



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV STROJÍRENSKÉ TECHNOLOGIE

INSTITUTE OF MANUFACTURING TECHNOLOGY

# PŘÍPRAVA A NÁVRH VÝROBY KUŽELOVÉHO SOUKOLÍ S VYUŽITÍM METODY REVERSE ENGINEERING

PREPARATION AND DESIGN OF THE PRODUCTION OF BEVEL GEARS USING THE REVERSE  
ENGINEERING METHOD

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Daniel Šimáček

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Martin Slaný, Ph.D.

BRNO 2024

# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav strojírenské technologie
Student:	<b>Bc. Daniel Šimáček</b>
Studijní program:	Strojírenská technologie
Studijní obor:	Strojírenská technologie a průmyslový management
Vedoucí práce:	<b>Ing. Martin Slaný, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2023/24

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

## **Příprava a návrh výroby kuželového soukolí s využitím metody Reverse engineering**

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

Práce je zaměřena na replikovanou výrobu kuželového soukolí, které tvoří diferenciál v převodové skříni. V rámci řešení práce se předpokládá naskenování předlohového soukolí pomocí 3D scanneru a z digitálního modelu následné odvození nového CAD modelu. Po verifikaci tvaru a rozměru CAD modelu oproti 3D scanu bude odvozen polotovár a následně navržena výroba. Součástí řešení je také pevnostní výpočet namodelovaného zubu pro odvození mezních stavů.

### **2 Cíle diplomové práce:**

Tvorba virtuálního modelu vytvořeného podle reálných dílů metodou Reverse engineering. Model bude využit pro následnou FEM analýzu pro identifikaci mezního kroutícího momentu využitelného pro soukolí.

Návrh technologie a technologických procesů pro opakovanou výrobu včetně výkresové dokumentace.

### **3 Seznam doporučené literatury:**

MESSLER, Robert. Reverse engineering: mechanisms, structures, systems, and materials. New York: McGraw-Hill Education, 2014. ISBN 9780071825160.

FOREJT, Milan a PÍŠKA, Miroslav. Teorie obrábění, tváření a nástroje. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2006. ISBN 80-214-2374-9.

SHAW, Milton Clayton. Metal cutting principles. 2nd ed. New York: Oxford University Press, 2005. ISBN 0-19-514206-3.

RAJA, Vinesh a FERNANDES, Kiran J. Reverse engineering: an industrial perspective. Series in advanced manufacturing (Springer). London: Springer, 2008. ISBN 978-1-84628-855-5.

PÍŠKA, Miroslav. Speciální technologie obrábění. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2009. ISBN 978-80-214-4025-8.

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

V Brně, dne

L. S.

---

Ing. Jan Zouhar, Ph.D. ředitel ústavu

---

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

## ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá reverzním inženýrstvím zadaných ozubených kol. První část se věnuje teoretické rešerši problematiky kuželových ozubených kol, pevnostním výpočtům ozubení a vad, které mohou při provozu nastat. Následuje popis výroby kuželových kol se šikmými zuby a nejčastějším tepelným zpracováním ozubených kol. Ve druhé části je kladen důraz na samotné zpracování reverzního inženýrství, kde je popsána digitalizace ozubených kol a jejich převod na objemové těleso v CAD softwaru. Po získání klíčových rozměrů ozubeného soukolí je proveden analytický výpočet únosnosti v dotyku a ohybu, doprovázený numerickým výpočtem metodou konečných prvků ke zjištění ohybového napětí v patě zubu. Verifikace rozměrů je provedena rozměrovou analýzou ve speciálním softwaru k případnému odhalení odchylek a nepřesností při konstrukci podle 3D skenu. Poslední část se věnuje návrhu technologického postupu výroby ozubených kol, následně dle kterého bylo zpracováno technicko-ekonomické zhodnocení přípravy a samotné výroby ozubených kol. Výkresová dokumentace byla zhotovena na základě 3D objemových modelů vytvořených dle naskenovaných ozubených kol.

