



# 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

# VLIV MODIFIKACÍ KUŽELOVÉHO SOUKOLÍ NA CHYBU PŘEVODU

INFLUENCE OF BEVEL GEAR MODIFICATIONS ON THE TRANSMISSION ERROR

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

**Bc. Tomáš Martinka**

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

**Ing. Kamil Řehák, Ph.D.**

**BRNO 2023**

## Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Bc. Tomáš Martinka</b>
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	<b>Ing. Kamil Řehák, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2022/23

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:

### Vliv modifikací kuželového soukolí na chybu převodu

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Diplomová práce se zabývá problematikou stanovení statické chyby převodu u kuželového ozubení. Statická chyba je velmi často využívána jako hodnotící parametr při porovnávání převodových ústrojí. Její minimalizací je tak možné významně ovlivnit jak vibrační, tak i akustický projev převodovky případně diferenciálu. Vzhledem k časové a finanční náročnosti experimentálního vývoje je v praxi velmi často využíváno numerických simulací.

#### Cíle diplomové práce:

Rešerše dostupné literatury.

Konstrukční návrh kuželového ozubení pro daný rozsah zatížení.

Numerické modely ozubení různé úrovně pro získání chyby převodu s uvažováním jednotlivých modifikací zubů.

#### Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, MISCHKE, Charles R. a BUDYNAS, Richard G. (ed.). Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

BUDYNAS, Richard G., NISBETT, J. Keith a SHIGLEY, Joseph Edward. Shigley's mechanical engineering design. 10th edition. New York, NY: McGraw-Hill Education, 2015. 1104 s. ISBN 0073398209.

PENG, S., DING, H., ZHANG, G., TANG, J., TANG, Y. New determination to loaded transmission error of the spiral bevel gear considering multiple elastic deformation evaluations under different bearing supports, Mechanism and Machine Theory, Volume 137, 2019, Pages 37-52, ISSN 0094-114X.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá problematikou chyby převodu u ozubených soukolí, s konkrétním zaměřením na kuželová soukolí s přímými zuby. Průběh chyby převodu a především jeho hodnota peak-to-peak (PPTE) přímo ovlivňuje hlučnost běhu soukolí a tedy hlučnost celého zařízení opatřeného soukolím. Proto je dlouhodobě jedním z hlavních cílů v oblasti výroby a aplikace ozubených soukolí hodnotu PPTE snižovat. V této práci je při statických podmínkách důkladně prověřen vliv modifikace konkrétního kuželového soukolí na výslednou statickou chybu převodu (STE). Jednou z možností modifikace ozubeného soukolí je pomocí makrogeometrického přístupu, kde je možnost modifikovat počet zubů, modul ozubení, úhel záběru ozubení a další faktory, které dále ovlivňují velikost ozubeného soukolí a výrazně mohou ovlivnit výsledné síly v ozubení, což může dále vést k neumožnění montáže do stávajícího zařízení a tedy je nutné tento přístup zahrnout již při návrhu ozubení. Další možností je mikrogeometrický přístup, který při dostatečné únosnosti dalších komponent zařízení umožní při zachování původních rozměrů soukolí montáž soukolí do stávajícího zařízení. V rešerši této práce je zahrnuta charakteristika a rozdělení ozubených převodů na základě vzájemného úhlu os otáčení kola a pastorku, geometrie ozubení a sklonu a tvaru řídicí křivky zubů. Další oblastí zaměření rešerše je na definice chyby převodu, její poznání a dopady jejího průběhu na hlučnost provozu zařízení, jež jsou ozubeným soukolím opatřena. Praktická část této práce je zaměřena na porovnávání průběhů STE zjištěné pomocí metody konečných prvků (MKP) v programu Ansys Workbench 2022/R2, do kterého byly jednotlivé varianty modelů ozubeného soukolí s aplikovanými modifikacemi importovány ve formátu STEP a dále upraveny v programu Space Claim. Byla provedena citlivostní studie na vliv velikosti krátké výškové modifikace pro více zátěžných momentů, vlivu modifikace výšky zubu, vlivu tvaru modifikace a vlivu vychýlení axiální polohy kola na STE. Výsledky analýz jednotlivých variant jsou porovnány na základě výsledků průběhu chyby převodu s ohledem na maximální kontaktní napětí boků spolu zabírajících zubů a maximální napětí v patě zubu.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Chyba převodu, kuželové soukolí s přímými zuby, modifikace kuželového soukolí, vliv na chybu převodu, peak-to-peak, kontaktní napětí, napětí v patě zubu

## ABSTRACT

This diploma thesis deals with the problem of transmission error in gears with a specific focus on bevel gears with straight teeth. The course of the transmission error and especially its peak value (PPTE) directly affects the noise of the transmissions and thus the noise of the entire gear device. In the long term, therefore, one of the main goals in the field of gear manufacturing and application is to reduce the value of PPTE. In this work, the influence of the modification of a specific bevel gear on the resulting static transmission error (STE) under static conditions is investigated. One way to modify a gear is to use a macrogeometric approach, where it is possible to adjust the number of teeth, gear modulus, gear engagement angle, and other factors that further affect the size of the gear and can significantly affect the resulting forces in the gearing, which can further lead to the impossibility of installation in the existing equipment and therefore this approach must be taken into account when designing the equipment. Another possibility is a microgeometric approach, which, with sufficient load-bearing capacity of the equipment components, will allow the assembly of gears in existing equipment while maintaining the original dimensions of the gears. The research of this thesis includes the definition and classification of gears based on the relative angle of the axes of rotation of the wheel and pinion, the geometry of the teeth and the pitch and the shape of the control curve of the teeth. Another area of focus of the research is the definition of the transmission error and the effects of its course on the noise of equipment equipped with transmissions. The practical part of this work is focused on the comparison of the course of the STE detected by the finite element method (FEM) in the program Ansys Workbench 2022/R2, into which individual variants of the gear models with applied adjustments were exported in the STEP format, and further modified in the Space Program Claim. The work is focused on investigating the effect of the size of a short height modification for multiple load moments, the effect of tooth height modification, the effect of shape modification and the effect of wheel axial position deviation on STE. The results of the analysis of the individual variants are compared based on the course of the results of the transmission errors with regard to the maximum contact stress of the flanks of the engaging teeth and the maximum stress in the heel of the tooth.

### KEYWORDS

Transmission error, straight bevel gear, bevel gear modification, effect on gear error, peak-to-peak, contact stress, root stress

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MARTINKA, T. *Vliv modifikace kuželového soukolí na chybu převodu*. Brno, 2023. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/145752>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 80 s. Vedoucí diplomové práce Kamil Řehák.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Kamila Řeháka PhD. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 26. května 2023

.....

Tomáš Martinka

## PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval Ing. Kamilovi Řehákovi PhD. za odborné rady a příkladné vedení diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině, blízkým a přátelům za podporu při studiu.



# OBSAH

Úvod.....	11
<b>1 Charakteristika ozubených převodů .....</b>	<b>12</b>
1.1 Základní rozdělení ozubených převodů .....	12
1.1.1 Soukolí pro rovnoběžné hřídele.....	12
1.1.2 Soukolí pro různoběžné hřídele.....	13
1.1.3 Soukolí pro mimoběžné hřídele.....	13
<b>2 Kuželová ozubená soukolí.....</b>	<b>14</b>
2.1 Rozdělení kuželových soukolí podle tvaru věnce.....	14
2.1.1 Kuželové soukolí – tvar věnce I .....	14
2.1.2 Kuželové soukolí – tvar věnce II.....	14
2.1.3 Kuželové soukolí – tvar věnce III.....	15
2.2 Rozdělení kuželových soukolí podle zakřivení zubů.....	15
2.2.1 Kuželové soukolí s přímými zuby .....	16
2.2.2 Kuželové soukolí se šikmými zuby .....	17
2.2.3 Kuželové soukolí se zakřivenými zuby .....	18
2.3 Základní rozměry kuželového soukolí.....	21
2.4 Porovnávací (virtuální) kolo .....	24
2.5 Silové poměry kuželových soukolí.....	25
2.5.1 Silové poměry pro soukolí s přímými zuby.....	25
2.5.2 Silové poměry pro soukolí s nepřímými zuby.....	26
2.6 Délka trvání záběru .....	28
<b>3 Chyba převodu.....</b>	<b>29</b>
3.1 Statická a dynamická chyba převodu.....	30
3.1.1 Statická chyba převodu.....	30
3.1.2 Dynamická chyba převodu .....	30
3.2 Prostředky ke snížení chyby převodu .....	31
3.2.1 Výšková modifikace tvaru zubů .....	31
3.2.2 Podélná modifikace tvaru zubů .....	33
<b>4 Konstrukční návrh kuželového soukolí pro daný rozsah zatížení .....</b>	<b>34</b>
4.1 Kontrola ozubení na mez únavy boků zubů v dotyku .....	35
4.2 Kontrola ozubení na mez únavy paty zubu.....	36
4.3 Hodnocení ozubení na základě MKP analýzy .....	38
<b>5 Tvorba modelů ozubených soukolí .....</b>	<b>41</b>
5.1 Tvorba modelů ozubených soukolí.....	41
5.2 Zjednodušení modelu pro výpočty .....	41
<b>6 Příprava výpočtového modelu .....</b>	<b>43</b>
6.1 Úprava modelu v programu Spaceclaim.....	43
6.2 Nastavení kontaktů .....	44
6.3 Diskretizace modelu .....	45
6.4 Okrajové podmínky .....	46
6.5 Nastavení analýzy .....	47
6.6 Měření chyby převodu .....	47

---

<b>7</b>	<b>Prezentace výsledků .....</b>	<b>48</b>
7.1	Vliv velikosti prvků sítě na chybu převodu.....	48
7.2	Vliv zatěžujícího momentu na chybu převodu.....	49
7.3	Vliv velikosti lineární výškové modifikace na chybu převodu.....	50
7.3.1	Vliv velikosti výškové modifikace - 150 Nm .....	51
7.3.2	Vliv velikosti výškové modifikace - 200 Nm .....	52
7.3.3	Vliv velikosti výškové modifikace - 300 Nm .....	56
7.4	Vliv modifikace výšky zubu na chybu převodu.....	58
7.4.1	Vliv modifikace výšky zubu – 150 Nm .....	58
7.4.2	Vliv modifikace výšky zubu - 200 Nm.....	59
7.4.3	Vliv modifikace výšky zubu - 300 Nm.....	61
7.5	Vliv tvaru výškové modifikace na chybu převodu.....	62
7.5.1	Vliv tvaru výškové modifikace na chybu převodu – 200 Nm .....	63
7.5.2	Vliv tvaru výškové modifikace na chybu převodu – 300 Nm .....	65
7.6	Vliv vychýlení axiální polohy kola na chybu převodu.....	67
	<b>Závěr .....</b>	<b>72</b>
	<b>Seznam použitých zkratk a symbolů .....</b>	<b>78</b>

## ÚVOD

Přenos krouticího momentu ozubenými koly se používá napříč celým průmyslem. S aplikací ozubených soukolí se lze setkat v průmyslových zařízeních, v automobilových či motocyklových převodovkách a také v převodových ústrojích pro zemědělskou a stavební techniku. Mezi oblastí využití převodů ozubenými koly rovněž patří pohony robotických systémů a automatizační techniky. Pomocí převodových ústrojí lze měnit otáčky, krouticí moment či úhel osy otáčení výstupního hřídele. Ozubená kola lze rozdělit podle více kritérií, zejména podle uspořádání hřídelů a sice na rovnoběžné (čelní soukolí), různoběžné (kuželová soukolí, na která je dále tato práce zaměřena) a mimoběžné (šroubová soukolí) polohy os otáčení kola a pastorku. Dále lze ozubená kola rozdělit na kola s přímými, šikmými a zakřivenými zuby, kdy se kola s přímými zuby používají zejména pro nízké obvodové rychlosti, malé zatížení, kdy není požadavek na tichý chod a kola se šikmými, či zakřivenými zuby se používají pro vyšší obvodové rychlosti, větší zatížení nebo např. pro aplikace s požadavkem na nižší hlučnost.

V technické praxi se napříč všemi oblastmi neustále zvyšují požadavky na nízkou hlučnost chodu ať už v automobilovém průmyslu, tak v robotické a automatizační technice. U ozubených převodů dochází k tzv. chybě převodu, která je hlavním budícím mechanismem pro vznik vibrací a hluku, přičemž dochází i ke zvýšenému namáhání ostatních komponent (hřídele, ložiska či samotná skříň). Chybu převodu lze definovat jako rozdíl mezi skutečnou a teoretickou polohou hnaného hřídele. Chyba převodu vzniká především v důsledku střídání zubů v záběru, kdy se chyba převodu vlivem elastické deformace zubů mění závisle na počtu zubů v záběru a dochází také ke vstupním rázům při vstupu páru spolu zabírajících zubů do záběru. Dalšími faktory vzniku chyby převodu jsou např. výrobní nepřesnosti, zejména odchylka zubové rozteče a dále montážní nepřesnosti, kdy se např. u kuželového soukolí při nedostatečném seřízení axiální polohy kola, či pastorku chyba převodu rovněž mění.

Chyba převodu má tedy dominantní vliv na vzniku vibrací a hluku a snižování chyby převodu má příznivý vliv na snížení vibrací a hlučnosti, tudíž je v moderním technickém průmyslu snaha snižovat chybu převodu a to pomocí úpravy geometrie ozubení. Chybu převodu lze měřit pomocí více přístupů mezi něž patří experimentální měření nebo využití MKP analýzy. Tato práce je zaměřena na zkoumání vlivu modifikace kuželového ozubení na chybu převodu a její měření provedeno pomocí MKP analýzy v programu Ansys Workbench 2022/R2.

# 1 CHARAKTERISTIKA OZUBENÝCH PŘEVODŮ

Ozubené převody mají dlouhou historii sahající až do dob prvních průmyslových zařízení. Mají velké využití v moderním strojírenství a jsou široce využívány v průmyslových zařízeních. V souladu se současným vývojem strojírenské techniky stále rostou požadavky na vlastnosti a rozšiřuje se jejich specifikace.

Ozubené převody představují nejvýznamnější a nejrozšířenější druh převodových mechanismů, pracují na principu záběru (přenos sil tlakem) s bezprostředním dotykem spolu zabírajících členů. Úkolem dvojice členů kolo a pastorek (označení menšího z kol) je vytvoření kinematické a silové vazby mezi relativně blízkými hřídely při požadované transformaci úhlové rychlosti a točivého momentu a při co nejvyšší mechanické účinnosti. [2] [3]

Změnu otáčivého pohybu mezi dvěma hřídely charakterizuje převodový poměr  $i$ , který je při číselném značení spolu zabírajících členů (např. hnacího kola 1 a hnaného kola 2) kinematicky definován vztahem: [2]

Převodové číslo:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\sin(\delta_2)}{\sin(\delta_1)} \quad (1)$$

Většinu ozubených kol tvoří evolventní ozubení. V teorii evolventního ozubení nachází uplatnění evolventa, jejíž evolutou je kružnice, která se označuje jako kružnice základní. Nejdůležitějšími parametry ozubení jsou počet zubů a modul, přičemž modul je nutné přizpůsobit normalizované řadě.

V současné době se vyrábí různé druhy ozubených kol, 74% jsou čelní ozubená kola s přímými zuby, 15% jsou čelní ozubená kola s šikmými zuby, 5% jsou šneková ozubená kola, 4% jsou kuželová ozubená kola a ostatní ozubená kola jsou použity v planetových nebo vnitřních soukolích. [4]

## 1.1 ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ OZUBENÝCH PŘEVODŮ

Ozubená kola můžeme dělit dle více kritérií. Obecně je můžeme dělit podle vzájemné polohy os ozubených kol.

- Soukolí pro rovnoběžné hřídele
- Soukolí pro různoběžné hřídele
- Soukolí pro mimoběžné hřídele

### 1.1.1 SOUKOLÍ PRO ROVNOBĚŽNÉ HŘÍDELE

Jedná se o čelní soukolí, přičemž se v dnešní době používají především s přímými a šikmými zuby. U čelních ozubených soukolí jsou boční křivky zubu tvořeny přímkami, které jsou rovnoběžné s osami ozubených kol. Čelní ozubená kola s šikmými zuby mají boční křivky zubu tvořené šroubovicemi. Čelní soukolí s šikmými zuby mají oproti soukolím s přímými zuby

výhodu v pozvolném a plynulém vstupu i výstupu zubových dvojic do i ze záběru. Soukolí má proto klidnější a tišší chod. Jeho nevýhodou naopak je vznik axiální síly namáhající ložiska.

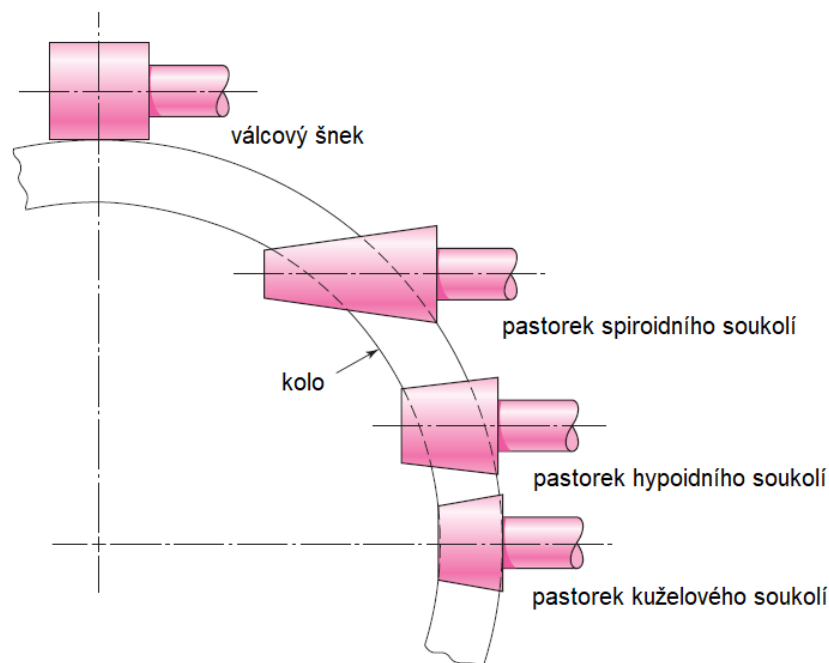
### 1.1.2 SOUKOLÍ PRO RŮZNOBĚŽNÉ HŘÍDELE

Jedná se o kuželová ozubená soukolí, jejichž osy kol převážně svírají úhel  $90^\circ$ . Ozubení je vytvořeno na kuželových plochách. Podle tvaru boční křivky zubů se rozlišují kuželová ozubená soukolí s přímými, šikmými a zakřivenými zuby, přičemž soukolí se zuby šikmými a zakřivenými používáme pro vyšší rychlosti a vyšší zatížení. V porovnání s čelním ozubením je kuželové ozubení náročnější na výrobu i montáž. Předností kuželových soukolí s šikmými a zakřivenými zuby totiž je menší citlivost na výrobní nepřesnosti a deformace. Při výrobě ozubení, která vyžaduje speciální stroje a nástroje je třeba kromě délkových úhylek sledovat i odchylky úhlové. [2] [3] Soukolí s různoběžnými osami budou podrobněji rozepsány v dalších kapitolách.

### 1.1.3 SOUKOLÍ PRO MIMOBĚŽNÉ HŘÍDELE

K přenosu kinematické a silové vazby mezi mimoběžnými hřídeli slouží šroubová soukolí. Základní rozdělení šroubových soukolí pro mimoběžné hřídele je na šroubová válcová soukolí a šroubová kuželová soukolí, přičemž hlavní typy zvláštních šroubových soukolí jsou šneková, hypoidní a spiroidní.

Na Obr. 1 lze porovnat polohy os od soukolí kuželového přes soukolí hypoidní, spiroidní až po šnekové.



Obr. 1: Porovnání soukolí podle osy polohy pastorku [1]

## 2 KUŽELOVÁ OZUBENÁ SOUKOLÍ

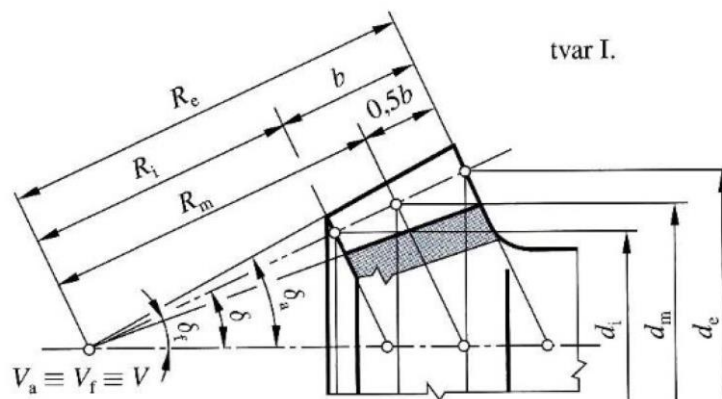
V konstrukční praxi je často nutné realizovat přenos otáčivého pohybu a mechanické energie mezi různoběžnými hřídeli. K tomuto účelu lze použít kuželová ozubení. Protože se zuby kuželových kol směrem ke středu zužují, jsou jako základ pro výrobu vzaty rozměry zubů na vnějším doplňkovém kuželi.

### 2.1 ROZDĚLENÍ KUŽELOVÝCH SOUKOLÍ PODLE TVARU VĚNCE

U kuželových soukolí se můžeme setkat s velkým množstvím konstrukčních variant. Podle tvaru věnce rozeznáváme tři základní typy věnců, které se liší polohou patního a hlavového kužele vůči roztečnému kuželi.

#### 2.1.1 KUŽELOVÉ SOUKOLÍ – TVAR VĚNCE I

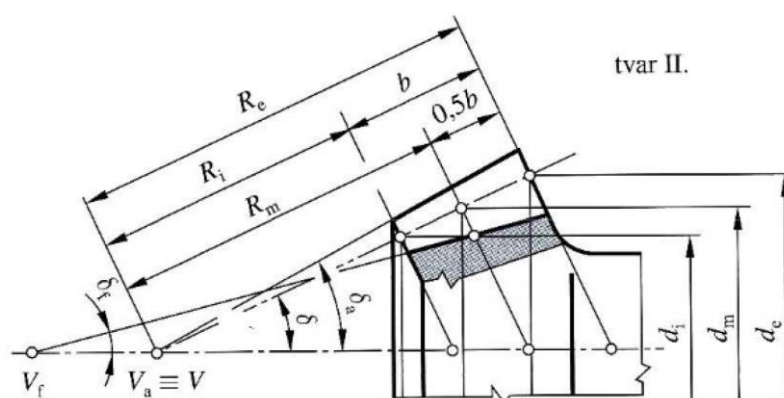
Pro tvar I, jež je zobrazen na Obr. 2, je typické, že patní, hlavový a roztečný kužel mají společný vrchol  $V_a = V_f = V$  a příčné rozměry zubů lineárně narůstají se vzdáleností od vrcholu. Příčné rozměry zubů narůstají lineárně se vzdáleností od vrcholu. Používá se u kol s přímými a šikmými zuby, ale také u kol se zuby kruhově zakřivenými při  $z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \leq 30$ . [2] [3]



Obr. 2: Tvar věnce I [2]

#### 2.1.2 KUŽELOVÉ SOUKOLÍ – TVAR VĚNCE II

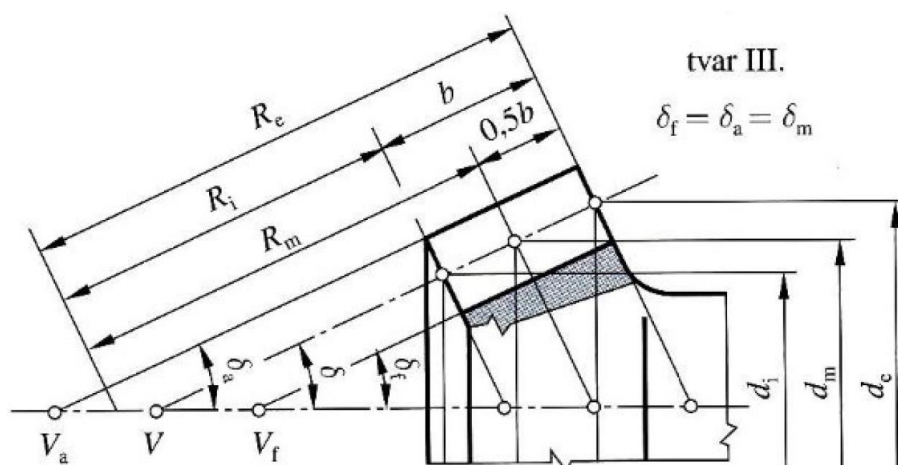
U tvaru II zobrazeného na Obr. 3 je vrchol patního kužele posunut tak, aby šířka dna zubové mezery byla konstantní. Tloušťka zubu na roztečném kuželi pak narůstá úměrně se vzdáleností od vrcholu. Vrchol kužele roztečného a hlavového je u klasického provedení společný. Tento tvar je základní pro kola se zuby kruhově zakřivenými, kde lze vyrábět jedním nástrojem současně dva boky zubů. [2]



Obr. 3: Tvar věnce II [2]

### 2.1.3 KUŽELOVÉ SOUKOLÍ – TVAR VĚNCE III

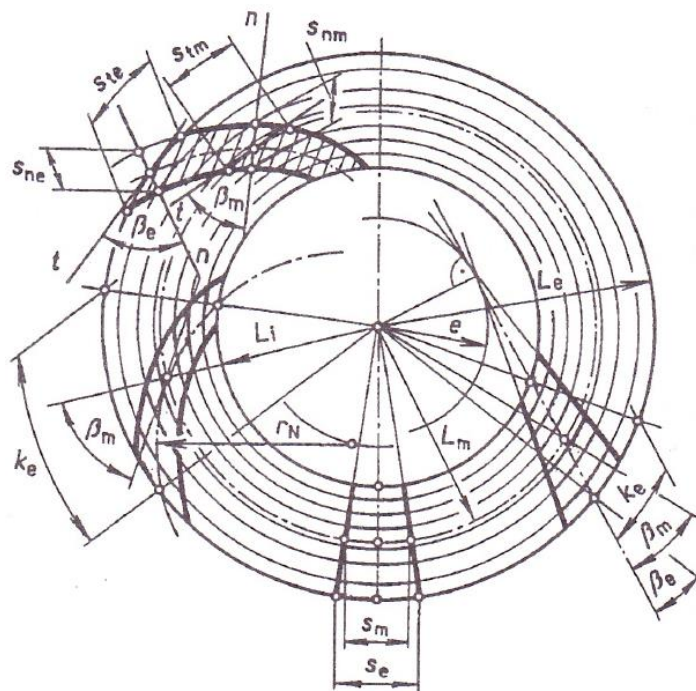
Pro tvar III, jež je zobrazen na Obr. 4, je typická konstantní výška zubů, površky hlavového, patního a roztečného kužele jsou rovnoběžné a tedy  $\delta_f = \delta_a = \delta$ . Používá se u kol paloidních a eloidních, u kol se zuby kruhově zakřivenými při  $z_c \geq 100$  aj. [2]



Obr. 4: Tvar věnce III [2]

## 2.2 ROZDĚLENÍ KUŽELOVÝCH SOUKOLÍ PODLE ZAKŘIVENÍ ZUBŮ

Podle smyslu zakřivení se rozlišují kola pravá a levá. Při pohledu od vrcholu se zuby pravého (levého) stáčejí ve směru (proti směru) otáčení hodinových ručiček. Zuby spolu zabírajících kol musí mít opačný směr zakřivení. Soukolí jako celek je charakterizováno směrem zakřivení zubů pastorku. Na Obr. 5 lze vidět porovnání základních rozměrů nutných k charakteristice tvaru zubů přímých, šikmých, kruhových a spirálových.

