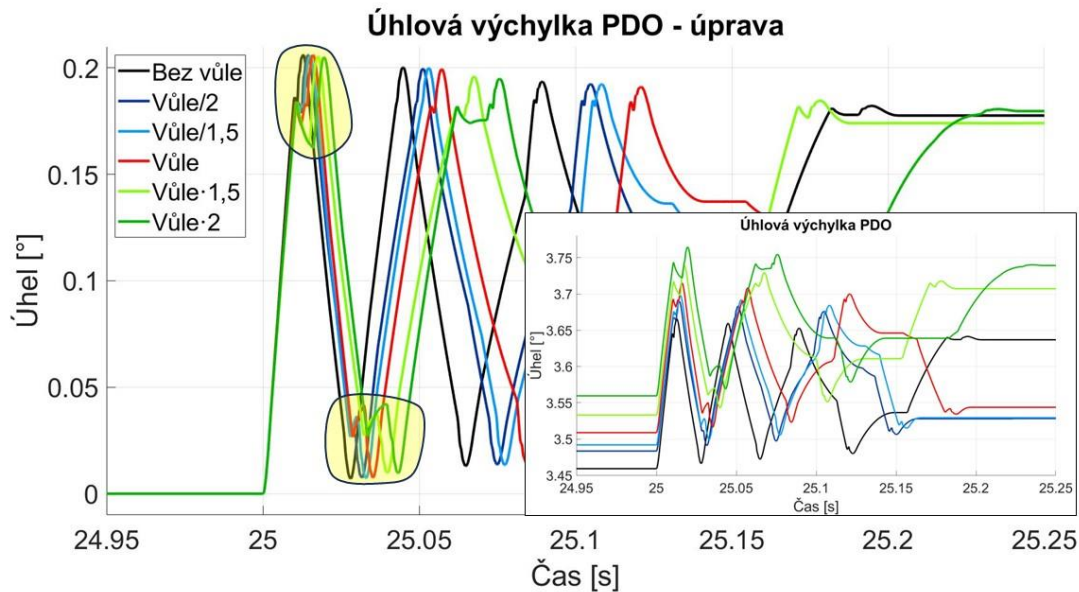
Obrázek 57 Průběh úhlových výchylek PR11 při zkoumání vlivu vůle v synchronizační spojce Simulace III

Obdobně roste amplituda úhlové výchylky výstupního kola PR10 a doba kmitu (Obrázek 58).



Obrázek 58 Průběh úhlových výchylek PR10 při zkoumání vlivu vůle v synchronizační spojce Simulace III

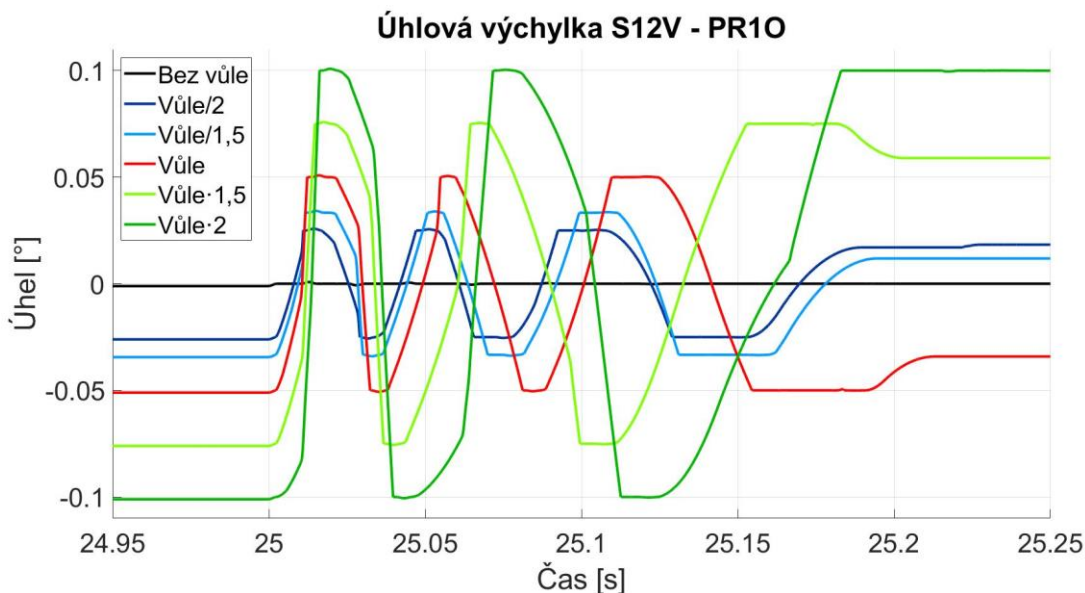
V grafu (Obrázek 59) úhlové výchylky PDO (zmenšená část) lze na první pohled pozorovat vertikální posun křivek, nejlépe viditelný mezi 24,95 – 25 s. Posunutí křivek o hodnotu v 25. sekundě odhalí, že amplituda kmitu je u všech průběhů totožná, jelikož se PDO pohybuje pouze v rámci boční zubové vůle PDO – PDD. Posun je způsoben rozdílnými počátečními výchylkami diferenciálu, aby byla vždy splněna okrajová podmínka 250 Nm diferenciálu (Obrázek 56).



Obrázek 59 Průběh úhlových výchylek PDO při zkoumání vlivu vůle v synchronizační spojce Simulace III

Ve zvýrazněných oblastech lze pozorovat vliv vůle v synchronizační spojce. S rostoucí vůlí věnec – ozubené kolo roste čas nutný k jejímu vymezení, prodlužuje se doba kyvu.

V posledním grafu (Obrázek 60) je znázorněna vůle mezi kolem a synchronizační spojkou.



Obrázek 60 Průběh úhlové výchylky S12V – PR10 při zkoumání vlivu vůle v synchronizační spojce Simulace III

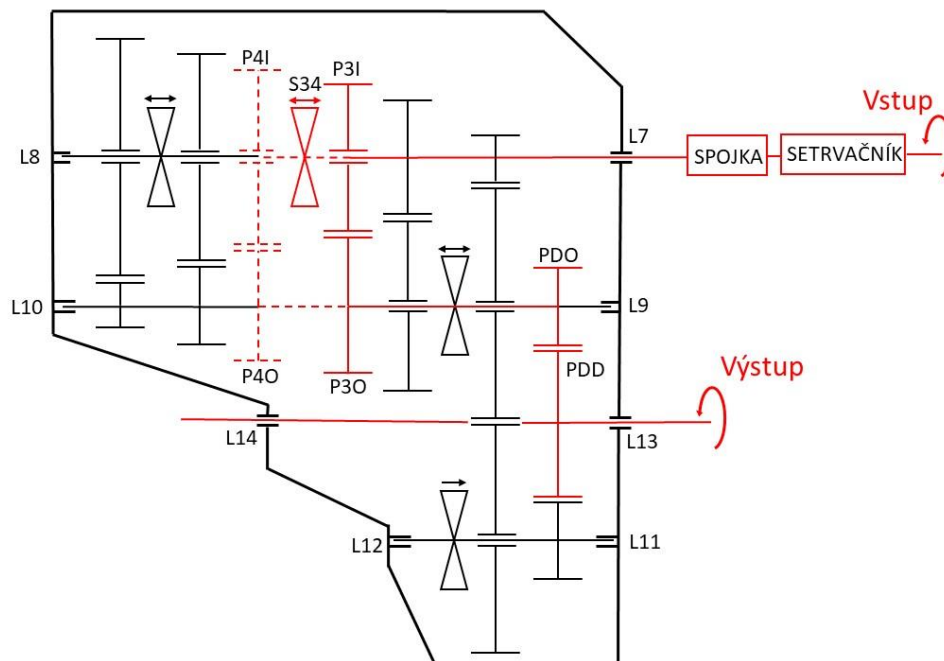
## 9 SIMULACE IV

### 9.1 POPIS SIMULACE A OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Po uvedení převodovky do provozních otáček a provozního zatížení dojde po ustálení hodnot k rozpojení rozjezdové spojky a přeřazení ze 3. na 4. rychlostní stupeň. Předpokládá se jízda po rovné vozovce a přeřazení během zrychlování, ve vyšších otáčkách motoru (parametry motoru nejsou známy). Předpokládá se, že přeřazení je provedeno během krátkého časového úseku, nedojde ke zpomalení vozidla, tedy otáčky výstupní hřídele setrvají během řazení neměnné, konstantní. Cílem simulace je analyzovat průběh posuvu věnce synchronizační spojky a veličiny, které s tím souvisí (řadicí síla, synchronizační moment, natočení jisticího kroužku, ...), změnu otáček vstupní hřídele způsobenou přeřazením, čas synchronizace a přeřazení. Simulace končí dořazením 4. rychlostního stupně. Následná synchronizace otáček v rozjezdové spojce simulována není.