### Klíčová slova

reverzní inženýrství, Klingelberg, ozubení, napětí, skenování

## ABSTRACT

This thesis addresses the reverse engineering of the assigned gears. The first part is dedicated to a theoretical review of the issues related to bevel gears, strength calculations of the gearing, and defects that can occur during operation. This is followed by the production of bevel gears with helical teeth and the most common heat treatment of gears. The second part emphasizes the actual process of reverse engineering, describing the digitization of gears and their conversion into a solid body in CAD software. After obtaining the key dimensions of the gear set, an analytical calculation of the load capacity in contact and bending is performed, accompanied by a numerical calculation using the finite element method to determine the bending stress at the tooth root. Dimension verification is conducted through dimensional analysis in specialized software to potentially reveal deviations and inaccuracies in construction based on 3D scanning. The final part deals with the design of the technological process for the production of gears, followed by a technical-economic assessment of the preparation and actual production of the gears. The drawing documentation was created based on the 3D volumetric models generated from the scanned gears.

### Keywords

reverse engineering, Klingelberg, gearing, stress, scanning

---

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠIMÁČEK, Daniel. *Příprava a návrh výroby kuželového soukolí s využitím metody Reverse engineering [online]*. Brno, 2024 [cit. 2023-11-03]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/157860>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav strojírenské technologie. Vedoucí práce Martin Slaný.

---

## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Příprava a návrh výroby kuželového soukolí s využitím metody Reverse engineering vypracoval samostatně s využitím uvedené literatury a podkladů, na základě konzultací a pod vedením vedoucího práce.

Brno, 23. května 2024

místo, datum

Bc. Daniel Šimáček

---

## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji tímto panu Ing. Martinu Slanému, PhD. za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování diplomové práce.

Velmi děkuji panu Ing. Radoslavu Cikánkovi z firmy Bondy s. r. o za pomoc s rozměry a cenovou nabídku.

Dále děkuji panu Ing. Petru Hájkovi, PhD. za pomoc a realizaci pevnostní analýzy a následného výpočtu.

---

**OBSAH**

Zadání práce

Abstrakt

Bibliografická citace

Čestné prohlášení

Poděkování

Obsah

ÚVOD .....	9
1 ROZBOR ZADÁNÍ.....	10
2 KUŽELOVÁ OZUBENÁ KOLA .....	11
2.1 Úvod do problematiky kuželových soukolí.....	11
2.2 Pevnostní výpočet kuželových soukolí .....	16
2.2.1 Vztahy pro výpočet únosnosti v dotyku .....	19
2.2.2 Vztahy pro výpočet únosnosti v ohybu .....	25
2.2.3 Metoda konečných prvků (MKP) a její použití u ozubených soukolí .....	29
2.3 Vady kuželových ozubených kol.....	31
2.3.1 Únavový lom zubu.....	31
2.3.2 Křehký lom zubu .....	31
2.3.3 Únavové vydrolování (pitting) .....	32
2.4 Výroba kuželových ozubených kol se zakřivenými zuby .....	33
2.4.1 Metoda Gleason .....	33
2.4.2 Metoda Oerlikon.....	34
2.4.3 Metoda KlingelInberg .....	35
2.5 Chemicko – tepelné zpracování ozubených kol .....	36
2.5.1 Cementace ozubených kol .....	36
2.5.2 Nitridace ozubených kol .....	37
2.5.3 Indukční kalení ozubených kol.....	37
2.6 Reverzní inženýrství ozubených soukolí.....	38
3 PŘÍPRAVA VÝROBY ZADANÉHO OZUBENÉHO SOUKOLÍ .....	39
3.1 Materiál soukolí a základní mechanické vlastnosti .....	39
3.2 Příprava a digitalizace součástí.....	41
3.3 Tvorba CAD modelu z 3D skenu .....	45
3.4 Získání rozměrů z CAD modelu .....	49
4 PEVNOSTNÍ A ROZMĚROVÁ ANALÝZA OZUBENÉHO SOUKOLÍ .....	51
4.1 Vytvoření virtuálního soukolí a náhradního kola.....	51
4.1.1 Virtuální soukolí .....	51
4.1.2 Náhradní soukolí.....	52
4.2 Analytický výpočet dle normy ISO 10300 .....	53
4.2.1 Výpočet únosnosti ozubení talířovitého kola v dotyku .....	53
4.2.2 Výpočet únosnosti zubů talířovitého kola v ohybu .....	55
4.3 Numerický výpočet ozubeného soukolí se šikmými zuby .....	57
4.4 Rozměrová analýza ozubeného soukolí .....	63