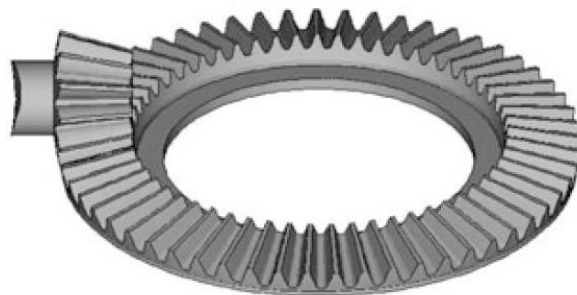


Obr. 5: Porovnání tvarů řídicích křivek zakřivení zubů [3]

### 2.2.1 KUŽELOVÉ SOUKOLÍ S PŘÍMÝMI ZUBY

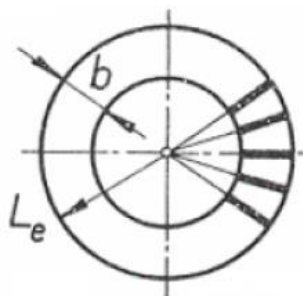
Kuželová kola s přímými zuby (Obr. 6 a Obr. 7), u kterých vlivem montážní nepřesnosti hrozí hranový záběr, tím i snížená životnost, neklidný chod a hlučnost, jsou vhodné pro méně náročné převody a pro nižší obvodové rychlosti ( $v = 2-3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ). [2]

Kuželová kola s přímými zuby lze obrábět frézováním tvarovou kotoučovou nebo čepovou frézou, obrážením podle šablony, obrážením dvěma noži, frézováním dvěma nožovými hlavami a protahováním. [3] [4]



Obr. 6: Kuželové soukolí s přímými zuby [4]



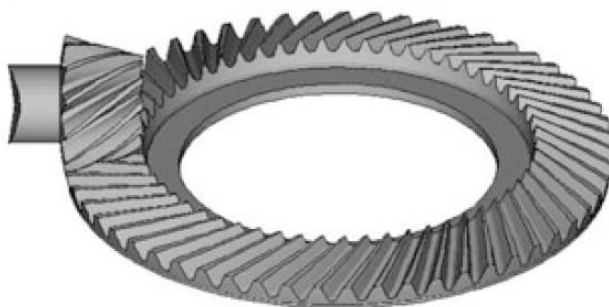


Obr. 7: Kuželové soukolí s přímými zuby [3]

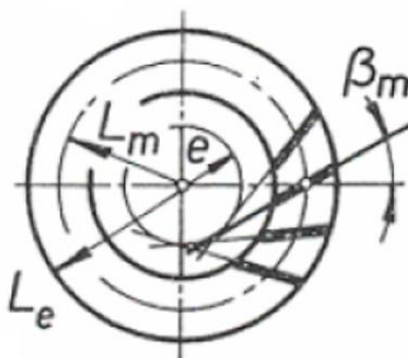
### 2.2.2 KUŽELOVÉ SOUKOLÍ SE ŠIKMÝMI ZUBY

Při větších rychlostech a větších zatíženích se používají kola se zuby šikmými a zakřivenými. Kuželové soukolí se šikmými zuby je zobrazeno na Obr. 8 a Obr. 9. Jejich předností je menší citlivost na výrobní nepřesnosti a na deformace, klidnější a tišší chod, vyšší pevnost a trvanlivost ozubení. Umožňují dosáhnout vyšších převodových poměrů v jednom stupni. [4]

Kuželová ozubení s šikmými zuby lze obrábět stejným způsobem, jako zuby přímé.



Obr. 8: Kuželové soukolí se šikmými zuby [4]

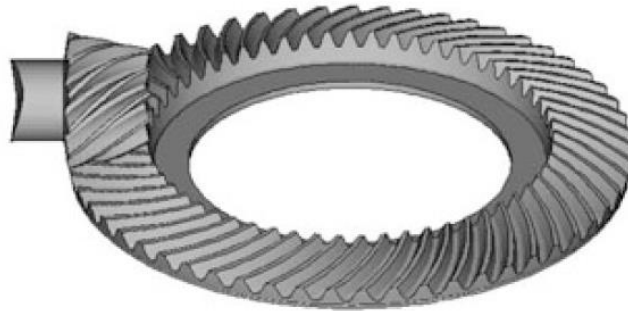


Obr. 9: Kuželové soukolí se šikmými zuby [3]

### 2.2.3 KUŽELOVÉ SOUKOLÍ SE ZAKŘIVENÝMI ZUBY

Obrábění kuželových kol se zakřivenými zuby se provádí odvalovacím frézováním vhodným pro jednotlivé typy zvlášť.

U soukolí se zakřivenými zuby, jež je zobrazeno na Obr. 10, je žádoucí otáčivý pohyb převážně v jednom smyslu. Smysl vinutí zubů se pak volí tak, aby zuby vstupovaly do záběru svými silnějšími konci, tj. na vnější čelní ploše kol a aby u zubu pastorku byl pracovní jeho vydutý bok; axiální síly v ozubení mají pak tendenci oba členy v záběru vytlačovat. Při změně smyslu otáčení je pastorek nepříznivě „vtahován“ do kola (tato nevýhoda odpadá u ozubení typu Gleason-Zerol). [12]

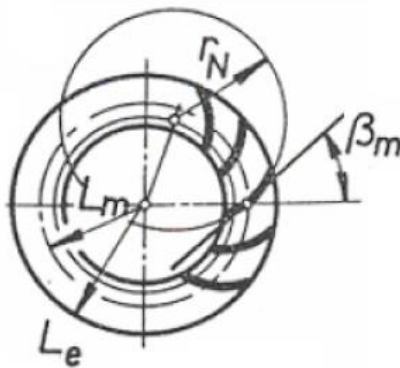


Obr. 10: Kuželové soukolí se zakřivenými zuby [4]

### KOLA S KRUHOVÝMI ZUBY (GLEASON, GLEASON-ZEROL)

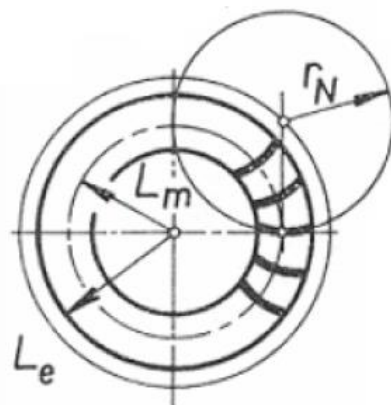
Řídicími křivkami zubů jsou kružnice se středy na pomocné kružnici. Technologicky výhodný je tvar věnce II, používá se však i tvar I při  $z_c < 30$  a tvar III  $z_c > 100$ . Úhel sklonu zubů se používá  $\beta_m = 30^\circ$  až  $\beta_m = 45^\circ$ , nejčastěji však  $\beta_m = 35^\circ$ . Kola s kruhovými zuby (základní geometrie zobrazena na Obr. 11) se vyrábějí na speciálních strojích firmy Gleason. Metoda Gleason je charakterizována jako odvalovací frézování kuželových kol dělicím způsobem pomocí čelní nožové hlavy. [3]

V poslední době jsou kuželová kola s kruhovými zuby nahrazována koly se zuby paloidními, eloidními a spirálními, které jsou dále rozebrány v této práci. [3]



Obr. 11: Kuželové kolo s kruhovými zuby typu Gleason [3]

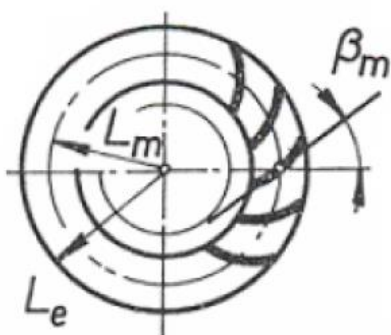
Zvláštním typem kuželového soukolí s kruhovými zuby je varianta Gleason – Zerol (zobr. na Obr. 12), která je charakteristická úhlem sklonu zubu  $\beta_m = 0$ . Tento typ spojuje některé výhody zubů přímých (zejména malé axiální síly) s přednostmi zubů nepřímých. [3]



Obr. 12: Kuželové kolo s kruhovými zuby typu Gleason - Zerol [3]

#### KOLA S PALOIDNÍMI ZUBY (KLINGENBERG)

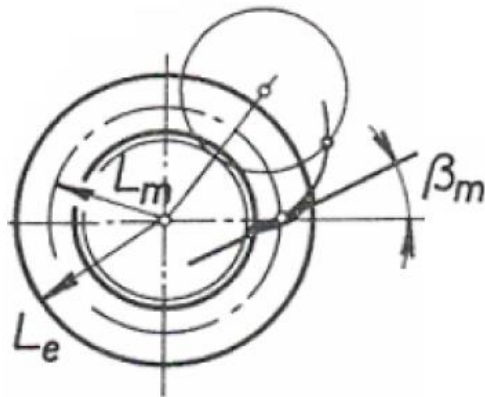
Řídící křivkou zubu u soukolí s paloidními zuby, zobrazeného na Obr. 13, je prodloužená evolventa (paloida). Typický tvar věnce je III se zuby o stálé výšce a úhel profilu  $\alpha_{nm} = 20^\circ$  nebo  $17,5^\circ$ , přičemž úhel sklonu se volí  $\beta_m = 30^\circ$  až  $45^\circ$ . Ozubení se vyrábí na speciálních strojích firmy Klingenberg. Metoda Klingenberg je definována jako odvalovací frézování pomocí kuželové frézy, která vytváří boky zubů plynulým odvalem. Zubové mezery jsou vytvářeny kombinací tří pohybů – rotační pohyb frézy, rotační pohyb obrobku a odvalovací pohyb frézy na unášecí desce. [3] [11]



Obr. 13: Kuželové kolo s paloidními zuby typu Klingenberg [3]

### KOLA S ELOIDNÍMI ZUBY (OERLIKON)

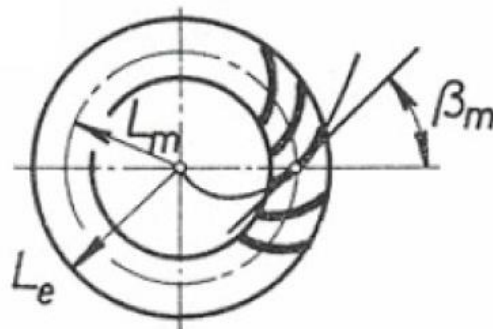
Řídicí křivkou zubu u soukolí s eloidními zuby, zobrazeného na Obr. 14, je část prodloužené epicykloidy. Používá se tvar věnce III,  $\beta_m = 30^\circ$  až  $45^\circ$  a  $\alpha_{nm} = 17,5^\circ$ . Ozubení se vyrábí na speciálních strojích firmy Oerlikon-Spiromatic. Jedná se o odvalovací frézování čelní nožovou hlavou, která vytváří boky zubů obráběného kola plynulým odvalem, kdy kuželové ozubení vzniká kombinací tří na sobě navzájem závislých pohybů – rotačním pohybem nožové hlavy, rotačním pohybem obrobku, který je současně dělicím pohybem a natáčením unášecí desky, na níž je výstředně upnuta čelní nožová hlava. [3] [11]



Obr. 14: Kuželové kolo s eloidními zuby typu oerlikon [3]

### KOLA SE SPIRÁLOVÝMI ZUBY

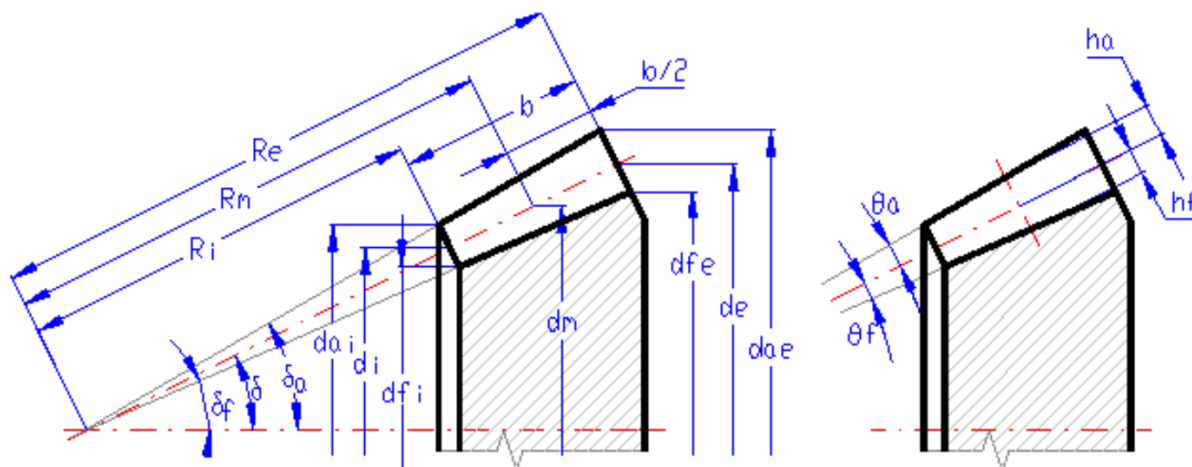
Pro kuželová ozubená kola se spirálovými zuby (zobrazeno na Obr. 15) je řídicí křivkou zubu Archimédova nebo logaritmická spirála. [3]



Obr. 15: Kuželové kolo se spirálovými zuby [3]

## 2.3 ZÁKLADNÍ ROZMĚRY KUŽELOVÉHO SOUKOLÍ

Na Obr. 16 jsou uvedeny základní rozměry kuželového soukolí s tvarem věnce I, přičemž v rovnicích č. 2-34 jsou uvedeny základní vztahy pro jejich výpočet. [3] [1]



Obr. 16: Základní rozměry kuželového soukolí [6]

Úhel stoupání:

$$\delta_1 = \arctg \sin \Sigma u + \cos \Sigma \cdot \delta_2 \quad (2)$$

$$\delta_2 = \Sigma - \delta_1 \quad (3)$$

Pro úhly roztečného kužele při úhlu mezi osami  $\Sigma = 90^\circ$  platí:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{u}; \operatorname{tg} \delta_2 = u \quad (4)$$

Kuželová vzdálenost vnější:

$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \cdot z_c = 0,5 \cdot m_{te} \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \quad (5)$$

Kuželová vzdálenost střední:

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b = R_e \cdot (1 - 0,5 \cdot \psi_L) \quad (6)$$

Šířka věnce:

$$b = \psi_L \cdot R_e \quad (7)$$

Průměry roztečných kružnic:

$$d_{e1} = m_{te} \cdot z_1 \quad (8)$$

$$d_{e2} = m_{te} \cdot z_2 \quad (9)$$

Výška hlavy zubu:

$$h_{ae1} = (h_a^* + x) \cdot m_{te} \quad (10)$$

$$h_{ae2} = (h_a^* - x) \cdot m_{te} \quad (11)$$

Výška paty zubu:

$$h_{fe1} = (h_a^* + c^* - x) \cdot m_{te} \quad (12)$$

$$h_{fe2} = (h_a^* + c^* + x) \cdot m_{te} \quad (13)$$

Výška zubu:

$$h_{e1} = h_{e2} = (2 \cdot h_a^* + c^*) \cdot m_{te} \quad (14)$$

Průměry hlavových kružnic:

$$d_{a1} = m_{te} [z_1 + 2 \cdot (h_a^* + x) \cdot \cos \delta_1] \quad (15)$$

$$d_{a2} = m_{te} [z_2 + 2 \cdot (h_a^* + x) \cdot \cos \delta_2] \quad (16)$$

Průměry patních kružnic:

$$d_{f1} = m_{te} [z_1 - 2 \cdot (h_a^* + c^* - x) \cdot \cos \delta_1] \quad (17)$$

$$d_{f2} = m_{te} [z_2 - 2 \cdot (h_a^* + c^* + x) \cdot \cos \delta_2] \quad (18)$$

Tloušťka zubu a šířka mezery:

$$s_{e1} = m_{te} (0,5\pi + 2x \cdot \operatorname{tg} \alpha_t + x_\tau) = e_{e2} \quad (19)$$

$$s_{e2} = m_{te} (0,5\pi - 2x \cdot \operatorname{tg} \alpha_t - x_\tau) = e_{e2} \quad (20)$$

Výška hlavového kužele:

$$A_1 = R_e \cdot \cos \delta_1 - h_{ae1} \cdot \sin \delta_1 \quad (21)$$

$$A_2 = R_e \cdot \cos \delta_2 - h_{ae2} \cdot \sin \delta_2 \quad (22)$$

Úhel hlavy zubu:

$$tg\theta_{a1} = \frac{h_{ae1}}{R_e} \quad (23)$$

$$tg\theta_{a2} = \frac{h_{ae2}}{R_e} \quad (24)$$

Úhel paty zubu:

$$tg\theta_{f1} = \frac{h_{fe1}}{R_e} \quad (25)$$

$$tg\theta_{f2} = \frac{h_{fe2}}{R_e} \quad (26)$$

Úhel hlavového kužele:

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1} \quad (27)$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2} \quad (28)$$

Úhel patního kužele:

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} \quad (29)$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} \quad (30)$$

Roztečný průměr porovnávacího kola:

$$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} = \frac{d_{e1} \cdot (1 - 0,5 \cdot \psi_L)}{\cos \delta_1} \quad (31)$$

$$d_{v2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2} = \frac{d_{e2} \cdot (1 - 0,5 \cdot \psi_L)}{\cos \delta_2} \quad (32)$$

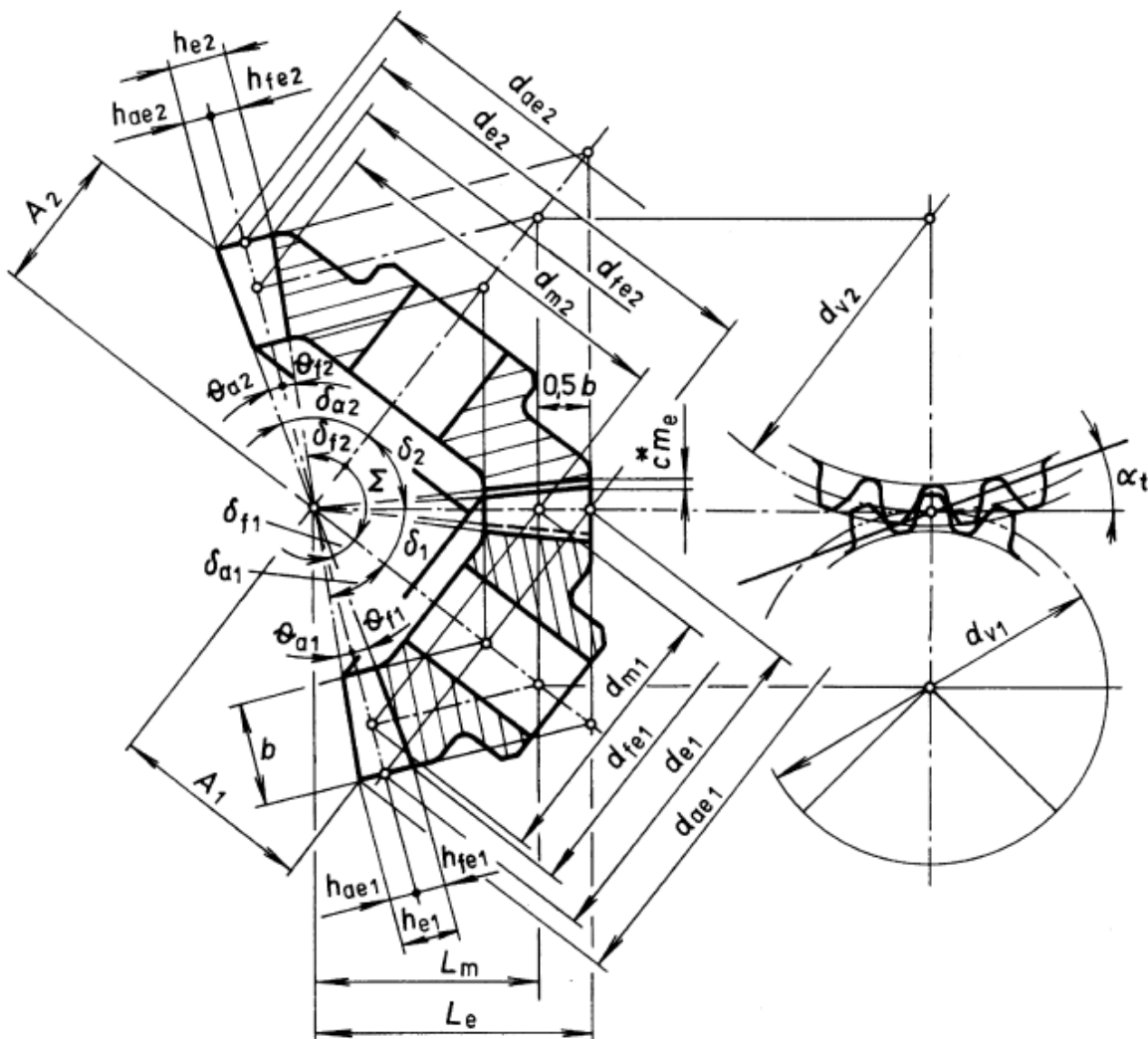
Počet zubů porovnávacího kola:

$$z_{v1} = \frac{d_{v1}}{m_m} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} \quad (33)$$

$$z_{v2} = \frac{d_{v2}}{m_m} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} \quad (34)$$

## 2.4 POROVNÁVACÍ (VIRTUÁLNÍ) KOLO

Každému kuželovému kolu lze přiřadit pomyslné evolventní válcové kolo s přímými zuby (zobrazeno na Obr. 17), jehož profil prakticky nahrazuje normálový profil zubů ozubeného kola a to zpravidla ve středním příčném řezu. Z geometrického hlediska se jedná o rozvinutí středního doplňkového kužele do roviny a vzniklá výseč se doplní kruhovým obloukem se středem ve středu oblouku získaného rozvinutím. Průměry roztečných kružnic porovnávacích kol pro pastorek lze získat výpočtem pomocí rovnice 32 a 33 a počet zubů porovnávacího kola získáme pomocí rovnic 34 a 35. Toto porovnávací kolo slouží primárně k rychlé aplikaci poznatků a vztahů z teorie rovinného ozubení na kuželová kola. [2]



Obr. 17: Geometrie porovnávacího kola



## 2.5 SILOVÉ POMĚRY KUŽELOVÝCH SOUKOLÍ

Na sledovaný člen, např. pastorek působí dvě funkční veličiny.

- Točivý moment  $M_t$  přiváděný hřídelem a zpravidla známý i co do velikosti
- Osamělá síla  $F_n$ , která je výslednicí silového působení ze strany proti kola

Hlavní část řešení spočívá v rozkladu obecně orientovaného vektoru  $F_n$  do tří vzájemně kolmých složek, jež mají vůči ose pastorku, popř. kola výsadní postavení; jsou to: složka tečná  $F_t$ , radiální  $F_r$  a axiální  $F_a$ . Řešení vychází z normálového řezu zubem, kde vektor  $F_n$  vystupuje ve skutečné velikosti. [2]

### 2.5.1 SILOVÉ POMĚRY PRO SOUKOLÍ S PŘÍMÝMI ZUBY

Pro vyjádření sil (zobrazených na Obr. 18) u pastorku s přímými zuby platí výpočtové vztahy v rovnicích č. 35 - 39: [3]

Tečná složka síly:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_t}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 9550 \cdot P_1}{d_{m1} \cdot n_1} [N; kW; m^{-1}; min^{-1}] \quad (35)$$

Normálová síla :

$$F_N' = F_t \cdot tg\alpha \quad (36)$$

Radiální síla:

$$F_{r1} = F_t \cdot tg(\alpha) \cdot \cos(\delta_1) \quad (37)$$

Axiální síla:

$$F_{a1} = F_t \cdot tg(\alpha) \cdot \sin(\delta_1) \quad (38)$$

Normálová síla :

$$F_N = \frac{F_t}{\cos(\alpha)} \quad (39)$$

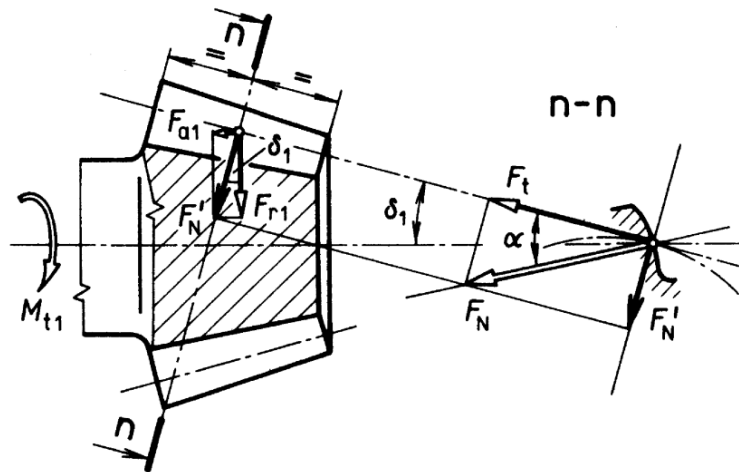
Pro kuželové kolo 2 obecně platí tytéž vztahy, jen index 1 je třeba nahradit indexem 2., přičemž z principu akce a reakce platí (rovnice č. 40, 41): [3]

Axiální síla:

$$F_{a2} = F_{r1} \quad (40)$$

Normálová síla :

$$F_{r2} = F_{a1} \quad (41)$$



Obr. 18: Silové poměry pro soukolí s přímými zuby [3]

### 2.5.2 SILOVÉ POMĚRY PRO SOUKOLÍ S NEPŘÍMÝMI ZUBY

Pro vyjádření sil (zobrazených na Obr. 19) u pastorku s nepřímými zuby platí: [3]

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{t1}}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 9550 \cdot P_1}{d_{m1} \cdot n_1} \quad (42)$$

$$F_{r1} = \frac{F_t}{\cos(\beta_m)} \cdot [\operatorname{tg}(\alpha_{nm}) \cdot \cos(\delta_1) \pm \sin(\beta_m) \cdot \sin(\delta_1)] \quad (43)$$

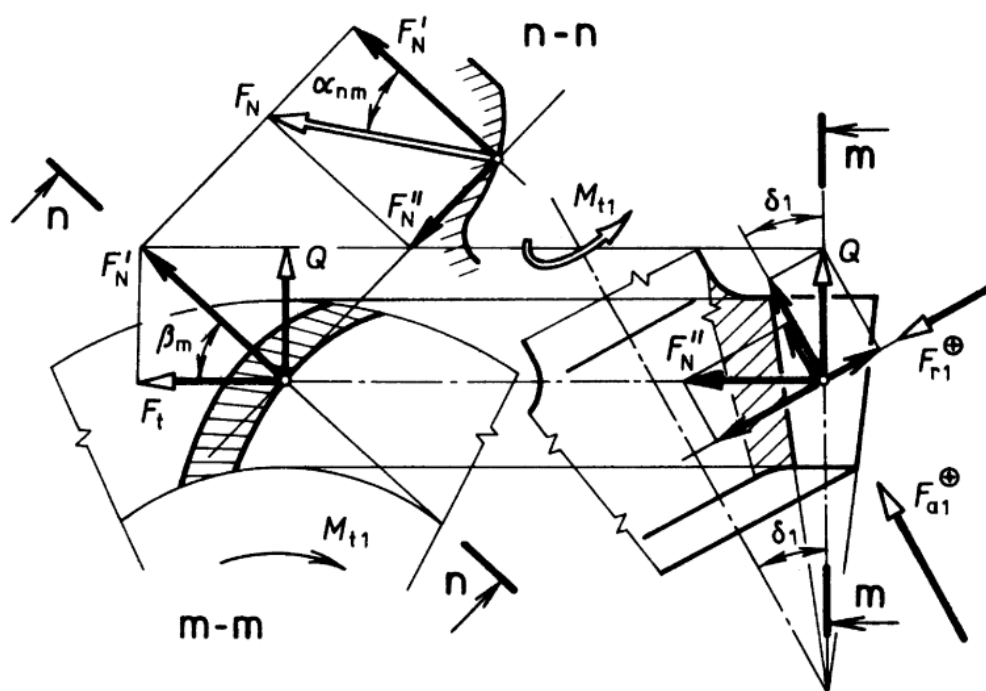
$$F_{a1} = \frac{F_t}{\cos(\beta_m)} \cdot [\operatorname{tg}(\alpha_{nm}) \cdot \sin(\delta_1) \pm \sin(\beta_m) \cdot \cos(\delta_1)] \quad (44)$$

$$F_N = \frac{F_t}{\cos(\alpha_{nm}) \cdot \cos(\beta_m)} \quad (45)$$

$$F_{N'} = \frac{F_t}{\cos \beta_m} \quad (46)$$

$$F_{N''} = F_{N'} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{nm} = \frac{F_t}{\cos \beta_m} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{nm} \quad (47)$$

$$Q = F_{N'} \cdot \sin \beta_m = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta_m \quad (48)$$



Obr. 19: Silové poměry pro soukolí se šikmými zuby [3]

Pro kuželové kolo 2 platí stejné vztahy, pouze je zapotřebí index 1 nahradit indexem 2. Princip akce a reakce dovoluje zjednodušení (rovnice č. 49 - 52): [3]

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t \quad (49)$$

$$F_{N1} = F_{N2} = F_N \quad (50)$$

Je-li

$$\sum \delta = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ \quad (50)$$

$$F_{a2} = F_{r1} \quad (51)$$

$$F_{r2} = F_{a1} \quad (52)$$

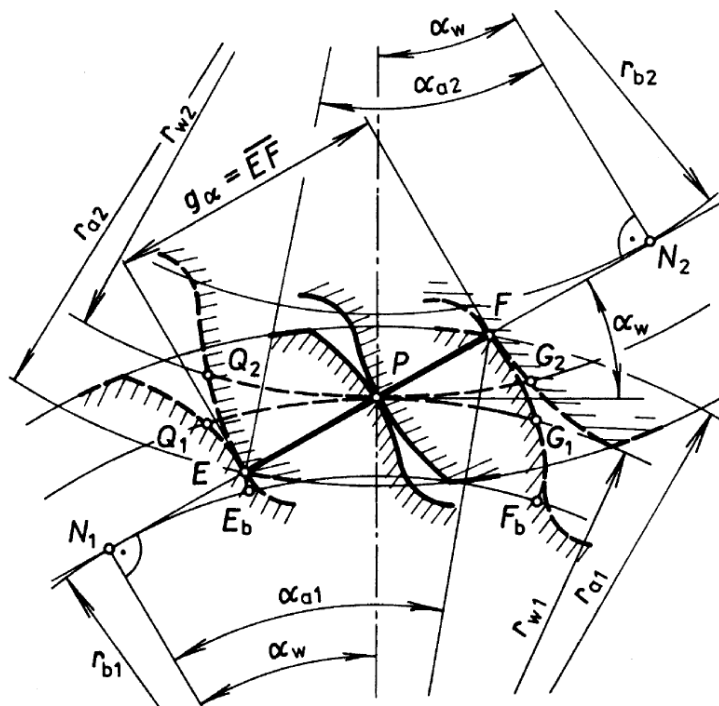
Silové poměry lze pak řešit pouze pro jeden člen, zpravidla pro pastorek. Zatímco u soukolí s přímými zuby jsou oba členy působením sil  $F_r$  a  $F_a$  vždy ze záběru vytlačovány, u soukolí se zuby nepřímými mohou být vtahovány. Znaménko v rovnicích pro  $F_{r1}$  a  $F_{a1}$ , které závisí na směru zakřivení zubů a smyslu  $M_t$  a které ovlivňuje smysl  $F_r$  a  $F_a$ , lze snadno určit podle Obr. 20. [3] [1]

směr stoupání zubů		vztah pro	
pravý	levý	$F_r$	$F_a$
		-	+
		+	-

Obr. 20: Směr stoupání zubů [3]

## 2.6 DÉLKA TRVÁNÍ ZÁBĚRU

Za předpokladu odvalu spolu zabírajících zubů dochází k záběru pouze na úseku, tj. dráze záběru na přímce EF (Obr. 21). Začátek záběru nastává v bodě E, kdy poprvé dojde ke kontaktu zubu hnacího kola se zubem kola hnaného. Dráha záběru končí v bodě F, kdy dojde k přerušení kontaktu těchto zubů. Dráha záběru je tedy vymezena průsečíky přímky záběru a hlavovými kružnicemi jednotlivých kol. Na Obr. 21 jsou rovněž čárkovaně vyznačeny polohy spoluzabírajících kol na začátku a na konci záběru. [2] U kuželového soukolí jsou tyto rozměry získány z porovnávacího kola uvedeného na Obr. 17.