Tabulka 15 Okrajové podmínky Simulace IV

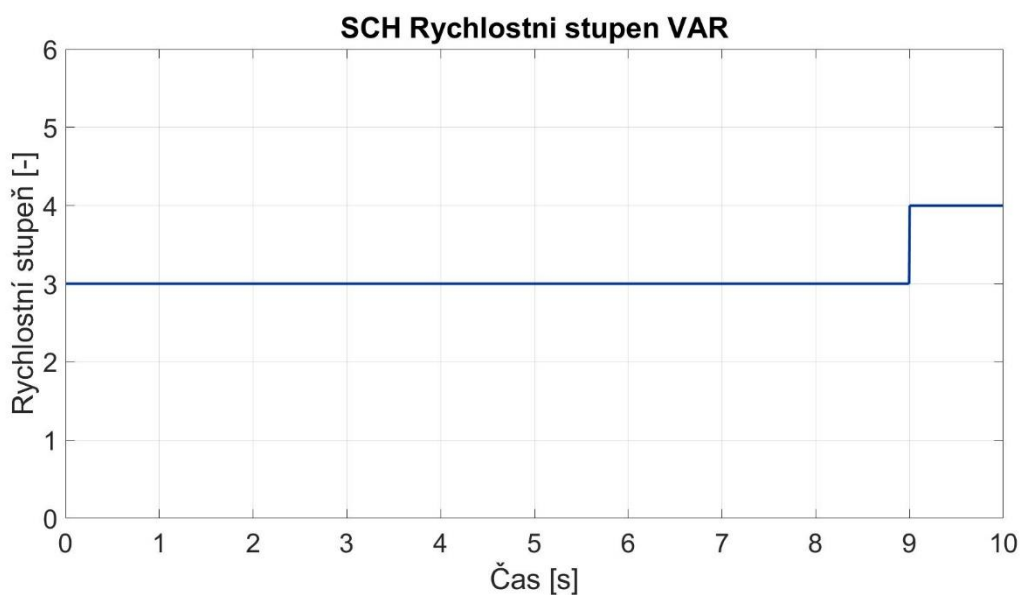
Okrajové podmínky	<p>Vstup:</p> <p>Moment:</p> <p>0–4 s: 0 Nm; 4–6 s: 0–200 Nm; 6–10 s: 200 Nm</p> <p>Výstup:</p> <p>Úhlová frekvence:</p> <p>0–4 s: 0–900 min<sup>-1</sup>; 4–10 s: 900 min<sup>-1</sup></p>
Řešič	<p>GSTIFF; Error: 1E-4; Hmax: 1E-3; Čas simulace: 10 s</p> <p>Vzorkovací frekvence: 10 kHz</p>
Ostatní	<p>Zařazeno:</p> <p>0–9 s: 3. rychlostní stupeň</p> <p>9. s: řazení 4. rychlostního stupně</p> <p>Rozpojení spojky: 9. s</p>



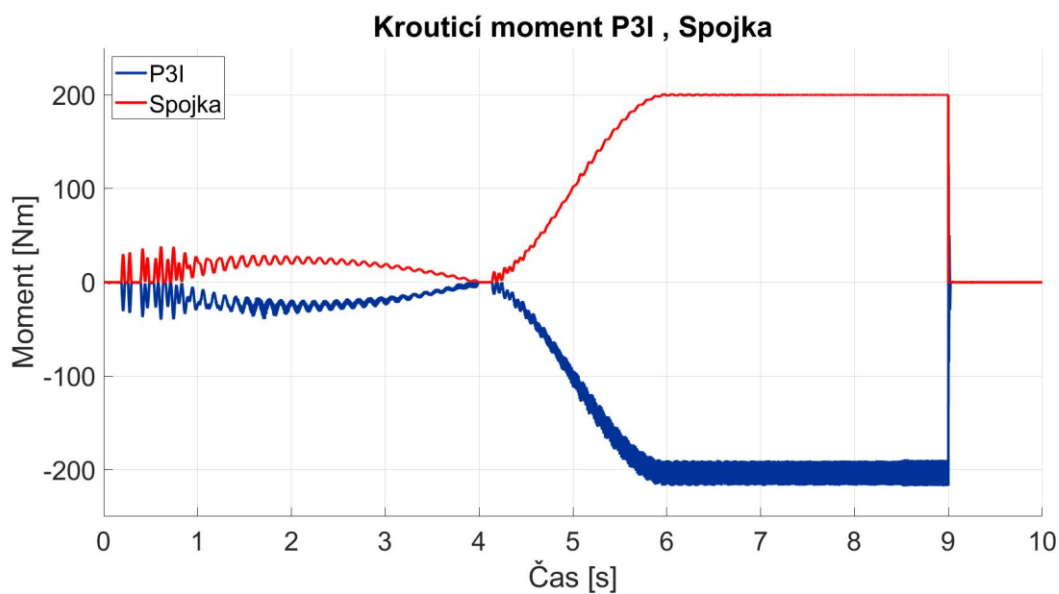
Obrázek 61 Schéma převodovky při výpočtu Simulace IV

## 9.2 VÝSLEDKY SIMULACE V GRAFECH

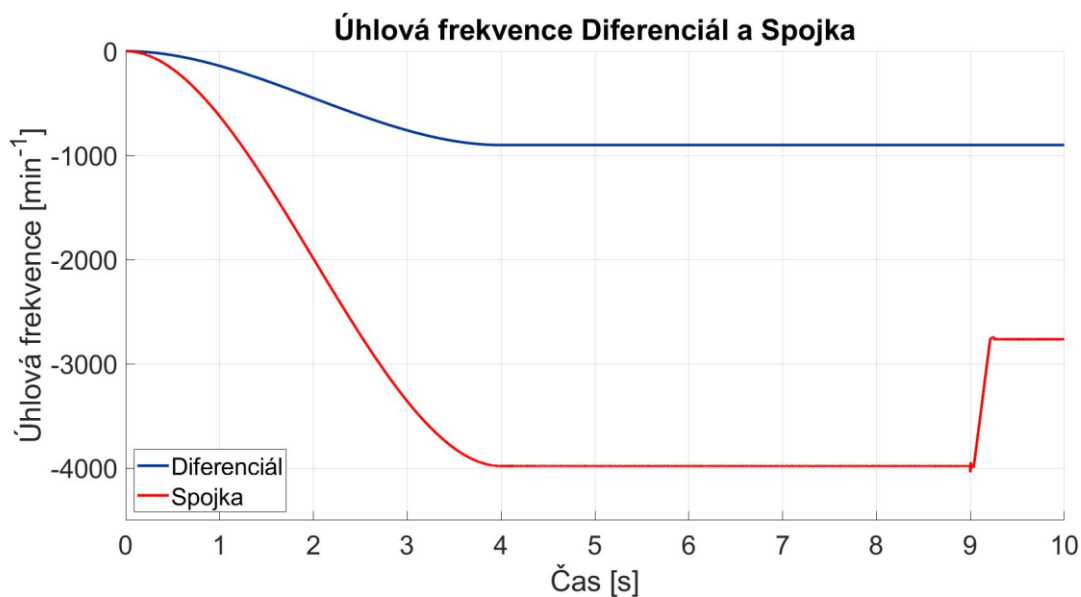
Na následujících (Obrázek 62 – Obrázek 72) grafech jsou znázorněny průběhy všech podstatných veličin, souvisejících s procesem přepažení. V grafech jsou vyznačeny vybrané podstatné oblasti a body, které jsou dále popsány tak, jak jde sled událostí chronologicky po sobě. Všechny jevy se nemusí projevit v průběhu každého grafu.



Obrázek 62 Průběh proměnné SCH Rychlostní stupeň VAR Simulace IV



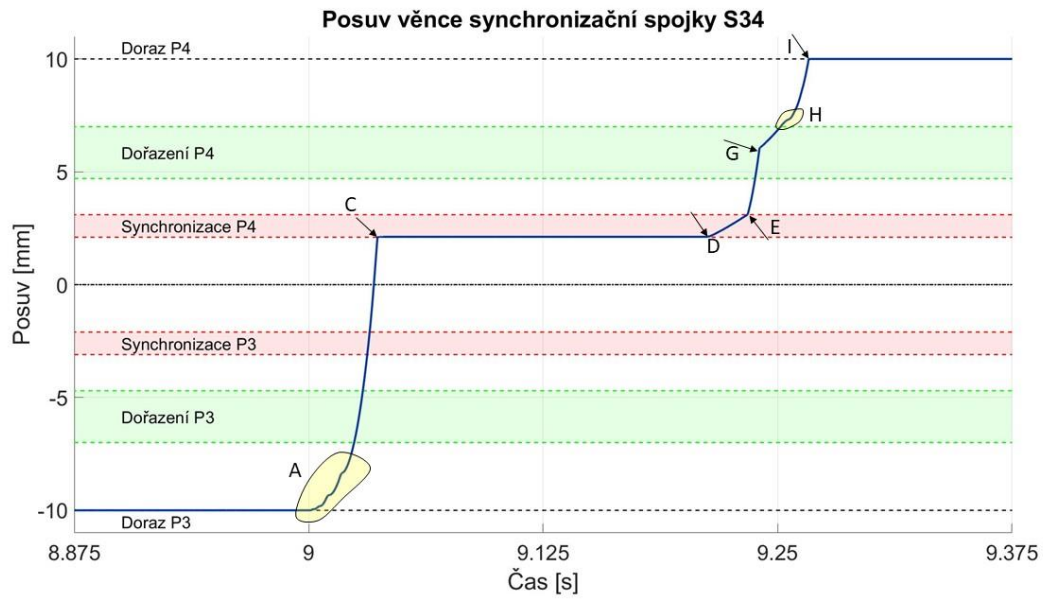
Obrázek 63 Průběh krouticích momentů Simulace IV