---

5	NÁVRH TECHNOLOGICKÉHO POSTUPU.....	68
5.1	Strojová a nástrojová vybavenost.....	68
5.2	Technologický postup výroby pastorku .....	72
5.3	Technologický postup výroby kola .....	73
6	TECHNICKO-EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ.....	75
6.1	Cenová nabídka na výrobu ozubeného kola.....	75
6.2	Cenová nabídka na výrobu ozubeného pastorku.....	78
	Závěr .....	82
	Seznam použitých zdrojů	
	Seznam použitých symbolů a zkratk	
	Seznam příloh	
	Seznam výkresů	

---

## ÚVOD

V současné době dochází ke stále se zrychlujícímu tempu vývoje v oblasti strojírenství. Počínaje elektromobilitou až po jiné alternativní pohony. Důležitou součástí vývoje zařízení je zdokonalit zastaralé metody a nahradit je novými a efektivnějšími způsoby. Existuje spousta produktů vyrobených v minulosti majících potenciál dalším vývojem zlepšit svou funkci a vytvořit něco nového na základě něčeho již osvědčeného. Bohužel některé výrobní technologie jsou již zastaralé a výrobní procesy potažmo výkresy už nelze dohledat či dokonce ani už neexistují. Reverzní inženýrství, jež je často chápáno jako proces analýzy již existujících produktů s cílem zjistit, jak jsou vyrobeny a jak fungují, umožňuje pochopit a vylepšit technické aspekty výrobků bez nutnosti přístupu k původním konstrukčním dokumentacím. Tento přístup je zvláště relevantní v oblasti ozubených kol, která jsou důležitou součástí všech pohonných jednotek.

Ozubená kola, používající se často k přenosu točivého momentu mezi hřídeli, jsou základem mnoha mechanických systémů. Příkladem je rozvodovka u osobního auta. Ta je složena ze dvou částí – ze stálého převodu a diferenciálu. Stálý převod je složen z pastorku a talířovitého kola, kde talířovité kolo je připevněno šrouby na klec diferenciálu, který přerozděluje točivý moment stejnoměrně na hnaná kola. Důležité je to hlavně při průjezdu zatáčkou, kde rozdělením točivého momentu automobil předchází nechtěnému smyku na vozovce.

Cílem této práce proto bude provést digitalizaci a zpětné odvození geometrií ve formě virtuálního CAD modelu využitím metody reverzního inženýrství talířovitého kola a pastorku nacházejících se jako stálý převod v rozvodovce. K těmto podstatným částem rozvodovky chybí jakákoliv technická či výrobní dokumentace z důvodu zastavení výroby koncem 80. let 20. století a v této době již uběhla požadovaná archivační lhůta. Při samotné realizaci zpětného konstruování dílu je důležité dbát na stav součástí a požadovanou funkci. V případě ozubených kol stálého převodu je nutno dodržet podmínku, že výměna či jakákoliv výroba musí být stanovena pro celé soukolí, nikoliv jen pastorek, resp. jenom talířovité kolo. Tato práce poskytne kompletní popis procesu reverzního inženýrství ozubených kol podložený teoretickou rešerší a pevnostní analýzou, konkrétně pro zjištění únosnosti pro případ implementace soukolí do soustavy mající větší výkon než automobil, pro které bylo původní soukolí navrhováno.