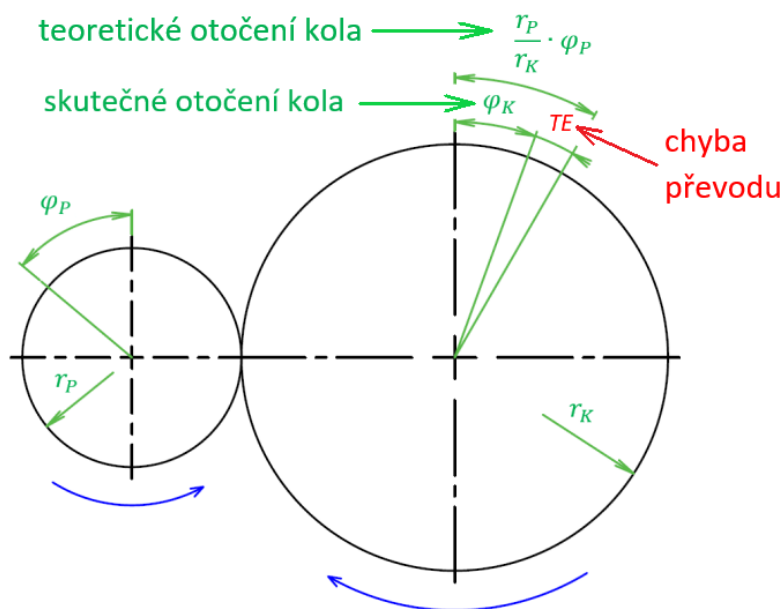


Obr. 21: Délka trvání záběru

### 3 CHYBA PŘEVODU

Teoreticky by pro dvě ozubená kola s dokonalými evolventami a nekonečnou tuhostí byly otáčky výstupního hřídele funkcí vstupního hřídele a převodového poměru. Konstantní otáčky vstupního hřídele by tedy měly za následek konstantní otáčky výstupního hřídele. Chyba převodu je rozdíl mezi skutečnou a teoretickou polohou hnaného hřídele. Chyba převodu, která je znázorněna na Obr. 22, je způsobená elastickou deformací zubů, vzájemným třením mezi zuby, elastickou deformací hřídelů a skříně převodovky a geometrickými nepřesnostmi způsobenými výrobou nebo montáží. Chyba převodu a kolísání tuhosti záběru jsou často považovány za primární zdroj vibrací, potažmo hluku. [5]

Jednou z metod analýzy chyby převodu je PPTE (peak to peak transmission error), která vychází z rozdílu mezi maximální a minimální hodnotou chyby převodu. [13]. Průběh chyby převodu s označením hodnoty PPTE je znázorněn na Obr. 23.



Obr. 22: Chyba převodu

Jedním ze způsobů vyjádření chyby převodu je pomocí úhlových jednotek, kdy je vztah pro výpočet uveden v rovnici č. 53.

$$TE_{\omega} = \theta_1 - \frac{z_2}{z_1} \theta_2 \tag{53}$$

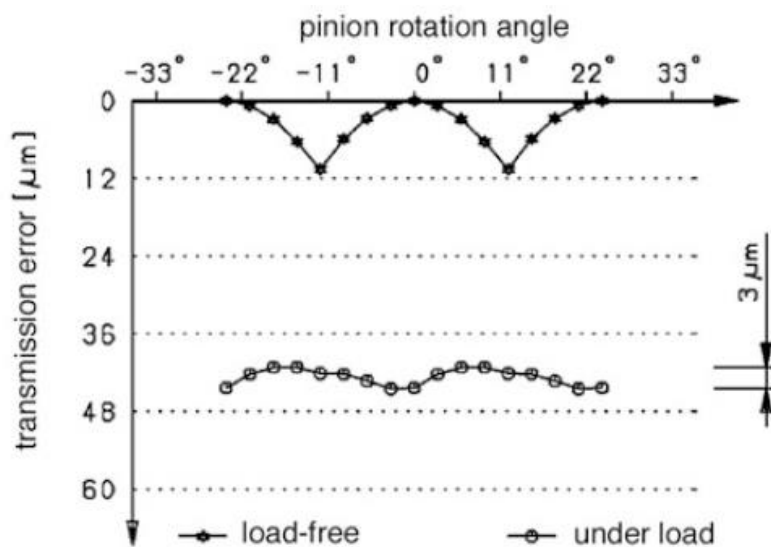
Druhým způsob vyjádření chyby převodu je pomocí lineárního posunutí vyjádřeného v rovnici č 54. Tento způsob je vhodnější pro porovnání různých ozubených soukolí, jelikož všechna ozubená soukolí dané výrobní kvality bez ohledu na velikost zubu a modul, mají přibližně stejnou velikost chyb a lze je snadněji porovnat. [7]

$$TE_{\mu m} = r_p \theta_1 - r_p \frac{z_2}{z_1} \theta_2 \quad (54)$$

$$TE_{\mu m} = r_p \theta_1 - r_k \theta_2$$

Kde:

$$r_k = r_p \frac{z_2}{z_1} \quad (55)$$



Obr. 23: Průběh chyby převodu, hodnota PPTE [1]

### 3.1 STATICKÁ A DYNAMICKÁ CHYBA PŘEVODU

Na základě přístupu ke zkoumání chyby převodu ji lze rozdělit na dva základní druhy. Prvním druhem je statická chyba převodu (STE), která se prověřuje při malých rychlostech a dalším druhem je dynamická chyba převodu (DTE), kde jsou brány v úvahu dynamické účinky převodového ústrojí.

#### 3.1.1 STATICKÁ CHYBA PŘEVODU

Hlavním zdrojem buzení pro vznik hluku v převodovkách je záběrový proces, přičemž hluk vytvářený tímto záběrovým procesem ozubeného soukolí úzce souvisí s vibracemi. Statická chyba převodu (STE) vzniká především vlivem střídání zubů v záběru a vlivem výrobních a montážních nepřesností. Statická chyba převodu je měřena při nízkých rychlostech, aby mohly být dynamické účinky zanedbány. [5] [7]

#### 3.1.2 DYNAMICKÁ CHYBA PŘEVODU

Měření dynamické chyby převodu (DTE) zahrnuje hmotnost komponent, tudíž jejich setrvačné síly. Při měření dynamické chyby převodu je zapotřebí, aby ozubená kola byla v převodovce, protože dynamické vlastnosti systému záleží na všech komponentech, tudíž ozubených kolech, hřídelích, ložiscích a podobně. [5] [7]

## 3.2 PROSTŘEDKY KE SNÍŽENÍ CHYBY PŘEVODU

Hlavní přístupy ke snížení hluku a vibrací ozubeného soukolí lze rozdělit na modifikaci makrogeometrie a mikrogeometrie.

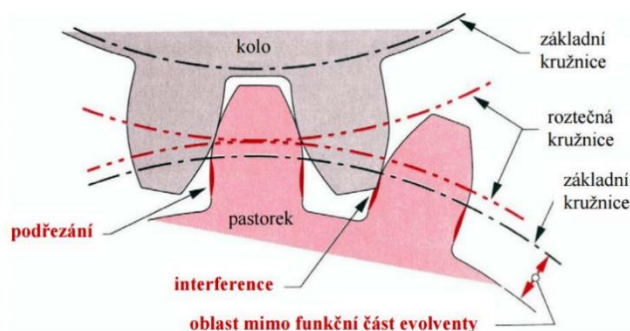
Modifikace makrogeometrie spočívá v úpravách parametrů ozubeného kola, jako jsou počet zubů, funkční průměry a vůle. Jedná se o důležitou a nákladnou změnu daného ozubeného soukolí, ale i ostatních komponent převodovky. Vysoké nároky na kvalitu povrchu vedou k nadměrným výrobním nákladům a jejich vliv na vibrace může být neuspokojivě malý.

Mikrogeometrické úpravy spočívají v záměrném odstranění materiálu z boků zubů ozubeného kola, respektive k záměrnému narušení evolventy. Tyto modifikace kompenzují výchyly zubů při zatížení, tudíž výsledná chyba převodu pro konkrétní zatížení je minimalizována. V rámci mikrogeometrických úprav se tedy jedná o modifikaci tvaru zubů. Skutečný tvar zubů evolventních ozubení se tudíž od teoretického tvaru liší a tyto odlišnosti jsou dány technologickými a provozními důvody. Mezi technologické důvody patří způsob výroby a s tím související dosažitelná přesnost. Z provozního hlediska je nutno vytvořit zubovou vůli. Mezi nejpoužívanější druhy modifikací patří výšková a podélná modifikace zubů. [4][9]

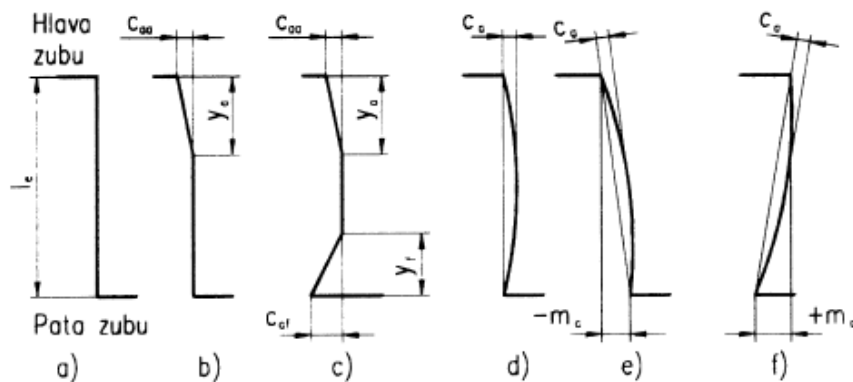
### 3.2.1 VÝŠKOVÁ MODIFIKACE TVARU ZUBŮ

Výšková modifikace se nazývá také modifikace evolventy nebo také příčná modifikace. Hlavním důvodem pro realizaci výškové modifikace je velká tuhost zubu a změna tuhosti záběru. Na Obr. 24 je schematicky naznačeno místo v patě zubu, nacházející se mimo funkční oblast evolventy, kde může v důsledku deformací docházet k nežádoucímu kontaktu (interferenci). Další možností interference je vstup nezatíženého zubu do záběru, kdy vlivem deformací zubů v záběru dochází při vstupu nezatíženého zubu ke vstupnímu rázu. Podobný význam má chyba dána úchylkou základní rozteče a proto se doporučuje zejména u přímých zubů zúžit zub u hlavy a plynule odlehčit evolventu. [4] [9]

Tvary a typy odlehčení představující výškovou modifikaci se nejlépe představí na evolventním diagramu (Obr. 25), jak je naznačeno na Obr. 25 a). Ideální teoretický tvar evolventy je naznačen na Obr. 25 b). Prosté odlehčení u hlavy zubu je na Obr. 25 c) a odlehčení hlavy i paty zubu na Obr. 25 d). Je-li dostatečně modifikováno jedno kolo u hlavy i u paty zubu Obr. 25 c) – f), pak teoreticky nemusíme modifikovat spolu zabírající kolo. To se dá s výhodou využít u větších kol, kdy stačí modifikovat jen pastorek s menším počtem zubů. [9]

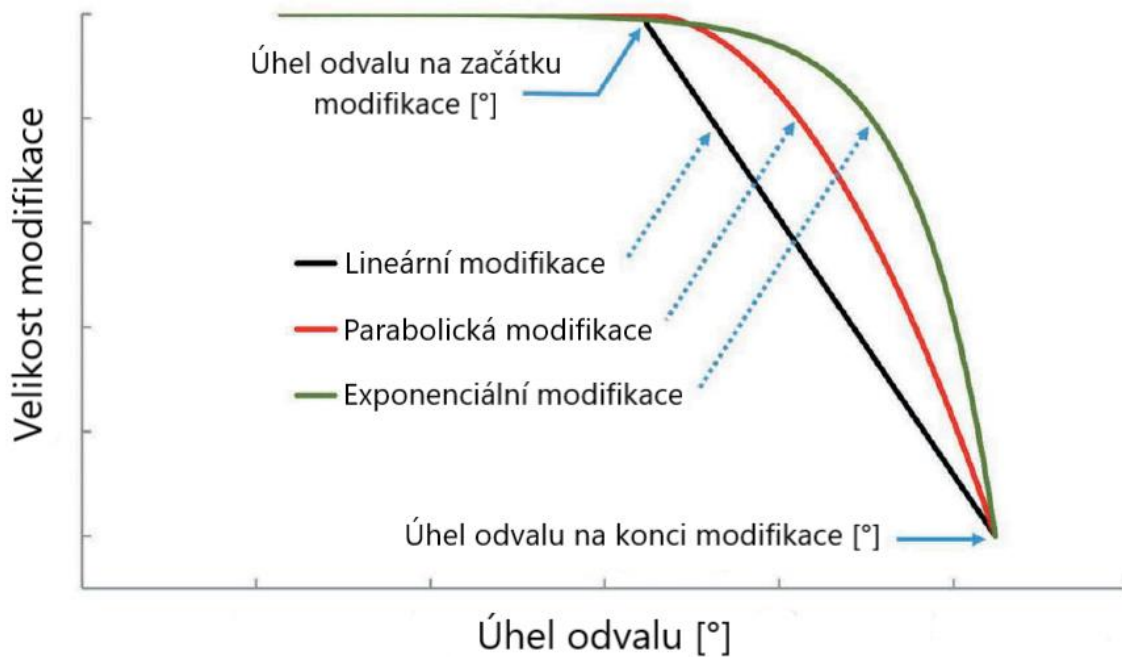


Obr. 24: Interference [8]



Obr. 25: Příčná modifikace evolventy [9]

Dalším důležitým faktorem v oblasti výškové modifikace je její tvar. Na Obr. 25 b) je znázorněna výšková modifikace hlavy zubu, která má 3 základní tvary. Prvním tvarem modifikace, který je při aplikaci u přímého a šikmého ozubení zároveň nejjednodušší pro realizaci, je lineární výšková modifikace. Lineární výšková modifikace je založena na odlehčení evolventy pomocí úsečky, která je dána výškovým rozměrem vztaženým k výšce zubu a její šířkou. Dalšími ze základních tvarů modifikace jsou parabolická a exponenciální modifikace. Všechny tři tvary modifikací začínají ve stejném bodě délky evolventy, přičemž parabolická a exponenciální modifikace je v tomto bodě tečná k evolventě. Konec odlehčení evolventy se rovněž nachází pro všechny tři tvary odlehčení evolventy ve stejném bodě. Porovnání tvarů modifikací v závislosti na úhlu odvalu lze vidět na Obr. 26. [9] [10]



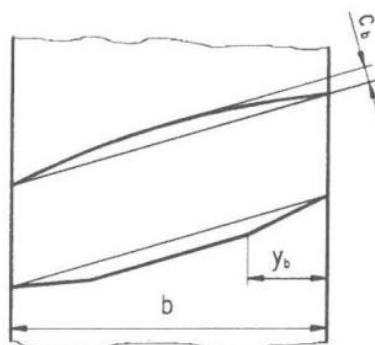
Obr. 26: Tvary výškové modifikace hlavy zubu [10]



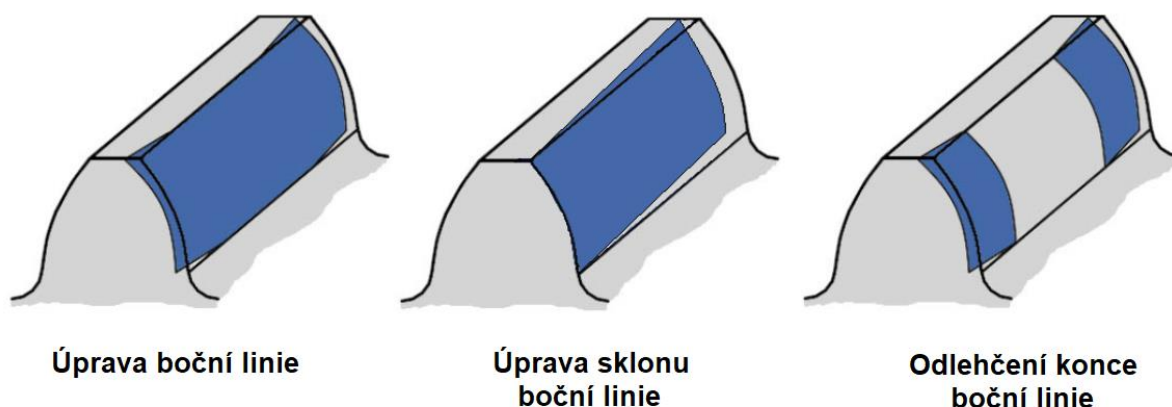
### 3.2.2 PODÉLNÁ MODIFIKACE TVARU ZUBŮ

Tato modifikace se také nazývá modifikace boční křivky a eliminuje deformace způsobené zatížením hřídelů, těles kol, ložisek a skříní a výrobní úchytky sklonu zubů. Na Obr. 27 jsou naznačeny dva základní tvary podélné modifikace. V horní části je naznačen spojitý průběh, který se používá především u úzkých kol se šikmými zuby. U širších kol se modifikují pouze krajní části šířky zubů v délce  $y_b$  obvykle symetricky, jak je zobrazeno ve spodní části. [9]

Geometrie zubů párů ozubených kol může podléhat buď symetrickým nebo nesymetrickým korekcím boků na základě tří různých přístupů. Mezi ně patří úprava boční linie, úprava sklonu boční linie a odlehčení konce boční linie (Obr. 28). Úprava boční linie spočívá ve změně původních podélných křivek v oblouk o určitém rozměru tečný ke středu šířky zubu. Rozměry toho oblouku se měří od konce zubu. Úprava boční křivky je založena na lineárně rostoucí odchylce podélné křivky zubu. Sklon odlehčení linie je definován od jednoho konce k druhému. Odlehčení konce boční linie je založeno na odebrání materiálu podélné křivky zubu od určitého bodu. Tyto korekce jsou však optimální pouze pro konkrétní zatěžovací stav. [12]



Obr. 27: Úprava a odlehčení boční linie [9]



Obr. 28: Porovnání typů úprav bočních linií [12]

## 4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH KUŽELOVÉHO SOUKOLÍ PRO DANÝ ROZSAH ZATÍŽENÍ

Pro zkoumání vlivu jednotlivých modifikací kuželového soukolí na chybu převodu bylo zvoleno kuželové soukolí s přímými zuby pro úhel os hřídelů  $90^\circ$ . V Tab. 1 jsou uvedeny parametry pohonu, kdy je soukolí součástí kuželočelní převodovky, přičemž je hnáno elektromotorem (plynulý rozběh) a slouží k pohonu pásového dopravníku (bez rázů). V Tab. 2 jsou uvedeny základní rozměry zvoleného soukolí o normalizovaných rozměrech bez modifikace.

Parametry pohonu		
Veličina	Hodnota	Jednotky
Max. příkon	8,4	[kW]
Otáčky pastorku	695	[min <sup>-1</sup> ]
Krouticí moment na vstupu	105	[Nm]
Faktory ovlivňující návrh		
Rozběh	plynulý	
Provoz	bez rázů, provoz 8h/den	
Uložení pastorku	letmo	
Uložení kola	oboustranně, nesymetricky	

Tab. 1: Parametry pohonu

Základní rozměry kuželového soukolí s přímými zuby		
Počet zubů pastorku $z_1$	19	[-]
Počet zubů kola $z_2$	37	[-]
Převodové číslo $i$	1,95	[-]
Modul $m$	3,51	[mm]
Úhel os hřídelů	90	[°]
Úhel záběru	20	[°]
Tvar věnce	I	[-]
Boční zubová vůle (0,08 – 0,13)	0,1	[mm]

Tab. 2: Geometrické parametry kuželového soukolí zvoleného k výpočtům

Dále uvedené výpočty přípustných mezí únavy v dotyku a ohybu, potřebné k hodnocení soukolí, jsou provedeny podle normy ČSN 01 4686 (část 3. a část 5.). Ve výpočtech byly zahrnuty jak minimální součinitele bezpečnosti, tak součinitele vztažené k provozu, či zpracování ozubení. Mechanické vlastnosti materiálu 16 526 (konstrukční ocel slitinová k cementaci) jsou uvedeny v Tab. 3.

Mechanické vlastnosti materiálu 16 526		
Veličina	Hodnota	Jednotky
Modul pružnosti v tahu E	206	[GPa]
Poissonova konstanta $\mu$	0,3	[-]
Mez pevnosti v tahu $R_m$	1130	[MPa]
Mez kluzu v tahu $R_e$	885	[MPa]
Mez únavy v dotyku $\sigma_{Hlim}$	1330	[MPa]
Mez únavy v ohybu $\sigma_{Flim}$	740	[MPa]
Tvrdoost boku zubu	660	[HV]

Tab. 3: Mechanické vlastnosti materiálu kuželového soukolí pro kolo/pastorek. [15]

#### 4.1 KONTROLA OZUBENÍ NA MEZ ÚNAVY BOKŮ ZUBŮ V DOTYKU

Mez únavy v dotyku odpovídající bázovému počtu zatěžovacích cyklů:

Jsou-li spolu zabírající boky zubů obou kol stejně tvrdé, pak: [14]

$$\sigma_{Hlim} = \sigma_{Hlim}^0 = 1330 \text{ MPa} \quad (56)$$

Doporučená minimální hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů pro přímé kuželové ozubení je 1,1 – 1,2: [14]

$$S_{Hmin} = 1,3 \quad (57)$$

Přípustné napětí v dotyku: [14]

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_N}{S_{Hmin}} \cdot (Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R) \quad (58)$$

$$\sigma_{HP} = \frac{1330 \cdot 1}{1,3} \cdot (0,967 \cdot 0,975 \cdot 0,973) = \frac{1220,1}{1,3} = 938 \text{ MPa}$$

Kde:

Součinitel životnosti: [14]

$$Z_N = \sqrt[10]{\frac{N_{Hlim}}{N_{K1.2}}} = \sqrt[10]{\frac{100 \cdot 10^6}{100 \cdot 10^6}} = 1 \quad (59)$$

Součinitel maziva: [14]

$$Z_L = 0,967 \quad (60)$$

Součinitel obvodové rychlosti: [14]

$$Z_V = 0,975 \quad (61)$$

Součinitel tvrdosti boků zubů: [14]

$$Z_R = 0,973 \quad (62)$$

## 4.2 KONTROLA OZUBENÍ NA MEZ ÚNAVY PATY ZUBU V OHYBU

Doporučená minimální hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu je 1,4 – 1,7.

