



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Simulace vlivu výrobních nepřesností na
kinematiku cykloidní převodovky

Simulation of the effect of manufacturing
inaccuracies on the kinematics of a cycloidal
drive

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
2022

Eduard ČERNÝ

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový
Vedoucí práce: Ing. Lukáš Kazda

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Černý** Jméno: **Eduard** Osobní číslo: **491505**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Simulace vlivu výrobních nepřesností na kinematiku cykloidní převodovky

Název bakalářské práce anglicky:

Pokyny pro vypracování:

Do CAD modelu cykloidní převodovky zahrňte výrobní nepřesnosti a simulujte její kinematiku (poddajnost součástí musí být rovněž zahrnuta).

Výrobní nepřesnosti by měly zahrnovat posunutí excentrů a úhlové natočení na centrální hřídeli, posunutí kola s vnitřním ozubením vůči zbytku sestavy, a další dle uvážení.

Dle získaných dat ze simulace vyhodnotte chybu převodu.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Lukáš Kazda ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

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

Datum zadání bakalářské práce: **20.04.2022**

Termín odevzdání bakalářské práce: **13.07.2022**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Lukáš Kazda
podpis vedoucí(ho) práce

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

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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta



Anotační záznam

Jméno autora:	Eduard Černý
Název práce:	Simulace vlivu výrobních nepřesností na kinematiku cykloidní převodovky
Anglický název:	Simulation of the effect of manufacturing inaccuracies on the kinematics of a cycloidal drive
Rozsah práce:	41 stran 29 obrázků 4 tabulky
Akademický rok:	2021/2022
Ústav:	12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Studijní program:	Teoretický základ strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Lukáš Kazda
Klíčová slova:	cykloidní převodovka, kinematika, výrobní nepřesnosti, multibody, MSC Adams
Key words:	cycloidal drive, kinematics, manufacturing inaccuracies, multibody, MSC Adams



Abstrakt

Primárním cílem této práce je zhodnotit vliv zadaných výrobních nepřesností na kinematiku cykloidní převodovky s použitím multibody simulace. Úvod práce obsahuje princip fungování cykloidních převodovek a stručný popis tvorby profilu cykloidních kol. V praktické části práce se nachází popis jednotlivých výrobních nepřesností a dále vyhodnocení jejich vlivu na kinematiku použitého modelu cykloidní převodovky. V závěru práce jsou tyto vlivy shrnuty a porovnány mezi sebou.

Abstract

The primary goal of this thesis is to evaluate the influence of specified manufacturing inaccuracies on the kinematics of a cycloidal drive using multibody simulation. The introduction contains the principle of operation of cycloidal drives and a brief description of the formation of the profile of cycloidal gears. In the practical part of the thesis there is a description of individual manufacturing inaccuracies and evaluation of their influence on the kinematics of the used cycloidal drive model. At the end of the work, these influences are summarized and compared with each other.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: „Simulace vlivu výrobních nepřesností na kinematiku cykloidní převodovky“ vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne: 8. 7. 2022

.....

(podpis autora)



Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Lukášovi Kazdovi za odborné vedení bakalářské práce a za cenné rady týkající se nejen práce s programem Solid Edge. Dále bych také rád poděkoval své rodině a svým přátelům za podporu během studia.



Obsah

Seznam obrázků.....	8
Seznam použitých symbolů a značek	9
1 Úvod.....	10
2 Cykloidní převodovka	11
2.1 Princip činnosti	11
2.2 Převodový poměr [2]	13
2.3 Teoretický profil cykloidního kola [3]	14
2.4 Modifikace profilu cykloidního kola	15
2.5 Rozložení kontaktního úhlu cykloidního profilu [3]	16
2.6 Výpočet modifikace profilu cykloidního kola [3]	17
2.6.1 Obecné znázornění modifikace	17
2.6.2 Cykloidní metoda výpočtu modifikace	19
3 Multibody systémy	22
3.1 Multibody simulace	22
3.2 MSC Adams.....	22
4 Vliv výrobních nepřesností na kinematiku cykloidní převodovky	24
4.1 Použitý model	24
4.2 Nastavení simulace.....	26
4.3 Vyhodnocování výsledků	28
4.4 Simulace vlivu výrobních nepřesností	28
4.4.1 Úhlové natočení excentrů	29
4.4.2 Nesouosost centrální hřídele.....	30
4.4.3 Posunutí korunového kola.....	32
4.4.4 Naklonění korunového kola	34
4.4.5 Kombinace výrobních nepřesností	35
5 Závěr	38
Seznam zdrojů	41



Seznam obrázků

Obrázek 1 - Model cykloidní převodovky	11
Obrázek 2 - Složený model cykloidní převodovky	12
Obrázek 3 - Obvyklé umístění cykloidních kol na vstupní hřídeli (řez)	13
Obrázek 4 - Pohyb mezi cykloidním a korunovým kolem [3]	14
Obrázek 5 - Kontaktní úhel cykloidního profilu [3]	16
Obrázek 6 - Rozložení kontaktního úhlu na profilu jednoho zubu [3]	17
Obrázek 7 - Strategie modifikace profilu cykloidního kola [3]	18
Obrázek 8 - Schematický diagram formování cykloidy [3]	19
Obrázek 9 - První cykloidní vztah mezi modifikací a kontaktním úhlem [3]	20
Obrázek 10 - Druhý cykloidní vztah mezi modifikací a kontaktním úhlem [3]	20
Obrázek 11 - Čelní pohled na model cykloidní převodovky	24
Obrázek 12 - Boční pohled na model cykloidní převodovky	25
Obrázek 13 - Nastavení simulace a vyhodnocování	27
Obrázek 14 - Nastavení kontaktů mezi cykloidními koly a korunovým kolem (vlevo) a kontaktů mezi cykloidními koly a unašečem (vpravo)	27
Obrázek 15 - Nastavení rotační vazby na vstupu (pohon)	28
Obrázek 16 - Úhlové natočení excentrů (10°)	29
Obrázek 17 - Výsledky simulací pro úhlové natočení excentrů	29
Obrázek 18 - Nesouosost centrální hřídele (0,25 mm)	30
Obrázek 19 - Výsledky simulací pro vyosení ve svislém směru	31
Obrázek 20 - Výsledky simulací pro vyosení ve vodorovném směru	31
Obrázek 21 - Posunutí korunového kola (0,25 mm)	32
Obrázek 22 - Výsledky simulací pro posunutí korunového kola (2 kola)	33
Obrázek 23 - Výsledky simulací pro posunutí korunového kola (1 kolo)	33
Obrázek 24 - Naklonění korunového kola ($2,5^\circ$)	34
Obrázek 25 - Výsledky simulací pro naklonění korunového kola	35
Obrázek 26 - Výsledky simulací pro kombinace posunutí a naklonění korunového kola bez nesouosostí centrální hřídele	36
Obrázek 27 - Výsledky simulací pro kombinace posunutí a naklonění korunového kola s nesouosostí centrální hřídele ve svislém směru	36
Obrázek 28 - Grafické porovnání vlivu jednotlivých výrobních nepřesností	39
Obrázek 29 - Grafické porovnání vlivu kombinací výrobních nepřesností	40



Seznam použitých symbolů a značek

N	Počet zubů korunového kola	[-]
n	Počet zubů cykloidního kola	[-]
i	Převodový poměr	[-]
a	Excentricita	[mm]
r_p	Poloměr roztečné kružnice korunového kola	[mm]
r_{rp}	Poloměr zubu korunového kola	[mm]
ϕ_1	Rotační úhel korunového kola	[°]
ϕ_2	Rotační úhel cykloidního kola	[°]
β	Parametrický úhel zubu korunového kola	[°]
φ	Parametrický úhel zubu cykloidního kola	[°]
k_1	Koeficient krátké šířky	[mm]
α	Kontaktní úhel	[°]
ΔL	Velikost modifikace profilu	[mm]
r	Poloměr kružnice	[mm]
x	Horizontální souřadnice bodu cykloidy	[mm]
y	Vertikální souřadnice bodu cykloidy	[mm]
θ	Rotační úhel kružnice	[°]



1 Úvod

Převodovka je strojní zařízení, které realizuje převod mezi hnacím a hnaným strojem, čímž mění silové a kinetické parametry přenášené energie. V dnešní době známe celou řadu převodovek fungujících na různých principech. Mezi ty nejpoužívanější se samozřejmě řadí převodovky s ozubenými koly (čelními, kuželovými, šroubovými, šnekovými), převodovky s řemenovým nebo řetězovým převodem a převodovky speciální, mezi které patří například planetové, harmonické nebo právě cykloidní převodovky, o kterých tato práce pojednává. Kromě úvodního popisu principu fungování cykloidních převodovek a tvorby profilu cykloidních kol je hlavním obsahem této práce posouzení vlivu vybraných výrobních nepřesností na kinematiku cykloidní převodovky za pomoci multibody simulací.

Takové vyhodnocení může být pro výrobce užitečné nejen z hlediska samotné znalosti přesnosti převodu vyráběné cykloidní převodovky, ale i z hlediska ekonomického, jelikož s rostoucí přesností výroby prudce rostou také náklady na výrobu. Proto je žádoucí prozkoumat, jaké výrobní či montážní vady, které se v cykloidní převodovce mohou snadno vyskytnout, mají značně negativní vliv na její kinematiku a u kterých je tedy potřeba investovat do jejich potlačení, nebo naopak jaké nepřesnosti tak velký vliv nemají a kde lze tedy případně ušetřit.

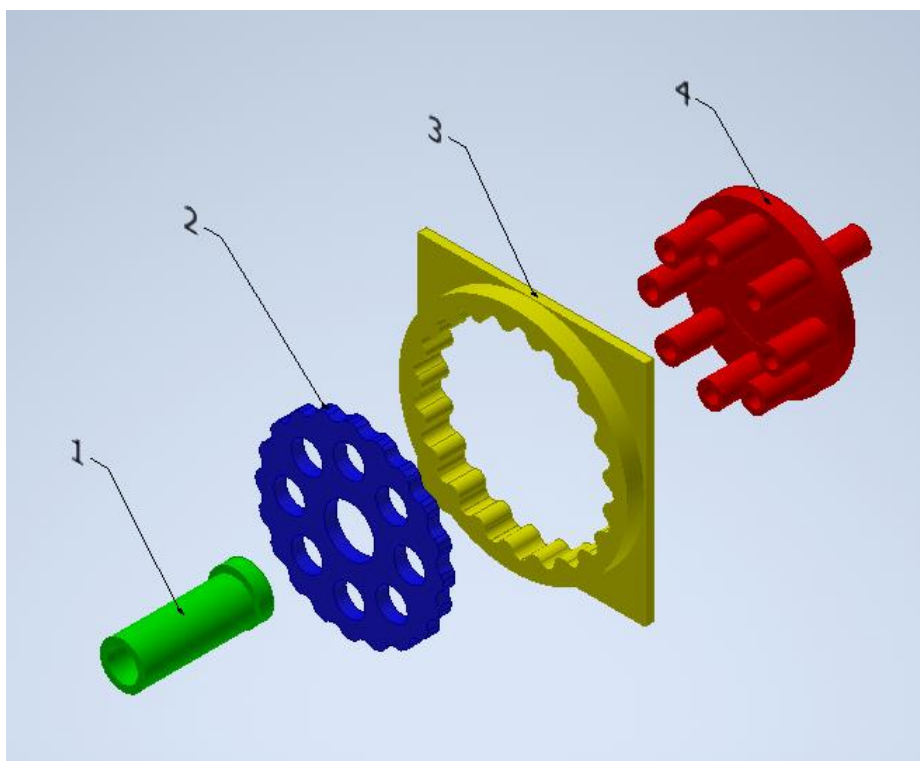


2 Cykloidní převodovka

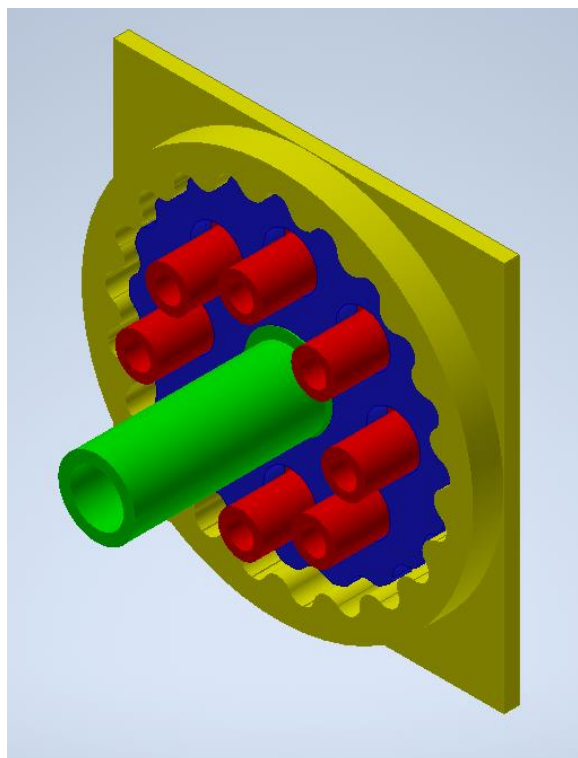
Cykloidní převodovky se v dnešní době řadí mezi vůbec nejvyspělejší reduktory. Tento typ převodovek nabízí maximální přesnost, tuhost a zatížitelnost ve velmi kompaktním provedení. Z tohoto důvodu patří mezi jejich typické aplikace například rotační polohovací stoly, zásobníky nástrojů u obráběcích strojů či přesné manipulátory. Na druhé straně poměrně značnou nevýhodou cykloidních převodovek je jejich specifická geometrie, která klade vysoké nároky na přesnost montáže a výroby jednotlivých dílů.