## 1 ROZBOR ZADÁNÍ

Zvolený druh soukolí představuje podstatnou část zadní nápravy osobního automobilu. Skládá se ze dvou hlavních částí – talířovitého kola a pastorku (viz Obrázek č. 1). Talířovité kolo je upevněno pomocí šroubů k nápravě vozidla a je hnané. Hnací pastorek je poháněn z převodovky automobilu. Dochází tedy k přenosu točivého motoru z převodové soustavy na pohybovou soustavu automobilu.



Obrázek č. 1 - Ozubené soukolí: 1) talířovité kolo; 2) ozubený pastorek.

V rámci diplomové práce jsou zadány požadavky na výkresovou dokumentaci, pevnostní analýzu ozubení a návrh technologického postupu výroby. Síťovaný model bude dále převeden na objemové těleso v CAD softwaru. Po rozměrové analýze a přeměření fyzickými měřidly bude následovat pevnostní analýza. Výpočtová část se bude skládat ze dvou částí, kde je prvně analytický únavový výpočet dle normy ISO 10300. Tato norma se zabývá pevnostními a únavovými výpočty ozubených kol kuželovitého tvaru. Konkrétní únavové mezní stavy budou vybrány na základě nejčastějších poškození v důsledku časového působení zatížení – pevnostní analýza v dotyku a pevnostní analýza v ohybu v patě zubu. Následný výpočet bude porovnán s numerickou simulací mezních stavů, která bude provedena v softwaru Ansys Mechanical™. Numerické simulace budou prováděny pouze pro statický stav soustavy, nikoli s uvažováním dynamických stavů. Dále bude z analytického výpočtu odvozen maximální napětíový stav v ohybu v patě zubu a z něho vypočtený maximální točivý moment.

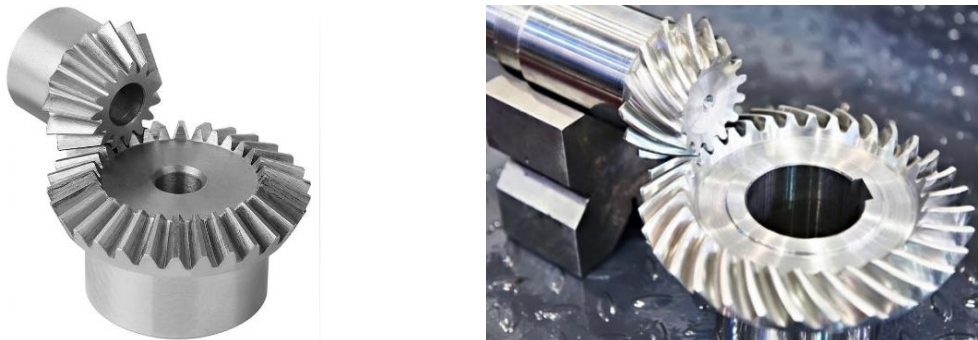
Po verifikaci výsledků a konzultaci bude proveden návrh replikované výroby zadaných součástí. Bude využito poznatků z praxe, kde budou reflektovány reálné podmínky a skutečné cenové relace za provedení výroby obou ozubených kol. Výkresová dokumentace bude odvozena z CAD modelu vycházející z naskenovaných dat. Technologický postup výroby bude vytvořen na základě výkresové dokumentace, která se bude skládat z jednotlivých ozubených kol, včetně náležitých tolerancí a dalšího tepelného zpracování.

## 2 KUŽELOVÁ OZUBENÁ KOLA

V mnoha situacích v konstrukčním světě je nezbytné zajistit přenos rotačního pohybu a mechanické energie mezi osami, které nejsou rovnoběžné či se vzájemně kříží. Pro tyto účely se často využívají hypoidní, paloidní, spiroidní, kuželová či šneková soukolí, jelikož jejich geometrie a konstrukce umožňuje svírat určitý úhel mezi osami ozubených kol, čímž se výrazně liší od čelních ozubených kol.