Mez únavy v ohybu odpovídající bázovému počtu zatěžovacích cyklů: [15]

$$\sigma_{Flim}^0 = 740 \text{ MPa} \quad (63)$$

Mez únavy v ohybu stanovená z  $\sigma_{Flim}^0$ : [15]

$$\sigma_{Flimb} = \sigma_{Flim}^0 \cdot Y_A \cdot Y_T = 740 \cdot 1 \cdot 0,7 = 518 \text{ MPa} \quad [15] \quad (64)$$

Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti pro výpočet zubů na ohyb: [14]

$$S_{Fmin} = 1,7 \quad (65)$$

Součinitel zatížení zubu střídavou silou:

Platí pro míjivé zatížení: [15]

$$Y_A = 1 \quad (66)$$

Součinitel technologie výroby:

Platí pro broušený patní přechod zubu: [15]

$$Y_T = 0,7 \quad (67)$$

Přípustné napětí v ohybu: [14]

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb} \cdot Y_N}{S_{Fmin}} \cdot Y_X \cdot Y_\delta \quad (68)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{518 \cdot 1}{1,7} \cdot 1 \cdot 1,361 = \frac{705}{1,7} = \mathbf{414,7 \text{ MPa}}$$

Kde:

Součinitel životnosti: [15]

$$Y_N = \sqrt[q_H]{\frac{N_{Flim}}{N_{K1.2}}} = \sqrt[10]{\frac{100 \cdot 10^6}{100 \cdot 10^6}} = 1 \quad (69)$$

Součinitel velikosti zubu (pro konstrukční ocel slitinovou k cementaci při velikosti normálového modulu  $m_n \leq 5$ ): [14]

$$Y_X = 1 \quad (70)$$

Součinitel vrubové citlivosti: [15]

$$Y_\delta = 1 + \chi^{0,65} \cdot 10^{-(0,37 + \frac{R}{3600})} \quad (71)$$

$$Y_\delta = 1 + 1,847^{0,65} \cdot 10^{-(0,37 + \frac{885}{3600})} = 1,361$$

Součinitel ostrosti vrubu: [15]

$$\chi = \frac{2,3}{\rho_{Fn} \cdot \left(\frac{1}{Y_{Sarel}}\right)^3} \quad (72)$$

$$\chi = \frac{2,3}{2 \cdot \left(\frac{1}{1,171}\right)^3} = 1,847$$

Poloměr křivosti patního přechodu náhradního přímého zubu v místě dotyku 30°: [14]

$$\rho_{Fn} = 2 \text{ mm} \quad (73)$$

Přídavný součinitel vrubu: [14]

$$Y_{Sarel} = \frac{1,3}{1,3 - 0,6 \cdot \sqrt{t_\delta / \rho_\delta}} \quad (74)$$

$$Y_{Sarel} = \frac{1,3}{1,3 - 0,6 \cdot \sqrt{0,2/2}} = 1,171$$

Tloušťka broušeného materiálu v místě konce broušené plochy: [14]

$$t_\delta = 0,2 \text{ mm} \quad (75)$$

Poloměr zaoblení hlavy brusného kotouče: [14]

$$\rho_\delta = \rho_{Fn} = 2 \text{ mm} \quad (76)$$

Smluvní jmenovité napětí: [14]

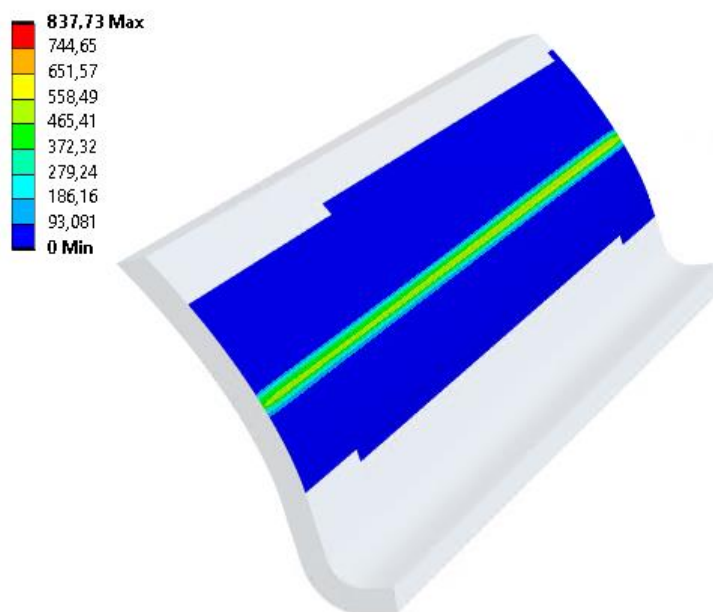
$$R = R_e = 885 \text{ MPa} \quad (77)$$

Součinitel drsnosti v oblasti patního přechodu zubu: [14]

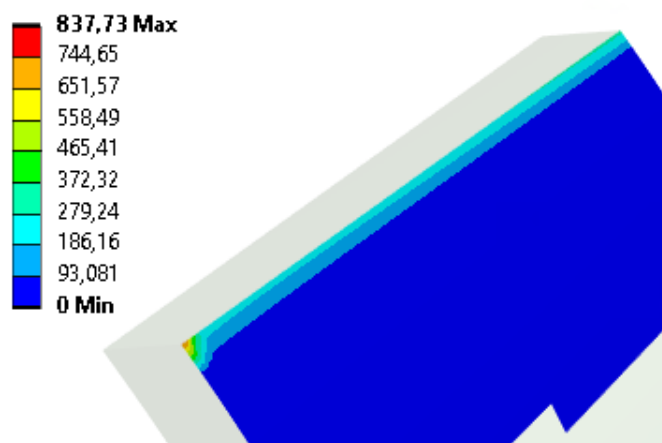
$$Y_R = 1 \quad (78)$$

### 4.3 HODNOCENÍ OZUBENÍ NA ZÁKLADĚ MKP ANALÝZY

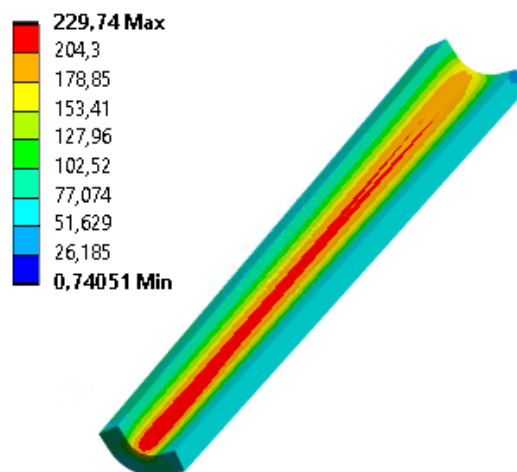
V pevnostní kontrole ozubení byly hodnoceny zejména maximální kontaktní tlak páru spolu zabírajících zubů a maximální napětí v patě zubu. Výsledná napětí jsou uvedena v Tab. 4., přičemž na Obr. 29 lze vidět rozložení kontaktního napětí zubů v dotyku, přičemž maximální hodnota při průběhu celým záběrem jednoho páru zubů je 714,2 MPa. Na rozsahu kontaktního napětí lze rovněž vidět hodnotu 837 MPa, která náleží kroku, ve kterém pár zubů právě vstupuje do záběru (Obr. 30) a v tomto případě zde dochází k bodovému dotyku. Teoreticky zde dochází k hranovému záběru a na přímce záběru se jedná o bod E (Obr. 21). Maximální napětí v patě zubu (Obr. 31) nabývá hodnoty 227,74 MPa, což je zcela bezpečná hodnota. Dalším výsledným napětím je maximální redukované napětí, které nabývá běžné hodnoty 718 MPa (vstup sledovaného páru zubů do záběrů zobrazen na Obr. 32), přičemž zde stejně jako u kontaktního napětí dochází ke koncentraci napětí v místě bodového dotyku a jedná se o hodnotu 921,6 MPa (Obr. 33). Na Obr. 29 lze vidět, že při maximálním kontaktním tlaku je přímka záběru rovnoměrná po celé její délce, přičemž na Obr. 30 lze vidět koncentraci napětí způsobeného bodovým dotykem. Bodový dotyk může být způsoben např. celkovou deformací kola či pastorku, jejíž vlivem může docházet k mírné změně úhlu sklonu zubu, dále vlivem geometrických nepřesností, přičemž v tomto případě je nutno uvažovat, že v místě hranového dotyku má soukolí ve skutečnosti zkosení hran o velikosti 0,3 x 0,3 mm, které u modelů nebylo zahrnuto za účelem dosažení jednotných sítí pro modely soukolí jednotlivých modifikací a tedy přesnější porovnatelnosti.



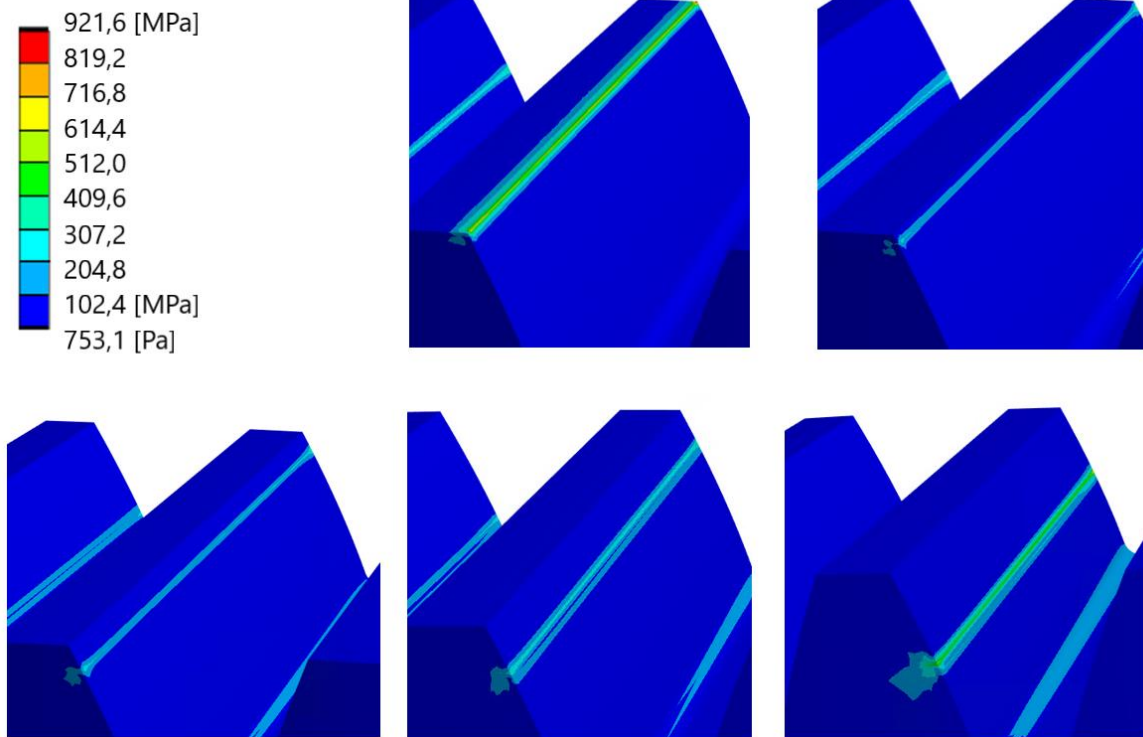
Obr. 29: Maximální kontaktní napětí [MPa] – 200 Nm (bez modifikace)



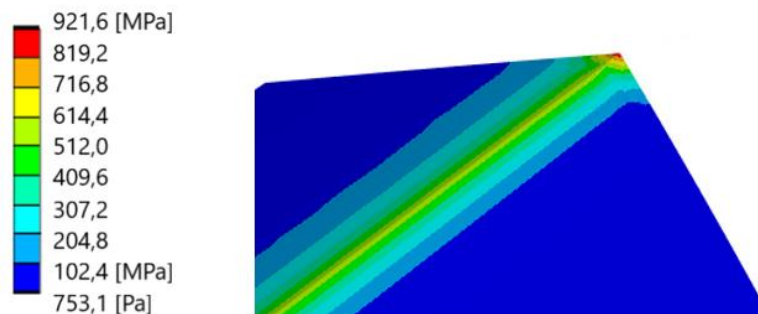
Obr. 30: Koncentrace napětí v bodovém dotyku [MPa] – 200 Nm (bez modifikace)



Obr. 31: Napětí v patě zubu [MPa] – 200 Nm (bez modifikace)



Obr. 32: Vstup sledovaného páru zubů do záběru



Obr. 33: Koncentrace napětí v místě bodového dotyku

	Maximální hodnota [MPa]	Přípustná hodnota [MPa]	Min. součinitel bezpečnosti	Skut. součinitel bezpečnosti
Kontaktní napětí	714.2	938	1,3	1,71
Napětí v patě zubu	229.7	414.7	1,7	3,07

Tab. 4: Výsledná napětí pro hodnocení návrhu

I přes zvýšené hodnoty maximálních napětí v místě koncentrace napětí a tedy v místě bodového dotyku nejsou překročeny meze únavy materiálu v dotyku a ohybu, tudíž soukolí vyhovuje a je vhodné k další aplikaci příslušných modifikací.

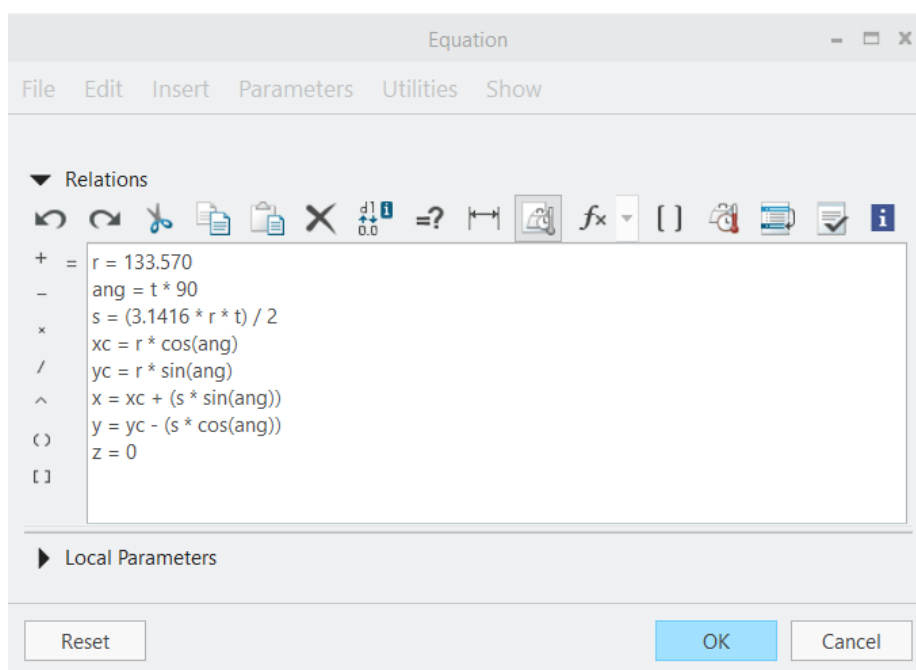


## 5 TVORBA MODELŮ OZUBENÝCH SOUKOLÍ

Jednotlivé modely kuželových soukolí s přímými zuby byly zhotoveny v programu Creo Parametric, kde bylo díky upravitelné geometrii možné měnit její parametry, případně na geometrii ozubení aplikovat jednotlivé modifikace. Model soukolí má, jak již bylo zmíněno v kap. 4, tab. 1; předepsanou boční zubovou vůli o velikosti 0,08 – 0,13 mm, přičemž u všech prověřovaných soukolí byla zahrnuta její velikost o hodnotě 0,1 mm.

### 5.1 TVORBA MODELŮ OZUBENÝCH SOUKOLÍ

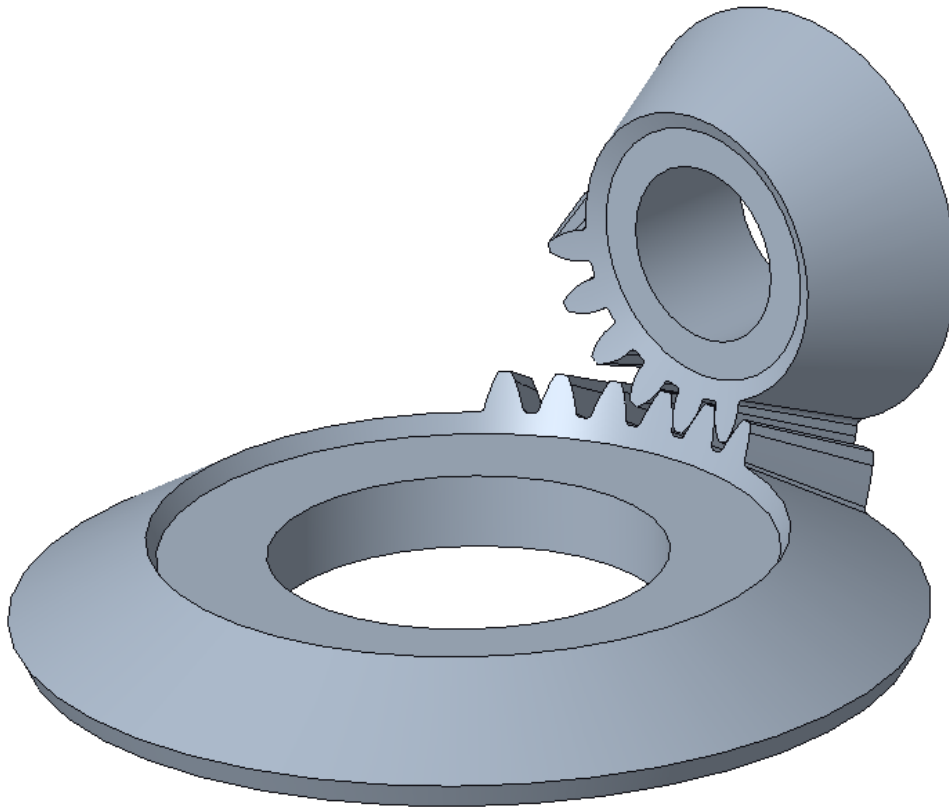
V první fázi byl vymodelován zub. Parametry evolventy nutné pro zhotovení profilu zubu kola jsou uvedeny na Obr. 34. Profil byl dále vymodelován pomocí funkce Sweep Blend. Modely soukolí bez modifikace a s aplikací výškových modifikací jsou zhotoveny o standardní výšce zubu bez modifikace a sice  $h_a = 1 \cdot m$ ,  $h_f = 1,25 \cdot m$ .



Obr. 34: Rovnice evolventy kola

### 5.2 ZJEDNODUŠENÍ MODELU PRO VÝPOČTY

Jelikož při výpočtech, kde je dále sledován průběh jednoho páru spolu zabírajících zubů, není potřeba mít kolo ani pastorek osazený celkovým počtem zubů, bylo na obou komponentech ponecháno pouze 6 zubů. Počet zubů zjednodušeného modelu je pro výpočet vhodný, jelikož průběh chyby převodu, dále uveden v kapitole 6, se opakuje se zanedbatelnými rozdíly. Na napětí a deformace soukolí, dále sledovaných v následujících výpočtech, má odebrání zubů rovněž zanedbatelný vliv. Výhodou zjednodušení modelu bylo snížení počtu prvků sítě dále uvedené v kapitole 5.5. Snížením počtu prvků sítě došlo ke zkrácení výpočtových časů. Na Obr. 35 je uveden zjednodušený model ozubení s viditelnými lineárními výškovými modifikacemi.



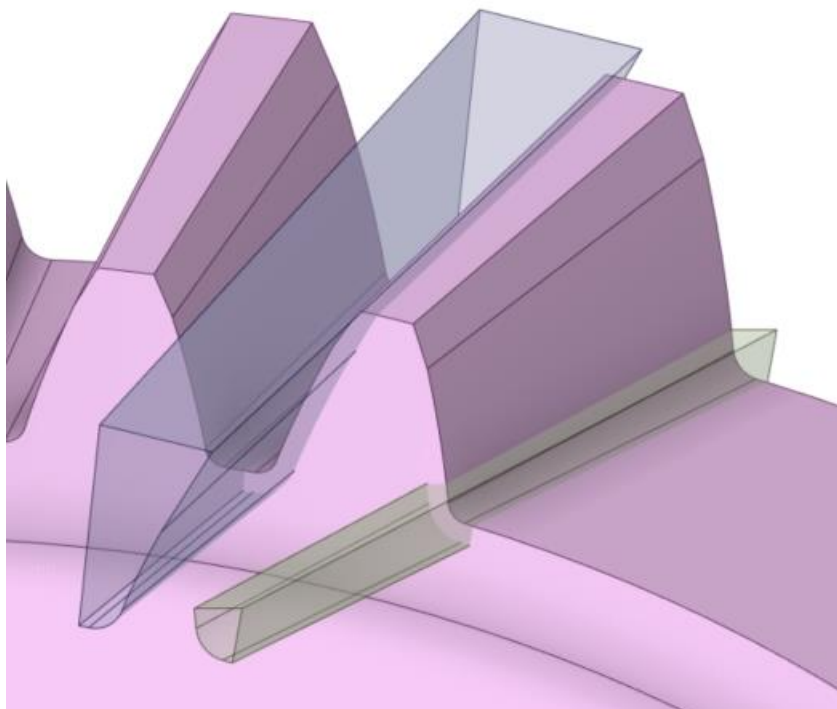
*Obr. 35: Zjednodušený model se 6ti zuby*

## 6 PŘÍPRAVA VÝPOČTOVÉHO MODELU

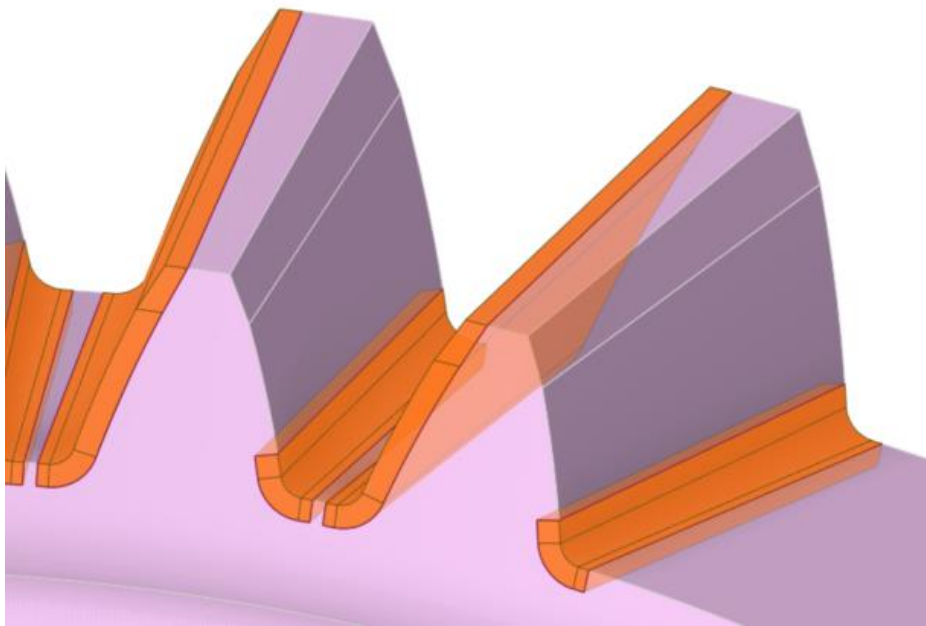
Jednotlivé simulace byly prováděny v programu Ansys Workbench 2022/R2, kde byl model kuželového soukolí vložen ve formátu STEP a následně upraven v přidruženém programu SpaceClaim. Pro sledování statické chyby převodu byla zvolena metoda Static Structural, která je vhodná pro simulace, při kterých neočekáváme dynamické účinky. Alternativní možností je např. metoda Transient Structural, kterou volíme v případě, kdy v simulaci očekáváme dynamické účinky.

### 6.1 ÚPRAVA MODELU V PROGRAMU SPACECLAIM

Pro dosažení vhodné kvality sítě dále popsané v kapitole 6.4 bylo nutné rozdělit kolo i pastorek na více částí. Rozdělení těles (pastorku i kola) bylo zhotoveno pomocí ploch (Obr. 36) vytvořených v programu Creo Parametric. Na takto rozdělené části (Obr. 37) byla dále aplikována funkce Share Topology, díky které model kola či pastorku sdílí skrze kontaktní plochy topologii a tedy veškeré mechanické vlastnosti, přenos napětí apod. a chová se tak jako jedno těleso.



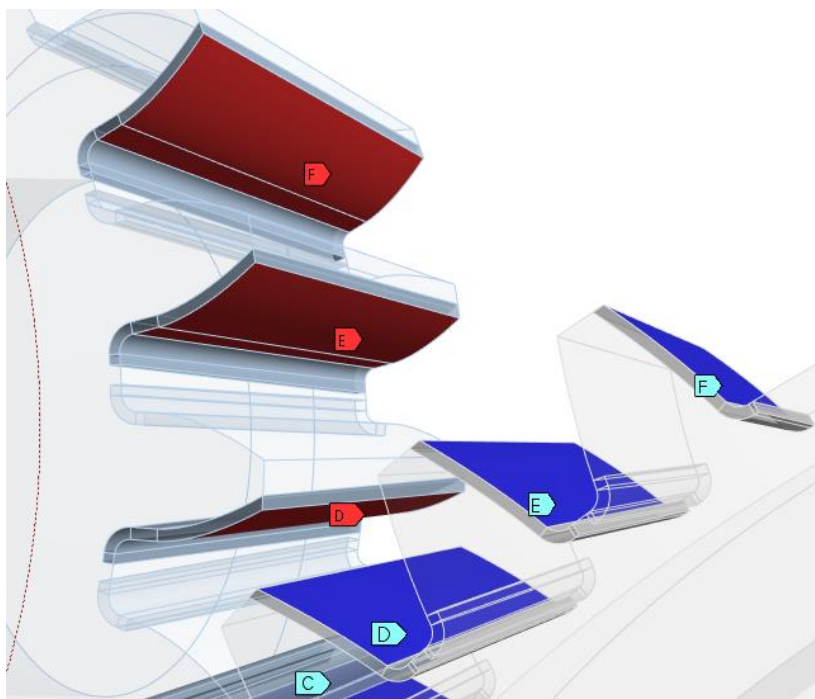
Obr. 36: Pomocné plochy pro oddělení typu prvků sítě



Obr. 37: Rozdělení modelu na jednotlivé části

## 6.2 NASTAVENÍ KONTAKTŮ

Kontakty byly nastaveny manuálně a jako kontaktní plochy (Contact a Target) pro soukolí bez výškové modifikace byly uvažovány boky zubů jak pro kolo, tak pro pastorek, přičemž u pastorku byla zvolena jako kontaktní i rovinná plocha paty zubu nacházející se mimo funkční oblast evolventního boku zubu (Obr. 38). V případě kol s výškovými modifikacemi byly mezi kontaktní plochy zařazeny i rovinné, parabolické, či exponenciální plochy, tvořící modifikaci v oblasti hlavy zubu. Dále byl u kontaktů nastaven typ kontaktu na Frictional s hodnotou součinitele tření na 0,1, která odpovídá běžné hodnotě pro kontakt ocel/ocel (statické podmínky, mazivo). Pro podrobné nastavení kontaktů modelu byla použita metoda Augmented Lagrange, která vyžaduje počáteční penetraci. Velikost počáteční penetrace byla nastavena prostřednictvím experimentálně zvolené hodnoty prvku Normal Stiffnes Factor na hodnotu přibližně 1  $\mu\text{m}$  pro zátěžný moment 200 Nm. Trim Contact bylo nastaveno na Off, přičemž shrnutí nastavení kontaktu je uvedeno v Tab. 5.



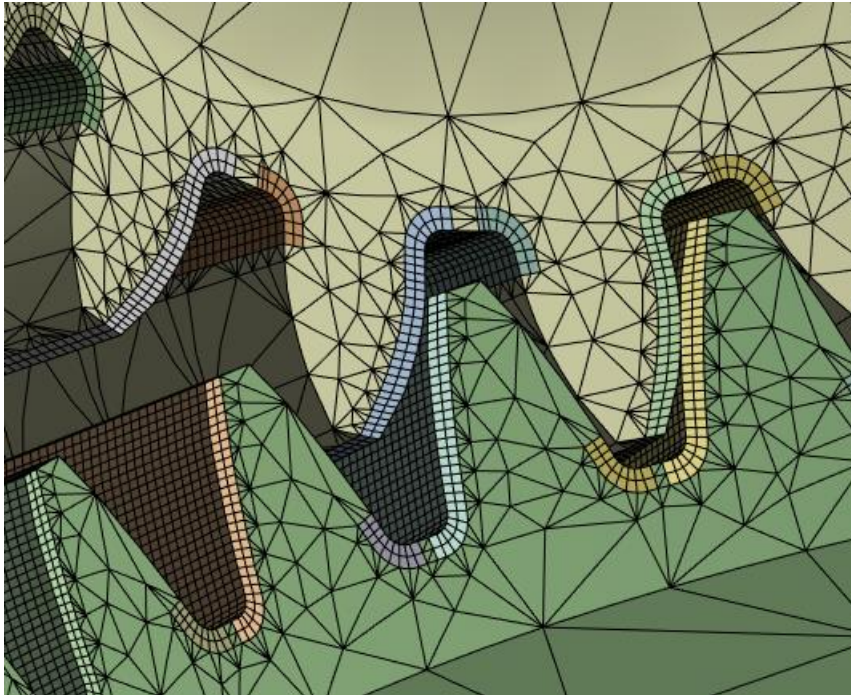
Obr. 38: Zobrazení kontaktů soukolí bez modifikace

<b>Contact</b>	2 faces
<b>Target</b>	1 face
<b>Type</b>	Frictional
<b>Friction Coefficient</b>	0,1
<b>Trim Contact</b>	Off
<b>Formulation</b>	Augmented Lagrange
<b>Normal Stiffness</b>	Factor
<b>Normal Stifness Factor</b>	0,5

Tab. 5: Nastavení kontaktů soukolí bez modifikace

### 6.3 DISKRETIZACE MODELU

Z důvodu vhodného zachycení napětí a deformací v ozubeném soukolí bylo důležité zmenšit velikost a upravit kvalitu uspořádání prvků sítě, přičemž bylo nutné docílit akceptovatelného výpočtového času. Sít' modelu ozubeného soukolí (Obr. 39) je jak pro kolo, tak pro pastorek tvořena čtyřstěny o maximální velikosti 4 mm a v oblasti boků zubů je provedeno zjemnění prvků sítě, které je tvořeno dvěma vrstvami šestistěnnů. Velikost šestistěnnů byla na základě porovnání výsledků numerických simulací uvedených v kap. 7.1. stanovena na 0,30 mm. Požadované kvality sítě bylo dosaženo pomocí prvků Edge Sizing, Face Sizing a Sweep Method.



Obr. 39: Zjemnění sítě v oblasti boků zubů

## 6.4 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Sestava soukolí byla v rámci analýzy zpracovávána bez použití převodové skříně, ložisek a hřídelů. Bylo tudíž nutné použití vazeb a okrajových podmínek (Obr. 40), díky kterým byla dosažena simulace uložení, zatížení, průběhu napětí a deformací srovnatelná s reálným provozem.