2.1 Princip činnosti

Typický model jednostupňové cykloidní převodovky je uveden na obr. 1. Tvoří ho vstupní hřídel s excentrem (1), cykloidní kolo (2), korunové kolo (3) pevně spojené s rámem a unašeč (4), ze kterého je vyvedena výstupní hřídel. Složený model je dále uveden na obr. 2.



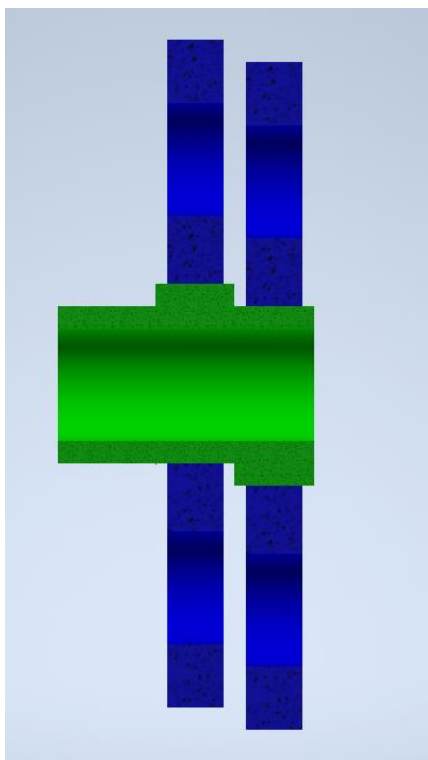
Obrázek 1 - Model cykloidní převodovky



Obrázek 2 - Složený model cykloidní převodovky

Za provozu se vstupní hřídel otáčí a díky její excentrické části dochází k oběhu cykloidního kola kolem osy hřídele a k jeho současné rotaci kolem vlastní osy zapříčiněné kontaktem s válcovitými zuby korunového kola. Vzniklý pohyb cykloidního kola je epicyklický a kolébavý, proto je nutné ho dále přeměnit na čistě rotační pohyb unašeče. Toho je docíleno zasunutím kolíků unašeče do kruhových otvorů v cykloidním kole. Vzniklá kinematická dvojice zajistí, že se výstupní hřídel bude otáčet pouze kolem své vlastní osy. [1]

Je vhodné podotknout, že ve zmíněném modelu zanedbáváme tření mezi excentrem a cykloidním kolem. V reálné cykloidní převodovce je navíc potřeba na excentrickou část hřídele umístit radiální ložisko, které umožní rotaci kola. Dále lze zmínit, že v praxi se mnohem častěji setkáváme s cykloidními převodovkami, které obsahují jedno cykloidní kolo navíc. To je umístěno na druhé excentrické části hřídele, otočené o 180 stupňů oproti té první (viz obr. 3). Výhodou takové konstrukce je především eliminace kmitání při vyšších otáčkách a celkové vyrovnaní silových poměrů v převodovce.



Obrázek 3 - Obvyklé umístění cykloidních kol na vstupní hřídeli (řez)

2.2 Převodový poměr [2]

Převodový poměr cykloidní převodovky závisí na počtu zubů korunového kola N a počtu zubů cykloidního kola n . Počet zubů cykloidního kola musí být vždy nižší než počet zubů korunového kola, jinak by se cykloidní kolo mezi zuby korunového kola nevešlo. Ve většině případů má cykloidní kolo o jeden zub více než kolo korunové. Pro případ, kdy $N = 10$ a $n = 9$ bude dále popsáno odvození výpočtu převodového poměru.

Po jedné otáčce vstupní hřídele se v tomto případě cykloidní kolo dostane do kontaktu s deseti zuby korunového kola. Protože má ale samo zubů jen devět, musí během této otáčky dojít k natočení cykloidního kola o jeden zub, což odpovídá jedné devítině plného otočení. Vstupní hřídel se tedy musí otočit devětkrát, aby cykloidní kolo a s ním i unašeč provedly rotaci o 360 stupňů. Převodový poměr je v tomto případě 9:1.

Pokud by cykloidní kolo mělo například pouze sedm zubů, pak by se během jednoho otočení vstupní hřídele muselo natočit o tři zuby, což by odpovídalo třem sedminám plného otočení. Vstupní hřídel by se tak musela otočit sedmkrát, aby na výstupu došlo ke třem otáčkám. V tomto případě by převodový poměr byl 7:3.

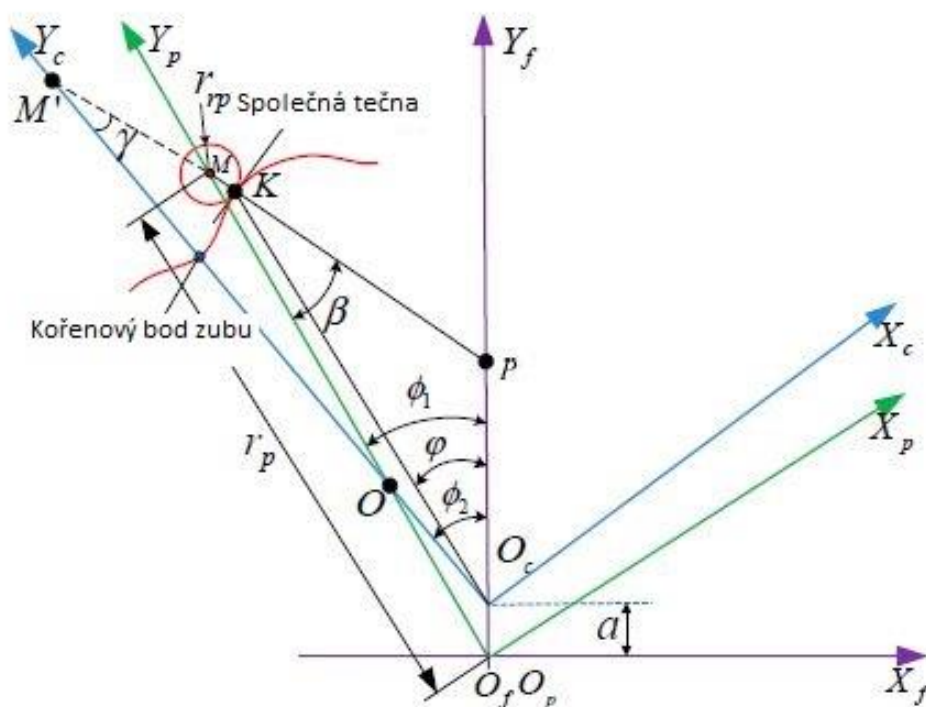
Pokud se tento princip zobecní, lze převodový poměr cykloidní převodovky vyjádřit vztahem (2.1), kde, jak již bylo zmíněno, N je počet zubů korunového kola a n je počet zubů cykloidního kola. Převodové poměry komerčně dostupných převodovek dosahují velikostí 119:1 u jednostupňových a až 7569:1 u dvoustupňových převodovek.



$$i = \frac{n}{N - n} \quad (2.1)$$

2.3 Teoretický profil cykloidního kola [3]

Vlivem rotace cykloidního kola kolem své vlastní osy a současné rotace kolem osy vstupní hřídele vzniká sdružený záběrný pohyb mezi profilem cykloidního kola a profilem korunového kola (v tomto případě složeného z jednotlivých válečků). Tento pohyb je znázorněn na obr. 4. Souřadnicový systém $S_f(x_f, y_f)$ je pevně spojen s rámem. Souřadnicové systémy $S_p(x_p, y_p)$ a $S_c(x_c, y_c)$ jsou definovány jako souřadnicové systémy korunového a cykloidního kola. Korunové kolo zde vystupuje jako kolo hnací a jeho osa rotuje kolem středu O_p . Cykloidní kolo je naopak kolem hnaným a jeho osa rotuje kolem středu O_c . Střed rotace O_p je shodný s počátkem O_f . a je excentricita cykloidního a korunového kola. r_p reprezentuje pozici válečku a r_{rp} je jeho poloměr. Bod K je aktuální bod záběru. Úhly ϕ_1 a ϕ_2 jsou rotační úhly korunového a cykloidního kola.



Obrázek 4 - Pohyb mezi cykloidním a korunovým kolem [3]

Po zanedbání tloušťky kol se váleček promítne v souřadnicovém systému S_p jako kružnice se středem v bodě M a poloměrem r_{rp} . Rovnici tohoto kruhového profilu lze vyjádřit vztahem (2.2), kde β je parametrický úhel válcovitého zubu korunového kola.

$$\mathbf{R}_p(\beta) = [-r_{rp} \sin \beta \quad r_p - r_{rp} \cos \beta \quad 0 \quad 1]^T \quad (2.2)$$



Za účelem usnadnění analýzy a výpočtu kontaktu mezi profily zubů je rovnice (2.2) vyjádřena ve formě homogenních souřadnic a ve stejném tvaru budou vyjádřeny i následující rovnice.

Na základě sdruženého záběrného vztahu mezi profily se teoretická rovnice profilu cykloidního kola v souřadnicovém systému S_c dá získat transformací souřadnic profilu korunového kola. Získanou rovnici vyjadřuje vztah (2.3), kde φ je parametrický úhel zubu cykloidního kola, n počet zubů cykloidního kola, N počet zubů korunového kola a k_1 označujeme jako „koeficient krátké šířky“^[3] a platí pro něj $k_1 = an/N$. Dále platí $S = \sqrt{1 + k_1^2 - 2k_1 \cos(n\varphi)}$.

$$\mathbf{R}_{c0}(\varphi) = \begin{bmatrix} (r_p - r_{rp}/S) \sin \varphi - (a - k_1 r_{rp}/S) \sin(N\varphi) \\ (r_p - r_{rp}/S) \cos \varphi - (a - k_1 r_{rp}/S) \cos(N\varphi) \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2.3)$$

Ve chvíli, kdy se cykloidní a korunové kolo dostanou do záběru, vyjadřuje směr společné normály PM v bodě dotyku K (viz obr. 4) zároveň směr síly, která mezi zuby působí. Normálu PM lze prodloužit a v jejím průsečíku s osou y_c získat bod M' . V trojúhelníku $M'OM$ poté platí, že $\angle M'OM = \phi_2 - \phi_1$. Směrový kosinus společné normály v souřadnicovém systému S_c lze vyjádřit vztahem (2.4).

$$\mathbf{n}_c(\varphi) = \begin{bmatrix} (k_1 \sin(N\varphi) - \sin \varphi) / \sqrt{1 + k_1^2 - 2k_1 \cos(n\varphi)} \\ (-k_1 \cos(N\varphi) + \cos \varphi) / \sqrt{1 + k_1^2 - 2k_1 \cos(n\varphi)} \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

2.4 Modifikace profilu cykloidního kola

Z důvodu chyb při montáži a výrobě je nutná modifikace cykloidního kola, která tyto vady vykompenzuje. Podobně jako u evolventních ozubených kol může u cykloidních kol tato modifikace zohledňovat vyklenutí kol v podélném a příčném směru. Tloušťka cykloidního kola je obvykle však v porovnání s ostatními rozměry kola malá, takže mohou být nepřesnosti způsobené nerovnoběžností hřídele zanedbány. Proto se dále budeme zabývat pouze modifikací profilu cykloidního kola. [1]

Rozložení kontaktního úhlu cykloidního profilu určuje přenos záběrné síly a ovlivňuje přesnost pohybu převodovky. Proto je vhodné profil cykloidního kola modifikovat na základě distribučních charakteristik kontaktního úhlu křivky profilu zubu a referenčního bodu a vůle špičky a kořene zubu, která je definována indexem přesnosti převodu. Po superponování modifikace ΔL na teoretický profil zubu ve směru společné normály lze modifikovaný profil cykloidního kola vyjádřit vztahem (2.5). [3]

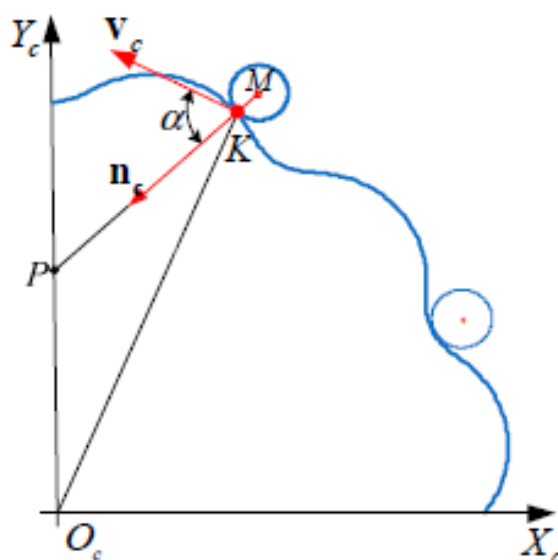


$$\mathbf{R}_c(\varphi) = \mathbf{R}_{c0} - \mathbf{n}_c * \Delta L$$

$$\mathbf{R}_c(\varphi) = \begin{bmatrix} (r_p - (r_{rp} + \Delta L)/S) \sin \varphi - (a - k_1(r_{rp} + \Delta L)/S) \sin(N\varphi) \\ (r_p - (r_{rp} + \Delta L)/S) \cos \varphi - (a - k_1(r_{rp} + \Delta L)/S) \cos(N\varphi) \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

2.5 Rozložení kontaktního úhlu cykloidního profilu [3]

Jako kontaktní úhel profilu zubu označujeme úhel mezi směrem síly v bodě záběru a směrem rychlosti tohoto bodu při zanedbání třecí síly. Také je to úhel mezi směrem společné normály v bodě záběru a směrem rychlosti rotace cykloidního kola (viz obr. 5).