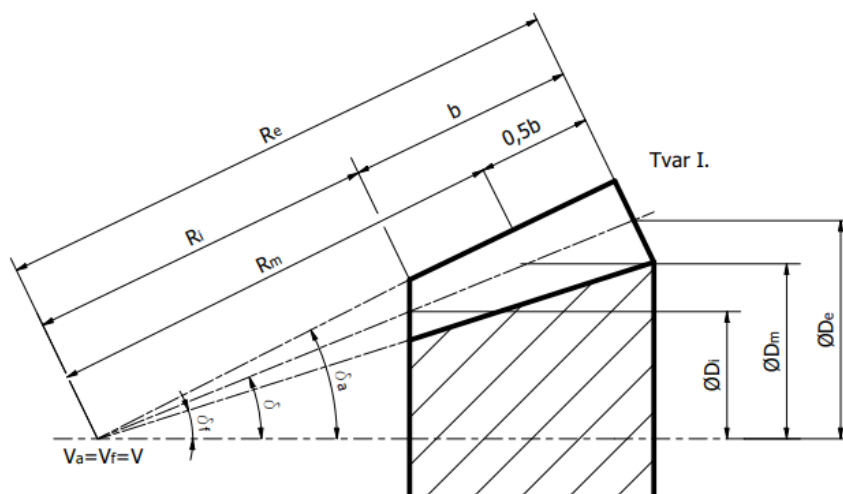
### 2.1 Úvod do problematiky kuželových soukolí

Kuželová ozubená kola se využívají nejčastěji pro přenos rotačního pohybu mezi hřídeli, které většinou mezi sebou svírají pravý úhel. Ozubení kuželových kol (Obrázek č. 2) může mít různé provedení např.: přímé, šikmé apod., což závisí na specifických provozních podmínkách. Ve srovnání s čelními ozubenými koly vyžadují kuželová kola složitější výrobní postupy a přesnější finální montáž. Pro výrobu kuželových ozubených kol je často nutné používat speciální, často jednoúčelové, stroje a při finální montáži je nezbytné dodržet přísnější tolerance. [1; 4]



Obrázek č. 2 - Kuželové soukolí s přímými (vlevo) [2] a zakřivenými zuby (vpravo) [3].

V přímém řezu kuželového kola (Obrázek č. 3) jsou označeny základní geometrické parametry: úhel patního kužele  $\delta_f$ , úhel roztečného kužele  $\delta$ , úhel hlavového kužele  $\delta_a$ , vnější a vnitřní délka povrchy  $R_e$  a  $R_i$ , šířka ozubení  $b$ , střední délka povrchy  $R_m$ . Dále průměry kuželů:  $D_i$  – vnitřní roztečný průměr,  $D_m$  – střední roztečný průměr a  $D_e$  – vnější roztečný průměr. [1; 4]