### REMOTE DISPLACEMENT

Na střed kola i pastorku byla aplikovaná funkce Remote Displacement, díky které lze pro oba komponenty zadat hodnoty pro všech 6 stupňů volnosti. U obou komponent byla tato funkce nastavena na válcovou plochu středu a byla jim umožněna rotace kolem os otáčení, přičemž kolo se otáčelo volně a otáčení pastorku bylo vždy dáno předepsanou hodnotou úhlu natočení.

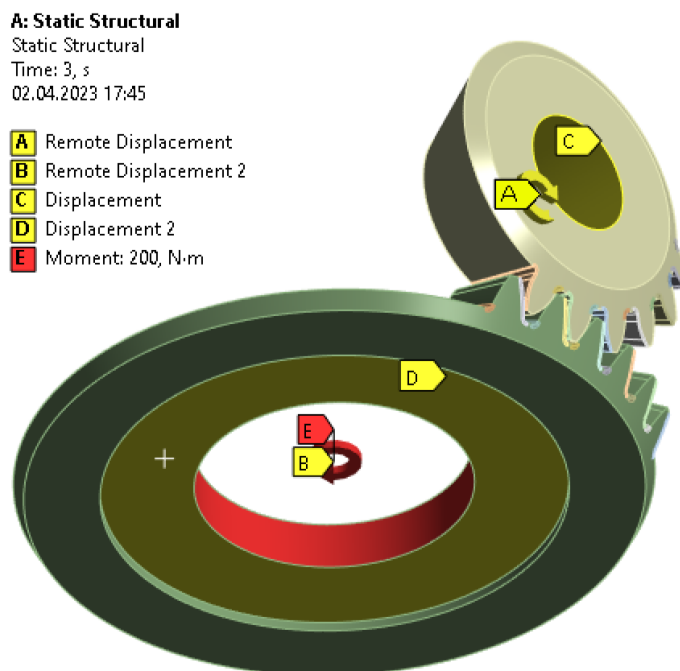
### DISPLACEMENT

Dále byla na oba komponenty aplikována funkce Displacement, která nahradila osazení hřídelů, respektive axiální vazbu tělesa pastorku a kola. V případě pastorku byla tato funkce nastavena na hranu mezi plochou středové díry a vnější čelní plochou. V případě kola byla tato funkce aplikována na vnější čelní plochu (plocha blíže středu).

### MOMENT

Neméně důležitým prvkem přípravy výpočtového modelu byla aplikace momentu a sice brzdného momentu, aplikovaného do středu kola. Velikost momentu, který ve výpočtu nahrazoval provozní zatížení, se lišil podle simulovaných provozních podmínek (150, 200 a 300 Nm).





Obr. 40: Aplikace okrajových podmínek

## 6.5 NASTAVENÍ ANALÝZY

Analýza byla postavena na základě sledování třetího páru spolu zabírajících zubů ze šesti zvolených. Druhý pár zubů byl na začátku analýzy v záběru a třetí, sledovaný, pár zubů se nacházel právě před vstupem do záběru. Na samotném počátku analýzy byl druhý pár zubů právě v záběru, tudíž v bezprostředním kontaktu a s nulovou penetrací. Analýza byla dále rozdělena na 77 kroků (stepů), kdy během prvního kroku došlo k zatížení hnaného kola brzdícím momentem, přičemž střed pastorku měl ve všech stupních volnosti zcela omezen pohyb. Počínaje druhým krokem se pastorek začal otáčet kolem své osy a sice o  $0,5^\circ$  během každého kroku. Sledovaný pár zubů zcela prošel záběrem a analýza byla ukončena po výstupu sledovaného páru zubů ze záběru. Pastorek byl tedy během analýzy potočen o  $38^\circ$  (zbývajících 76 kroků), přičemž na hnané kolo během simulace působil konstantní brzdící moment.

## 6.6 MĚŘENÍ CHYBY PŘEVODU

Do středů byly mimo jiné umístěny vzdálené body (funkce programu Remote Points), díky kterým bylo možné sledovat hodnoty aktuálního úhlu natočení pastorku a kola, tudíž skutečné hodnoty úhlů natočení jednotlivých komponent v rámci této simulace. Dalším krokem nutným k vygenerování zpracovatelných dat bylo vytvoření příkazu (APDL Commands), který vygeneroval textový soubor o 3 sloupcích a 77mi řádcích, kde pro každý ze 77mi kroků byla uvedena skutečná hodnota natočení kola a pastorku. Tyto hodnoty byly dále zpracovávány v programu excel, kde byla vypočtena hodnota chyby převodu pro každý z jednotlivých kroků. Z těchto číselných hodnot byly vytvořeny grafy průběhu STE a dále dopočítány hodnoty PPTE nutné pro porovnání jednotlivých variant modifikací.

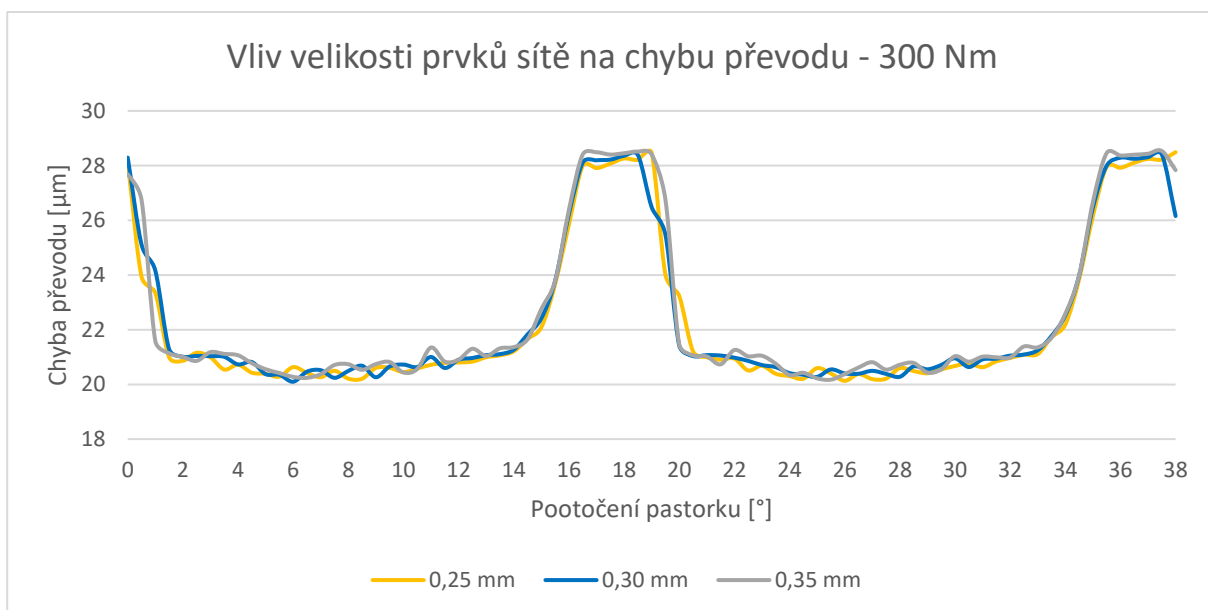
## 7 PREZENTACE VÝSLEDKŮ

V rámci této práce byla v první řadě stanovena vhodná velikost zjemnění sítě v oblasti boku a paty zubů. Následně byly porovnávány výsledky průběhů STE se zaměřením především na hodnotu PPTe pro více zatěžujících momentů (150, 200 a 300 Nm) a pro jednotlivé varianty modifikací. Nejvíce sledovanou oblastí byl vliv velikosti lineární výškové modifikace pro jednotlivé zátěžné momenty. Pro každý ze zátěžných momentů byl rovněž prověřen vliv modifikace výšky zubu, jehož výsledek byl následně porovnán s výsledky soukolí bez modifikace výšky zubu a soukolími s lineárními výškovými modifikacemi s nejlepšími výsledky. Pro danou lineární výškovou modifikaci s nejlepším výsledkem pro zátěžný moment 200 a 300 Nm byl dále prověřen vliv tvaru výškové modifikace a sice pro parabolickou a exponenciální modifikaci, která byla dále porovnána s výsledky STE soukolí bez modifikace. U soukolí byl dále prověřen vliv montážní nepřesnosti na výslednou chybu převodu.

### 7.1 VLIV VELIKOSTI PRVKŮ SÍTĚ NA CHYBU PŘEVODU

Jak bylo zmíněno v kapitole 6.3, diskretizace modelu pastorku i kola byla rozdělena na 3 části. První částí bylo těleso, jehož síť byla vytvořena ze čtyřstěnných prvků. Dalšími částmi byly boky zubů tvořící kontakty a třetí částí byly paty zubu, které podléhaly největšímu ohybovému napětí zubu. Síť pro boky a paty zubů byla tvořena dvěma vrstvami šestistěnných prvků. V této kapitole je porovnán vliv velikosti prvků sítě na chybu převodu a na sledované napětí v ozubení.

Prověřován byl vliv pro velikost prvků 0,25; 0,30 a 0,35 mm při zatížení kuželového soukolí krouticím momentem 300 Nm, přičemž z Graf č. 1 je zřejmé, že průběh chyby převodu je pro všechny tři velikosti prvků bez výrazné změny. V Tab. 6 lze vidět skutečnost, že i sledovaná hodnota PPTe se rovněž výrazně nemění.



Graf č. 1: Vliv velikosti prvků zjemnění sítě na chybu převodu



Velikost prvků zjemnění sítě [mm]	PSTE c	Změna [%]	Výpočtový čas [h]
0.25 mm	8.313	-0.543	26,5
0.30 mm	8.358	-	12,5
0.35 mm	8.363	0.059	6,5

Tab. 6: Vliv velikosti prvků zjemnění sítě na chybu převodu

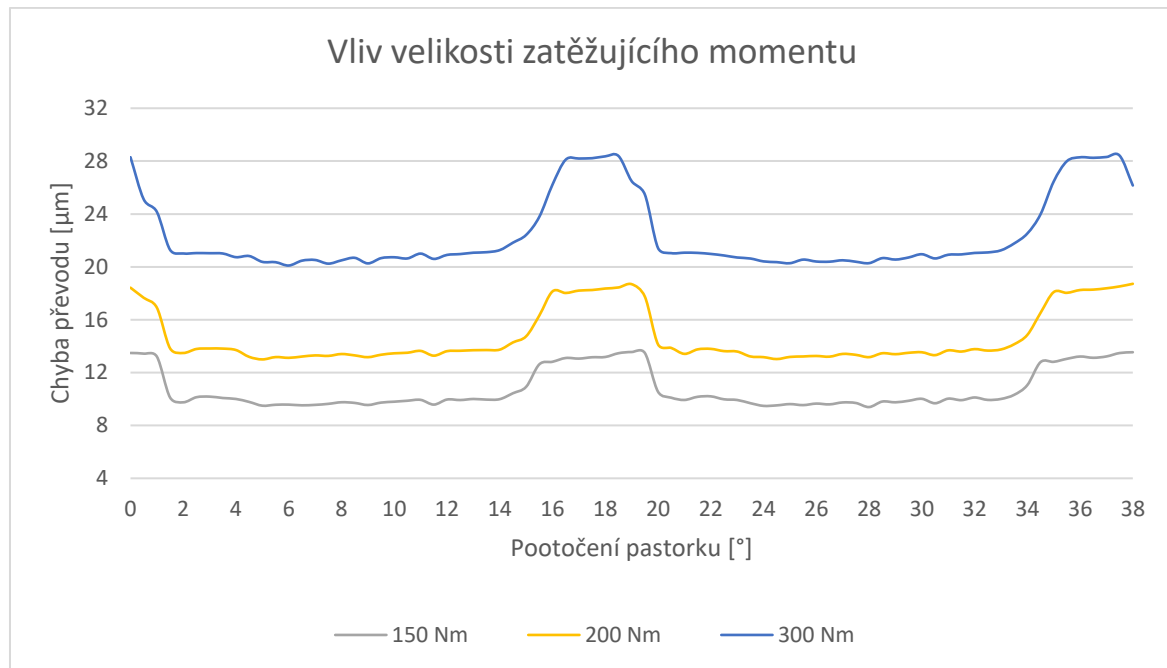
Další důležitou oblastí výsledků jsou výsledná napětí uvedená v Tab. 7. Za účelem prověření širšího rozsahu velikosti prvků byla provedena analýza ozubení s prvky zjemnění sítě o velikosti 0,20 mm. Rozdíl maximálních kontaktních napětí se pohyboval v řádech jednotek procent. Hodnoty PSTE chyby převodu u sítě s velikostí prvků ve zjemnění 0,30 a 0,35 mm mají zanedbatelný rozdíl (0,006 %), přičemž hodnoty maximálního redukovaného napětí a napětí v patě zubu se liší s malým rozdílem u velikosti prvků 0,25 a 0,30 mm. S ohledem na množství výpočtů a omezený výkon výpočetní techniky byl důležitou oblastí výsledků rovněž výpočtový čas (Tab. 6), který pro velikost prvků ve zjemnění sítě o velikosti 0,20 mm trval 36 h, pro velikost 0,25 mm trval 26,5 h, pro velikost prvků 0,30 mm trval 12,5 h a pro velikost prvků 0,35 byl výpočtový čas 6,5 h. Na základě těchto výsledků byla pro další analýzy zvolena velikost prvků 0,30 mm.

Velikost prvků zjemnění sítě	Max. kontaktní napětí [MPa]	Rozdíl velikosti kontakt. napětí [%]	Max. redukované napětí [MPa]	Max. napětí v patě zubu [MPa]
0.20 mm	914,8	4,88	818	361
0.25 mm	923,7	5,90	913,2	347
<b>0.30 mm</b>	<b>872,2</b>	-	<b>914,9</b>	<b>344</b>
0.35 mm	848,8	-2,68	836,6	336

Tab. 7: Vliv velikosti prvků zjemnění sítě na napětí v ozubení

## 7.2 VLIV ZATĚŽUJÍCÍHO MOMENTU NA CHYBU PŘEVODU

U soukolí bez modifikace byl prověřen vliv zátěžného momentu na chybu převodu. Z Graf 2 je zřejmé, že se zvyšujícím se momentem nabývá chyba převodu vyšších hodnot, což je primárně způsobeno větší deformací zubů při působení většího zatížení. Dále Tab. 8 tuto informaci doplňuje o skutečnost, že se zvyšujícím se momentem rovněž roste hodnota PSTE.



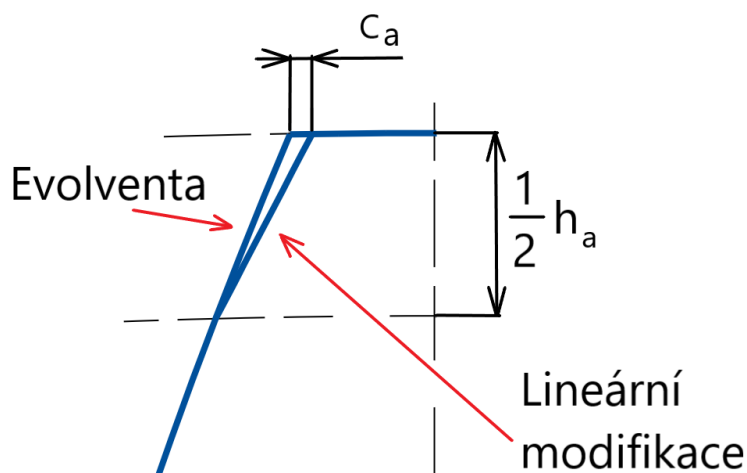
Graf 2: Vliv velikosti zatěžujícího momentu

Zatěžující moment [Nm]	PPTE [ $\mu\text{m}$ ]
150	4.164
200	5.721
300	8.313

Tab. 8: Vliv velikosti zatěžujícího momentu na chybu převodu

### 7.3 VLIV VELIKOSTI LINEÁRNÍ VÝŠKOVÉ MODIFIKACE NA CHYBU PŘEVODU

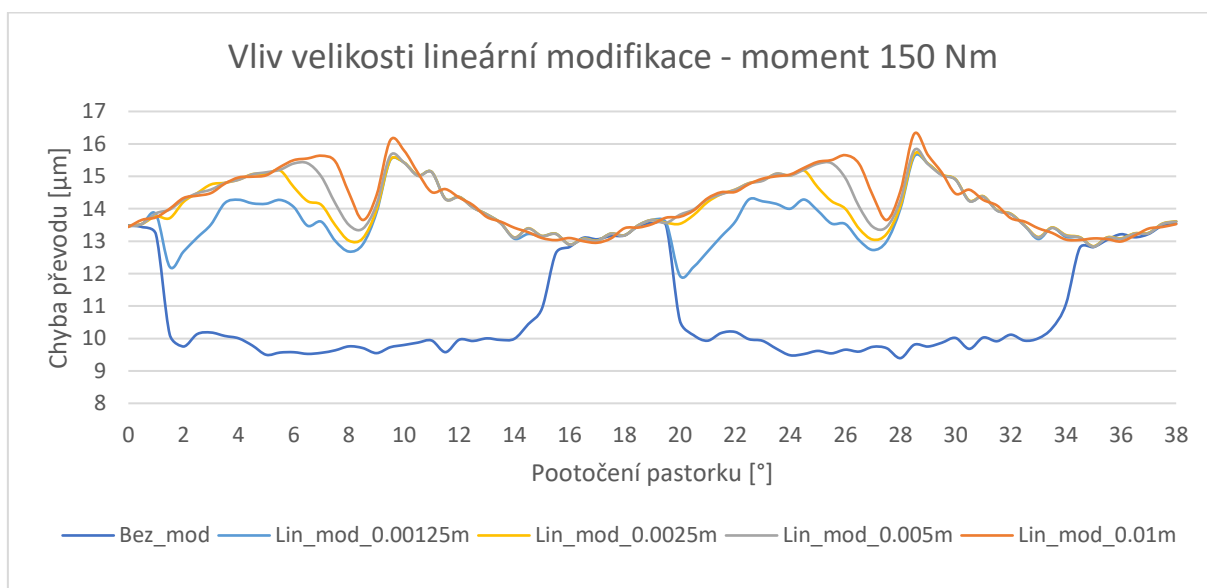
V této kapitole jsou uvedeny výsledky průběhů STE pro tři různá zatížení a více velikostí lineárních modifikací, jejichž hodnoty jsou dále uvedeny pro každou konkrétní velikost. Jelikož se zvyšujícím se zatížením dochází k větším deformacím spolu zabírajících zubů a podle Tab. 8 i nejvíce sledované hodnoty PPTE, lze předpokládat, že pro zatížení 150 Nm bude vhodná menší velikost lineární modifikace, než pro zatížení 200, či 300 Nm. Na ozubení byla aplikována krátká výšková modifikace o rozměrech zobrazených na Obr. 41, kde je výška modifikace  $\frac{1}{2}h_a$  totožná pro všechny modifikace. Šířka modifikace  $c_a$  nabývá dále zmíněných hodnot o velikostech 0,00125 až 0,06 · m.



Obr. 41: Rozměry lineární modifikace

### 7.3.1 VLIV VELIKOSTI VÝŠKOVÉ MODIFIKACE - 150 Nm

V rámci zkoumání vlivu velikosti lineární modifikace na STE při zatížení 150 Nm byly na ozubení aplikovány modifikace o velikostech 0,01; 0,005; 0,0025 a 0,00125 · m. Z Graf 3 je patrné, že při aplikaci modifikací se STE pohybuje ve vyšších hodnotách, nicméně hodnota PPTE, která má hlavní podíl na buzení vibrací, potažmo hluku, výrazně klesá (viz. Tab. 9). Velikost lineární modifikace s nejnižší hodnotou PPTE je 0,0025 m a v porovnání se soukolím bez modifikace došlo ke zlepšení o 31,89 %. Hodnoty výsledných napětí u modifikací s nejlepšími výsledky vzrostly (porovnání výsledných napětí viz. Tab. 10), a sice u modifikace o velikosti 0,0025 · m nabývá maximální kontaktní napětí hodnoty 552,9 MPa, kdy součinitel bezpečnosti nabývá hodnoty 2,21 ( $S_{Hmin}=1,3$ ) a maximální napětí v patě zubu nabývá hodnoty 215,3 MPa, a součinitel bezpečnosti tedy nabývá hodnoty 3,27 ( $S_{Fmin}=1,7$ ), tudíž se obě tyto hodnoty pohybují ve zcela bezpečném rozsahu.



Graf 3: Vliv velikosti lineární modifikace na chybu převodu - 150 Nm

Velikost lineární modifikace	PPTE [ $\mu\text{m}$ ]	Zlepšení [%]
Bez modifikace	4.163	-
0.01 m	3.360	19.302
0.005 m	2.974	28.580
0.0025 m	2.836	31.894
0.00125 m	3.676	11.715

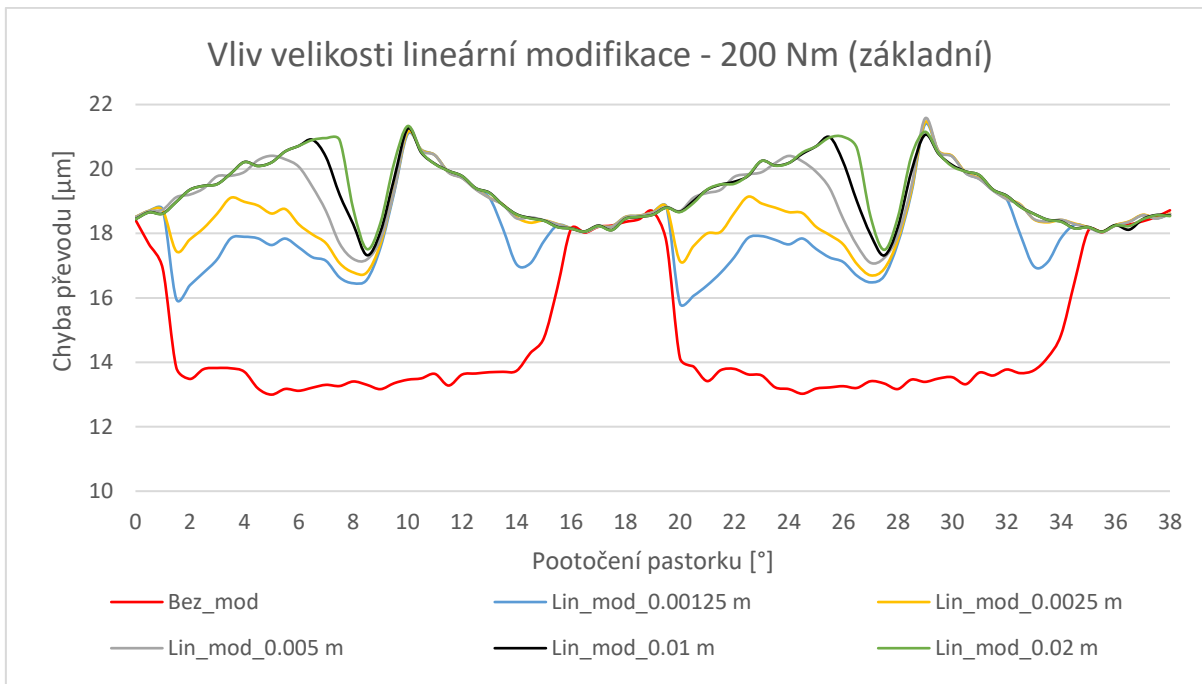
Tab. 9: Vliv velikosti lineární modifikace na chybu převodu - 150 Nm

	Max. kontaktní napětí [MPa]	$S_H$ ( $S_{H\min}=1,3$ )	Max. napětí v patě zubu [MPa]	$S_F$ ( $S_{F\min}=1,7$ )
Bez_mod	529	2,31	179	3,94
Lin_mod_0.0025m	<b>552.6</b>	<b>2,21</b>	<b>215.3</b>	<b>3,27</b>
Lin_mod_0.005m	552.2	2,21	223	3,16

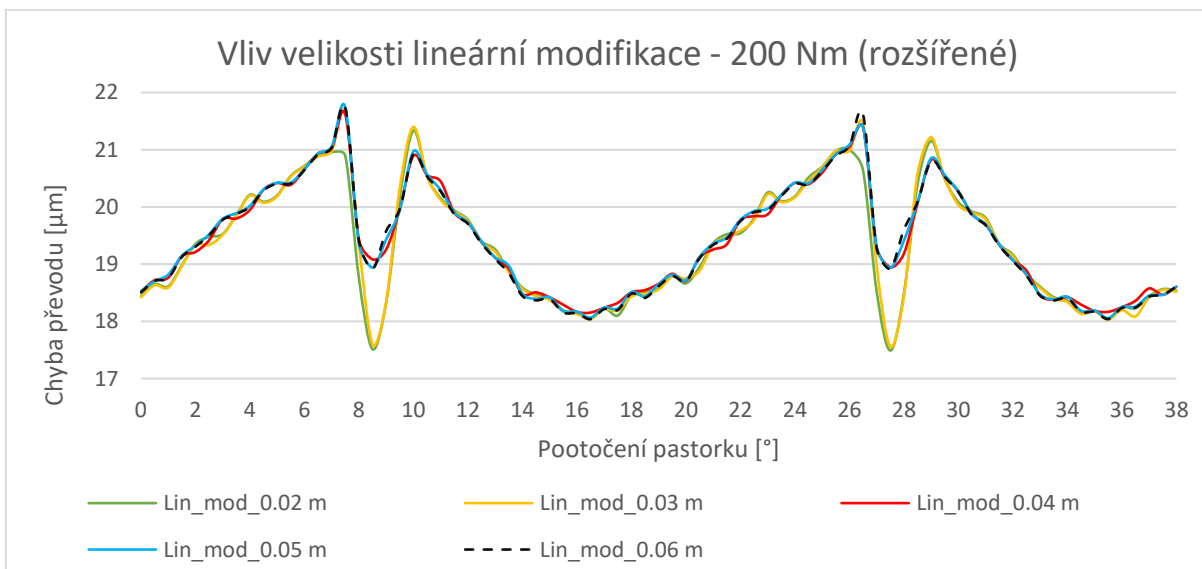
Tab. 10: Porovnání napětí pro lineární modifikaci - 150 Nm

### 7.3.2 VLIV VELIKOSTI VÝŠKOVÉ MODIFIKACE - 200 Nm

Při zkoumání vlivu lineární modifikace při zatížení momentem 200 Nm byl prověřen širší rozsah jejích velikostí a to z důvodu, že se zvyšováním hodnoty  $c_a$  hodnota PPTE stále klesala a bylo nutné tento vliv důkladně prověřit, aby bylo patrné, že se hodnota PPTE už nezlepšuje, případně začíná nabývat vyšších hodnot. V Graf 4, potažmo v Tab. 11, lze vidět porovnání průběhu STE ozubení bez modifikace s zubeními s aplikovanými modifikacemi o velikostech 0,00125; 0,0025; 0,005; 0,01 a 0,02 · m, z nichž je zřejmé, že se zvětšující se velikostí hodnoty  $c_a$  hodnota PPTE klesá. V Graf 5 a rovněž v Tab. 11 lze vidět porovnání průběhů STE pro lineární modifikace o velikostech  $c_a$  0,02; 0,03; 0,04; 0,05 a 0,06 · m, z nichž je patrné, že se výsledná hodnota PPTE se zvyšováním velikosti modifikace zlepšuje a nejlepší vliv na PPTE má právě modifikace o velikosti 0,04 · m. U dalších prověřených modifikacích o velikostech 0,05 a 0,06 m lze evidovat mírné zhoršení hodnoty PPTE, přičemž se výsledky jak průběhu STE, tak hodnoty PPTE takřka nemění.