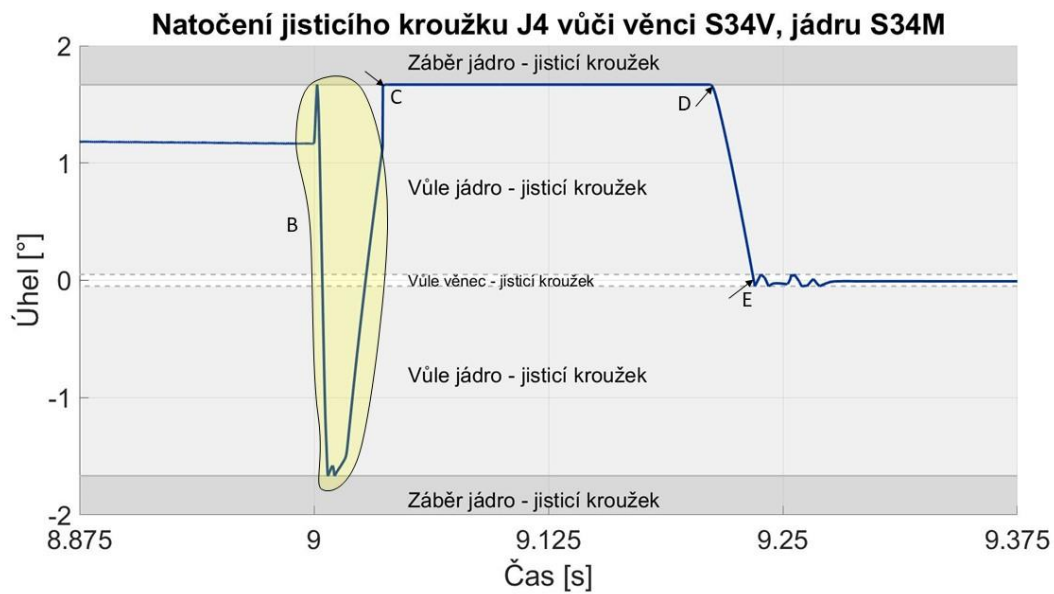
Obrázek 64 Průběh úhlových frekvencí diferenciálu a spojky Simulace IV

Úhlová frekvence vstupní hřídele (měřeno na spojce) klesne po přeřazení z  $3979 \text{ min}^{-1}$  na  $2763 \text{ min}^{-1}$ . (Obrázek 64)



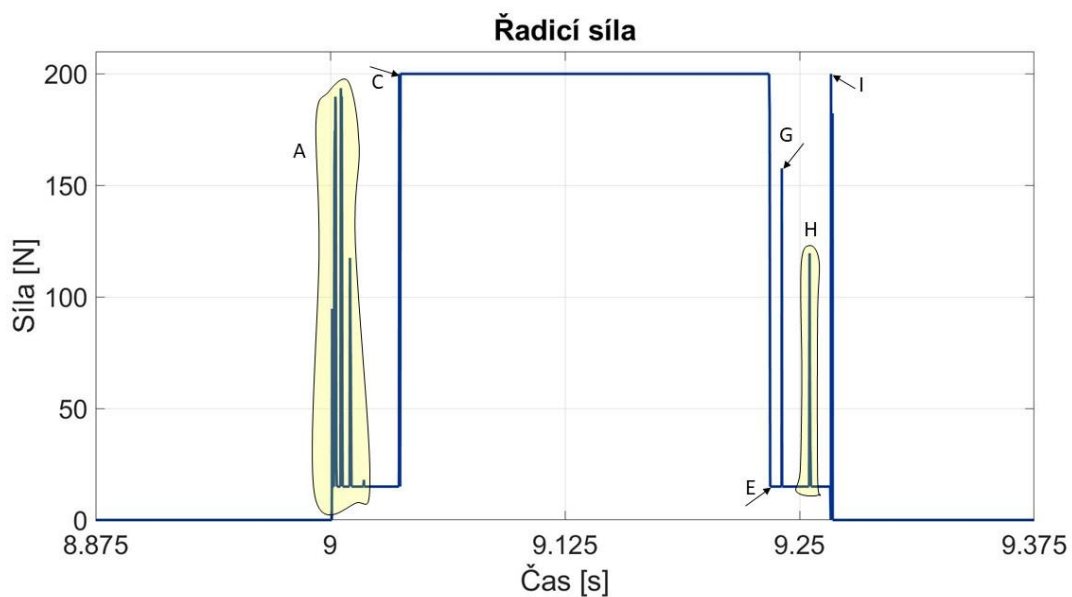


Obrázek 65 Průběh posuvu věnce S34V synchronizační spojky S34 Simulace IV

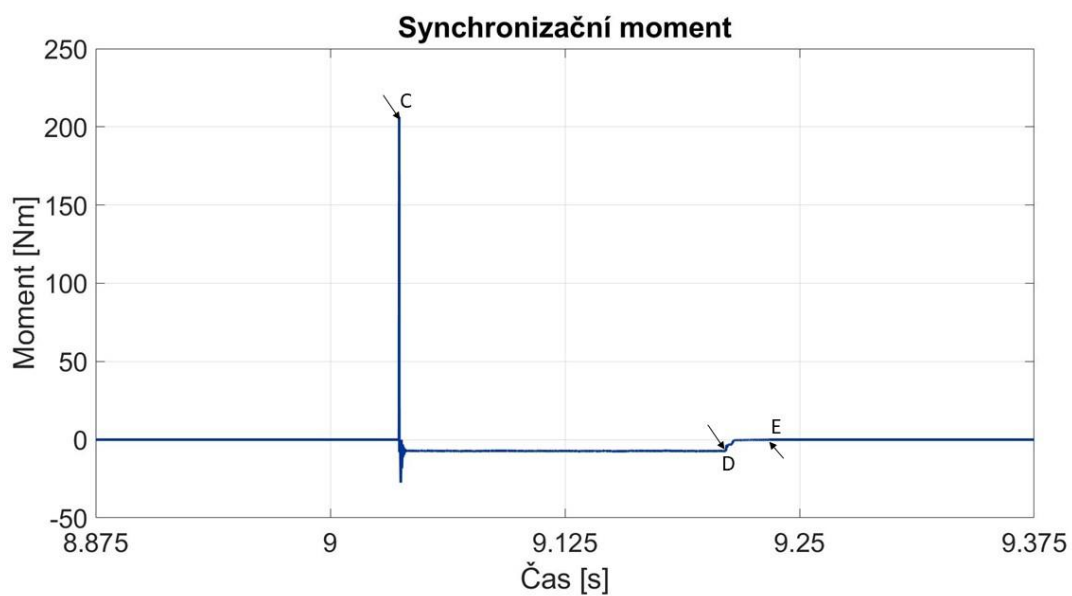


Obrázek 66 Průběh natočení jisticího kroužku J4 vůči jádru S34M a věnci S34V Simulace IV