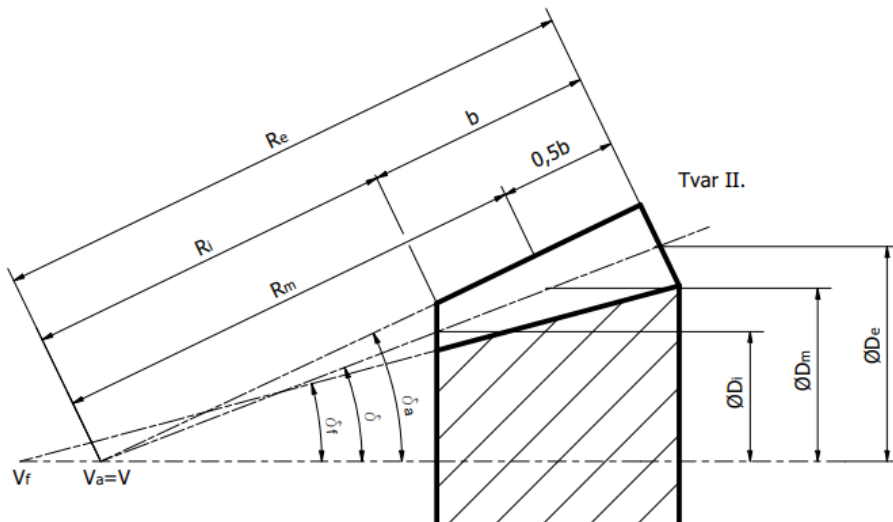


Obrázek č. 3 - Geometrie kuželového kola – Tvar I. [1; 4]

U kuželových ozubených soukolí se vyskytují tři typy věnců rozlišující se polohou hlavového a patního kužele ke kuželu roztečnému.

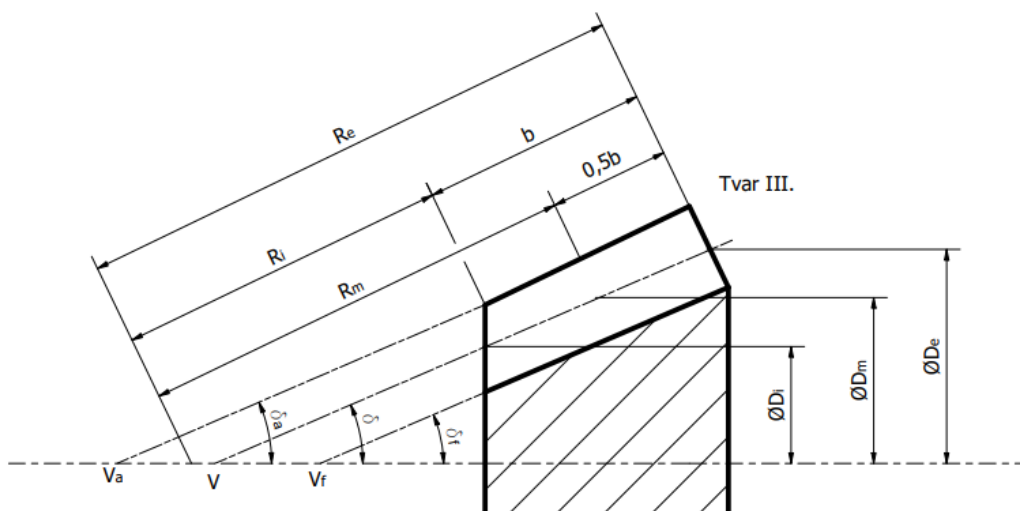
Tvar I. (Obrázek č. 3) má nejmarkantnější znak, že hlavový, roztečný a patní kužel mají stejný vrchol ( $V_a = V_f = V$ ) a dochází k lineárnímu nárůstu výšky zubů směrem od vrcholu.

Tvar II. (Obrázek č. 4) má vrchol patního kužele posunut z důvodu vytvoření konstantní šířky zubové mezery. Površka hlavového ( $V_a$ ) a roztečného kužele ( $V$ ) mají stejný vrchol ( $V_a = V$ ). Výška zubů opět narůstá směrem od vrcholu. [1; 4]