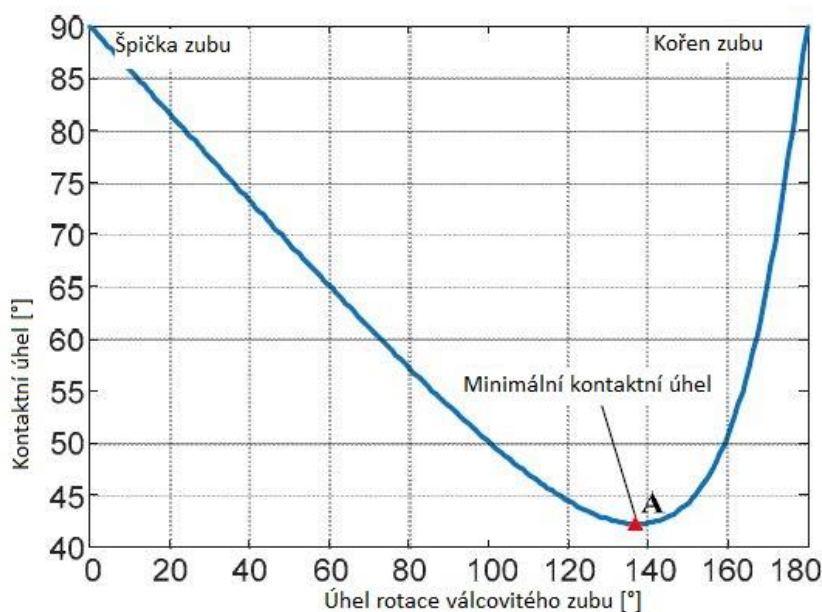


Obrázek 5 - Kontaktní úhel cykloidního profilu [3]

Na obr. 5 je v souřadnicovém systému S_c bod záběru označen jako bod K a kontaktní úhel mezi směry normály \mathbf{n}_c a rychlosti \mathbf{v}_c v tomto bodě jako úhel α . Úhel α lze vyjádřit vztahem (2.6), kde $\mathbf{k} = [0 \ 0 \ 1]^T$ je kolmé na rovinu $x_c y_c$.

$$\alpha = \arccos|\mathbf{v}_c * \mathbf{n}_c| = \arccos \left| \left(\frac{\overrightarrow{O_c K} \times \mathbf{k}}{|\overrightarrow{O_c K} \times \mathbf{k}|} * \mathbf{n}_c \right) \right| \quad (2.6)$$

Využitím rovnice (2.6) lze vypočítat kontaktní úhel každého bodu teoretického profilu cykloidního kola a získat tak rozložení kontaktního úhlu po celém profilu jednoho zubu (viz obr. 6). Uvedená data byla získána pro geometrické parametry vypsáné v tab. 1.



Obrázek 6 - Rozložení kontaktního úhlu na profilu jednoho zuby [3]

Tabulka 1 - Geometrické parametry cykloidního soukolí

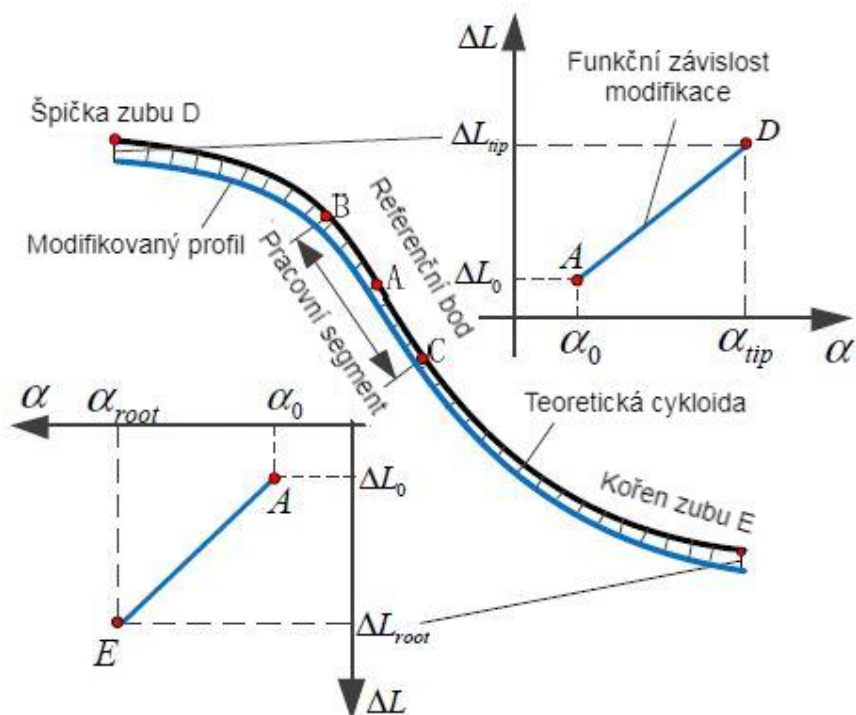
Parametr	Označení	Hodnota
Počet zubů cykloidního kola	n	39
Počet zubů korunového kola	N	40
Poloměr zuby korunového kola (válečku)	r_{rp}	3,5 mm
Pozice zuby korunového kola (válečku)	r_p	82 mm
Excentricita	a	1,5 mm

Z definice kontaktního úhlu a ze znalosti silové analýzy lze říct, že čím je tento úhel větší, tím horší je přenos síly mezi zuby kol. Při požadavku co nejideálnějšího přenosu tedy logicky hledáme jeho nejmenší hodnotu. Z obr. 6 je zřejmé, že velikost kontaktního úhlu dosahuje svého maxima na špičce a v kořeni zuby a minima v bodě *A*. V tomto případě vychází minimální kontaktní úhel 42,24 stupňů, a to při natočení korunového kola 137,49 stupňů. Bod *A* se dále používá jako referenční bod při návrhu modifikace profilu cykloidního kola.

2.6 Výpočet modifikace profilu cykloidního kola [3]

2.6.1 Obecné znázornění modifikace

Jak již bylo zmíněno, smyslem modifikace profilu cykloidního kola je eliminovat montážní a výrobní chyby. Účelem také je, aby tato modifikace byla v záběrné oblasti (pracovním segmentu) co nejmenší. Upravený profil zuby by se tedy v tomto pracovním segmentu měl co nejvíc podobat tomu teoretickému, zatímco si v nepracovním segmentu uchová rozumnou vůli, která bude splňovat požadavky na montáž a mazání. Tímto způsobem lze stanovit strategii modifikace profilu cykloidního kola (obr. 7).



Obrázek 7 - Strategie modifikace profilu cykloidního kola [3]

Část profilu BC je pracovní segment a části BD a CE jsou segmenty nepracovní. Modifikovaná křivka v části BC se příliš neliší od teoretického profilu zubu, ale postupně se od něj vzdaluje ve směru od referenčního bodu A ke špičce zubu D nebo kořeni zubu E v závislosti na velikosti kontaktního úhlu.

Volba polohy referenčního bodu A je důležitým krokem při návrhu modifikace. Jak již bylo zmíněno, na základě změn kontaktního úhlu na teoretickém profilu cykloidního kola se poloha referenčního bodu zpočátku volí jako poloha bodu s nejmenším kontaktním úhlem. Tím se zaručí, že se referenční bod nachází na pracovním segmentu profilu zubu, a zároveň se tak zajistí optimální přenos síly v tomto segmentu. Je také třeba poznamenat, že modifikace referenčního bodu A , špičky zubu D a kořene zubu E by měly být přiměřeně určeny podle požadované vůle, přesnosti montáže, přesnosti zpracování, podmínek mazání a velikosti převodovky.

Na základě strategie modifikace profilu cykloidního kola zobrazené na obr. 7 lze odvodit matematický model pro tuto modifikaci s úhlem α jako nezávisle proměnnou, modifikací ΔL jako závisle proměnnou a omezeními v podobě vůlí při záběru mezi body A , D a E . Funkční vztah mezi modifikací a kontaktním úhlem lze tedy obecně vyjádřit pomocí vztahu (2.7), kde $\Delta L = f(\alpha)$ je obecná funkce modifikace, C_0 , C_{tip} a C_{root} jsou postupně vůle bodů A , D a E a ΔL_0 , ΔL_{tip} a ΔL_{root} jsou velikosti modifikace v těchto bodech.

$$\Delta L = f(\alpha) \quad (2.7)$$

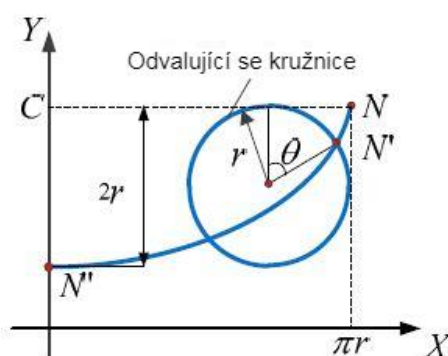


$$\begin{aligned}\Delta L_{tip} &\leq C_{tip} \\ \Delta L_{root} &\leq C_{root} \\ \Delta L_0 &\leq C_0\end{aligned}$$

Různé metody stanovení funkce $f(\alpha)$ odpovídají různým matematickým vztahům modifikací. Teoretickou křivku požadovaného profilu lze získat modifikační funkcí $f(\alpha)$ určenou pomocí matematických křivek, jako je přímka, cykloida nebo řetězovka. Dále je jako příklad výpočtu modifikace uvedena cykloidní metoda, která vede na tvar profilu zajišťující nejmenší chybu převodu.

2.6.2 Cykloidní metoda výpočtu modifikace

Při odvalování kružnice po přímce tvoří trajektorie $NN'N''$ bodu N cykloidy. To je patrné z obr. 8.



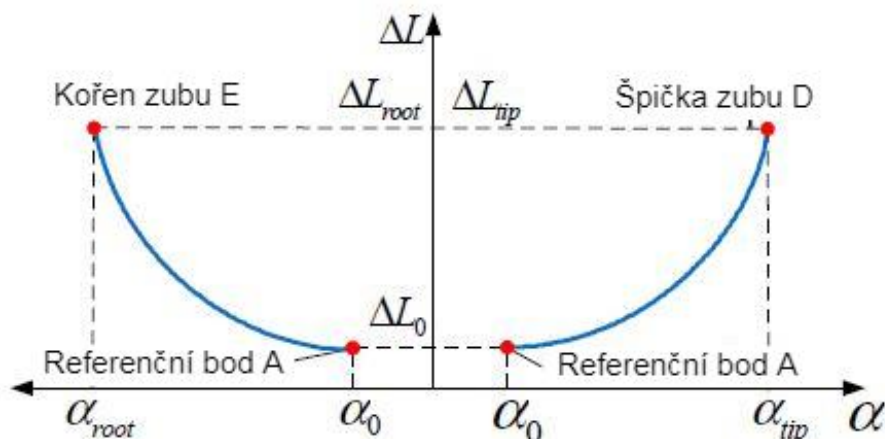
Obrázek 8 - Schematický diagram formování cykloidy [3]

Matematické vyjádření cykloidy uvádí vztah (2.8), kde (x, y) jsou souřadnice bodů cykloidy, r poloměr kružnice, θ rotační úhel kružnice a C vertikální souřadnice počátečního bodu N .

$$\begin{aligned}x &= \pi r - r(\theta - \sin \theta) \\ y &= C - r(1 - \cos \theta)\end{aligned}\tag{2.8}$$

Existují dva způsoby určení cykloidní modifikační funkce na základě vztahu (2.8). Rozlišujeme tak první a druhou cykloidní metodu.

V první cykloidní metodě vystupuje hodnota x jako kontaktní úhel α a hodnota y jako modifikace ΔL . Na obr. 8 tedy souřadnice $(0, C - 2r)$ bodu N'' odpovídají souřadnicím $(\alpha_0, \Delta L_0)$ referenčního bodu A v upraveném souřadnicovém systému a souřadnice $(\pi r, C)$ bodu N odpovídají souřadnicím $(\alpha_{tip}, \Delta L_{tip})$ a $(\alpha_{root}, \Delta L_{root})$ bodů D a E . Cykloidní závislost mezi modifikací a kontaktním úhlem lze zobrazit pomocí obr. 9.



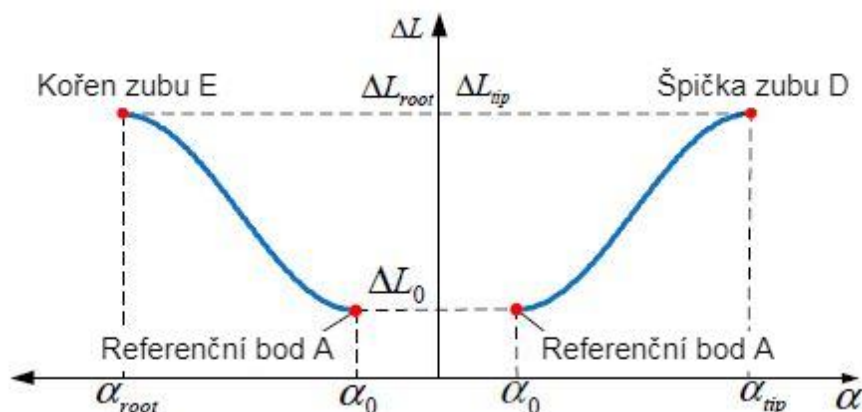
Obrázek 9 - První cykloidní vztah mezi modifikací a kontaktním úhlem [3]

Zobrazenou závislost pro první cykloidní modifikační křivku mezi body A a D můžeme také popsat vztahem (2.9).

$$\begin{aligned}\alpha &= \alpha_{tip} - (\Delta L_{tip} - \Delta L_0)(\theta - \sin \theta)(\alpha_{tip} - \alpha_0)/(2\pi r) \\ \Delta L &= \Delta L_{tip} - (\Delta L_{tip} - \Delta L_0)(1 - \cos \theta)/2\end{aligned}\quad (2.9)$$

Podobně lze nahrazením α_{tip} a ΔL_{tip} za α_{root} a ΔL_{root} získat vztah pro modifikační křivku mezi body A a E.

Ve druhé cykloidní metodě se s kontaktním úhlem α a modifikací ΔL pracuje jako s parametrickým úhlem θ a osou y . Tak lze opět stanovit funkční závislost mezi modifikací a kontaktním úhlem (obr. 10).