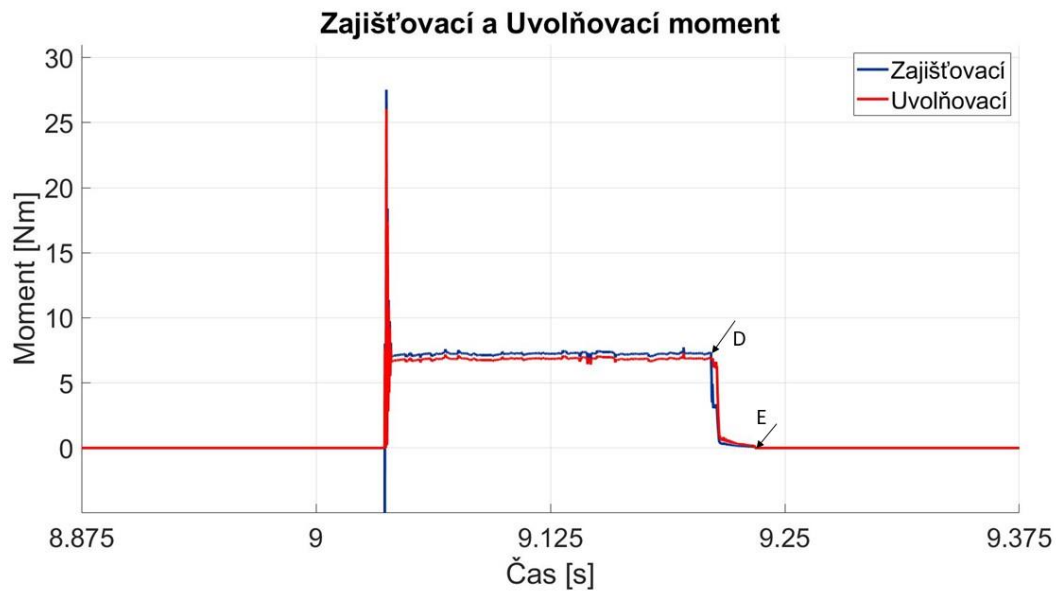




Obrázek 67 Průběh řadicí síly Simulace IV

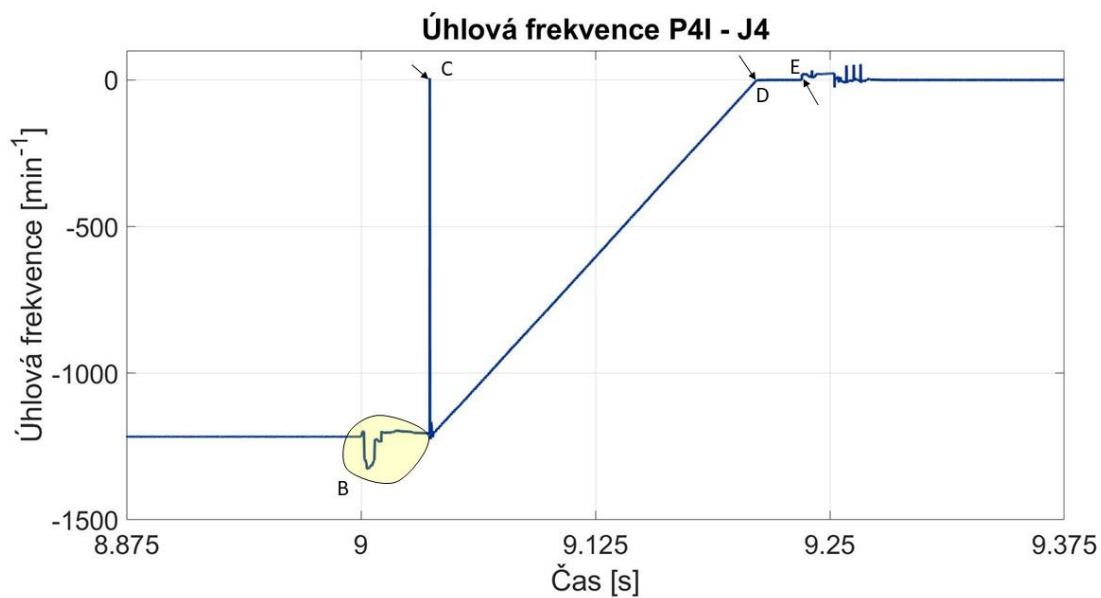


Obrázek 68 Průběh synchronizačního momentu J4 – P4I Simulace IV

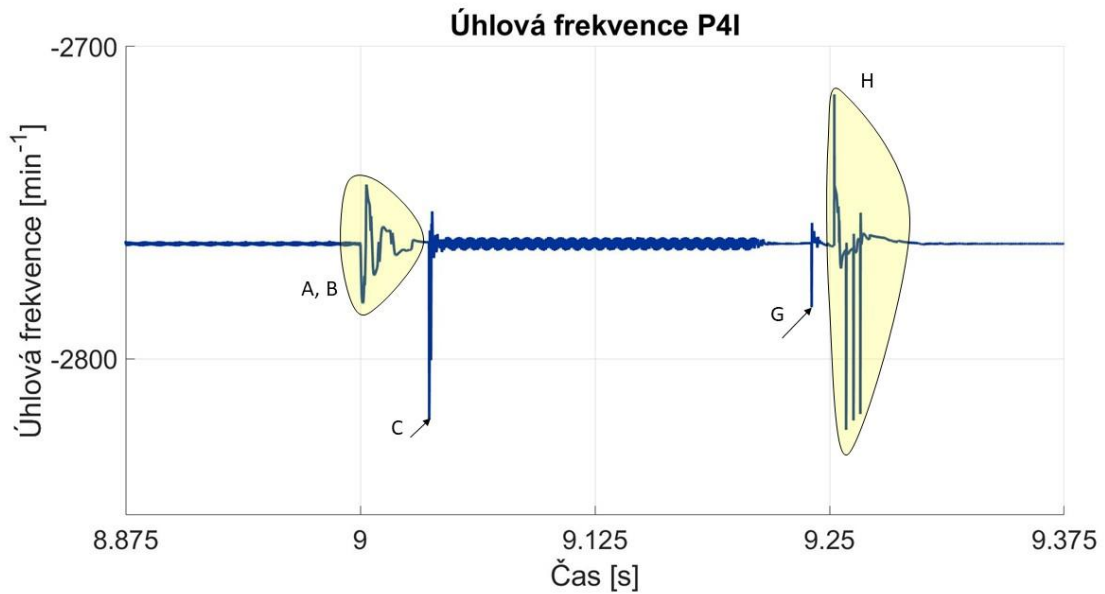


Obrázek 69 Průběh zajišťovacího a uvolňovacího momentu J4 – S34V Simulace IV

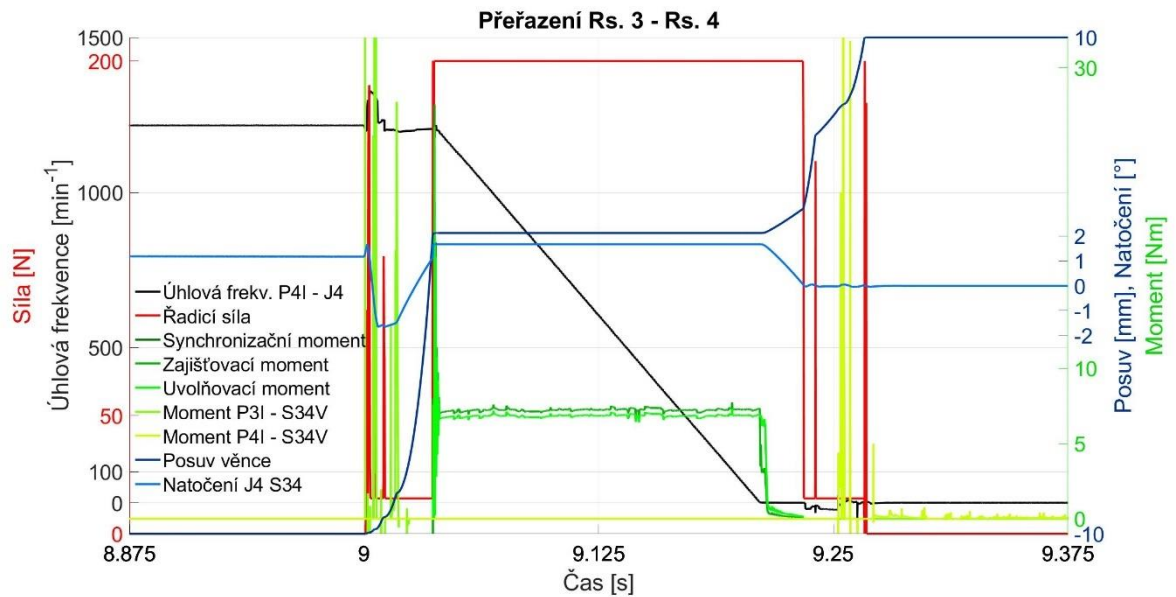
Zajišťovací moment má v grafu (Obrázek 69) opačnou orientaci.



Obrázek 70 Průběh úhlové frekvence P4I – J4 Simulace IV



Obrázek 71 Průběh úhlové frekvence ozubeného kola P4I Simulace IV



Obrázek 72 Průběh sledovaných parametrů během přerážení Simulace IV

V grafu (Obrázek 72) je opačná orientace otáček P4I-J4 a zajišťovacího momentu.

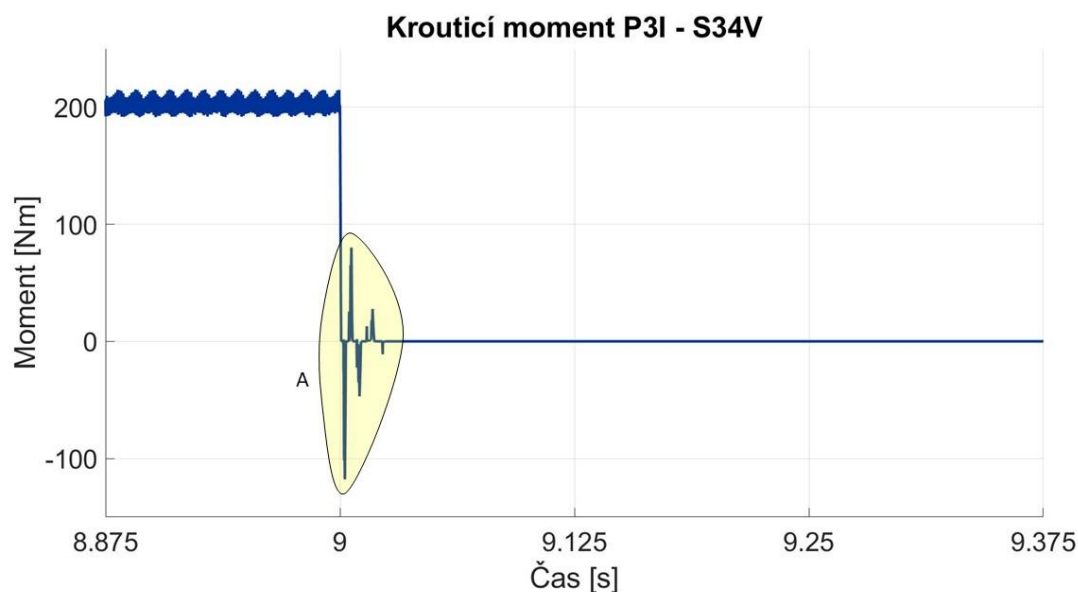
Synchronizace otáček P4I a J4 trvá 0,172 s. Celková doba přerážení je 0,268 s.