Graf 4: Vliv velikosti lineární modifikace - 200 Nm (základní)



Graf 5: Vliv velikosti lineární modifikace - 200 Nm (rozšířené)

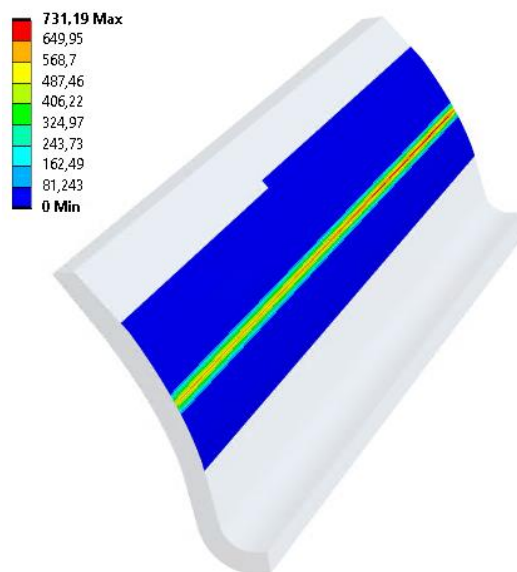
Velikost lineární modifikace	PPTe [ $\mu\text{m}$ ]	Zlepšení [%]
Bez modifikace	5.72	-
0.00125 m	5.558	2.843
0.0025 m	4.749	16.976
0.005 m	4.476	21.757
0.01 m	3.937	31.185
0.02 m	3.843	32.830
0.03 m	4.109	28.165
0.04 m	3.466	39.414
0.05 m	3.684	35.597
0.06 m	3.695	35.413

Tab. 11: Vliv velikosti lineární modifikace - 200 Nm

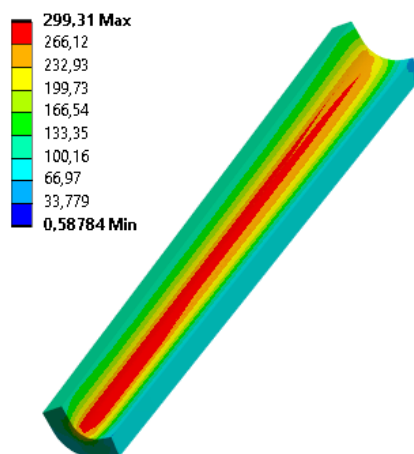
Pro kompletní vyhodnocení použitelnosti modifikací je nutno, jako u předchozích měření, vyhodnotit výsledné hodnoty napětí (porovnání viz. Tab. 12), kde je pro soukolí s modifikací 0,04 · m výsledná hodnota max. kontaktního napětí 731,19 MPa (Obr. 42), kdy součinitel bezpečnosti  $S_H$  nabývá hodnoty 1,67 a max. ohybové napětí v patě zubu je 299,3 MPa (Obr. 43), kdy součinitel bezpečnosti  $S_F$  nabývá hodnoty 2,36. U soukolí s modifikací o velikosti 0,05 m se výsledná maximální napětí oproti modifikaci 0,04 m téměř nemění a nabývají hodnot 731,37 MPa (Obr. 44) pro kontaktní tlak a 298,9 MPa (Obr. 45) pro napětí v patě zubu.

	Max. kontaktní napětí [MPa]	$S_H$ ( $S_{H\min}=1,3$ )	Max. napětí v patě zubu [MPa]	$S_F$ ( $S_{F\min}=1,7$ )
Bez_mod	714.2	1,71	229.7	3,07
Lin_mod_0.04m	731.19	1,67	299.3	2,36
Lin_mod_0.05m	731.37	1,67	298.9	2,36

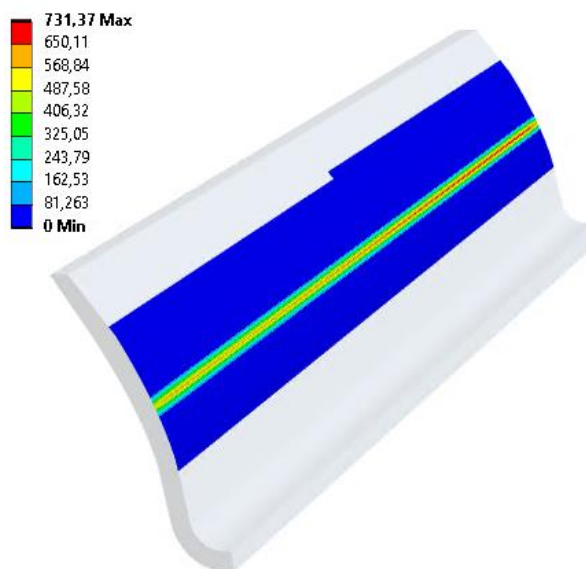
Tab. 12: Porovnání napětí pro lineární modifikaci - 200 Nm



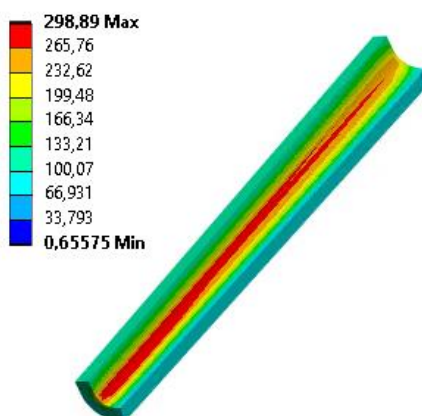
Obr. 42: Maximální kontaktní tlak - lin. mod. 0,04 m [MPa]



Obr. 43: Maximální napětí v patě zubu - lin. mod. 0,04 m [MPa]



Obr. 44: Maximální kontaktní tlak - lin. mod. 0,05 m [MPa]

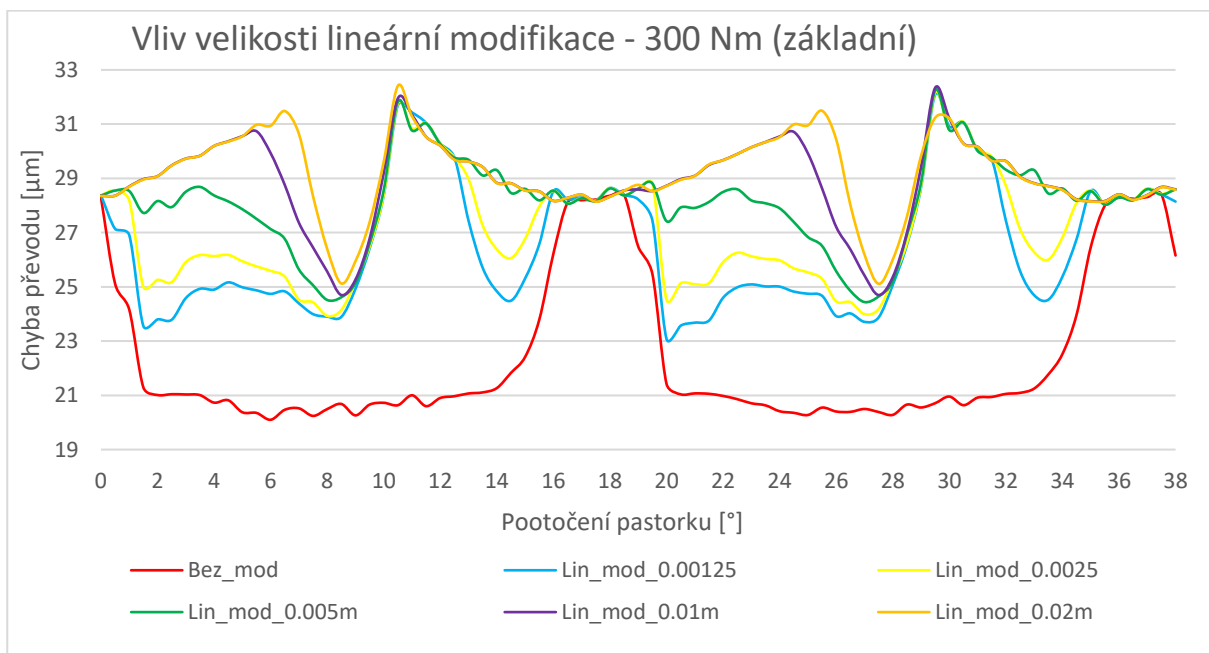


Obr. 45: Maximální napětí v patě zubu - lin. mod. 0,05 m [MPa]

### 7.3.3 VLIV VELIKOSTI VÝŠKOVÉ MODIFIKACE - 300 NM

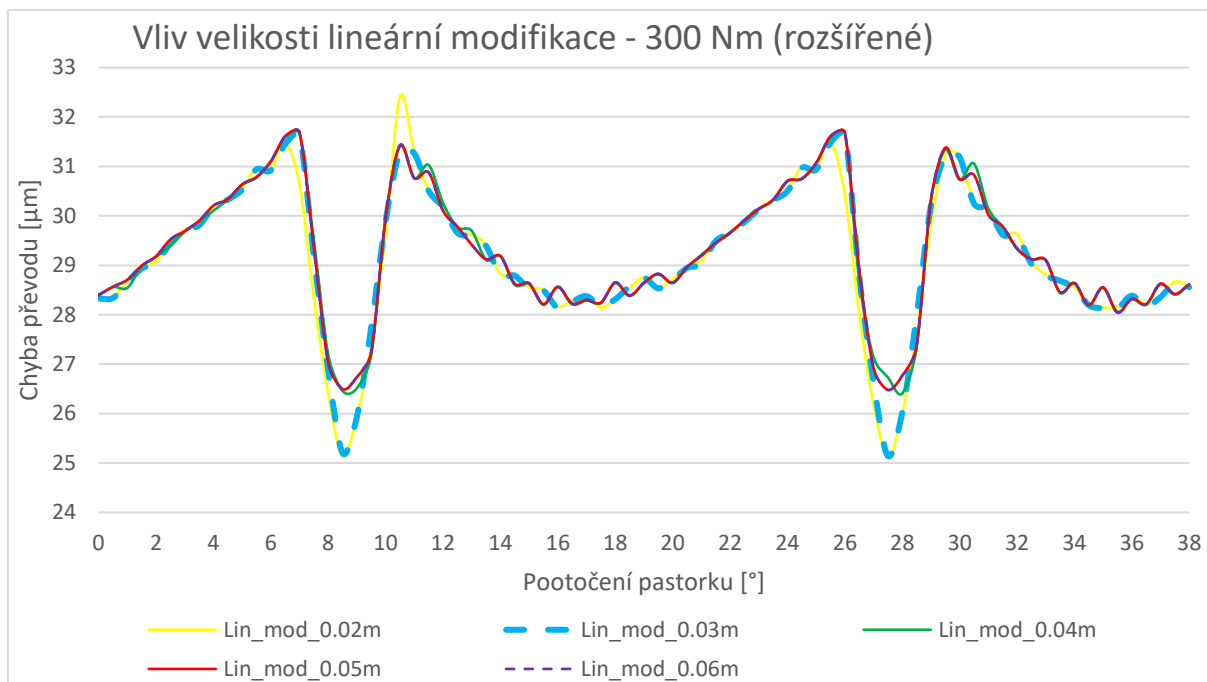
Vliv velikosti lineární modifikace na chybu převodu byl dále důkladně prověřen pro zátěžný moment 300 Nm. Jelikož je soukolí navrženo pro zatížení 200 Nm, lze se při vyhodnocování výsledných napětí setkat s hodnotami, které již překračují dovolené meze únavy a to zejména pro kontaktní tlak v ozubení. V první řadě je nutné uvažovat, že soukolí bez modifikace při zatížení 300 Nm vyhovuje návrhovým požadavkům, dále při porovnání vlivu jednotlivých modifikací na STE není překročení těchto dovolených hodnot stěžejní, nicméně následně bude zahrnuto do hodnocení.

Na soukolí byly aplikovány rovněž lineární výškové modifikace o velikostech  $c_a$  0,00125; 0,0025; 0,005; 0,01; 0,02; 0,03; 0,04; 0,05 a 0,06 m, přičemž v Graf 6 a v Graf 7 lze vidět, že při zvyšování velikosti modifikace se průběh STE pohybuje ve vyšších hodnotách, přičemž se stejně jako v předchozích případech hodnota PPTE snižuje. Na základě srovnání výsledků v Tab. 13 lze vyhodnotit, že hodnota PPTE má nejnižší hodnotu při aplikaci lineární modifikace o velikosti 0,05 m, přičemž hodnota PPTE pro velikost modifikace 0,06 m se liší pouze s malým rozdílem.



Graf 6: Vliv velikosti lineární modifikace na chybu převodu - moment 300 Nm (základní)





Graf 7: Vliv velikosti lineární modifikace na chybu převodu - moment 300 Nm (rozšířené)

Velikost lineární modifikace	PPTE [ $\mu\text{m}$ ]	Zlepšení [%]
Bez modifikace	8.313	-
0.00125 m	9.010	-8.379
0.0025 m	8.239	0.885
0.005 m	7.808	6.075
0.01 m	7.644	8.043
0.02 m	7.301	12.174
0.03 m	6.508	21.715
0.04 m	5.283	36.453
0.05 m	5.211	37.314
0.06 m	5.217	37.242

Tab. 13: Vliv lineární modifikace na chybu převodu - 300 Nm

Při tomto měření byl rovněž evidován výrazný nárůst napětí, kdy maximální zjištěné hodnoty již přesahují přípustná napětí (viz. Tab. 14). Při porovnání výškové modifikace o velikosti 0,05 · m se soukolím bez modifikace bylo zjištěno snížení součinitele bezpečnosti pro kontaktní napětí  $S_H$  z původní hodnoty 1,4 na hodnotu 1,21 a součinitel bezpečnosti v ohybu  $S_F$  se snížil z původní hodnoty 2,05 na 1,57. Soukolí s výškovými modifikacemi při zatížení 300 Nm tedy nevyhovuje požadavkům konstrukčního návrhu uvedeného v kapitole 4.

	Max. kontaktní napětí [MPa]	$S_H$ ( $S_{Hmin}=1,3$ )	Max. napětí v patě zubu [MPa]	$S_F$ ( $S_{Fmin}=1,7$ )
Bez_mod	872.2	1,4	344.7	2,05
Lin_mod_0.05m	1006.7	1,21	448.4	1,57
Lin_mod_0.06m	1008.8	1,21	448.2	1,57

Tab. 14: Porovnání napětí pro lineární modifikaci - 300 Nm

## 7.4 VLIV MODIFIKACE VÝŠKY ZUBU NA CHYBU PŘEVODU

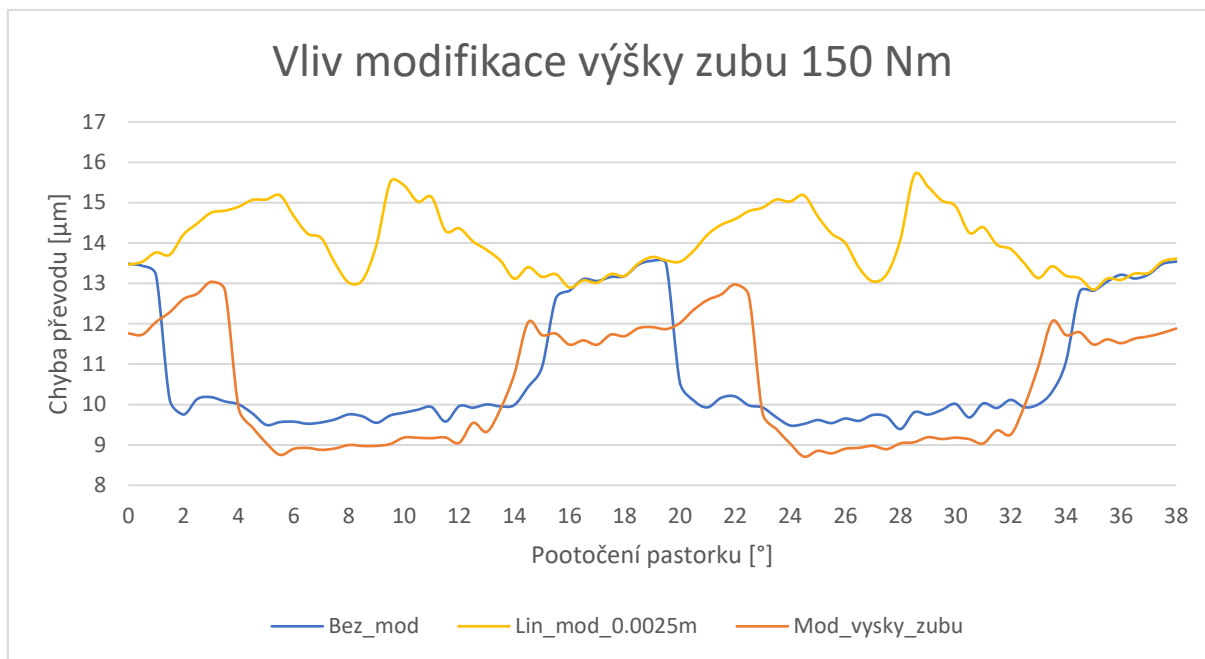
V technické praxi se zejména u kuželových soukolí běžně používá modifikovaná výška zubu. Při zachování původního úhlu záběru (standardně 20°) je při modifikaci výšky zubu docíleno menších deformací jednotlivých zubů a dochází k výraznému snížení ohybového napětí v patě zubu. Součástí této práce bylo prověření vlivu modifikace výšky zubu na chybu převodu a výsledná napětí (konkrétní hodnoty pro výšku zubu jsou uvedeny v Tab. 15.).

Typ modifikace	Výška hlavy [mm]	Výška paty [mm]
Bez modifikace pastorek/kolo	3.51	4.3875
Mod. Pastorek	3.143	3.45
Mod. Kolo	2.84	4.216

Tab. 15: Rozměry pro modifikaci výšky zubu.

### 7.4.1 VLIV MODIFIKACE VÝŠKY ZUBU – 150 NM

V Graf 8 jsou znázorněny průběhy chyby převodu pro soukolí bez modifikace, s modifikací výšky zubu a lineární modifikací o nevhodnější velikosti pro moment 150 Nm, z něhož je patrné, že chyba převodu pro soukolí s modifikací výšky zubu se pohybuje v nejnižších hodnotách, nicméně hodnota PPTE se zhoršila o 3,9 % (viz. Tab. 16). Kontaktní tlak pro soukolí s modifikací výšky zubu vzrostl na 564,6 MPa a souč. bezpečnosti  $S_H$  nabývá hodnoty 2,16, přičemž však pokleslo napětí v patě zubu na 166,1 MPa, kdy souč. bezpečnosti  $S_F$  nabývá hodnoty 4,24 (viz. Tab. 17). Tyto výsledky ukazují, že je modifikace výšky zubu je pro zátěžný moment 150 Nm nevhodná, přičemž z kapitoly 7.3.1 je patrné, že vhodnější je použití lineární modifikace o velikosti 0,0025 · m, při jejíž aplikaci došlo ke snížení PPTE o 31,9 %.



Graf 8: Vliv modifikace výšky zubu - 150 Nm

Modifikace	PSTE [μm]	Zlepšení [%]
Bez_mod	4.164	
Mod_kuzel	4.328	-3.936
Lin_mod_0.005 m	2.974	28.580
Lin_mod_0.0025 m	2.836	31.894

Tab. 16: Vliv modifikace výšky zubu - 150 Nm

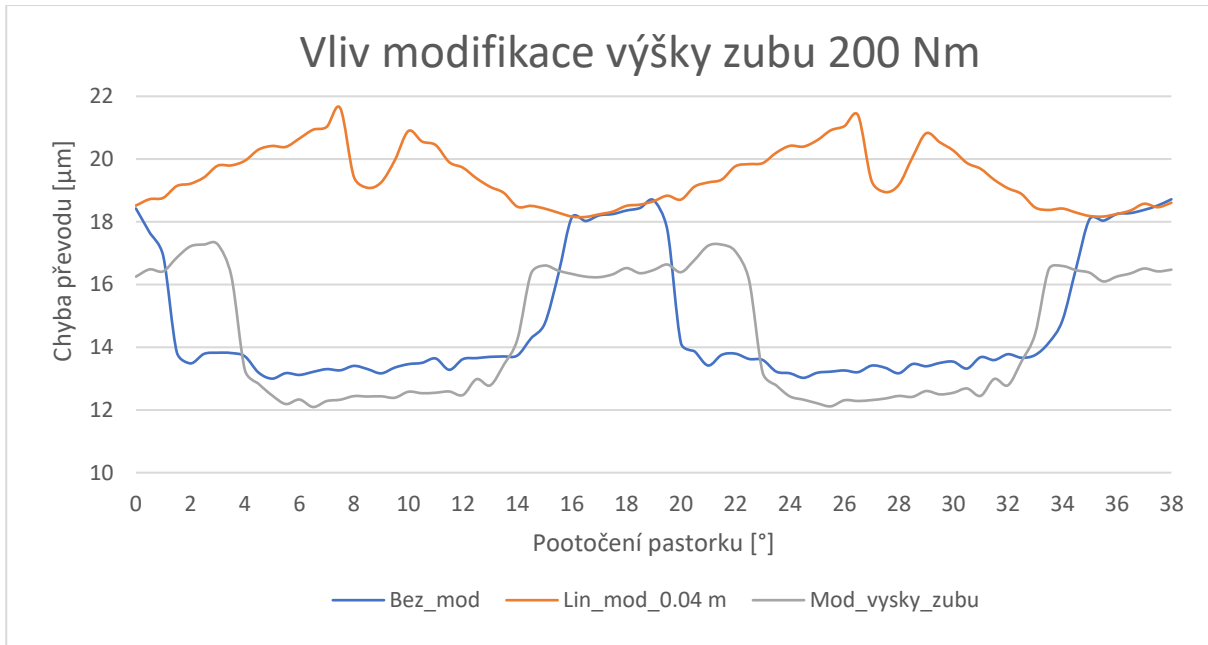
	Max. kontaktní napětí [MPa]	$S_H$ ( $S_{Hmin}=1,3$ )	Max. napětí v patě zubu [MPa]	$S_F$ ( $S_{Fmin}=1,7$ )
Bez_mod	529	2,31	179	3,94
Mod_vyska_zubu	564.6	2,16	166.1	4,24
0.0025m	552.6	2,21	215.3	3,27

Tab. 17: Porovnání napětí pro modifikaci výšky zubu - 150 Nm

#### 7.4.2 VLIV MODIFIKACE VÝŠKY ZUBU - 200 NM

Průběh chyby převodu pro modifikaci výšky zubu při zátěžném momentu (viz. Graf 9) se rovněž pohybuje v nižších hodnotách oproti ozubení bez modifikace a hodnota PSTE se zlepšila o 9,34 % (viz. Tab. 18). Maximální kontaktní napětí (viz. Obr. 46) se zvýšilo na 742,6 MPa, přičemž souč. bezpečnosti  $S_H$  nabývá hodnoty 1,64 a maximální napětí v patě zubu (viz. Obr. 47) kleslo na 212,5 MPa, přičemž souč. bezpečnosti  $S_F$  nabývá hodnoty 3,32 (viz. Tab. 19). Modifikace výšky zubu je tedy s ohledem na chybu převodu i výsledná napětí vhodná,

nicméně hodnota PPTE stále nedosahuje tak nízké hodnoty, jako u lineární výškové modifikace o velikosti  $0,04 \cdot m$ .



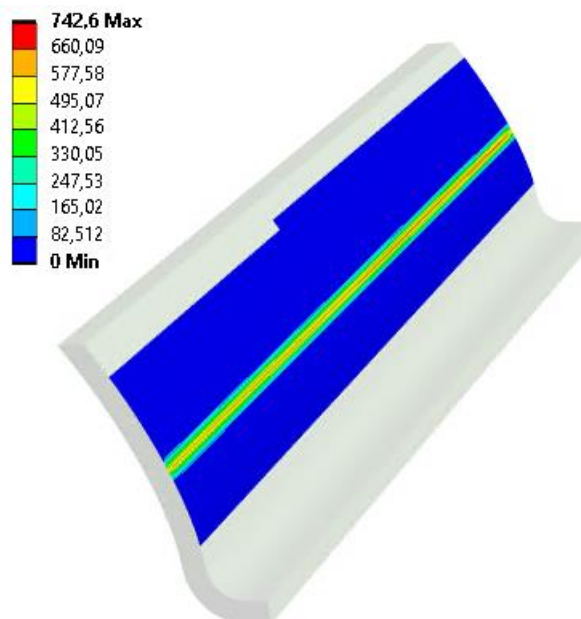
Graf 9: Vliv modifikace výšky zubu - 200 Nm

Modifikace	PPTE [μm]	Zlepšení [%]
Bez_mod	5.721	
Mod_kuzel	5.186	9.340
Lin_mod_0.04 m	3.466	39.414
Lin_mod_0.05 m	3.684	35.597

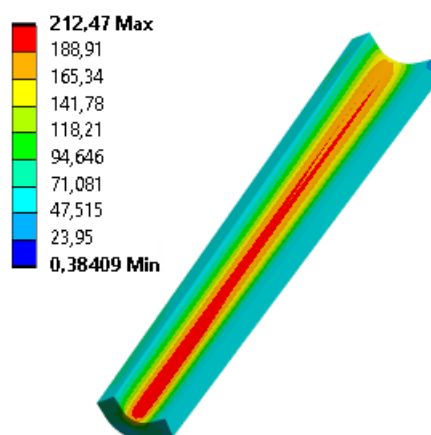
Tab. 18: Vliv modifikace výšky zubu - 200 Nm

	Max. kontaktní napětí [MPa]	$S_H$ ( $S_{Hmin}=1,3$ )	Max. napětí v patě zubu [MPa]	$S_F$ ( $S_{Fmin}=1,7$ )
Bez_mod	714.2	1,71	229.7	3,07
Mod_vyska_zubu	742.6	1,64	212.5	3,32
0.004m	731.2	1,67	299.3	2,36

Tab. 19: Porovnání napětí pro modifikaci výšky zubu - 200 Nm



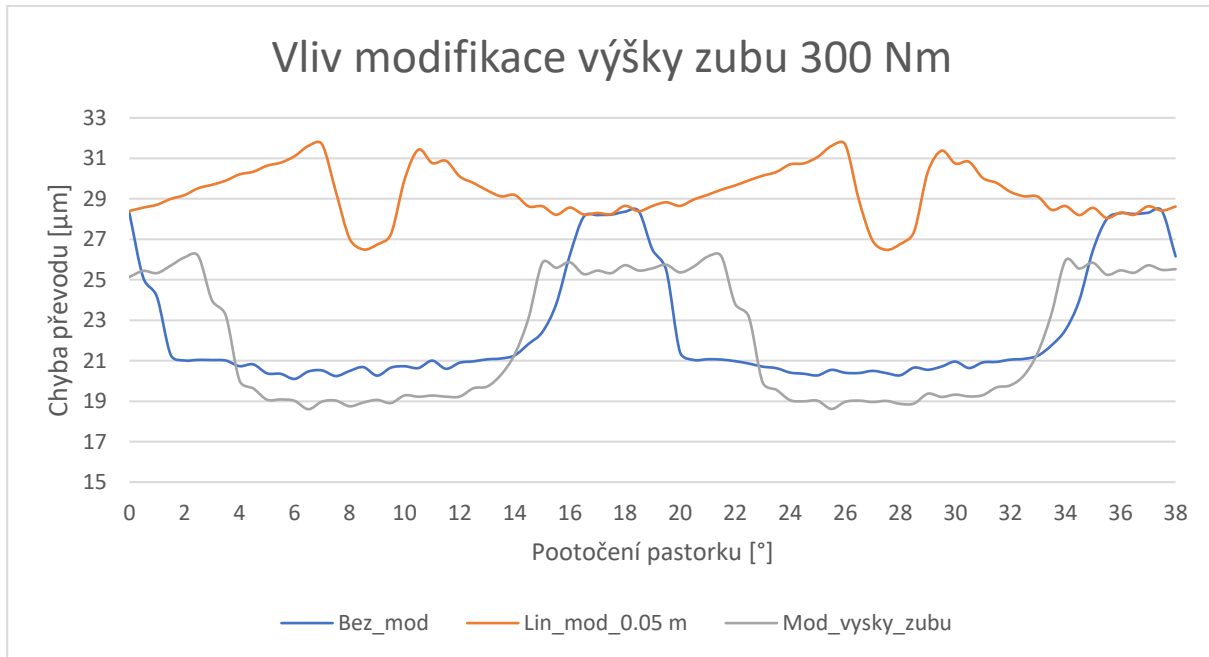
Obr. 46: Maximální kontaktní tlak - modifikace výšky zubu- 200 Nm



Obr. 47: Maximální napětí v patě zubu - modifikace výšky zubu - 200 Nm

### 7.4.3 VLIV MODIFIKACE VÝŠKY ZUBU - 300 NM

Průběh STE pro modifikaci výšky zubu při zátěžném momentu 300 Nm se, rovněž jako u předchozích zátěžných momentů, pohybuje v nižších hodnotách (viz. Graf 10), přičemž hodnoty uvedené v Tab. 20 tuto informaci doplňují o skutečnost, že hodnota PPTE se zlepšila o 8,86 %. Maximální kontaktní tlak (viz. hodnoty uvedené v Tab. 21) se zvýšil na 921,1 MPa, čímž se souč. bezpečnosti  $S_H$  snížil na 1,31 a maximální napětí v patě zubu pokleslo na 318,5 MPa, čímž se souč. bezpečnosti  $S_F$  zvýšil na 2,21, přičemž se obě hodnoty pohybují v bezpečném rozmezí, kdy na základě těchto výsledků toto soukolí s aplikovanou modifikací výšky zubů pro zátěžný moment o velikosti 300 Nm vyhovuje.