Obrázek 10 - Druhý cykloidní vztah mezi modifikací a kontaktním úhlem [3]

Zobrazenou závislost pro druhou cykloidní modifikační křivku mezi body A a D můžeme také popsat vztahem (2.10).

$$\Delta L = \frac{\Delta L_{tip} - \Delta L_0}{2} \left(1 - \cos \left(\frac{\alpha - \alpha_0}{\alpha_{tip} - \alpha_0} \pi \right) + \Delta L_0 \right) \quad (2.10)$$



Podobnou metodou modelování lze také získat modifikační rovnice pro přímkovou a řetězovou metodu.



3 Multibody systémy

Multibody systém obecně označuje soubor tuhých a poddajných těles spojených kinematickými vazbami. Simulace těchto systémů jsou cenným nástrojem pro vyšetřování vztahů mezi pohybem jednotlivých těles a vnitřními zatíženími v širokém rozsahu podmínek. Na rozdíl od metody konečných prvků umožňují tyto systémy řešení podstatně obecnějších problémů. [4]

3.1 Multibody simulace

Multibody simulace (MBS) je metoda numerické simulace pracující s multibody systémy. Spojení mezi tělesy lze modelovat pomocí kinematických vazeb (spojů) nebo silových prvků (pružinových tlumičů). K modelování třecích kontaktů mezi tělesy lze také použít jednostranná omezení a Coulombovo tření. Jádrem jakéhokoliv softwaru pro MBS je řešič, což je sada výpočetních algoritmů, které řeší pohybové rovnice. [5]

MBS jsou užitečným nástrojem pro analýzu pohybu. Často se používají při vývoji produktů k hodnocení výkonu, bezpečnosti a pohodlí. Od devadesátých let minulého století jsou například nedílnou součástí konstruování odpružení automobilů. Také jsou často používány při studiu biomechaniky. [6]

Proces MBS lze rozdělit na pět hlavních fází. První z nich je tvorba 3D modelu a jeho montážní struktury v nějakém CAD systému. Tento 3D model je dále převeden na vhodný formát vstupních dat pro MBS, například STEP. Nejsložitější fází je potom modelování MBS. Při něm uživatel na základě svých znalostí a dovedností z oblasti strojírenské mechaniky a dynamiky strojů vytvoří model MBS za použití vhodného MBS softwaru a vstupních dat v podobě 3D modelu, různých omezení, kinematiky, sil, momentů nebo stupňů volnosti. Vygenerovaný model se dále použije při fázi samotné simulace, která je specifická zvoleným časovým přírůstkem a omezeními, jako jsou například počáteční podmínky, a která běží ve vybraném MBS softwaru (MSC Adams, RecurDyn apod.). Poslední je fáze analýzy a vyhodnocení, při které se zkoumají trajektorie pohybu, rychlosti, zrychlení, síly a momenty. Získané výsledky se dále používají například při schvalování uvedení výrobků na trh nebo ke zlepšení modelu MBS, pokud jsou výsledky nedostatečné. [7]

3.2 MSC Adams

Adams (Automatic dynamic analysis of mechanical systems) je výkonný software pro modelování a analýzu dynamiky a vibrací komplexních mechanismů. Jeho vývoj začal v roce 1974 na Michiganské univerzitě a nyní se jedná o nejpoužívanější MBS software na světě. K sestavení pohybových rovnic používá Lagrangeovu metodu. Jeho předností jsou výkonné parametrické, skriptovací a post-processingové schopnosti a jeho integrovaná schopnost



animace a vykreslování značně pomáhá při důkladných analýzách multibody dynamiky a vibrací mechanických systémů. [8]

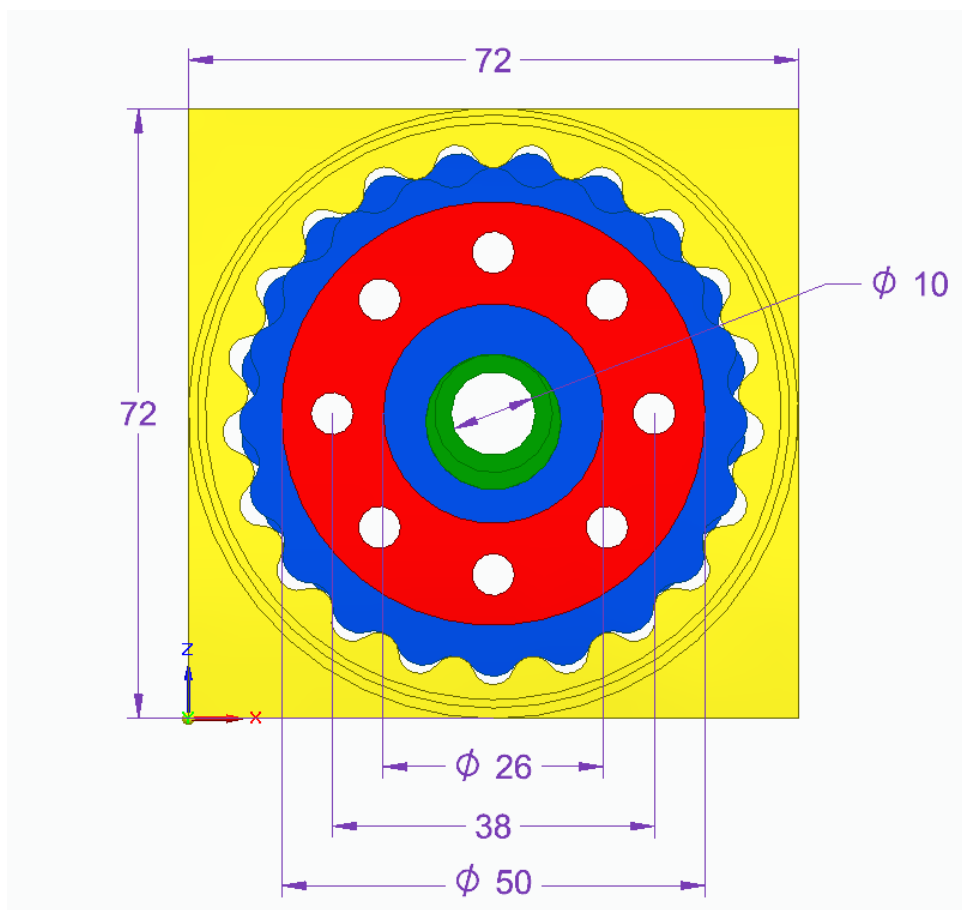


4 Vliv výrobních nepřesností na kinematiku cykloidní převodovky

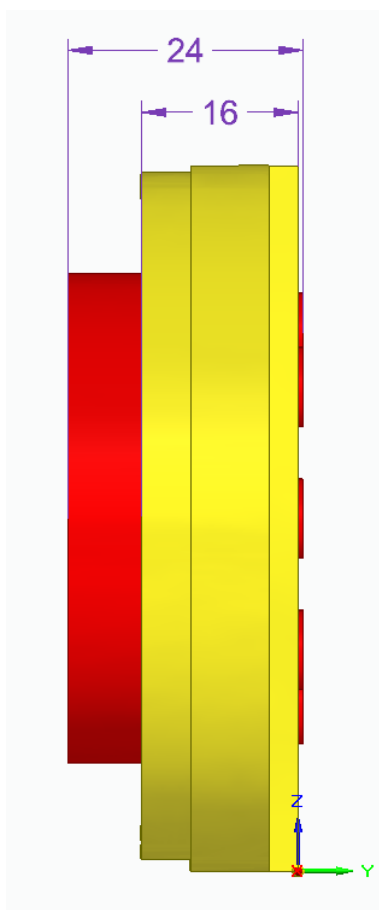
Pro většinu prací s modely jednotlivých součástí cykloidní převodovky byl použit program Autodesk Inventor Professional 2021. Pro následné sestavení modelu cykloidní převodovky a simulaci její kinematiky byl použit program Solid Edge 2022, jehož součástí je simulační software MSC Adams. Pro finální zpracování všech výsledků byl použit program MS Excel.

4.1 Použitý model

Všechny simulace byly provedeny a veškeré výrobní nepřesnosti byly aplikovány na model, který je včetně základních rozměrů vyobrazen na obr. 11 a 12. S ohledem na rozměry převodovky byly dále v této práci také přibližně voleny velikosti zkoumaných nepřesností. Konkrétně hodnoty délkových nepřesností byly zvoleny tak, aby se vešly do jednoho procenta rozteče kolíků unašeče, tedy do 0,38 mm. Hodnoty úhlových nepřesností byly potom voleny individuálně, ale referenční hodnota byla opět jedno procento ze středového úhlu plného kruhu, tedy 3,6°.



Obrázek 11 - Čelní pohled na model cykloidní převodovky



Obrázek 12 - Boční pohled na model cykloidní převodovky

V modelu jsou umístěna dvě cykloidní kola navzájem otočená o 180 stupňů, což bylo popsáno a zdůvodněno již v kapitole 2.1. Pro tato kola byl použit pouze základní profil bez jakýchkoliv modifikací z důvodu předpokládaného porovnání výsledků této práce s výsledky plánované práce s analytickým přístupem k podobnému tématu. Přesný předpis profilu cykloidního kola byl získán dosazením parametrů z tab. 2 do rovnic (3.1) a (3.2), které vychází z úvah v kapitole 2.3 a jejichž poměrně složitě odvození je detailně popsáno v [9].

$$\begin{aligned}x &= r_p \cos(\varphi) - r_{rp} \cos(\varphi + \Psi) - a \cos(N\varphi) \\y &= -r_p \sin(\varphi) + r_{rp} \sin(\varphi + \Psi) + a \sin(N\varphi)\end{aligned}\tag{3.1}$$

$$\Psi = \operatorname{atan} \left[\frac{\sin[(1 - N)\varphi]}{\frac{r_p}{aN} - \cos[(1 - N)\varphi]} \right]\tag{3.2}$$



Tabulka 2 - Parametry modelu cykloidní převodovky

Parametr	Označení	Hodnota
Vstupní úhel	φ	0° - 360°
Poloměr roztečné kružnice korunového kola	r_p	31,5 mm
Poloměr zubu korunového kola	r_{rp}	2,5 mm
Počet zubů korunového kola	N	21
Excentricita	a	1 mm

4.2 Nastavení simulace

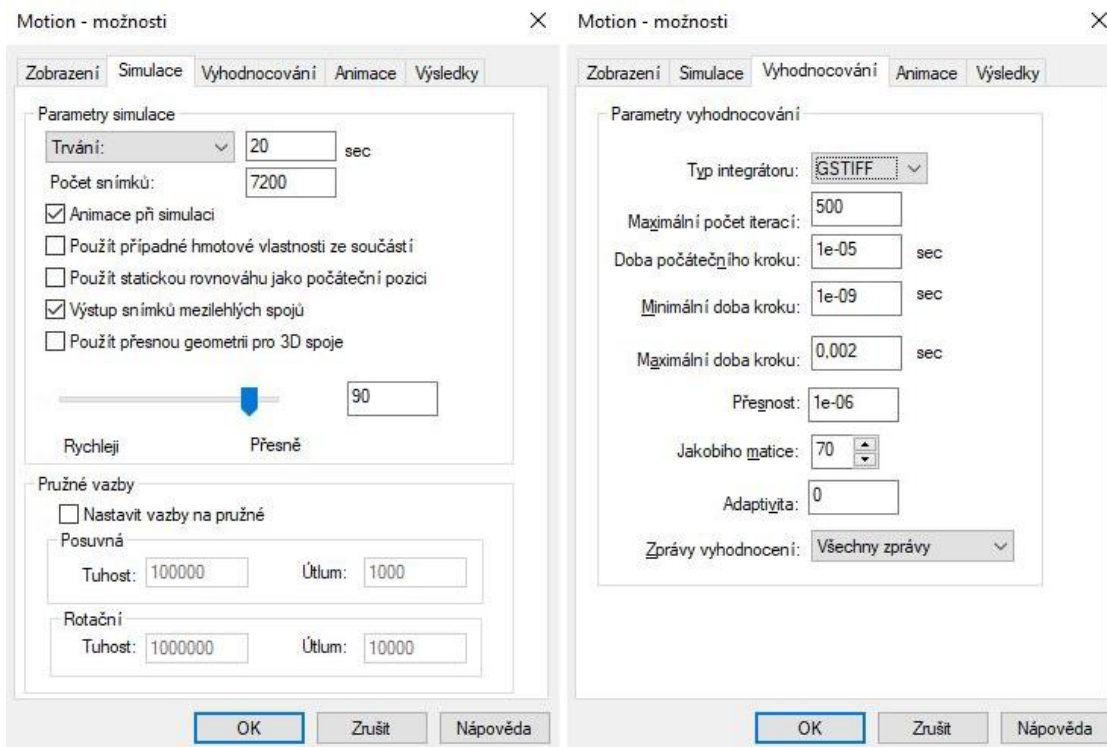
Veškerá důležitá nastavení simulace v programu Solid Edge jsou uvedena na obr. 13, 14 a 15.

Doba trvání simulace a úhlová rychlost vstupního členu jsou nastaveny s ohledem na převodový poměr platný pro použitý model, pro který nám po dosažení příslušných hodnot do vztahu (2.1) vychází, že $i = 20$. Při rychlosti otáčení vstupní hřídele 360 stupňů za sekundu a době trvání simulace 20 sekund nám tedy dojde k jedné kompletní otáčce unašeče.