### 9.3 OBLAST A

(Obrázek 65, Obrázek 67, Obrázek 71)

Po rozpojení spojky v 9. sekundě začíná řazení z 3. rychlostního stupně na 4.. Na věnec synchronizační spojky začne působit řadicí síla, čímž se začne posouvat věnec. Přestože na převodovku nepůsobí žádný vnější krouticí moment, díky rozpojené rozjezdové spojce, stále dochází k silovému působení mezi ozubenými koly nebo tělesy synchronizační spojky. V oblasti A může stále docházet a dochází k přenosu krouticího momentu mezi vstupním ozubeným kolem 3. rychlostního stupně a věncem synchronizační spojky (Obrázek 73). Tím narůstá třecí síla mezi věncem a jádrem synchronizační spojky a díky tomu má věnec při posuvu tendence zpomalovat. Při poklesu rychlosti posuvu věnce pod určitou hranici dochází k nárůstu řadicí síly (Obrázek 67), aby věnec pokračoval v posuvu. Dostane-li se věnec přes hranici dořazení, nemůže dojít ke kontaktu drážkování věnce a ozubeného kola. Věnec se tedy v tomto směru stává volným a dochází pouze k interakci, kdy jádro synchronizační spojky unáší věnec. Jelikož toto působení není nijak vysoké, věnec se přesouvá plynule až k bodu C.

Působení krouticího momentu mezi věncem a ozubeným kolem P3I v oblasti A se projeví i v úhlové frekvenci ozubeného kola P4I. (Obrázek 71) Vliv může mít i uvolnění po přerušení krouticího momentu na vstupu a samotné kmitání P4I v rámci boční zubové vůle.



Obrázek 73 Průběh krouticího momentu P3I – S34V

### 9.4 OBLAST B

(Obrázek 66, Obrázek 70, Obrázek 71)

Po uvolnění energie a eliminaci vnějšího zatížení rozpojením rozjezdové spojky dochází k výraznější změně natočení jisticího kroužku J4 vzhledem k jádru synchronizační spojky

(Obrázek 66). Jisticí kroužek se volně pohybuje v rozmezí vůle, kde v krajní poloze dojde k odrazu a jisticí kroužek se začne otáčet opačným směrem.

I na průběhu úhlové frekvence vstupního ozubeného kola 4. rychlostního stupně je patrné zakolísání, jehož příčina je popsána v oblasti A. (Obrázek 71)

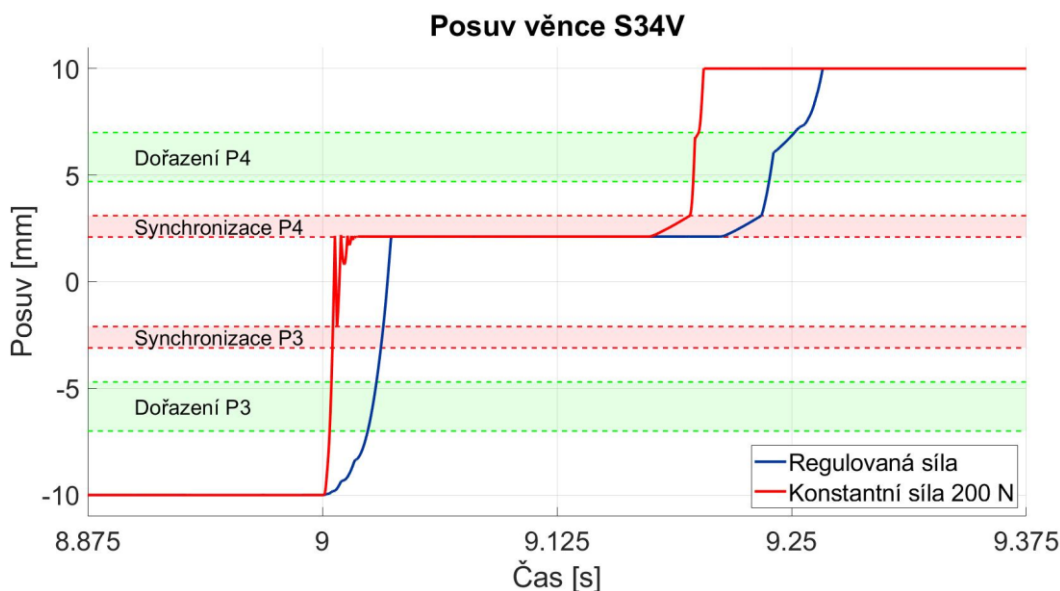
Důsledkem těchto dvou jevů je změna v grafu úhlové frekvence ozubeného kola vůči jisticímu kroužku v oblasti B. (Obrázek 70)

## 9.5 Bod C

(Obrázek 66 – Obrázek 71)

V bodě C dochází k nárazu věnce do jisticího kroužku. Náraz způsobí rychlé natočení jisticího kroužku do krajní polohy (Obrázek 66) a mírné zakolísání otáček vstupního ozubeného kola 4. převodového stupně (Obrázek 71), což se tentokrát projeví výrazným peakem na grafu otáček vstupního ozubeného kola vůči jisticímu kroužku (Obrázek 70). Peak síly mezi jisticím kroužkem a ozubeným kolem způsobí peak v grafech synchronizačního a zajišťovacího momentu (Obrázek 68). Zastavením věnce na jisticím kroužku také dojde k nárůstu řadicí síly (Obrázek 67).

Po nárazu dochází k malému odrazu věnce. Velikost a průběh řadicí síly má značný vliv na tento odraz. Při simulaci přerazení s konstantní řadicí silou 200 N po celou dobu řazení získá věnec tak vysokou rychlost, že dojde k odrazu, kdy se věnec vrátí až k jisticímu kroužku J3, od kterého se opět odrazí. Následuje několik dalších menších odrazů, dokud nedojde k ustálení v synchronizační poloze (Obrázek 74). Proto je v simulaci snaha řadicí sílu regulovat tak, aby odraz byl co nejmenší.



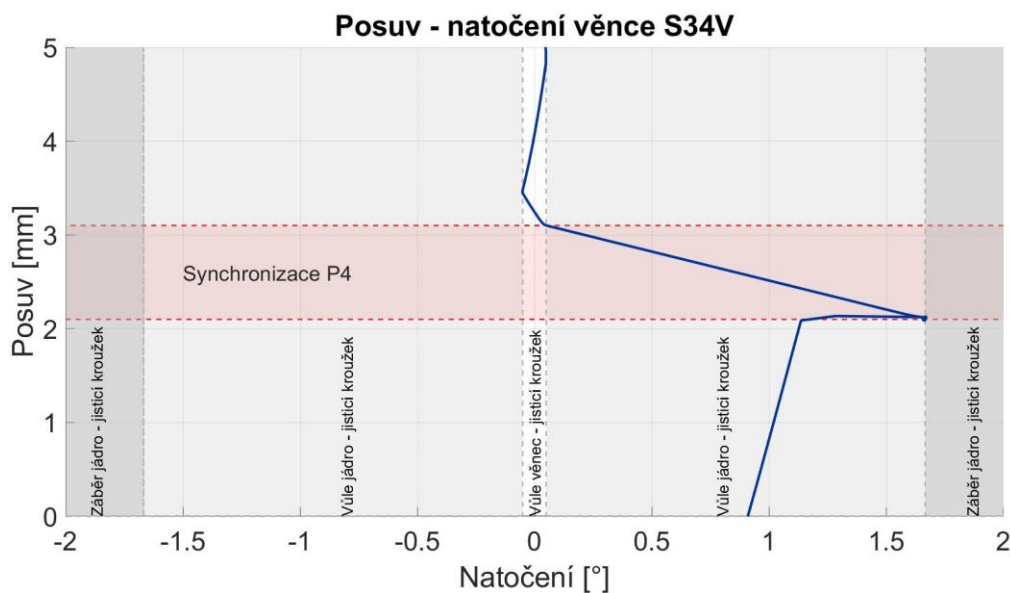
Obrázek 74 Porovnání průběhu posuvu věnce S34V s konstantní a regulovanou řadicí silou  
Simulace IV

Po ustálení v synchronizační poloze začíná proces synchronizace otáček.