Graf 10: Vliv modifikace výšky zubu - 300 Nm

Modifikace	PSTE [ $\mu\text{m}$ ]	Zlepšení [%]
Bez_mod	8.313	-
Mod_kuzel	7.576	8.860
Lin_mod_0.05 m	5.211	37.314
Lin_mod_0.06 m	5.217	37.242

Tab. 20: Vliv modifikace výšky zubu - 300 Nm

	Max. kontaktní napětí [MPa]	$S_H$ ( $S_{Hmin}=1,3$ )	Max. napětí v patě zubu [MPa]	$S_F$ ( $S_{Fmin}=1,7$ )
Bez_mod	872.2	1,4	344.7	2,05
Mod_vyska_zubu	929.1	1,31	318.5	2,21
0.05m	1006.7	1,21	448.4	1,57

Tab. 21: Porovnání napětí pro modifikaci výšky zubu - 300 Nm

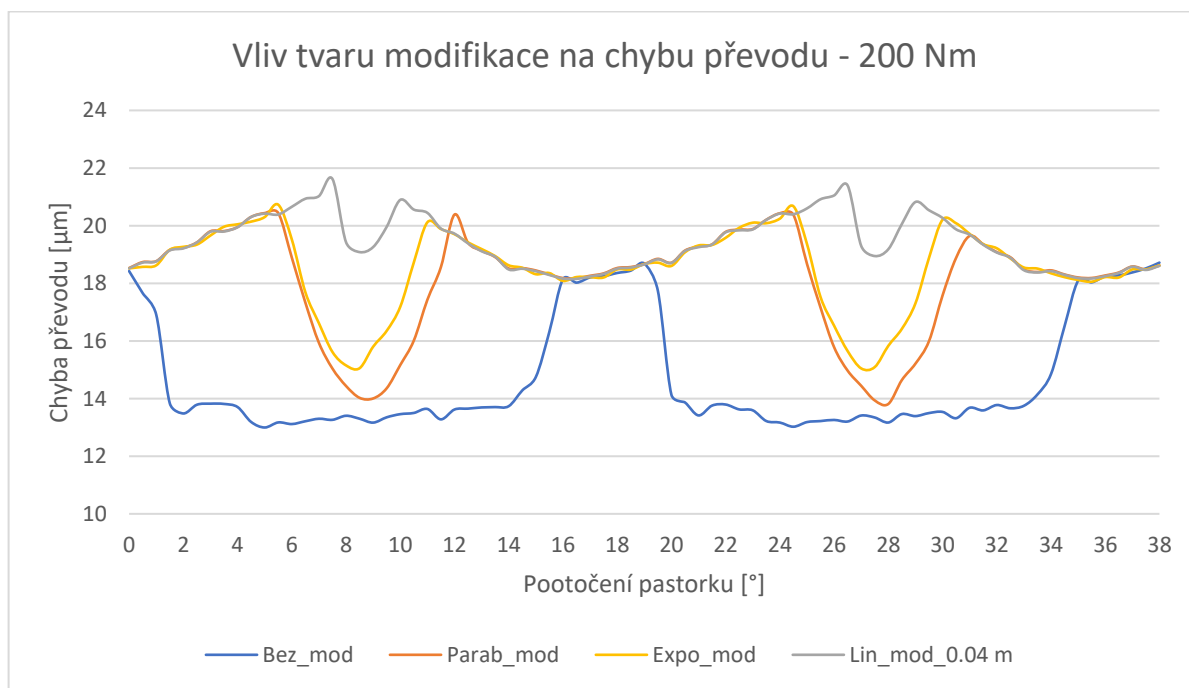
## 7.5 VLIV TVARU VÝŠKOVÉ MODIFIKACE NA CHYBU PŘEVODU

Jak již bylo zmíněno v kapitole 3.2.1, dalším důležitým faktorem v oblasti výškové modifikace je její tvar. Tři základní vhodné tvary modifikace jsou lineární, parabolický a exponenciální a jejich vliv na odlehčení evolventy je zobrazen na Obr. 26. U soukolí s lineární modifikací o velikosti  $0,04 \cdot m$ , která měla při zatížení 200 Nm nejlepší vliv na výslednou hodnotu PSTE a byla zároveň vhodná pro dané použití i s ohledem na výsledná napětí, byla lineární modifikace upravena na parabolickou a exponenciální. Parabolická modifikace splňovala rozměry

modifikace  $0,04 \cdot m$  a tedy i výšku modifikace  $\frac{1}{2} h_a$ . Exponenciální tvar modifikace má již mírné odchylky, na které bylo nutné přistoupit k dosažení tečnosti exponenciální křivky k původní evolventní křivce a dodržení velikosti modifikace. Velikost exponenciálního tvaru modifikace se tedy mírně liší od lineárního a parabolického tvaru a jedná se konkrétně o hodnoty  $0,57 \cdot h_a$  (namísto 0,5) pro výšku modifikace  $l_a$  a  $0,0375 \cdot m$  (namísto 0,4) pro velikost modifikace  $c_a$ . Pro porovnání vlivu tvaru modifikace jsou takto aplikované křivky vhodné, nicméně pro podrobnější posouzení vhodnosti použití by bylo nutné na ozubení aplikovat parabolické a exponenciální modifikace o více velikostech, ať už její výšky  $l_a$ , tak její šířky  $c_a$ .

### 7.5.1 VLIV TVARU VÝŠKOVÉ MODIFIKACE NA CHYBU PŘEVODU – 200 NM

V Graf 11 lze vidět porovnání průběhů STE pro soukolí bez modifikace a s aplikacemi lineární, parabolické a exponenciální modifikace, přičemž již z grafu je patrné, že hodnoty STE se pro výškové modifikace všech tří tvarů pohybují ve vyšších hodnotách, než pro soukolí bez modifikace. Hodnota PPTE (viz. Tab. 22) se pro parabolickou modifikace zhoršila o 15,8 %, přičemž max. kontaktní napětí (Obr. 48) vzrostlo na hodnotu 730,76 MPa a souč. bezpečnosti  $S_H$  se tak snížil na hodnotu 1,67, přičemž max. napětí v patě zubu (Obr. 49) vzrostlo na hodnotu 283,11 MPa, čímž se souč. bezpečnosti  $S_F$  snížil na hodnotu 2,36 tudíž parabolická modifikace o velikosti  $0,04 \cdot m$  je v tomto případě zcela nevhodná (porovnání výsledných napětí v Tab. 23). U exponenciální modifikace se hodnota PPTE zlepšila o 0,7 %, přičemž max. kontaktní napětí (Obr. 50) vzrostlo na 746,84 MPa ( $S_H = 1,63$ ) a max. napětí v patě zubu (Obr. 51) vzrostlo na 285,2 MPa ( $S_F = 2,47$ ), tudíž exponenciální modifikace o této velikosti na základě dosažených výsledků rovněž není vhodná.



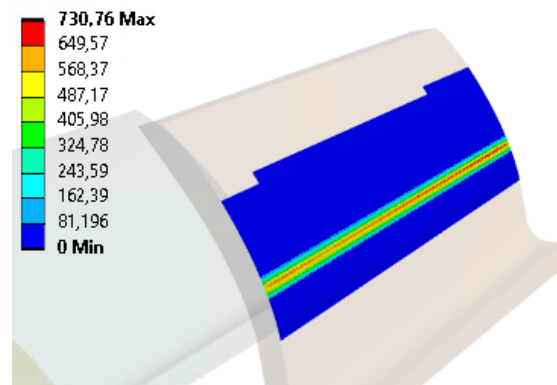
Graf 11: Vliv tvaru výškové modifikace na chybu převodu - 200 Nm

Tvar modifikace	Velikost modifikace	PPTE [ $\mu\text{m}$ ]	Zlepšení [%]
Bez_mod	Bez modifikace	5.721	-
Lin_mod	0.04 m	3.466	39.414
Parab_mod	0.04 m	6.625	-15.806
Expo_mod	$\approx 0.04$ m	5.681	0.694

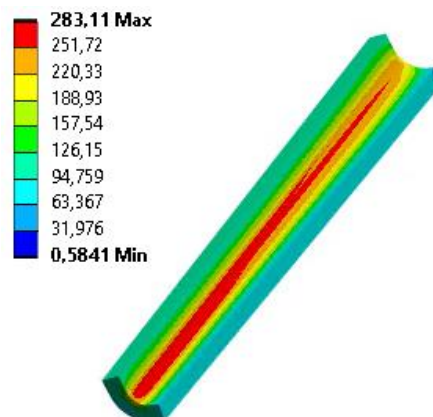
Tab. 22: Vliv tvaru modifikace na PPTE - 200 Nm

	Max. kontaktní napětí [MPa]	$S_H$ ( $S_{Hmin}=1,3$ )	Max. napětí v patě zubu [MPa]	$S_F$ ( $S_{Fmin}=1,7$ )
Bez_mod	714.2	1,71	229.7	3,07
Lin_mod_0,04	731.2	1,67	299.3	2,36
Parab_mod_0,04	730.76	1,67	283.11	2,49
Expo_mod	746.84	1,63	285.2	2,47

Tab. 23: Porovnání napětí pro tvar výškové modifikace - 200 Nm

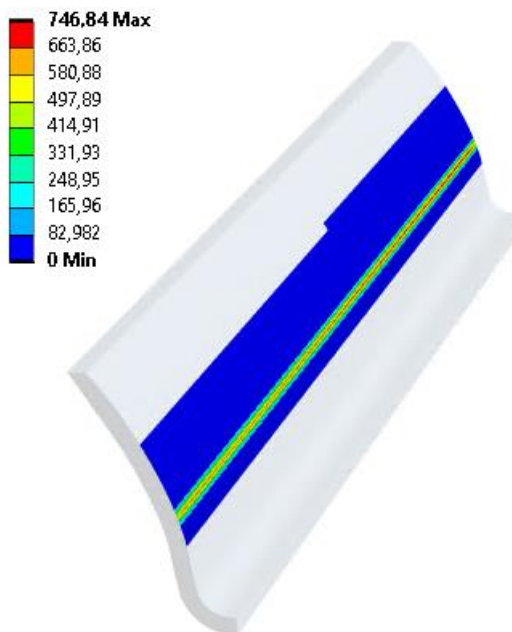


Obr. 48: Maximální kontaktní tlak - parabolická modifikace - 200 Nm

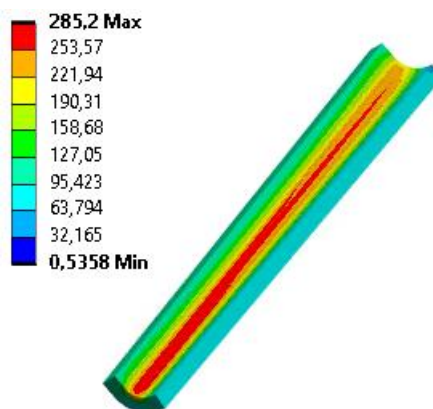


Obr. 49: Maximální napětí v patě zubu - parabolická modifikace - 200 Nm





Obr. 50: Maximální kontaktní tlak - exponenciální modifikace - 200 Nm

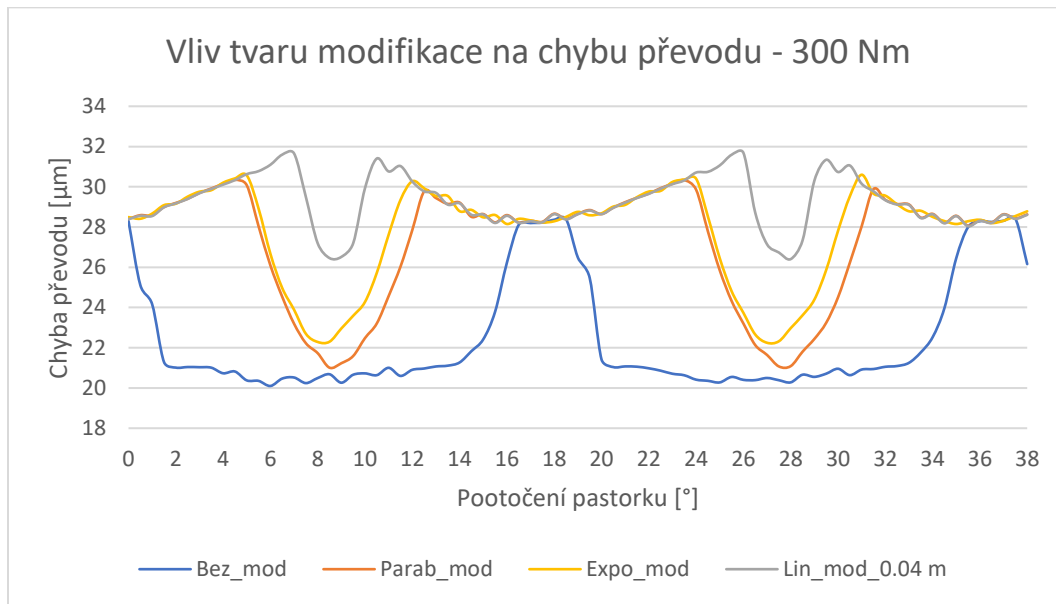


Obr. 51: Maximální napětí v patě zubu - exponenciální modifikace - 200 Nm

### 7.5.2 VLIV TVARU VÝŠKOVÉ MODIFIKACE NA CHYBU PŘEVODU – 300 NM

Z Graf 12 je, rovněž jako v předchozí podkapitole 7.5.1., patrné, že průběhu chyby převodu se pro všechny tři tvary výškové modifikace pohybují ve vyšších hodnotách, přičemž z Tab. 24 a Tab. 25 vyplývají následující závěry. Hodnota PPTe se pro parabolickou modifikaci zhoršila o 12,3 %, přičemž max. kontaktní napětí vzrostlo na 1003,9 MPa, čímž se souč. bezpečnosti  $S_H$  snížil na hodnotu 1,22 a max. napětí v patě zubu vzrostlo na 416,8 MPa, čímž došlo ke snížení hodnoty souč. bezpečnosti  $S_F$  na 1,69, tudíž na základě dosažených výsledků není parabolická modifikace o této velikosti pro zatížení 300 Nm vhodná. Pro exponenciální modifikaci se hodnota PPTe zhoršila o 0,45 %, přičemž max. kontaktní napětí vzrostlo na 972,9 MPa, čímž se souč. bezpečnosti  $S_H$  snížil na hodnotu 1,25 a max. napětí v patě zubu vzrostlo na 418,7 MPa,

čímž se součinitel bezpečnosti  $S_F$  snížil na hodnotu 1,68, tudíž z dosažených výsledků vyplývá, že exponenciální modifikace o této velikosti pro zatěžující moment 300 Nm rovněž není vhodná.



Graf 12: Vliv tvaru výškové modifikace na chybu převodu - 300 Nm

Tvar modifikace	Velikost modifikace	PSTE [ $\mu\text{m}$ ]	Zlepšení [%]
Bez_mod	Bez modifikace	8.313	-
Lin_mod	0.04 m	5.283	36.453
Parab_mod	0.04 m	9.336	-12.310
Expo_mod	$\approx 0.04$ m	8.350	-0.448

Tab. 24: Vliv tvaru modifikace na PSTE - 300 Nm

	Max. kontaktní napětí [MPa]	$S_H$ ( $S_{H\min}=1,3$ )	Max. napětí v patě zubu [MPa]	$S_F$ ( $S_{F\min}=1,7$ )
Bez_mod	872.2	1,4	344.7	2,05
Lin_mod_0.04m	1006.5	1,21	448.2	1,57
Parab_mod_0.04m	1003.9	1,22	416.8	1,69
Expo_mod	972.9	1,25	418.7	1,68

Tab. 25: Porovnání napětí pro tvar výškové modifikace - 300 Nm

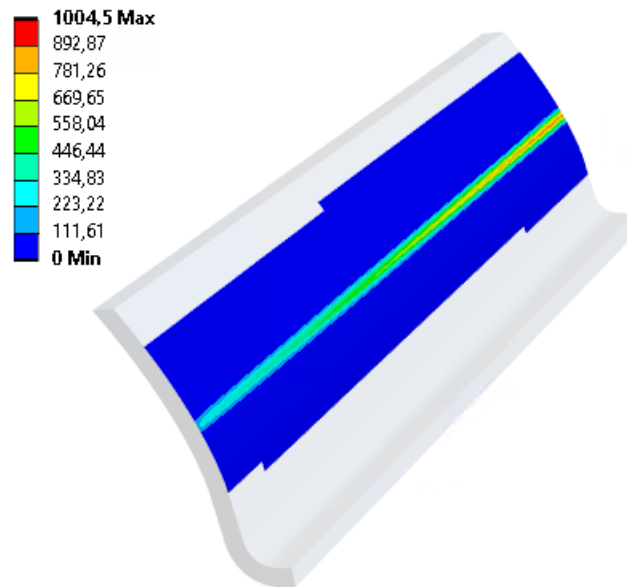
## 7.6 VLIV VYCHÝLENÍ AXIÁLNÍ POLOHY KOLA NA CHYBU PŘEVODU

Důležitou oblastí, potažmo montážním úkonem, je správné seřízení axiální polohy pastorku i kola. Toto seřízení má současně s dodržením výrobních tolerancí zásadní vliv na chod a životnost soukolí, jelikož přímo ovlivňují rozložení kontaktního napětí v dotyku spolu zabírajících zubů (v případě kuželového soukolí s přímými zuby se jedná o přímku dotyku). V technické praxi je při montáži kuželového soukolí běžně seřiditelná axiální poloha pastorku i kola. Výrobce ozubení na základě záběhové zkoušky, případně dalších úprav kontaktních ploch ozubení, předepíše hodnoty pro nastavení vhodných poloh obou komponent. Přesné výrobní tolerance a jakost požadovaného povrchu jsou u kuželových soukolí dosaženy pomocí broušení, případně následného lapování či zaběhávání, přičemž montážní míry a osově přesazení je dále nastavováno na tzv. zaběhávacích strojích pomocí kontroly odvalu a vibrací.

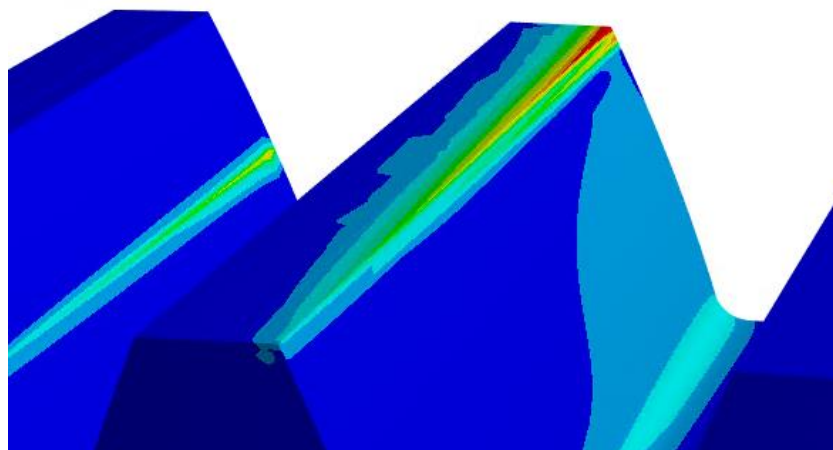
Následující měření bylo provedeno pro dva případy, kdy jeden z případů zahrnoval vychýlení axiální polohy kola od ideální polohy o 0,1 mm směrem k ose pastorku (+0,1 mm) a v druhém případě bylo zahrnuto vychýlení axiální polohy kola od ideální polohy o 0,1 mm směrem od osy pastorku (-0,1 mm).

### VYCHÝLENÍ AXIÁLNÍ POLOHY KOLA SMĚREM K PASTORKU (+0,1 mm)

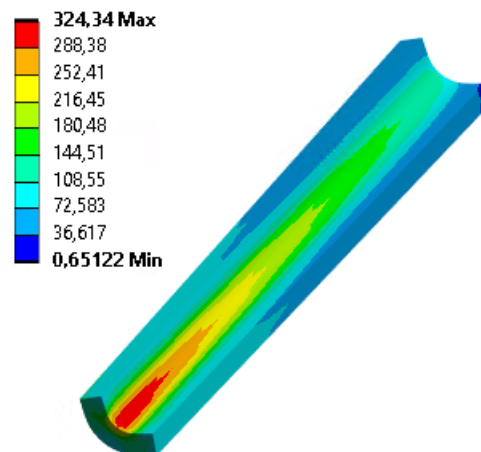
Při zkoumání chyby převodu a výsledných napětí u soukolí s vychýlením axiální polohy směrem k ose pastorku (do záběru) o 0,1 mm lze evidovat výraznou změnu rozložení max. kontaktního napětí na přímce dotyku (Obr. 52). V nezátíženém stavu dochází ke kontaktu pouze na vnitřní straně délky zubu a tedy i k následném přenosu zatížení dochází zejména na vnitřní straně délky zubu. Jelikož se profil zubu směrem ke středu zužuje, dochází tedy k přenosu zatížení výhradně v místě, kde je profil zubu nejmenší, tudíž dochází k největší možné deformaci, potažmo koncentraci napětí. Na Obr. 53 je znázorněno redukované napětí v ozubení kola při vstupu páru zubů do záběru. Maximální kontaktní napětí (porovnání výsledných napětí viz. Tab. 27) nabývá hodnoty 1004,5 MPa (Obr. 52), čímž se souč. bezpečnosti snížil na hodnotu 1,21 a max. napětí v patě zubu (Obr. 54) nabývá hodnoty 324,34 MPa, čímž se souč. bezpečnosti rovněž snížil a sice na hodnotu 2,17. Chyba převodu se pro soukolí s odchylkou axiální polohy kola +0,1 mm k pastorku pohybuje ve vyšších hodnotách (viz. Graf 13), přičemž hodnota PPTÉ, uvedena v Tab. 26, se zhoršila o 14,35 %. V ozubení tedy může při zdanlivě zanedbatelné montážní nepřesnosti vznikat nadměrné napětí, které vede k nedostatečné životnosti soukolí a vzniku nadměrných vibrací.



Obr. 52: Maximální kontaktní napětí - vychýlení axiální polohy kola (+0,1 mm)



Obr. 53: Max. redukované napětí na zubu kola - vstup do záběru (+0,1 mm)

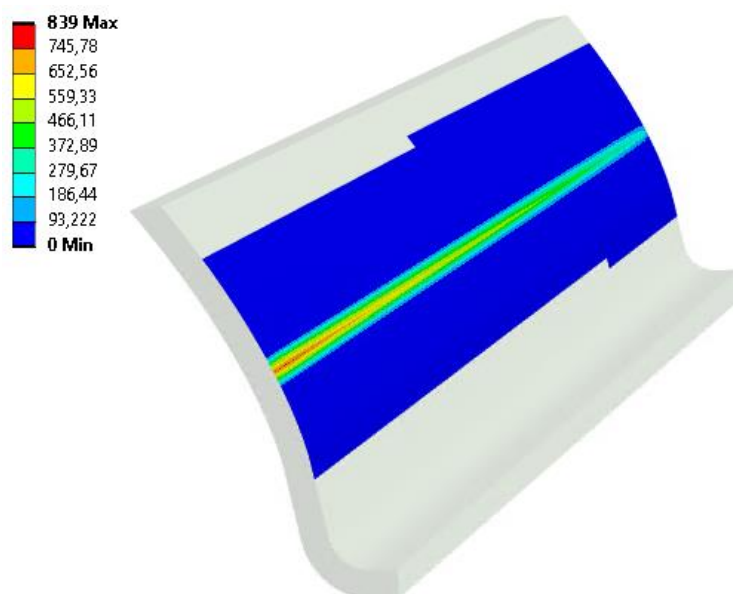


Obr. 54: Maximální napětí v patě zubu (+0,1 mm)

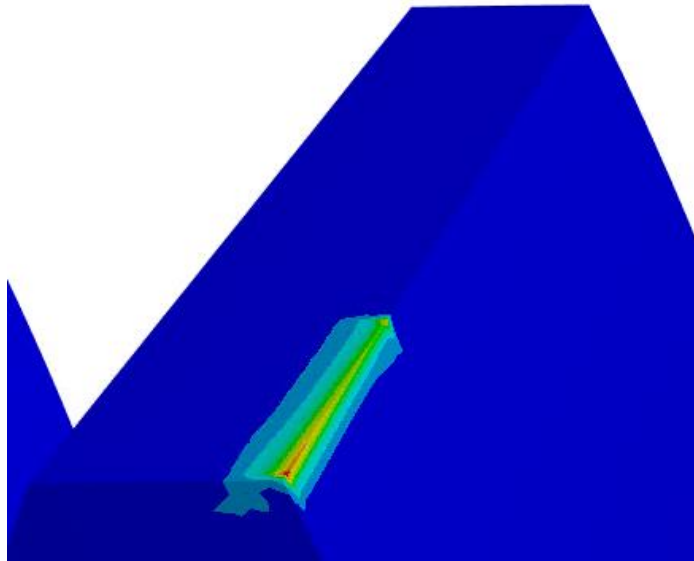
### VYCHÝLENÍ AXIÁLNÍ POLOHY KOLA SMĚREM OD PASTORKU (-0,1 mm)

Při dalším zkoumání chyby převodu a výsledných napětí, tentokrát u soukolí s vychýlením axiální polohy směrem od osy pastorku (ze záběru) o 0,1 mm, lze rovněž evidovat výraznou změnu rozložení napětí na přímce dotyku (viz. Obr. 55). V nezatíženém stavu dochází ke kontaktu pouze na vnější straně délky zubu, kde je profil zubu největší. Na Obr. 56 je znázorněno redukované napětí v ozubení kola při vstupu páru zubů do záběru. Maximální kontaktní napětí (Obr. 55) nabývá hodnoty 839 MPa (porovnání výsledných napětí viz. Tab. 27), čímž se souč. bezpečnosti  $S_H$  snížil na hodnotu 1,45, přičemž max. napětí v patě zubu (viz. Obr. 57) nabývá hodnoty 267,15 MPa, čímž se souč. bezpečnosti  $S_F$  snížil na hodnotu 2,64. Chyba převodu se pro soukolí s odchylkou axiální polohy kola -0,1 mm k pastorku také pohybuje ve vyšších hodnotách (viz. Graf 13), přičemž hodnota PPTe, uvedená v Tab. 26, se zhoršila o 19,57 %.

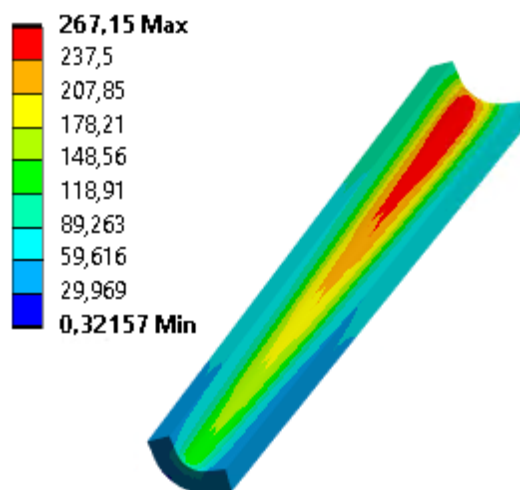
Při porovnání výsledků simulací pro kuželové soukolí s přímými zuby, kdy byl prověřen vliv vychýlení axiální poloha kola o 0,1 mm v obou směrech (+0,1 mm a -0,1 mm) je na základě porovnání hodnot součinitelů bezpečnosti zřejmé, že při vychýlení kola o 0,1 mm směrem ze záběru (-0,1 mm) nabývají výsledná napětí vyšších hodnot, nicméně soukolí stále vyhovuje požadavkům konstrukčního návrhu, přičemž při vychýlení kola o 0,1 mm směrem se záběru (+0,1 mm) dojde k nárůstu max. kontakt napětí na hodnotu, kdy soukolí již požadavkům konstrukčního návrhu nevyhovuje.