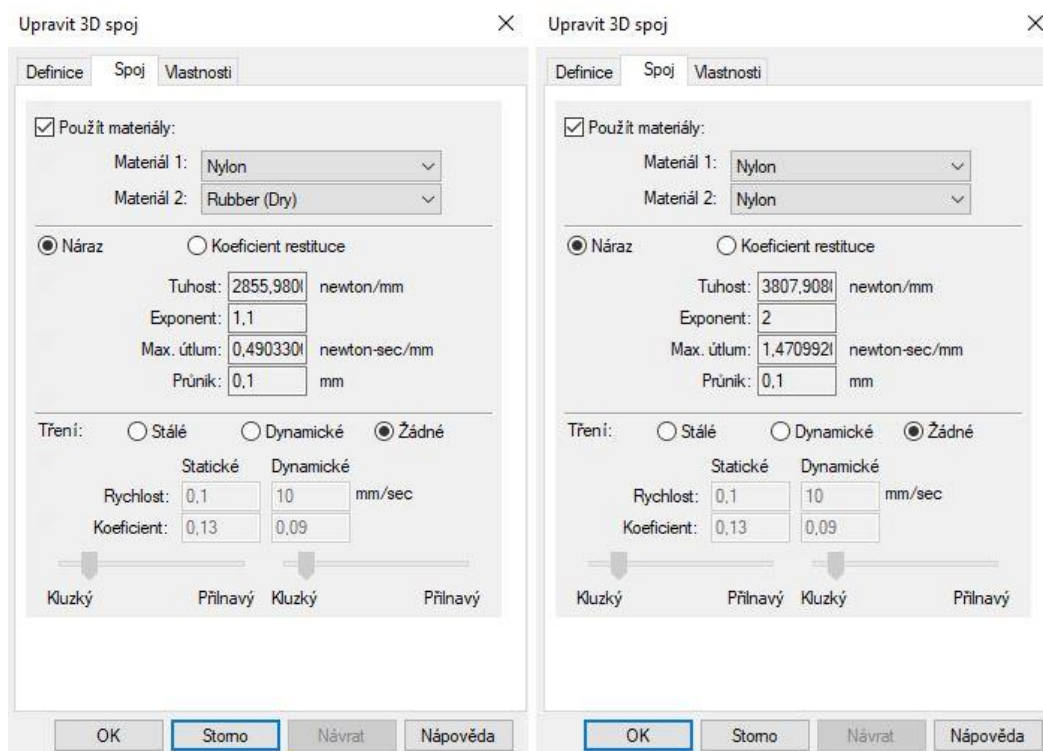
Nastavení přesnosti geometrie a parametrů vyhodnocování (počet iterací, doba kroku, přesnost atd.) bylo voleno především s ohledem na výkonnost použitého výpočetního hardwaru.

Pro nastavení kontaktů (tuhost, útlum, průnik) byly použity hodnoty pro materiály definované přímo v programu Solid Edge. Pro cykloidní kola a unašeč byl jako materiál zvolen nylon a pro korunové kolo guma.

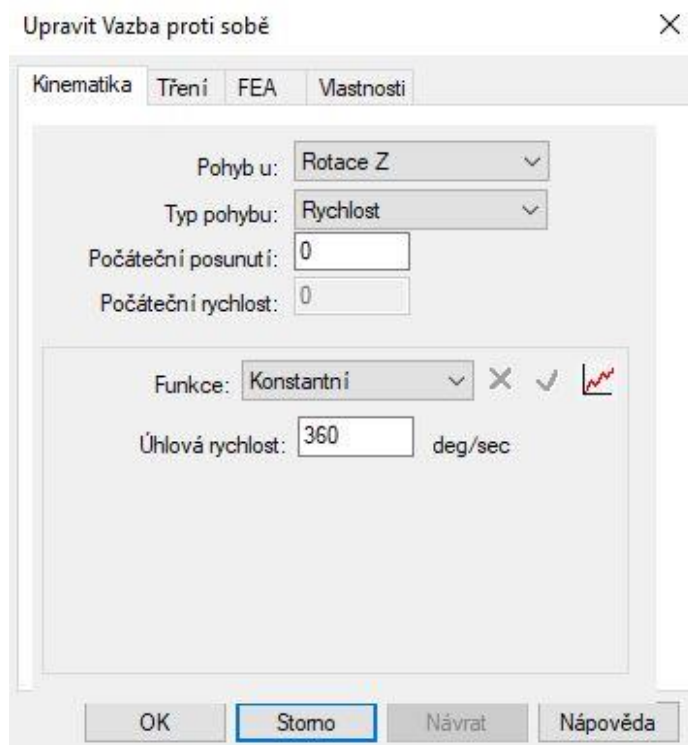
Nakonec je také vhodné zmínit nastavení tření v těchto kontaktech. Zde bylo ověřeno, že se výsledky simulace se zapnutým třením a s vypnutým třením prakticky neliší, ale výpočetní doba se při vypnutém tření zkrátí až o 90 procent. Z tohoto důvodu byla pro všechny simulace použita možnost „Žádné“.



Obrázek 13 - Nastavení simulace a vyhodnocování



Obrázek 14 - Nastavení kontaktů mezi cykloidními koly a korunovým kolem (vlevo) a kontaktů mezi cykloidními koly a unašečem (vpravo)



Obrázek 15 - Nastavení rotační vazby na vstupu (pohon)

4.3 Vyhodnocování výsledků

Vzhledem k nejčastějším oblastem využití cykloidních převodovek v manipulátorech, polohovacích stolech, zásobnících apod. je v této práci chyba převodu vyhodnocována jako rozdíl teoretického úhlu natočení unašeče a jeho skutečné hodnoty. Konkrétně se od úhlu natočení unašeče získaného ze simulace odečítá dvacetina (vzhledem k převodovému poměru) úhlu natočení vstupní hřídele, který tedy při době trvání simulace 20 sekund jde od 0 do 7 200 stupňů, s tím, že oba úhly jsou získány přímo z vykreslení příslušných vazeb v programu Solid Edge. Při kladných výsledcích tohoto rozdílu tedy dochází ke zpoždování unašeče, a naopak při záporných výsledcích dochází k jeho předstihu.

Samozřejmě dále záleží na konkrétním využití cykloidní převodovky, ale například pro délku ramene 100 milimetrů znamená chyba natočení 0,1 stupně rozdíl 0,175 milimetru v délce opsaného oblouku.

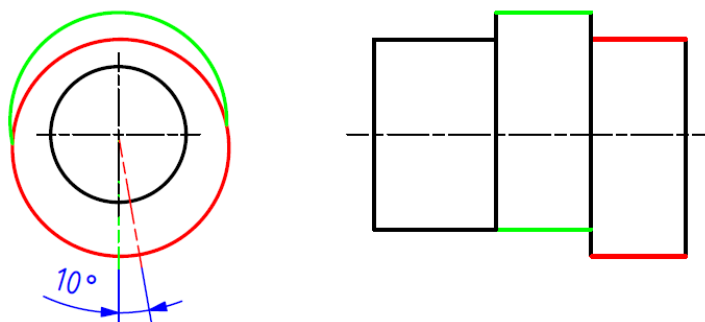
4.4 Simulace vlivu výrobních nepřesností

Nepřesností a jejich kombinací, ke kterým může při výrobě nebo montáži dojít, je ohromné množství. V této práci jsou simulovány a vyhodnocovány ty, které byly obsahem zadání a ke kterým může dojít nejpravděpodobněji.



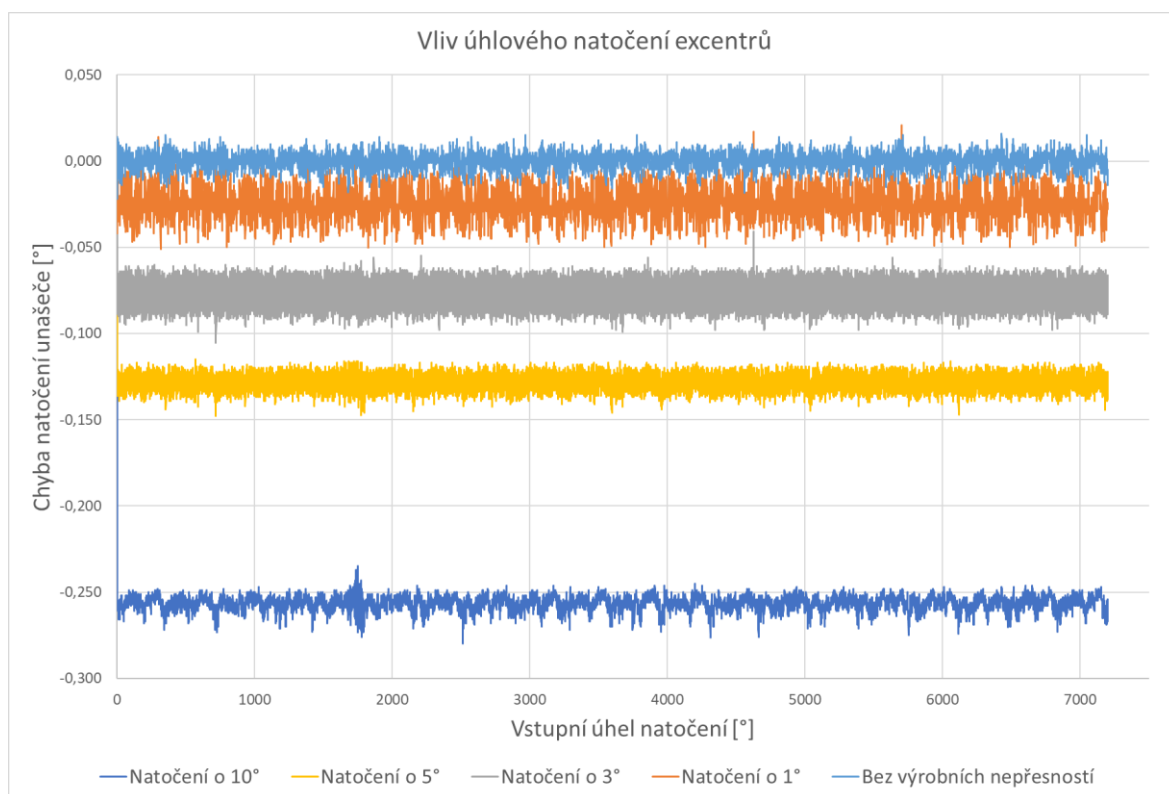
4.4.1 Úhlové natočení excentrů

První zkoumanou výrobní nepřesností je úhlové natočení excentrů na vstupní hřídeli. Jde jednoduše o situaci, kdy excentrické části vstupní hřídele nejsou navzájem otočeny přesně o 180 stupňů, jak je naznačeno na obr. 16.



Obrázek 16 - Úhlové natočení excentrů (10°)

Chyba převodu byla zkoumána pro natočení excentrů o 1; 3; 5 a 10 stupňů a výsledky byly následně porovnány s výsledky pro model cykloidní převodovky bez výrobních nepřesností, což lze vidět na obr. 17.



Obrázek 17 - Výsledky simulací pro úhlové natočení excentrů

Z výsledků je patrné, že vzájemným natočením excentrů sice ze začátku dojde k pootočení celého unašeče, ale následně chyba natočení unašeče, a tudíž i jeho rychlost otáčení zůstávají téměř konstantní, a to i při natočení excentrů o 5 stupňů, což je výrobní chyba, se kterou se běžně nesetkáme ani na méně přesných výrobních strojích.

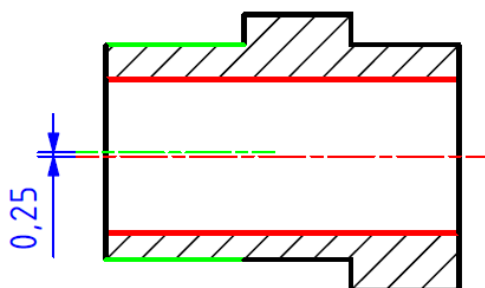


Je také vhodné zmínit, že předstih unašeče je v tomto případě způsoben pouze směrem, ve kterém je jeden excentr natočen vůči tomu druhému. Pokud by se tento směr obrátil, budeme naopak pozorovat zpoždění unašeče.

Při natočení o 10 stupňů můžeme již pozorovat kolísání chyby převodu způsobené kolizemi a nepřesnými kontakty mezi unašečem a cykloidními koly, což by pravděpodobně vedlo k nadměrnému namáhání a opotřebení jednotlivých součástí.

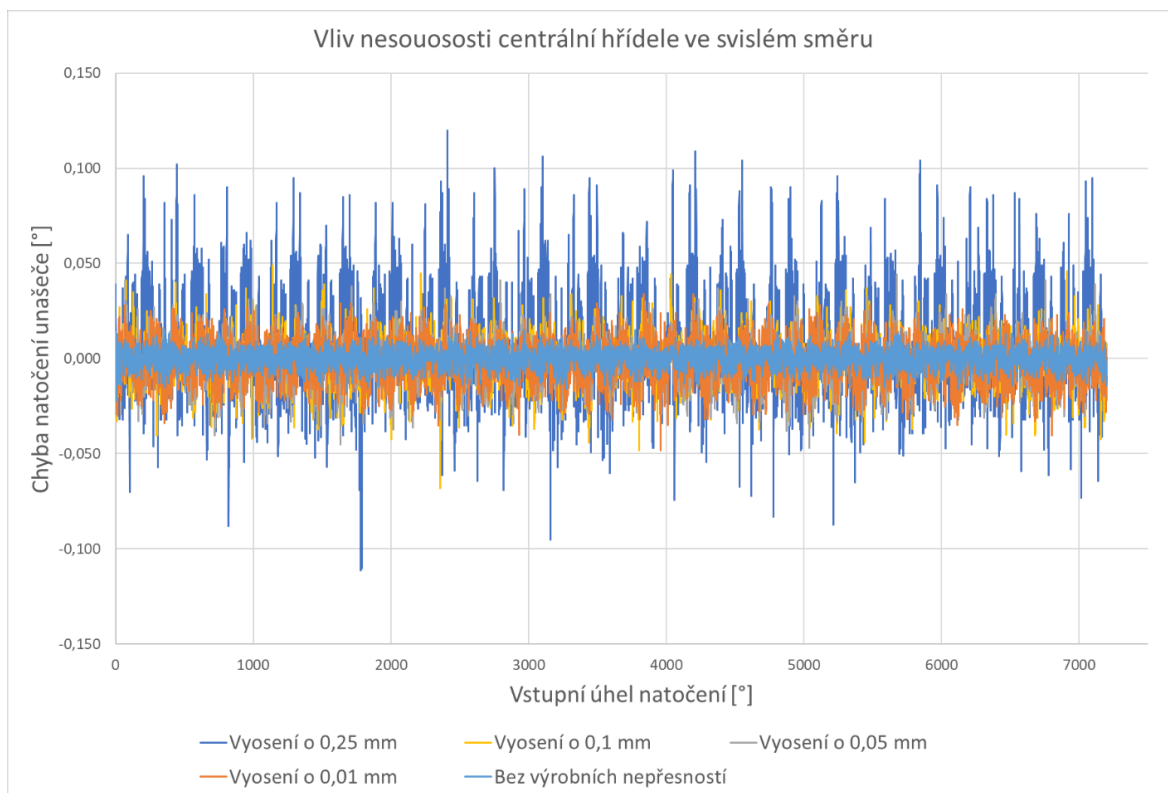
4.4.2 Nesouosost centrální hřídele

Nesouosost centrální hřídele je další zkoumanou nepřesností, ke které může při výrobě dojít. V tomto případě je jí docíleno nesouosostí díry v excentru vůči jeho vnější ploše. To je opět znázorněno na obr. 18.