## 9.6 Bod D

(Obrázek 65, Obrázek 66, Obrázek 68, Obrázek 69, Obrázek 70)

Z grafu (Obrázek 70) úhlové frekvence ozubeného vstupního kola P4I vůči jisticímu kroužku je zřejmé, že v bodě D je úhlová rychlost P4I a J4 nulová a synchronizace končí. Synchronizační a zajišťovací momenty klesají (Obrázek 68, Obrázek 69). Následuje natáčení věnce vůči jisticímu kroužku (Obrázek 75) vlivem uvolňovacího momentu, což spolu s působící řadicí silou umožňuje další postupný posuv věnce po zkosených plochách drážkování věnce a jisticího kroužku.



Obrázek 75 Průběh posuvu věnce synchronizační spojky S34V v závislosti na natočení J4 – S34V  
Simulace IV

## 9.7 Bod E

(Obrázek 65 – Obrázek 70)

V bodě E je zub drážkování věnce zarovnan se zubovou mezerou drážkování jisticího kroužku. (Obrázek 66)

Věnec se dále posouvá (Obrázek 65), dostává se za pásmo synchronizace, nabírá rychlost, řadicí síla klesá (Obrázek 67). Synchronizační, zajišťovací a uvolňovací momenty mizí (Obrázek 68, Obrázek 69). Jisticí kroužek je nezatížen a může se volně pohybovat v rámci zubové vůle mezi jím a věncem. Díky tomu se opět může měnit velikost úhlové frekvence mezi kolem P4I a jisticím kroužkem J4 (Obrázek 70).

## 9.8 Bod G

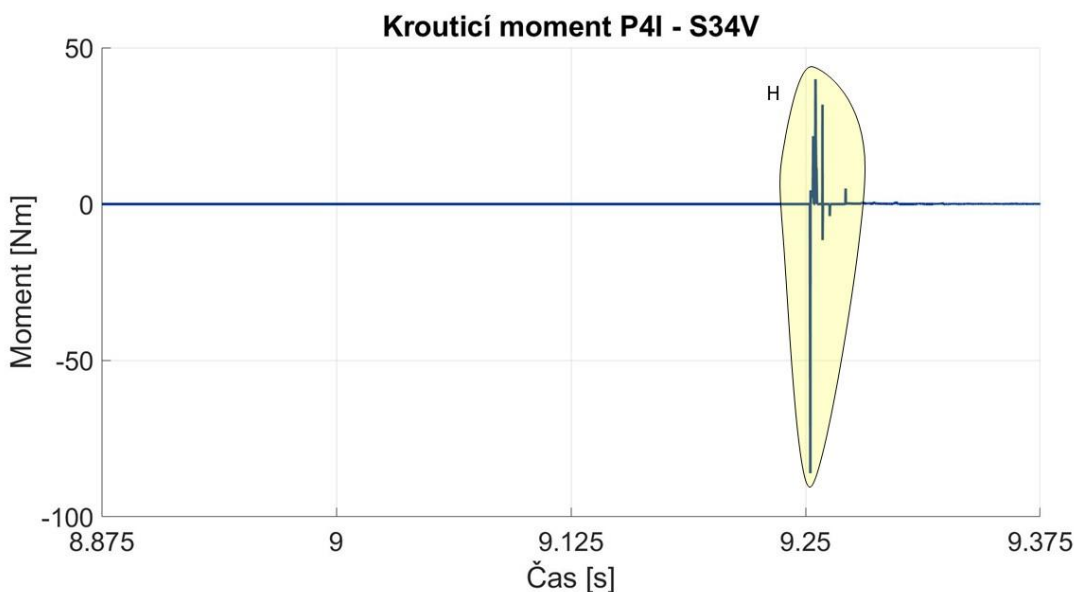
(Obrázek 65, Obrázek 67, Obrázek 71)

Úspěšná synchronizace otáček není zárukou ideálního postavení věnce vůči ozubenému kolu. V této simulaci na konci synchronizace nedojde k potřebnému zarovnání zubu věnce vůči zubové mezeře drážkování kola P4I. V bodě G (Obrázek 65) dochází k nárazu šikmých čelních ploch drážkování kola P4I a věnce. Náraz zastaví věnec, což opět vede k nárůstu řadicí síly (Obrázek 67). Následně dochází vlivem řadicí síly a šikmých čelních ploch drážkování k rovnání zubu věnce vůči zubové mezeře drážkování P4I. Současně se věnec posouvá až na hranici dořazení.

## 9.9 OBLAST H

(Obrázek 65, Obrázek 67, Obrázek 71)

V oblasti H už opět může docházet k přenosu momentu mezi věncem synchronizační spojky a ozubeným kolem (Obrázek 76). To způsobuje podobné jevy, které byly popsány v oblasti A. Vlivem působení momentu mezi věncem a ozubeným kolem dochází k nárůstu třecí síly mezi věncem a jádrem, tím dochází k zpomalení věnce, což vede k nárůstu řadicí síly (Obrázek 67).



Obrázek 76 Průběh kroučícího momentu P4I – S34V Simulace IV

## 9.10 Bod I

(Obrázek 65, Obrázek 67)

V posledním bodě se dostává věnec do koncové polohy (Obrázek 65). Dochází k nárazu a následnému odrazu věnce. Díky odrazu naroste řadicí síla (Obrázek 67), která tlačí věnec zpět do koncové polohy. Po ustálení věnce v koncové poloze řadicí síla mizí. Končí proces řazení. Následovalo by synchronizování otáček mezi lamelou spojky a setrvačником.

## ZÁVĚR

Cílem práce bylo vypracovat rešerši dané problematiky, vytvořit výpočtový model převodovky MBS, provést stanovené simulace a ty vyhodnotit.

První kapitola rešerše se věnuje převodovkám, jejich dělením, parametrům a informacím o modelované převodovce. O převodovkách zde není uvedeno vše, jelikož se jedná o velmi obsáhlé téma. Kapitola se soustředí především na vlastnosti, které souvisí s modelovanou převodovkou. Ve druhé kapitole je uveden popis hlavních funkcí a modulů ADAMS View, které jsou využity při stavbě modelu převodovky a při simulacích. Třetí kapitola se věnuje fyzikálním vlastnostem a principům působících sil a momentů, zejména v ložiskách a ozubených kolech. Poslední kapitola rešerše se věnuje frekvenční analýze. Jsou zde uvedeny typické frekvence spojené s ozubenými koly a ložisky, a případně jejich výpočet. Zároveň jsou zde uvedeny základní popis a vlastnosti Fourierovy transformace, která se využívá ke zpracování frekvenčních analýz.

Vlivem změny polohy valivých elementů v ložisku dochází v osách radiálního směru k periodické změně velikosti tuhosti ložiska. Maximální tuhost v dané ose nastává, pokud osa prochází středem valivého elementu ložiska. Minimální tuhost v dané ose nastává, pokud osa prochází mezerou mezi valivými elementy. Tato vlastnost ložisek je ve výpočtovém modelu zanedbána, stejně tak ji zanedbávají všechny úrovně modulu Bearing machinery pro tvorbu ložisek v prostředí ADAMS. Během testování vlastního modelu ložisek se projevila lepší výpočtová rychlost vlastního modelu oproti ložiskům vygenerovaných modulem Bearing v režimu Detailed.

Původním záměrem bylo využít pro tvorbu párů ozubených kol modul Gear 3D Contact softwaru ADAMS s využitím parametrů ozubení změřených z obdržené CAD sestavy převodovky. Modul Gear měl vygenerovat věnec s ozubením s velkou středovou dírou pro hřídel. Takto vygenerované ozubené kolo mělo být spojeno pevnou vazbou s upravenou geometrií příslušného ozubeného kola z CAD sestavy, kterému byla odebrána taková část, která odpovídá vygenerovanému ozubení. Takovéto spojení by zajistilo funkční ozubené kolo pro prostředí ADAMS a současně by odpovídaly hmotnost a setrvačné momenty ozubeného kola. Nicméně po sestavení převodovky se tato ozubená kola ukázala jako ne zcela spolehlivě funkční, pravděpodobně kvůli nedostatečně přesným parametrům ozubených kol i možnostem a limitům modulu Gear 3D Contact. Z tohoto důvodu došlo k tvorbě vlastního modelu ozubených kol, jehož potřebné křivky tuhostí byly následně spočítány na ozubených kolech modulu Gear AT. Ozubená kola Gear AT byly vygenerovány na základě dodatečně obdržených dat od vedoucího práce a ÚADI, které disponuje fyzickým modelem této převodovky. Při testování vlastního modelu a porovnávání s modulem Gear AT se ukázala zejména výhoda rychlosti výpočtu vlastního modelu oproti Gear AT, kdy stejnou simulaci počítal modul Gear AT v rozmezí 2 – 3 hodin (dle konkrétního páru ozubených kol a velikosti krouticího momentu), vlastní model ozubených kol spočítal totožnou simulaci do minuty.

Křivky tuhostí ozubených kol by bylo možné získat i jiným způsobem, například MKP analýzou, měřením, .... Získání křivek z Gear AT se zde jeví jako nejrychlejší cesta, navíc s využitím stejného programu.