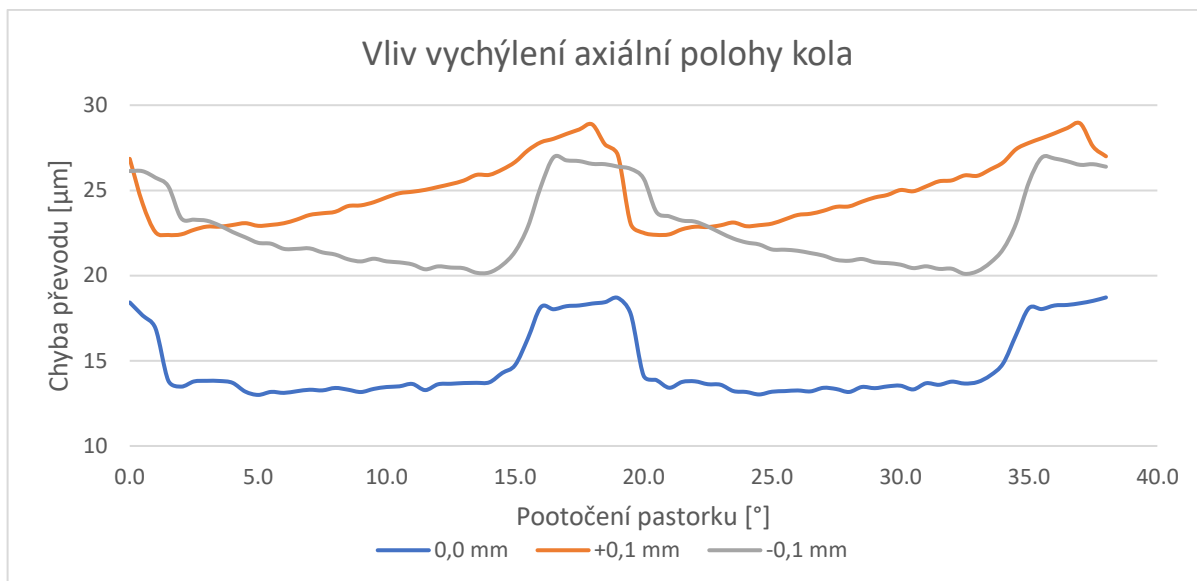
Obr. 55: Maximální kontaktní tlak - vychýlení axiální polohy kola (-0,1 mm)



Obr. 56: Max. redukované napětí na zubu kola - vstup do záběru (-0,1 mm)



Obr. 57: Maximální napětí v patě zubu (-0,1 mm)



Graf 13: Vliv vychýlení axiální polohy kola na chybu převodu

Vychýlení axiální polohy kola	PSTE [μm]	Zhoršení PSTE [%]
0,0 mm	5.721	-
+0,1 mm	6.542	14.350
-0,1 mm	6.840	19.575

Tab. 26: Vliv vychýlení axiální polohy kola na chybu převodu

	Max. kontaktní napětí [MPa]	$S_H$ ( $S_{Hmin}=1,3$ )	Max. napětí v patě zubu [MPa]	$S_F$ ( $S_{Fmin}=1,7$ )
Ideal_poloha	714.2	1,71	229.7	3,07
+0.1	1004.5	1,21	324.3	2,17
-0.1	839	1,45	267.2	2,64

Tab. 27: Porovnání napětí pro vychýlení axiální polohy kola - 200 Nm

## ZÁVĚR

Cílem této práce bylo vytvoření rešerše dostupné literatury pro oblast charakteristiky ozubení s hlavním zaměřením na kuželové ozubení, dále pro oblast současného stavu poznání v oblasti chyby převodu a prostředkům k jejímu snižování. Dalšími cíli byly konstrukční návrh kuželového ozubení pro daný rozsah zatížení a zhotovení numerických modelů ozubení různé úrovně pro získání chyby převodu s uvažováním jednotlivých modifikací zubů. V této práci byly provedeny numerické simulace v programu Ansys Mechanical s aplikací prvků potřebných k získání statické chyby převodu (STE), z hlavním zaměřením na její hodnotu peak-to-peak (PPTE), přičemž parametrické modely kuželových soukolí s různými modifikacemi byly vytvořeny v programu Creo Parametric.

V práci byly porovnány průběhy STE a hodnoty PPTE pro více soukolí o stejných rozměrech, přičemž rozdíly byly v aplikovaných modifikacích, ve velikostech lineární výškové modifikace a ve tvaru výškové modifikace. Dále byl prověřen vliv výšky zubu a vliv odchylky axiální polohy kola na STE. U všech numerických modelů byly za účelem dosažení nejlepší porovnatelnosti modelů nastaveny stejné podmínky, tudíž kvalita sítě, okrajové podmínky, počáteční penetrace a další faktory ovlivňující výsledky.

Prvním krokem bylo provedení konstrukčního návrhu kuželového soukolí pro daný rozsah zatížení, kdy bylo zvoleno kuželové soukolí s přímými zuby pro dané parametry pohonu a návrh byl proveden na základě MKP analýzy, kdy pár spolu zabírajících zubů prošel celým záběrem a vhodnost diskretizace byla zpětně ověřena při zkoumání vlivu zjemnění sítě na chybu převodu. Kontrola ozubení byla provedena dle normy ČSN 01 4686 (3. a 5. část), na základě které byly rovněž dopočteny či stanoveny jak hodnoty přípustných mezí únavy pro kontaktní napětí v dotyku a napětí v patě zubu, tak hodnoty součinitelů vztažených k návrhu.

Za účelem dosažení vhodné citlivosti sítě a zároveň akceptovatelného výpočtového času bylo na kole i pastorku ponecháno pouze 6 zubů, jelikož bylo zjištěno, že se průběh STE opakuje se zanedbatelnými rozdíly, přičemž odebrání zubů nemá výrazný vliv na tuhost těchto komponent. Kontaktní plochy byly nastaveny manuálně a zahrnovaly jak hlavní kontaktní plochy kola a pastorku, tak plochy nacházející se v patě pastorku mimo funkční oblast evolventy, ve kterých by vlivem deformací potenciálně mohlo docházet k nežádoucímu kontaktu. Dále byla u kontaktů nastavena počáteční penetrace a typ kontaktu byl nastaven na třecí.

Za účelem dosažení výsledků s vysokou mírou opakovatelnosti byla věnována zvýšená pozornost tvorbě sítě, přičemž síť modelů jednotlivých komponent byla rozdělena na 3 části. Hlavní částí bylo samotné těleso kola či pastorku, další částí bylo zjemnění sítě v oblasti boku zubu přecházejícího do navazující paty a třetí část tvořila pata zubu, která podléhá nejvyššímu ohybovému napětí. Boky a paty zubů byly tvořeny dvěma vrstvami šestistěnných prvků, přičemž byl prověřen vliv velikosti prvků sítě na chybu převodu a výsledná napětí. Prověřována byla síť ve zjemnění o velikostech 0,20; 0,25; 0,30 a 0,35 mm, přičemž rozdíl průběhů STE nenabýval výrazných změn a hodnota PPTE se lišila v řádu desetin procent. Hodnoty výsledných napětí sledovaných variant se lišily v řádu jednotek procent, přičemž dalším důležitým faktorem byl výpočtový čas, který se pohyboval od 6,5 do 36 hodin. Na základě porovnání dosažených výsledků hodnot PPTE, výsledných napětí a výpočtových časů bylo zvoleno zjemnění sítě o velikosti 0,30 mm, kdy se výpočtový čas pro soukolí s různými modifikacemi pohyboval od 10 do 14,5 hodin.



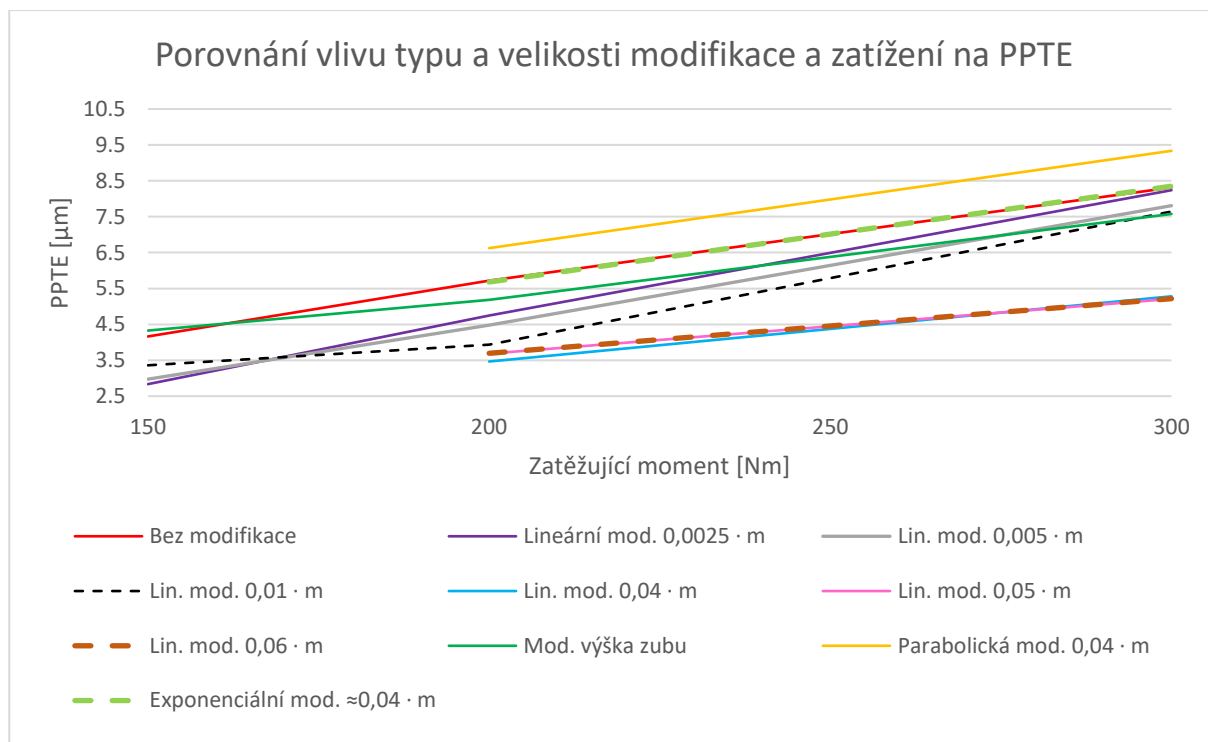
Další zkoumanou oblastí byl vliv zatěžujícího momentu na STE pro moment 150, 200 a 300 Nm, kdy je z výsledných průběhů zřejmé, že se chyba převodu zvyšuje se zvyšujícím se zatížením, což je způsobeno větší deformací zubů při větším zatížení, přičemž s rostoucím zatížením rovněž roste hodnota PPTE.

Na kuželové soukolí byly dále aplikovány lineární výškové modifikace o výšce  $l_a = \frac{1}{2} h_a$  a šířce  $c_a$  o velikostech 0,00125; 0,0025; 0,005; 0,01; 0,02; 0,03; 0,04; 0,05 a 0,06 · m a byl prověřen rozsah rovněž pro všechny tři zatěžující momenty (150, 200 a 300 Nm), kdy se u všech zátěžných momentů pro všechny aplikované lineární modifikace mírně zvýšil jak maximální kontaktní tlak, tak maximální napětí v patě zubu. Pro zatížení 150 Nm byla na základě dosažených výsledků nejvhodnější modifikace o velikosti 0,0025 · m, u které došlo ke snížení hodnoty PPTE o 31,9 % a soukolí s ohledem na výsledná napětí bezpečně vyhovuje. Pro zatížení 200 Nm je na základě výsledků hodnot PPTE nejvhodnější modifikace o velikosti 0,04 · m, při jejíž aplikaci došlo ke snížení hodnoty PPTE o 39,4 %, přičemž nedošlo k překročení přípustných mezí napětí, tudíž je tato modifikace také vhodná pro aplikaci. Při aplikaci lineárních modifikací pro zátěžný moment 300 Nm mělo nejnižší hodnotu PPTE soukolí s výškovou modifikací o velikosti 0,05 · m, kdy došlo ke snížení chyby převodu o 37,3 %, nicméně byly překročeny přípustné meze napětí, tudíž soukolí v tomto případě nevyhovuje návrhovým požadavkům.

Další sledovanou oblastí byl vliv modifikace výšky zubu na STE, kdy byla výška zubu pro oba komponenty nižší, díky čemuž bylo možné při zachování původního úhlu záběru docílit menších deformací zubů. Při prověření vlivu modifikace výšky zubu na STE pro zatížení 150 Nm se průběh STE pohyboval v nižších hodnotách, nicméně hodnota PPTE se zvýšila o 3,93 %. Max. kontaktní napětí mírně vzrostlo a max. napětí v patě zubu bylo naopak nižší, nicméně ozubení z hlediska pevnostní kontroly zcela bezpečně vyhovovalo. V případě hodnocení modifikace na základě výsledné hodnoty PPTE však modifikace výšky zubu pro zatížení 150 Nm není vhodná v porovnání s aplikovanou lineární výškovou modifikací o velikosti 0,0025 · m, při které došlo ke snížení PPTE o 31,9 %. Pro zatížení 200 Nm při stejné výškové modifikaci se STE rovněž pohybovala v nižších hodnotách, přičemž hodnota PPTE byla nižší o 9,34%. Max. kontakt napětí mírně vzrostlo, max. napětí v patě zubu naopak kleslo a ozubení stále bezpečně vyhovovalo. Z dosažených výsledků však vyplývá, že pro zatížení 200 Nm je stále vhodnější použití lin. výškové modifikace o velikosti 0,04 · m, při které došlo ke snížení PPTE o 39,4 %. Pro zatížení 300 Nm při téže výškové modifikaci se STE rovněž pohybovala v nižších hodnotách, přičemž hodnota PPTE poklesla o 8,86 %. Max. kontakt. napětí opět vzrostlo, max. napětí v patě zubu bylo nižší a ozubení vyhovuje požadavkům konstrukčního návrhu. Jelikož soukolí s lineárními výškovými modifikacemi o velikostech 0,05 a 0,06 · m, která sice měla při zatížení 300 Nm výrazně nižší hodnotu PPTE, nicméně nevyhovovala kritériím pro maximální dovolená napětí, lze tuto modifikaci výšky zubu pro zatížení 300 Nm doporučit jako vhodnou.

Dále byl prověřen vliv tvaru výškové modifikace na STE a PPTE při zatížení 200 a 300 Nm pro výškovou modifikaci o velikosti 0,04 · m. U lineární a parabolické modifikace byly dodrženy rozměry dané velikostí, přičemž u exponenciální modifikace bylo z důvodu matematické proveditelnosti přistoupeno na rozměrovou odchylku ( $l_a = 0,57 \cdot h_a$ ,  $c_a = 0,0375 \cdot m$ ). U parabolické výškové modifikace došlo ke zvýšení hodnoty PPTE o 15,8

% pro zatížení 200 Nm a ke zvýšení PPTE o 12,3 % pro 300 Nm, přičemž u obou zatížení došlo ke zvýšení sledovaných napětí v porovnání se soukolím bez modifikace, tudíž parabolická modifikace o této velikosti je zcela nevhodná. U exponenciální modifikace došlo ke snížení hodnoty PPTE o 0,7 % při zatížení 200 Nm a ke zvýšení PPTE o 0,4 % při zatížení 300 Nm. Hodnoty výsledných napětí jsou pro obě zatížení vyšší, tudíž s ohledem na zanedbatelné snížení PPTE při zatížení 200 Nm je exponenciální výšková modifikace o této velikosti rovněž nevhodná. Porovnání závislosti PPTE na zatížení pro jednotlivé modifikace je uvedeno v Graf 14.



*Graf 14: Porovnání závislosti PPTE na zatížení pro jednotlivé modifikace*

Na základě shrnutí dosažených výsledků, uvedených v Graf 14, kde jsou porovnány výsledky PPTE soukolí s jednotlivými modifikacemi v závislosti na zatížení, lze pro zatížení 150 Nm doporučit k výrobě prototypu soukolí s lineární výškovou modifikací o velikosti  $0,0025 \cdot m$  (snížení hodnoty PPTE o 31,9 %), kdy vzhledem k velikosti modifikace nebude nutné přizpůsobovat stávající odlitek a rovinné plochy modifikace lze vytvořit dodatečným broušením. Dále lze na základě dosažených výsledků pro zatížení 200 Nm doporučit k výrobě prototypu lineární výškovou modifikací o velikosti  $0,04 \cdot m$  (snížení hodnoty PPTE o 39,4 %), kterou lze rovněž zhotovit pomocí broušení bez úpravy stávajícího odlitku. U soukolí s aplikovanými výškovými modifikacemi při zatížení 300 Nm již docházelo k překročení přípustných mezí napětí, tudíž i přes výrazné snížení hodnoty PPTE (37,3 %) nejsou lineární výškové modifikace zvolených velikostí vhodné, zatímco je pro toto zatížení vhodná modifikace výšky zubu (snížení PPTE o 8,86 %), jejíž geometrie sice musí být zahrnuta již při návrhu odlitku, nicméně technologický postup výroby bude zachován stávající. Parabolická a

exponenciální modifikace o velikosti  $0,04 \cdot m$  se na základě dosažených výsledků ukázala jako nevhodná, jelikož nedošlo ke zlepšení hodnoty PPTE a výsledná napětí se rovněž nesnížila, nýbrž oproti soukolí bez modifikace naopak zvýšila.

Jelikož je v technické praxi u kuželových soukolí běžně seřiditelná axiální poloha kola a pastorku, byl za účelem studie vlivu montážní nepřesnosti na výsledné hodnoty prověřen vliv odchylky axiální polohy kola o  $0,1\text{mm}$  směrem do záběru ( $+0,1$ ) a o  $0,1\text{mm}$  směrem ze záběru ( $-0,1\text{mm}$ ) na STE a PPTE. V obou případech docházelo k výrazné nerovnoměrnosti rozložení napětí na přímce dotyku a ke zvýšení obou sledovaných napětí, přičemž pro polohu  $+0,1\text{mm}$  došlo k překročení hodnoty maximálního přípustného kontaktního napětí. Hodnota PPTE se pro odchylku axiální polohy  $+0,1\text{mm}$  zvýšila o  $14,3\%$  a pro odchylku  $-0,1\text{mm}$  se rovněž zvýšila a sice o  $19,6\%$ . Z dosažených výsledků tedy plyne, že dodržení montážních přesností přímo ovlivňuje životnost a hlučnost chodu soukolí.

Jelikož je oblast chyby převodu poměrně rozsáhlá problematika, je tato práce vhodná k navázání na prověření vlivu zahrnutí ostatních komponent převodovky (hřídele, ložiska, skříň) do výpočtového modelu, případně by bylo možné se více zaměřit na oblast tvaru výškové modifikace a důkladněji prověřit vlivy velikostí jak šířky  $c_a$ , tak výšky  $l_a$ .

Provedený přístup hodnocení na základě MKP analýzy je vhodný zejména k urychlení návrhu a snížení finanční a časové náročnosti vývoje, přičemž na základě dosažení pozitivních výsledků lze modifikovaná soukolí doporučit k výrobě prototypu, kdy na základě splnění kritérií následné únavové zkoušky prototypového soukolí a měření reálné chyby převodu lze ozubené soukolí schválit k výrobě.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] SHIGLEY, Joseph Edward, MISCHKE, Charles R. a BUDYNAS, Richard G. (ed.). Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. Části strojů. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. ISBN 80-030-0426-8.
- [3] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: mechanické převody*. Praha: České vysoké učení technické, 1999, 174 s. ISBN 80-01-01934-9.
- [4] KLINGELNBERG, Jan. *Bevel gear: fundamentals and applications*. Berlin: Springer Verlag, [2016]., 328 s. ISBN 978-3-662-43892-3.
- [5] MALVIYA, Deepak a Pushpendra Kumar SHARMA. Transmission Error in Gear. *International Journal Of Modern Engineering Research (IJMER)* [online]. Bhopal: IJMER, 2014, January 2014, 4(1), 35-37 [cit. 2023-05-23]. ISSN 2249-6645. Dostupné z: [http://www.ijmer.com/papers/Vol4\\_Issue1/Version-2/IJMER-41023537.pdf](http://www.ijmer.com/papers/Vol4_Issue1/Version-2/IJMER-41023537.pdf)
- [6] MITcalc - Kuželové ozubení (přímé, šikmé, zakřivené). *MITcalc - Mechanical, Industrial and Technical Calculations* [online]. [cit. 2023-05-23]. Dostupné z: <https://www.mitcalc.com/doc/gear2/help/cz/gear2.htm>
- [7] THARMAKULASINGAM, R., Giulio ALFANO a Mark AHERTON. *Reduction of gear pair transmission error with tooth profile modification* [online]. London: Brunel University, School of Engineering and Design, 2008 [cit. 2023-05-23]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/49402228\\_Reduction\\_of\\_gear\\_pair\\_transmission\\_error\\_with\\_tooth\\_profile\\_modification](https://www.researchgate.net/publication/49402228_Reduction_of_gear_pair_transmission_error_with_tooth_profile_modification)
- [8] VUT v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Ústav konstruování. Konstruování strojů: Převody [online], Studijní materiály a opory. [cit. 2023-05-23]. Dostupné z: [chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://kce.zcu.cz/about/projekty/enazp/projekty/02\\_Silnicni-vozidla\\_4-6/5\\_MMP/004\\_Ozubena-kola---Klapka---P1.pdf](chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://kce.zcu.cz/about/projekty/enazp/projekty/02_Silnicni-vozidla_4-6/5_MMP/004_Ozubena-kola---Klapka---P1.pdf)
- [9] MORAVEC, Vladimír. *Konstrukce strojů a zařízení II.: čelní ozubená kola : teorie, výpočet, konstrukce, výroba, kontrola*. Ostrava: Montanex, 2001. ISBN 80-7225-051-5.
- [10] ABDUL, Wasiq A.M., Timothy L. KRANTZ a Iqbal SHAREEF. Influence of tip modification on performance characteristics of involute spur gears. *Australian Journal of Mechanical Engineering* [online]. 26 Oct 2018, 1-20 [cit. 2023-05-14]. DOI: 10.1080/14484846.2018.1532864. ISSN 1448-4846. Dostupné z: <https://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/14484846.2018.1532864>
- [11] HUMÁR, Anton. TECHNOLOGIE I: Technologie obrábění - 2. část [online]. Studijní opory pro magisterskou formu studia. Brno: FSI VUT, 2004. 94 s. [cit. 2023-05-23]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/10306340-Technologie-i-technologie-obrabeni-2-cast.html>



- [12] Tooth flank modifications in MESYS Shaft Calculation | MESYS AG. *MESYS AG / Software for mechanical engineering* [online]. Copyright ©2010 [cit. 23.05.2023]. Dostupné z: <https://www.mesys.ag/?p=1356>
- [13] ResearchGate LEE, Nam-Gyu, Dae-Hyun LEE, Yeon-Jun JUNG, Md. Abu Ayub SIDDIQUE, Kyu-Chul NAM, Tae-Bun KIM, Chang-Hyun CHOI a Yong-Joo KIM. *Analysis of transmission error for compound planetary gear reducer by tooth profile modification* [online]. In: St. Joseph, MI: American Society of Agricultural and Biological Engineers, 2019 [cit. 2023-05-23]. DOI: 10.13031/aim.201901030. Dostupné z: <http://elibrary.asabe.org/abstract.asp?JID=5&AID=50557&CID=bos2019&T=1>
- [14] ČSN 01 4686-3. *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*. Kontrolní výpočet čelních ozubených kol. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1988, 72 s.. Třídící znak 014686.
- [15] ČSN 01 4686-5. *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*. Meze únavy a údaje o materiálech. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1988, 56 s. Třídící znak 014686.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

MKP		metoda konečných prvků
PPTE		peak – to – peak transmission error
STE		static transmission error
$A$	[mm]	Výška hlavového kužele
$b$	[mm]	Šířka věnce
$c_a$	[mm]	Velikost (šířka) výškové modifikace
$d_a$	[mm]	Průměr hlavové kružnice
$d_e$	[mm]	Průměr roztečné kružnice
$d_f$	[mm]	Průměr patní kružnice
$d_m$	[mm]	Průměr roztečné kružnice ve středu šířky zubu
$E$	[GPa]	Youngův modul pružnosti
$F_a$	[mm]	axiální síla
$F_N$	[mm]	normálová síla
$F_r$	[mm]	radiální síla
$F_t$	[N]	tečná síla
$h^*_a$	[mm]	Výška hlavy zubu nemodifikovaná
$h_{ae}$	[mm]	Výška hlavy zubu
$h_e$	[mm]	Výška zubu
$h_{fe}$	[mm]	Výška paty zubu
$i$	[-]	převodové číslo
$l_a$	[mm]	Délka výškové modifikace
$M$	[Nm]	Kroutící moment na hřídeli
$m_{te}$	[mm]	Tečný modul
$n$	[s <sup>-1</sup> ]	Otáčky hřídele
$N_{Flim}$	[-]	Bázový počet zatěžujících cyklů v ohybu
$N_{Hlim}$	[-]	Bázový počet zatěžujících cyklů v dotyku
$N_K$	[-]	Počet zatěžovacích cyklů
$P$	[kW]	Výkon
$q_F$	[-]	exponent Wöhlerovy křivky (ohyb)
$q_H$	[-]	exponent Wöhlerovy křivky (dotyk)
$R$	[MPa]	Smluvní jmenovité napětí
$R_e$	[mm]	Kuželová vzdálenost vnější

$R_e$	[MPa]	Mez kluzu
$r_k$	[mm]	Roztečný průměr kola
$R_m$	[mm]	Kuželová vzdálenost vnitřní
$R_m$	[MPa]	Mez pevnosti
$r_p$	[mm]	Roztečný průměr pastorku
$s_e$	[mm]	Tloušťka zubu a šířka zubové mezery
$S_{Fmin}$	[-]	Součinitel bezpečnosti pro výpočet zubů na ohyb
$S_{Hlim}$	[MPa]	Součinitel bezpečnosti pro výpočet zubů na dotyk
$TE_{\mu m}$	[ $\mu m$ ]	Chyba převodu vyjádřená v délkových jednotkách
$TE_{\omega}$	[°]	Chyba převodu vyjádřená v úhlových jednotkách
$t_{\delta}$	[mm]	Tloušťka brusného materiálu v místě konce broušené plochy
$V$	[-]	Vrchol roztečného kužele
$V$	[ $m \cdot s^{-1}$ ]	Obvodová rychlost
$V_a$	[-]	vrchol hlavového kužele
$V_f$	[-]	Vrchol patního kužele
$Y_A$	[-]	Součinitel zatížení zubu střídavou silou (pro výpočet na ohyb)
$Y_N$	[-]	Součinitel životnosti
$Y_R$	[-]	Součinitel drsnosti v oblasti patního přechodu
$Y_{Sarel}$	[-]	Součinitel přidavného vrubu v patě zubu
$Y_T$	[-]	Součinitel technologie výroby (pro výpočet na ohyb)
$Y_X$	[-]	Součinitel velikosti (pro výpočet na ohyb)
$Y_{\delta}$	[-]	Součinitel vrubové citlivosti (pro výpočet na ohyb)
$z_1$	[-]	počet zubů pastorku
$z_2$	[ $kg \cdot m^{-3}$ ]	počet zubů kola
$Z_c$	[-]	Počet zubů rovinného kola
$Z_L$	[-]	Součinitel maziva (pro výpočet na dotyk)
$Z_N$	[-]	Součinitel životnosti (pro výpočet na dotyk)
$Z_R$	[-]	Součinitel tvrdosti boků zubů (pro výpočet na dotyk)
$z_v$	[-]	počet zubů virtuálního kola
$Z_V$	[-]	Součinitel obvodové rychlosti (pro výpočet na dotyk)
$\alpha_{nm}$	[°]	Normálový úhel záběru
$\alpha_t$	[°]	Tečný úhel záběru
$\beta_m$	[°]	Úhel stoupání zubů

---

$\delta_1$	[°]	úhel roztečného kužele pastorku
$\delta_2$	[°]	úhel roztečného kužele kola
$\vartheta$	[°]	Úhel roztečného kužele
$\vartheta_a$	[°]	Úhel hlavového kužele
$\vartheta_f$	[°]	Úhel patního kužele
$\mu$	[-]	Poissonova konstanta
$\varrho_{Fn}$	[mm]	Poloměr křivosti patního přechodu náhrad. Příim. zubu v místě dotyku 30°
$\varrho_\delta$	[mm]	Poloměr zaoblení hlavy brusného kotouče
$\sigma_{Flim}^0$	[MPa]	Mez únavy v ohybu odpovídající bázovému počtu zatěž. cyklů
$\sigma_{Hlim}^0$	[MPa]	Mez únavy v dotyku odpovídající bázovému počtu zatěž. cyklů
$\sigma_{Flimb}$	[MPa]	Mez únavy v ohybu (stanovená z $\sigma_{Flim}^0$ )
$\sigma_{FP}$	[MPa]	Přípustné napětí v ohybu
$\sigma_{Hlim}$	[MPa]	Mez únavy v dotyku (stanovená z $\sigma_{Hlim}^0$ )
$\sigma_{HP}$	[MPa]	Přípustné napětí v dotyku
$\chi$	[mm]	Modifikace
$\chi$	[-]	Součinitel ostrosti vrubu
$\psi_L$	[-]	Součinitel šířky zubu