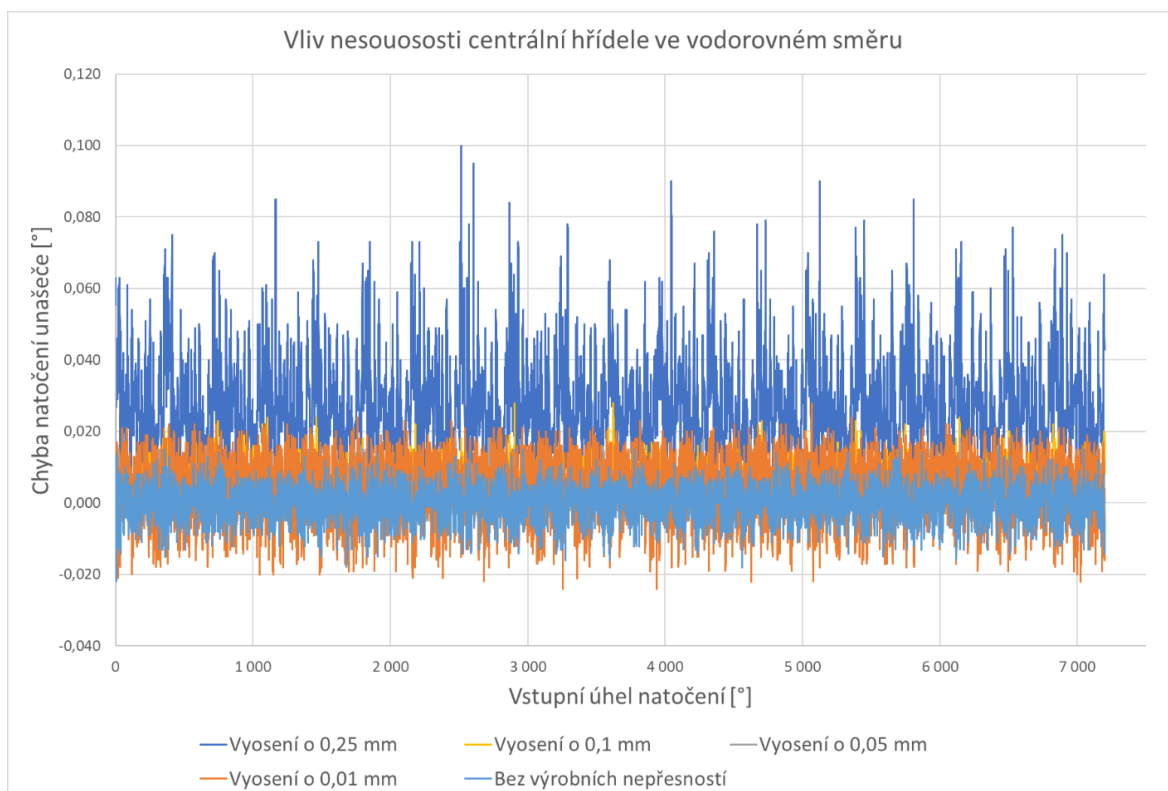


Obrázek 18 - Nesouosost centrální hřídele (0,25 mm)

Chyba převodu byla zkoumána pro vyosení o 0,01; 0,05; 0,1 a 0,25 mm. U této nepřesnosti ale samozřejmě také záleží na směru vyosení díry. Vyosení ve svislém směru, které je znázorněno na obr. 18, bude pro cykloidní převodovku teoretický nejnepříznivější, protože přenesou většinu zátěže pouze na jedno cykloidní kolo, zatímco vyosení ve vodorovném směru by mělo mít menší vliv. Výsledky pro první případ jsou uvedeny na obr. 19 a výsledky pro druhý případ na obr. 20.



Obrázek 19 - Výsledky simulací pro vyosení ve svislém směru



Obrázek 20 - Výsledky simulací pro vyosení ve vodorovném směru

Z výsledků je jasné, že pro vyosení do 0,1 mm je převod poměrně stálý a že by taková vada neměla představovat zásadní problém. Při nesouososti 0,25 mm lze již pozorovat zjevné

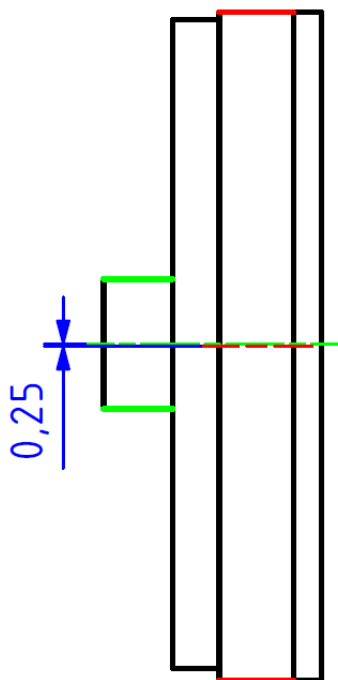


záseky celého mechanismu, které by už pravděpodobně narušovaly plynulý chod převodovky.

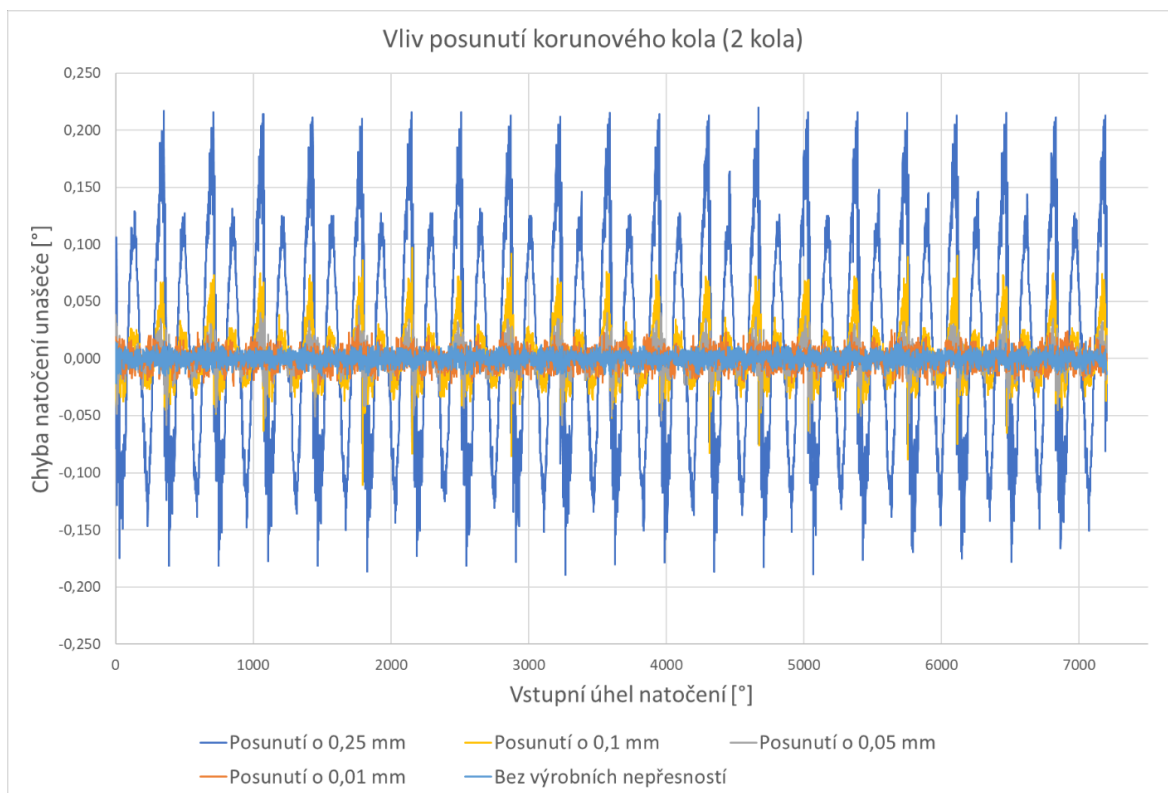
Také je zajímavé si povšimnout, že kromě menší chyby převodu při vyosení centrální hřídele ve vodorovném směru dochází v podstatě pouze ke zpoždování unašeče, zatímco při vyosení ve svislém směru chyba převodu kmitá mezi kladnými a zápornými hodnotami téměř symetricky.

4.4.3 Posunutí korunového kola

Posunutím korunového kola vůči zbytku sestavy se v podstatě rozumí jeho nesouosost vůči vstupní hřídeli, jak je naznačeno na obr. 21, což způsobuje nerovnoměrné zatěžování jednotlivých zubů korunového kola. K této nepřesnosti může teoreticky dojít jak vlivem nepřesné výroby, tak vlivem nepřesné montáže. Výsledky simulací pro posunutí o 0,01; 0,05; 0,1 a 0,25 mm jsou dále vykresleny na obr. 22.

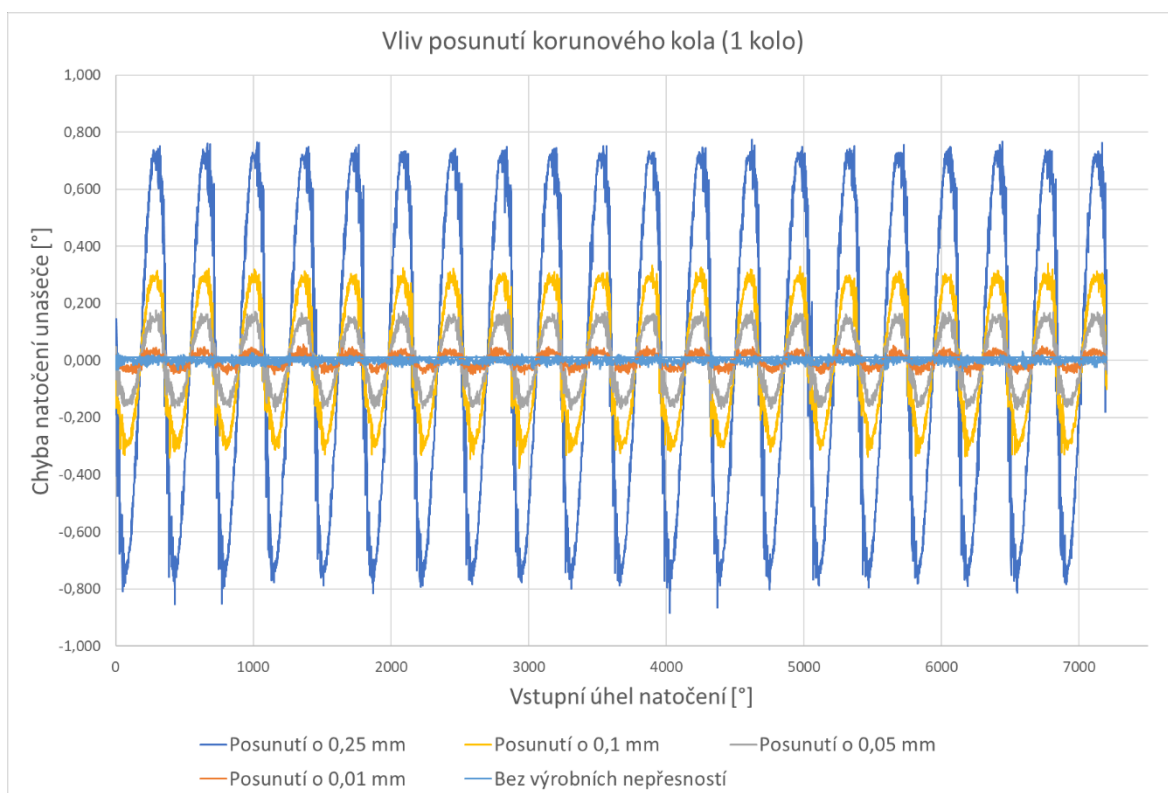


Obrázek 21 - Posunutí korunového kola (0,25 mm)



Obrázek 22 - Výsledky simulací pro posunutí korunového kola (2 kola)

U této nepřesnosti lze poměrně snadno demonstrovat jednu z řady výhod použití dvou cykloidních kol namísto jednoho. Výsledky všech simulací při použití pouze jednoho cykloidního kola jsou uvedeny na obr. 23.