Porovnání vlastního modelu a Gear AT ukazuje, že tvary křivek odchylky délkové chyby převodu jsou dostatečně podobné. Při vyšším detailu grafu je možné pozorovat mírnou změnu průběhu, která je zapříčiněna zredukováním dat na periodu otáčky výstupního kola, nicméně



pro dané výpočty je tento rozdíl nepodstatný. Větší odlišnost je možné pozorovat v absolutních hodnotách. Příčinou je mírně odlišný průběh křivek tangenciální síly. Největší rozdíl je patrný při zatížení 10 Nm. Ovšem i zde je rozdíl menší než 1 %. Na grafu porovnávacím křivky tangenciální síly vlastního modelu a Gear AT je možné pozorovat mírně odlišnou velikost boční zubové vůle, což lze v simulaci upravit změnou parametru boční zubové vůle. Tvar křivek se zdá velmi podobný. V případě potřeby je možné vytvořit plochu s vyšší hustotou hodnot a jednoduchým způsobem ji aktualizovat v modelu převodovky.

Celý výpočtový model je vytvořen v textovém editoru, což umožní vytvářet si v modelu vlastní poznámky a komentáře (podobně jako při programování), jednoduše měnit díly modelu, jednoduše měnit parametry, zejména křivky uložené ve Spline, řadit prvky do určitých posloupností – např. všechny proměnné Variable související s ozubením 1. rychlostního stupně za sebou (v interaktivním režimu se prvky řadí chronologicky dle vytvoření a nelze je přesouvat). Také lze lépe přidávat nové prvky, a hlavně odebírat nepotřebné, aniž by došlo k nechtěnému smazání jiných částí (některé kroky jsou v interaktivním módu nevratné). Textový soubor obsahuje 10 601 řádků a jeho velikost je 852 kB.

Simulace I, ve které je porovnáván analytický výpočet se simulací, současně slouží k ověření funkčnosti modelu. Vzhledem k téměř shodným výsledkům simulace a analytického výpočtu lze toto ověření považovat za úspěšné a model za funkční. Toto ověření bylo provedeno pro každý zařazený rychlostní stupeň. Rozdíly mezi analytickým výpočtem a simulací ostatních zařazených rychlostí jsou obdobné. V práci je uvedena pouze simulace pro 3. rychlostní stupeň.

V simulaci II jsou mimo jiné zkoumány úhlové frekvence hřídelí a ozubených kol. Výsledky simulace jsou porovnány s analytickým výpočtem. Všechny úhlové frekvence odpovídají převodovým poměrům. I toto porovnání slouží k ověření správné funkčnosti modelu. Z porovnávání analytických výpočtů se simulací také vychází shoda při výpočtu zubových frekvencí zatížených ozubených kol a dalších frekvencí. Simulace znázorňuje chování převodovky ve více provozních stavech (růst otáček bez zatížení, konstantní otáčky bez zatížení, konstantní otáčky s rostoucím krouticím momentem, konstantní otáčky s konstantním krouticím momentem, klesající otáčky s konstantním krouticím momentem, konstantní krouticí moment při zastavené převodovce). Okrajové podmínky jsou voleny s ohledem na dostupné informace o provozování převodovky. Průběhy zkoumaných veličin odpovídají předpokladu.

První část simulace III ukazuje, jak se chová převodovka po uvolnění krouticího momentu rozpojením rozjezdové spojky. Dle předpokladu se každá další amplituda výchylky zmenšuje, dokud nedojde k ustálení všech ozubených kol. Podobně s každou amplitudou výchylky klesají i krouticí momenty. Pořadí vymezení vůlí je platné pro danou konfiguraci. Při změně velikostí vůlí se toto pořadí může změnit. Podobně se změní i průběh a velikost výchylek a krouticích momentů. Kromě vůlí bude mít na průběh vliv i tlumení, tření a další jevy.

Druhá část simulace III zkoumá vliv velikosti boční zubové vůle mezi ozubeným kolem PR10 a věncem synchronizační spojky S12V. Z výsledků plyne, že díky větší vůli roste amplituda výchylky PR11 a PR10. Velikost amplitudy PDO je stejná, nicméně tvar průběhu se mění. Taktéž ze simulace plyne, že s rostoucí vůlí roste i doba kyvu (kmitu). I když doba,

za kterou se ozubená kola v převodovce ustálí a zastaví, je ve všech případech podobná, s rostoucí vůlí klesá počet kmitů do zastavení.

V simulaci IV proběhlo úspěšné přeřazení z 3. na 4. rychlostní stupeň. Čas synchronizace se odvíjí především od geometrie synchronizační spojky, velikosti řadicí síly a rozdílu úhlových rychlostí ozubeného kola a jisticího kroužku před zahájením řazení. Z rovnice pro výpočet synchronizačního momentu plyne, že s rostoucí řadicí silou roste i synchronizační moment, tím pádem klesá čas synchronizace. S rostoucím rozdílem úhlových frekvencí ozubeného kola a jisticího kroužku roste čas synchronizace. Velikost a průběh řadicí síly má vliv na celkový čas přeřazení. Úhlová frekvence vstupní hřídele po přeřazení podle předpokladu klesla. Velikost odpovídá převodovým poměrům. Po přeřazení by následovalo spínání rozjezdové spojky a synchronizace otáček, to ovšem nebylo v požadavcích na tuto simulaci.

Model by bylo možné dále rozvíjet například nahrazením tuhých těles flexibilními. K tomu je nutné provést modální analýzy těles a vytvořit MNF soubory nutné k tvorbě flexibilních těles v ADAMS. Soubory MNF lze optimalizovat pomocí ADAMS Flex, čím dojde ke zmenšení velikosti souboru, a díky tomu k rychlejším výpočtům (MNF soubor skříně se zredukoval z 30,4 GB na 3,6 GB). Ovšem využití flexibilních těles je výrazně náročnější na výkon výpočetního hardware a dobu výpočtu. Je tedy nutné vždy zvážit přínos flexibilních těles do výsledků vybraných simulací.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] TŮMOVÁ, Gabriela; BANĚČEK, Jan a KOLÁŘ, Josef. *Převodná ústrojí vozidel: návrh odstupňování převodovek*. V Praze: České vysoké učení technické, 2014. ISBN 978-80-01-05557-1.
- [2] VLK, František. *Převodová ústrojí motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0025-0.
- [3] JAN, Zdeněk; ŽDÁNSKÝ, Bronislav; ČUPERA, Jiří; SEDLÁK, Pavel; JETMAR, Jan et al. *Automobily. (2), Převody*. 5. vydání. Brno: Avid, spol. s r.o, 2018. ISBN 978-80-87143-39-1.
- [4] FISCHER, Robert; KÜÇÜKAY, Ferit; JÜRGENS, Gunter; NAJORK, Rolf; POLLAK, Burkhard et al. *The automotive transmission book*. Cham: Springer, 2015. ISBN 978-3-319-37937-1.
- [5] TŮMA, Jiří. *Vehicle gearbox noise and vibration: measurement, signal analysis, signal processing and noise reduction measures*. Chichester: Wiley, 2014. ISBN 978-1-118-35941-9.
- [6] *SEAT starts production of a new gearbox [online]*. 1 [cit. 2024-05-15]. Dostupné z: <https://www.seat.ma/decouvrez-seat/news/company/seat-starts-production-new-gearboxv>
- [7] PETTERS, Sam. Volkswagen Group introduces new manual transmission. *AUTOMOTIVE POWERTRAIN technolog international* [online]. London: UKIP Media & Events, 2019, 2019, 1 [cit. 2023-02-14]. Dostupné z: <https://www.automotivepowertraintechnologyinternational.com/news/transmissions-technologies/volkswagen-group-introduces-new-manual-transmission.html>
- [8] MILLMILLIKIN, Mike. New Volkswagen MQ281 manual gearbox shaves up to 5g CO/km. *Green Car Congress* [online]. 2019, 2019, 1 [cit. 2023-02-14]. Dostupné z: <https://www.greencarcongress.com/2019/07/20190716-mq281.html>
- [9] MQ281 manual transmission. In: VOLKSWAGEN AG. *Www.volkswagen-newsroom.com* [online]. 2019, 15.7.2019 [cit. 2023-02-15]. Dostupné z: [https://uploads.vw-mms.de/system/production/images/vwn/029/617/images/63a60cf9bd6ecadccb99da0146b41489db8d389f/DB2019AL01563\\_web\\_1160.jpg?1649155164](https://uploads.vw-mms.de/system/production/images/vwn/029/617/images/63a60cf9bd6ecadccb99da0146b41489db8d389f/DB2019AL01563_web_1160.jpg?1649155164)
- [10] SLAVÍK, Jaromír; STEJSKAL, Vladimír a ZEMAN, Vladimír. *Základy dynamiky strojů*. Praha: ČVUT, 1999. ISBN 80-01-01622-6.
- [11] ADAMS: ADAMS Help. California, USA, 2023.
- [12] GONÇALVES, J.P.C. Flexible multibody system. In: *Www.researchgate.net* [online]. 2002 [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/profile/Bao-Rong-2/publication/226928056/figure/fig2/AS:669092893712389@1536535585308/Flexible-multibody-system-4\\_Q640.jpg](https://www.researchgate.net/profile/Bao-Rong-2/publication/226928056/figure/fig2/AS:669092893712389@1536535585308/Flexible-multibody-system-4_Q640.jpg)