Obrázek 23 - Výsledky simulací pro posunutí korunového kola (1 kolo)

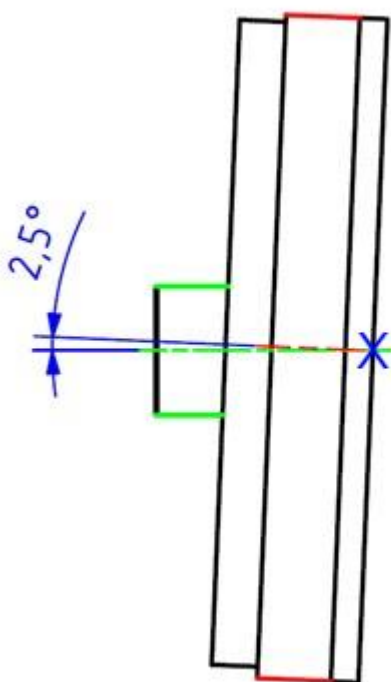


Po porovnání výsledků z obr. 22 a 23 je zřejmé, že použití dvou cykloidních kol vede k signifikantnímu snížení chyby převodu, což je způsobeno vzájemnou kompenzací chyb natočení způsobených jednotlivými koly. Tato kompenzace však není dokonalá, protože cykloidní kola proti sobě nepůsobí přímo, ale postupně se vždy vlivem posunutí korunového kola mění poloměr, na kterém dochází ke kontaktu zubů, a jejich vlivy na natočení unašeče jsou tak navzájem fázově posunuty. To má také za následek, že při použití dvou cykloidních kol se frekvence kmitů mezi kladnými a zápornými hodnotami chyby natočení unašeče zdvojnásobí.

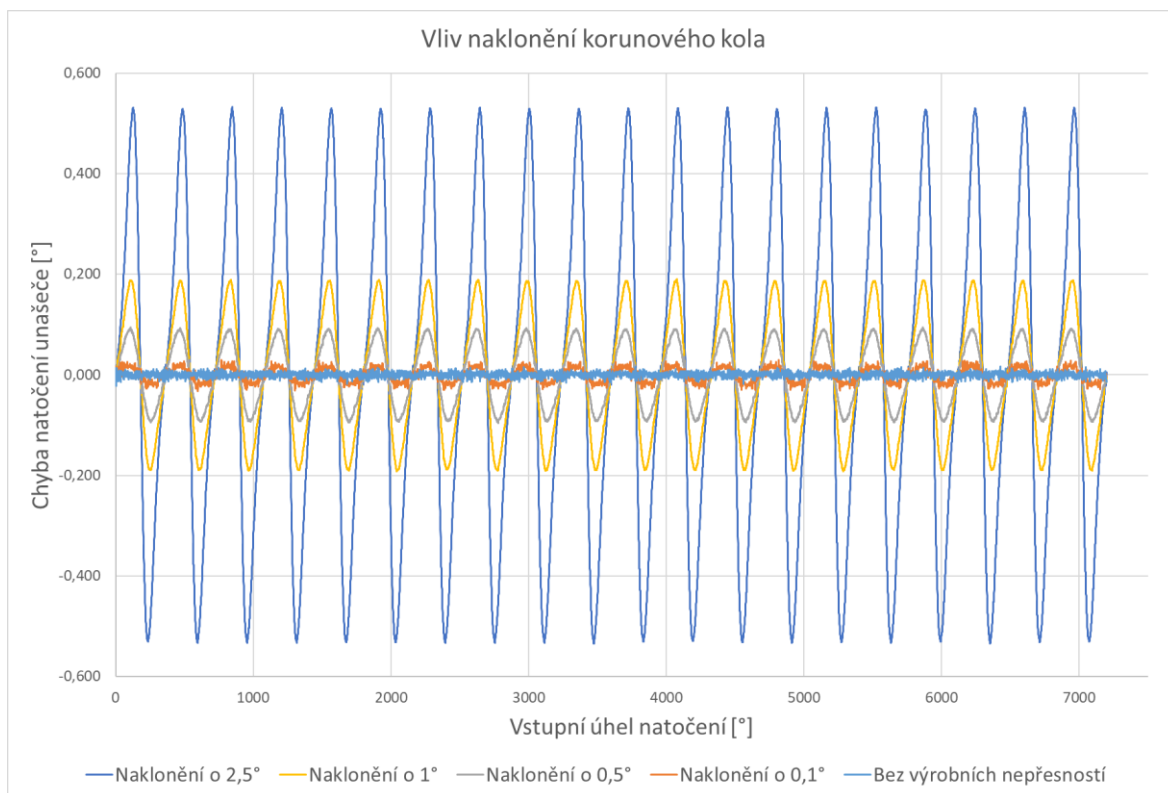
Nicméně je jasné, že oproti předchozím dvěma zkoumaným nepřesnostem má posunutí korunového kola vážnější vliv na kinematiku cykloidní převodovky a je potřeba si na něj dát větší pozor.

4.4.4 Naklonění korunového kola

Poslední samostatně zkoumanou výrobní nepřesností v této práci je naklonění korunového kola vůči zbytku sestavy, což je opět naznačeno na obr. 24. Ke vzniku této vady nejpravděpodobněji dojde nepřesnou výrobou dosedací plochy korunového kola, která tak nebude kolmá na jeho osu. Variant naklonění, ke kterým tedy může teoreticky dojít, je nekonečně mnoho. Pro účely této práce byl bod, kolem kterého se korunové kolo natočí, zvolen uprostřed dosedací plochy korunového kola. Na obr. 24 je tento bod vyznačen modře. Výsledky simulací pro naklonění korunového kola o 0,1; 0,5; 1 a 2,5 stupně jsou uvedeny na obr. 25.



Obrázek 24 - Naklonění korunového kola (2,5°)



Obrázek 25 - Výsledky simulací pro naklonění korunového kola

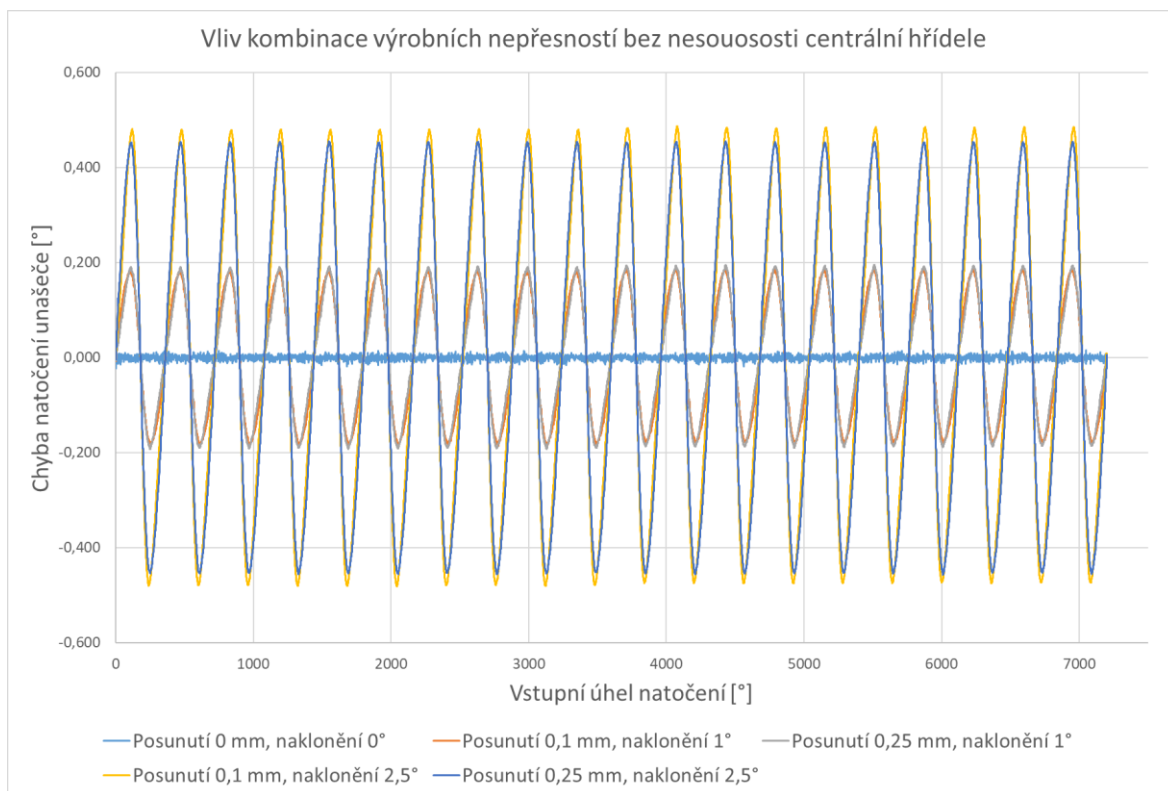
Z výsledků je opět jasné, že rozdílná poloha osy korunového kola a osy vstupní hřídele způsobuje poměrně značnou chybu převodu a že i této nepřesnosti bude potřeba při výrobě cykloidních převodovek věnovat zvýšenou pozornost.

4.4.5 Kombinace výrobních nepřesností

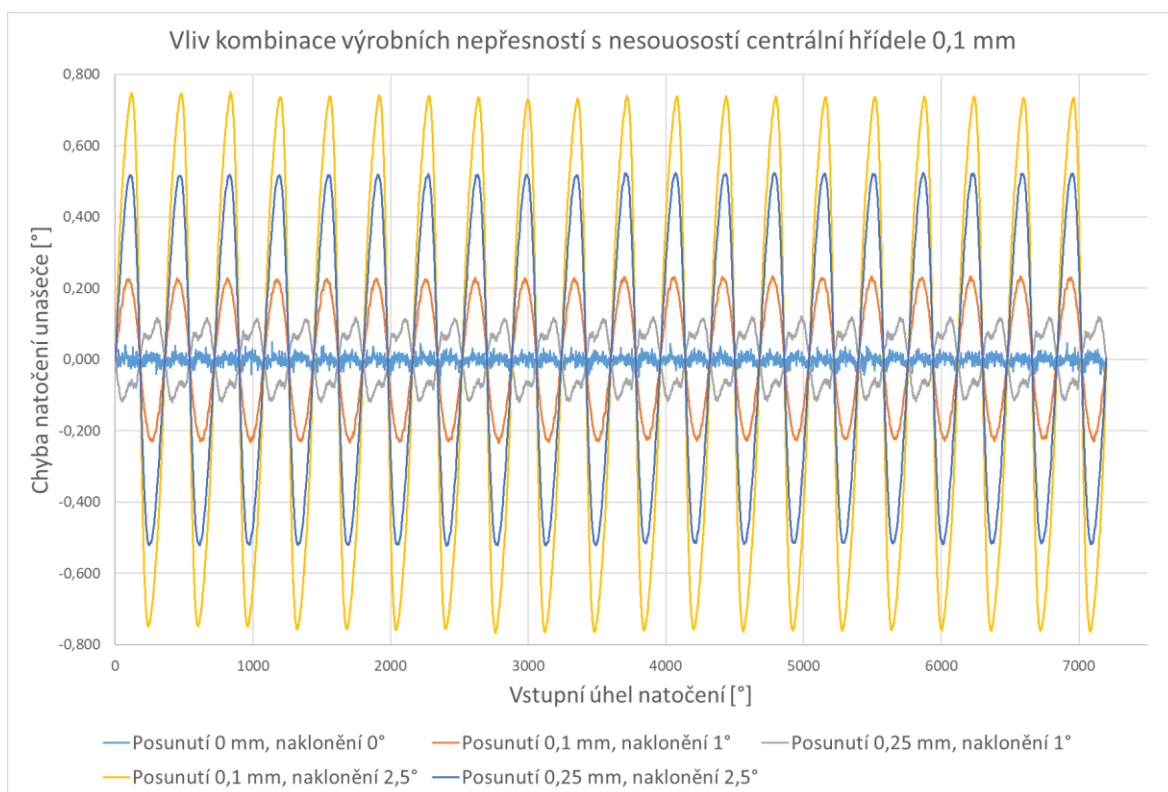
Ve skutečnosti pochopitelně při výrobě jakékoliv součásti nebo stroje nedochází pouze k jedné výrobní nepřesnosti, ale k jejich kombinacím, kterých lze vymyslet nekonečně mnoho. Otázkou potom samozřejmě je, jak velké jednotlivé nepřesnosti jsou a jaký mají společně vliv na funkčnost daného výrobku.

V této práci jsou zkoumány případy kombinace posunutí korunového kola o 0; 0,1 a 0,25 mm a naklonění korunového kola o 0; 1 a 2,5 stupně, protože se jedná o nepřesnosti, které samy o sobě mají na kinematiku cykloidní převodovky největší vliv. Konečné vzájemné polohy všech součástí převodovky bylo vždy dosaženo posunutím korunového kola a jeho následným nakloněním. Těchto devět kombinací je zde navíc vyhodnoceno ve variantě bez a ve variantě s nesouosostí centrální hřídele 0,1 mm. Úhlové natočení excentrů není v těchto kombinacích zahrnuto, protože bylo ověřeno, že na kinematiku převodovky nemá zásadní vliv.

Na obr. 26 a 27 jsou uvedeny výsledky simulací některých vybraných kombinací. Kompletní výsledky pro všechny kombinace jsou dále uvedeny v závěru práce.



Obrázek 26 - Výsledky simulací pro kombinace posunutí a naklonění korunového kola bez nesouososti centrální hřídele



Obrázek 27 - Výsledky simulací pro kombinace posunutí a naklonění korunového kola s nesouosostí centrální hřídele ve svislém směru

Z výsledků poměrně jasně plyne, že při kombinaci různých výrobních nepřesností dochází k jejich vzájemnému ovlivňování a že i nepřesnosti, které samy o sobě tak negativní vliv na



chod cykloidní převodovky nemají, mohou značně umocňovat vliv nepřesností jiných. To je v tomto případě demonstrováno právě na nesouososti centrální hřídele.