- [13] SHIGLEY, Joseph Edward; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. (Richard Gordon); HARTL, Martin a VLK, Miloš. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [14] SKF GROUP. *Valivá ložiska* [online]. Göteborg: SKF Group, c2019 [cit. 2023-02-16]. Dostupné z: [https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d1968096351e/pdf\\_preview\\_medium/0901d1968096351e\\_pdf\\_preview\\_medium.pdf](https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d1968096351e/pdf_preview_medium/0901d1968096351e_pdf_preview_medium.pdf)
- [15] BARTOŠOVÁ, Daniela. *Chyba převodu u čelního ozubení s přímými zuby* [online]. Brno, 2018 [cit. 2024-2-15]. Dostupné z: [https://www.vut.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=217711](https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=217711). Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství.
- [16] TŮMA, Jiří. *Diagnostika strojů* [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava [cit. 2023-03-08]. Dostupné z: <https://homel.vsb.cz/~tum52/publications/Diagnostika-stroju.pdf>
- [17] NĚMEČEK, Pavel a Elias TOMEH. *Vibrační diagnostika základních závad strojů* [online]. Liberec: Technická univerzita v Liberci [cit. 2023-03-06]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/18221227-Vibracni-diagnostika-zakladnich-zavad-stroju.html>
- [18] BILOŠ, Jan a Alena BILOŠOVÁ. *Aplikovaný mechanik jako součást týmu konstruktérů a vývojářů: část Vibrační diagnostika* [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2012 [cit. 2023-03-06]. ISBN 978-80-248-2755-1. Dostupné z: <https://projekty.fs.vsb.cz/147/ucebniopory/978-80-248-2755-1.pdf>
- [19] BILOŠOVÁ, Alena. *Aplikovaný mechanik jako součást týmu konstruktérů a vývojářů: část Modální zkoušky* [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2012 [cit. 2023-03-06]. ISBN 978-80-248-2758-2. Dostupné z: <https://projekty.fs.vsb.cz/147/ucebniopory/978-80-248-2758-2.pdf>
- [20] HOLČÍK, Jiří, KOMENDA, Martin (eds.) a kol. *Matematická biologie: e-learningová učebnice* [online]. 1. vydání. Brno: Masarykova univerzita, 2015. [cit. 2023-03-08] ISBN 978-80-210-8095-9.
- [21] SKF GROUP. *Tření* [online]. Göteborg: SKF Group, 30 s. [cit. 2023-03-06]. Dostupné z: <https://loziskavilim.cz/files/Servis/TechInfo/Treni.pdf>
- [22] ZKL. 6. Mezní otáčky a vibrace. *ZKL* [online]. c2023 [cit. 2023-04-17]. Dostupné z: <https://www.zkl.cz/cs/produkty/obecne-informace-pro-konstruktery/6-mezni-otacky-a-vibrace>

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

$b$	[N·s/m]	Koeficient tlumení
$b\omega$	[Nm·s/rad]	Koeficient torzního tlumení
$c$	[–]	Koeficient
$d_0$	[mm]	Průměr valivých elementů
$D_1$	[mm]	Průměr roztečné kružnice vstupního kola
$D_2$	[mm]	Průměr roztečné kružnice výstupního kola
$d_s$	[mm]	Střední průměr
$E$	[Pa]	Modul pružnosti v tahu
$F$	[N]	Síla
$F$	[N]	Normálová síla
$F_A$	[N]	Axiální síla
$F_a$	[N]	Axiální síla
$f_{BPI}$	[Hz]	Frekvence vnitřního kroužku
$f_{BFO}$	[Hz]	Frekvence vnějšího kroužku
$f_{BSF}$	[Hz]	Frekvence valivých těles
$F_D$	[N]	Tlumičí síla
$f_{FT}$	[Hz]	Frekvence klece
$f_{GH}$	[Hz]	Opakovací frekvence kontaktů stejného páru zubů
$F_n$	[N]	Normálová síla
$f_{ot}$	[Hz]	Otáčková frekvence
$f_p$	[Hz]	Frekvence postranního pásma
$F_R$	[N]	Radiální síla
$F_t$	[N]	Síla tuhosti
$F_T$	[N]	Tangenciální síla
$F_{t(TE)}$	[N]	Síla tuhosti
$F_{XR}$	[N]	Radiální síla, složka X
$F_{YR}$	[N]	Radiální síla, složka Y
$f_z$	[Hz]	Zubová frekvence
$G$	[Pa]	Modul pružnosti ve smyku
$i$	[–]	Převodový poměr
$i$	[–]	Imaginární jednotka
$i_0$	[–]	Základní převodový poměr

$i_c$	[-]	Celkový převodový poměr
$i_{cmax}$	[-]	Maximální celkový převodový poměr
$i_{max}$	[-]	Nejvyšší převodový poměr
$i_{min}$	[-]	Nejnižší převodový poměr
$i_n$	[-]	Převodový poměr rychlostního stupně
$i_{n1}$	[-]	Převodový poměr 1. rychlostního stupně
$i_{nmax}$	[-]	Převodový poměr nejvyššího rychlostního stupně
$i_s$	[-]	Stálý převodový poměr
$J_p$	[m <sup>4</sup> ]	Polární kvadratický moment průřezu
$k$	[N/m]	Tuhost
$k_{(TE)}$	[N/m]	Tuhost
$k_t$	[Nm/rad]	Torzní tuhost
$k_\varphi$	[Nm/rad]	Torzní tuhost
$l$	[m]	Délka prutu
$M$	[Nm]	Krouticí moment
$M_1$	[Nm]	Krouticí moment vstupu
$M_2$	[Nm]	Krouticí moment výstupu
$M_A$	[Nm]	Ohybový moment
$M_k$	[Nm]	Krouticí moment
$M_s$	[Nm]	Synchronizační moment
$M_{tř}$	[Nm]	Třecí moment
$M_u$	[Nm]	Uvolňovací moment
$M_z$	[Nm]	Zajišťovací moment
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	Úhlová frekvence hřídele/ ozubeného kola
$n$	[-]	Počet valivých elementů
$n_1$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky vstupního kola
$n_2$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky výstupního kola
$n_{max}$	[min <sup>-1</sup> ]	Maximální otáčky motoru
$n_{Mmax}$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky motoru s nejvyšším krouticím momentem
$p$	[mm]	Rozteč
$q$	[-]	Podíl dvou po sobě jdoucích převodových poměrů
$q_{max}$	[-]	Maximální podíl dvou po sobě jdoucích převodových poměrů
$q_\alpha$	[mm]	Oblouk záběru

$R$	[mm]	Poloměr roztečné kružnice
$r_1$	[mm]	Poloměr základní kružnice vstupního kola
$r_2$	[mm]	Poloměr základní kružnice výstupního kola
$R_i$	[–]	Rozsah rychlostních stupňů
$r_k$	[mm]	Poloměr kuželové ploch
$r_L$	[m]	Rameno
$R_{PI}$	[mm]	Poloměr základní kružnice vstupního kola
$R_{PO}$	[mm]	Poloměr základní kružnice výstupního kola
$r_s$	[mm]	Poloměr unášivého ozubení synchronizační spojky
$S$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu
<i>Směr</i>	[–]	Směr působení momentu mezi ozubeným kolem a věncem
$TE$	[μm]	Chyba převodu
$TE_{(\omega)}$	[rad]	Chyba převodu
$v$	[m/s]	Rychlost
<i>Velikost</i>	[rad]	Úhlová deformace ozubené kolo – věnec synchronizační spojky
<i>Vůle</i>	[rad]	Vůle unášivého ozubení věnec – ozubené kolo
$x$	[mm]	Výchylka po odečtení vůle
$x$	[m]	Deformace
$y$	[–]	Stupeň progresivity
$z_1$	[–]	Počet zubů vstupního kola
$z_2$	[–]	Počet zubů výstupního kola
$\alpha$	[°]	Kontaktní úhel
$\alpha$	[°]	Úhel zkosení zubů
$\alpha_n$	[°]	Úhel záběru v normálové rovině
$\beta$	[°]	Úhel sklonu zubů
$\varepsilon_\alpha$	[–]	Součinitel záběru profilů
$\Theta_1$	[rad]	Úhel natočení vstupního kola
$\Theta_2$	[rad]	Úhel natočení výstupního kola
$\mu$	[–]	Součinitel tření
$\mu_{tř}$	[–]	Koeficient tření
$\rho$	[°]	Třecí úhel
$\varphi$	[rad]	Úhel zkroucení
$\varphi_1$	[rad]	Úhel deformace včetně vůle

$\varphi_2$	[rad]	Úhel $\varphi_{\max} - \varphi_1$
$\varphi_{\max}$	[rad]	Velikost úhlové periody ozubení věnec – ozubené kolo
$\varphi_{SV-P}$	[rad]	Úhel natočení ozubené kolo – věnec synchronizační spojky
$\omega_{PI}$	[rad/s]	Úhlová rychlost vstupního kola
$\omega_{PO}$	[rad/s]	Úhlová rychlost výstupního kola