Dále je také třeba si uvědomit, že výsledná chyba natočení unašeče není pouhým součtem chyb od jednotlivých nepřesností a že zpřesnění jednoho parametru při zachování ostatních nemusí nutně znamenat zpřesnění chodu převodovky, což lze například pozorovat u variant s nakloněním korunového kola o $2,5^\circ$, kde dochází při snižování hodnoty posunutí korunového kola dokonce ke zvýšení chyby převodu. To je pravděpodobně způsobeno již zmíněným vzájemným ovlivněním jednotlivých nepřesností. Konkrétně v tomto případě dochází k jakémusi potlačení vlivu naklonění korunového kola jeho současným posunutím, které má samo o sobě za následek menší chybu převodu.



5 Závěr

Číselná vyhodnocení chyby natočení unašeče pro jednotlivé výrobní nepřesnosti a jejich vzájemné kombinace jsou uvedena v tab. 3 a 4. Průběhy chyby natočení byly posuzovány jako harmonické, protože se po každé otáčce vstupní hřídele dostanou vstupní hřídel a cykloidní kola do stejné polohy a projev příslušné výrobní nepřesnosti by se tak měl teoreticky během každé této otáčky opakovat. Proto je zde pro jednotlivé případy uvedena efektivní hodnota a amplituda chyby natočení. Pro případ úhlového natočení excentrů byly jednotlivé průběhy posunuty do počátku souřadnicového systému, jelikož počáteční natočení unašeče nemá další vliv na chod převodovky. Grafické porovnání maximálních hodnot chyby natočení unašeče je dále pro přehlednost uvedeno na obr. 28 a 29.

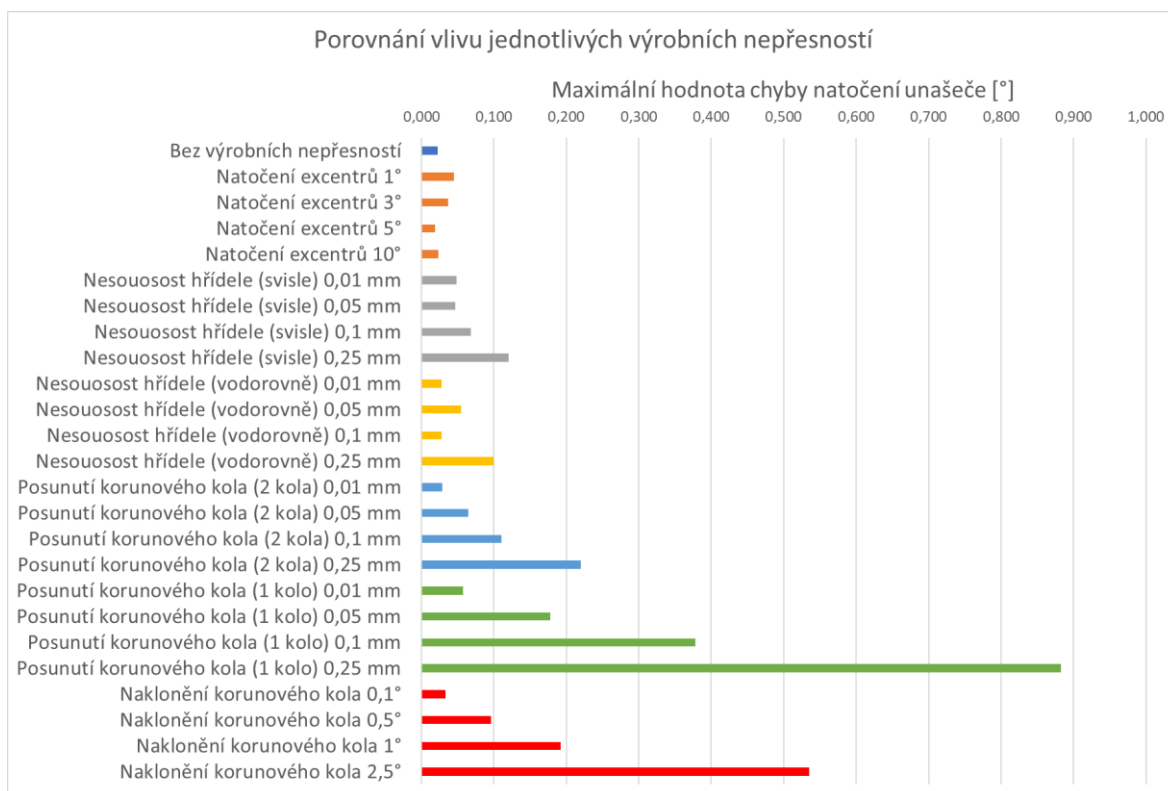
Tabulka 3 - Číselné výsledky simulací jednotlivých výrobních nepřesností

Výrobní nepřesnost	Efektivní hodnota chyby natočení [°]	Amplituda chyby natočení [°]
Bez výrobních nepřesností	0,005	0,022
Úhlové natočení excentrů		
1°	0,009	0,045
3°	0,009	0,037
5°	0,006	0,019
10°	0,005	0,023
Nesouosost centrální hřídele (svisle)		
0,01 mm	0,010	0,048
0,05 mm	0,010	0,047
0,1 mm	0,011	0,068
0,25 mm	0,023	0,120
Nesouosost centrální hřídele (vodorovně)		
0,01 mm	0,009	0,028
0,05 mm	0,005	0,055
0,1 mm	0,007	0,028
0,25 mm	0,030	0,100
Posunutí korunového kola (2 kola)		
0,01 mm	0,007	0,029
0,05 mm	0,010	0,065
0,1 mm	0,023	0,110
0,25 mm	0,096	0,220
Posunutí korunového kola (1 kolo)		
0,01 mm	0,022	0,057
0,05 mm	0,107	0,178
0,1 mm	0,215	0,378
0,25 mm	0,542	0,883
Naklonění korunového kola		
0,1°	0,013	0,033
0,5°	0,063	0,096
1°	0,192	0,192
2,5°	0,535	0,535

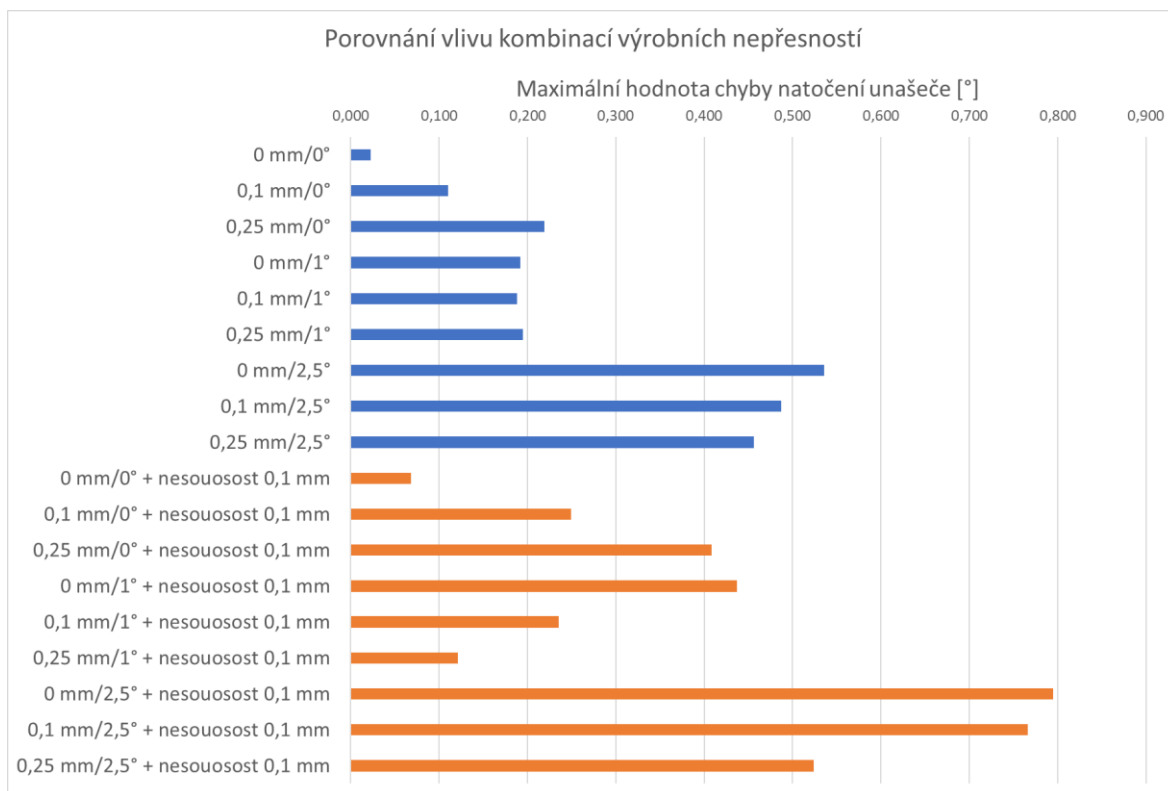


Tabulka 4 - Číselné výsledky simulací kombinací výrobních nepřesností

Kombinace	Efektivní hodnota chyby natočení [°]	Amplituda chyby natočení [°]
Bez nesouososti centrální hřídele		
0 mm/0°	0,005	0,022
0,1 mm/0°	0,023	0,110
0,25 mm/0°	0,096	0,220
0 mm/1°	0,127	0,192
0,1 mm/1°	0,127	0,188
0,25 mm/1°	0,122	0,195
0 mm/2,5°	0,316	0,536
0,1 mm/2,5°	0,315	0,487
0,25 mm/2,5°	0,312	0,456
S nesouosostí centrální hřídele 0,1 mm		
0 mm/0°	0,011	0,068
0,1 mm/0°	0,172	0,249
0,25 mm/0°	0,246	0,408
0 mm/1°	0,326	0,437
0,1 mm/1°	0,154	0,235
0,25 mm/1°	0,082	0,121
0 mm/2,5°	0,569	0,795
0,1 mm/2,5°	0,527	0,766
0,25 mm/2,5°	0,371	0,524



Obrázek 28 - Grafické porovnání vlivu jednotlivých výrobních nepřesností



Obrázek 29 - Grafické porovnání vlivu kombinací výrobních nepřesností

Na základě grafických a číselných výsledků lze konstatovat, že nejdůležitějším kritériem pro bezchybný provoz cykloidní převodovky je shodná poloha osy vstupní hřídele a osy korunového kola, jelikož jejich vzájemné vychýlení v radiálním směru i jejich vzájemné naklonění vedlo během simulací ke značně negativnímu ovlivnění chodu převodovky.

Mimo jiné je ale také třeba si uvědomit, že jednotlivé výrobní nepřesnosti se mohou navzájem ovlivňovat a případně tak i dále zhoršovat svůj vliv. Jako příklad byla již uvedena nesouosost centrální hřídele, která má ve svém nejnepříznivějším případě za následek přetížení jednoho z cykloidních kol, což může vést k projevu nepřesností, které by byly normálně eliminovány druhým cykloidním kolem.

Na závěr je také vhodné zmínit, že tato práce se zabývá pouze vlivem výrobních nepřesností na kinematiku cykloidní převodovky a dále již nezkoumá jejich vliv na zatěžování jednotlivých dílů a na případné snížení jejich životnosti, což je jev, který bychom u reálné převodovky určitě mohli očekávat.



Seznam zdrojů

- [1] LIN, Wan-Sung, Yi-Pei SHIH a Jyh-Jone LEE, 2014. Design of a two-stage cycloidal gear reducer with tooth modifications. *Mechanism and Machine Theory* [online]. **2014**(79) [cit. 2021-11-30]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0094114X14001165>
- [2] How does a cycloidal drive work?, 2019. *Tec-science* [online]. tec-science [cit. 2021-12-07]. Dostupné z: <https://www.tec-science.com/mechanical-power-transmission/planetary-gear/how-does-a-cycloidal-gear-drive-work/>
- [3] LI, Tianxing, Xiaotao AN, Xiaozhong DENG, Jinfan LI a Yulong LI, 2020. A New Tooth Profile Modification Method of Cycloidal Gears in Precision Reducers for Robots. *Applied Sciences* [online]. **2020**(10(4):1266) [cit. 2021-11-30]. Dostupné z: <https://www.mdpi.com/2076-3417/10/4/1266>
- [4] HAJŽMAN, Michal. 10 let multibody simulací ve ŠKODA VÝZKUM. In: *Katedra mechaniky ZČU* [online]. [cit. 2022-05-04]. Dostupné z: <https://www.kme.zcu.cz/mhajzman/download/pavel.pdf>
- [5] ARCZEWSKI, Krzysztof, Wojciech BLAJER, Janusz FRACZEK a Marek WOJTYRA, ed., 2011. *Multibody Dynamics: Computational Methods and Applications* [online]. Warsaw: Springer [cit. 2022-06-23]. ISBN 978-90-481-9970-9. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/321612172_Multibody_Dynamics_Computational_Methods_and_Applications
- [6] LARSSON, Tobias, 2001. *Multibody dynamic simulation in product development* [online]. Karlskrona [cit. 2022-05-04]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/235712970_Multibody_dynamic_simulation_in_product_development. Doktorská práce. Blekinge Institute of Technology.
- [7] FAATH, Andreas a Reiner ANDERL, 2016. Interdisciplinary and Consistent Use of a 3D CAD Model for CAx Education in Engineering Studies. *Education and Globalization* [online]. (5) [cit. 2022-05-04]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/312039445_Interdisciplinary_and_Consistent_Use_of_a_3D_CAD_Model_for_CAx_Education_in_Engineering_Studies
- [8] MOHAMMADPANA, Ahmad, 2020. Learning dynamics and vibrations by MSC Adams software. *Intelligent Manufacturing* [online]. 3 [cit. 2022-05-04]. Dostupné z: <https://aintelligentmanufacturing.com/wp-content/uploads/2020/10/Learning-Dynamics-and-Vibrations-by-ADAMS.pdf>
- [9] SHIN, Joong-Ho a Soon-Man KWON, 2006. On the lobe profile design in a cycloid reducer using instant velocity center. *Mechanism and Machine Theory* [online]. **41**(5), 598 - 602 [cit. 2022-06-02]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0094114X05001321>