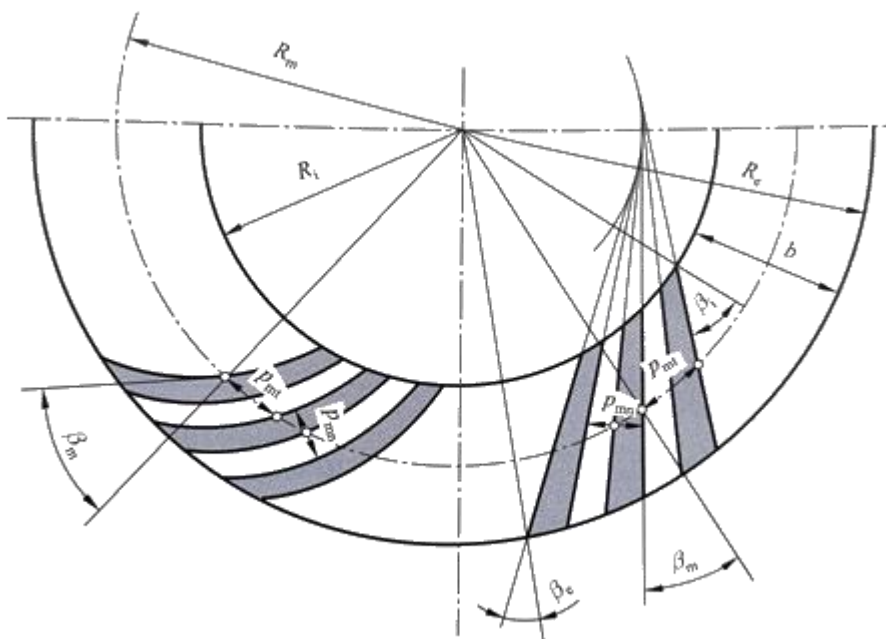
Obrázek č. 4 - Geometrie kuželového kola – Tvar II. [1; 4].

Pro Tvar III. (Obrázek č. 5) je rozlišován svou konstantní výškou zubů. Površky hlavového, patního a roztečného kužele jsou vždy rovnoběžné implikující, že všechny tři vrcholy ( $V_a, V_f$  a  $V$ ) nemají žádný společný bod. Úhly roztečného, patního a hlavového kužele ( $\delta, \delta_f$  a  $\delta_a$ ) se rovnají  $\delta = \delta_f = \delta_a$  a mají stejnou hodnotu. [1; 4]



Obrázek č. 5 - Geometrie kuželového kola – Tvar III. [1; 4].

Obrázek č. 6 ilustruje geometrické parametry kuželového ozubeného kola se šikmým ozubením. Zvláště důležitý je úhel sklonu boční křivky zubu  $\beta$ , což je ostrý úhel, který tvoří tečna boční křivky zubu v daném bodě s průvodičem, kterým je normála k soustředné kružnici. Nejvýraznější jsou vnější a střední úhel sklonu boční křivky zubu  $\beta_e$  a  $\beta_m$ . Úhel  $\beta_m$  je hlavním parametrem geometrie kuželového soukolí s nepřímými zuby, stejně jako tomu je u úhlu sklonu zubu u čelního soukolí se šikmými zuby. Je důležité odlišovat mezi geometriemi čelní (měřené po obvodu valivých kružnic) označené indexem „t“ a geometriemi normálních (měřené v řezech kolmých na průběh zubu) označené indexem „n“. Čelní rozteč zubů kuželového ozubení  $p_t$  je definována jako vzdálenost mezi bočnicemi sousedních zubů po oblouku soustředné kružnice kuželového kola. Normální rozteč zubů  $p_n$  odpovídá součtu velikosti normální tloušťky zubu a normální šířky zubové mezery na příslušné soustředné kružnici. K důležitým základním parametrům kuželových soukolí patří také střední čelní a střední normální rozteč zubů kuželového kola  $p_{mt}$  a  $p_{mn}$ . [1; 4]



Obrázek č. 6 - Geometrie kuželového kola s nepřímými zuby [3].

Pro tvar věnce I. je ve většině případů standardizován vnější čelní modul  $m_{et}$ . Pro tvary věnců II. a III. je normalizován střední normální modul  $m_{mn}$ . Vztahy geometrických veličin lze předepsat jako [1; 4; 5]:

$$\frac{m_{mn}}{m_{mt}} = \cos(\beta_m) \quad (2.1)$$

$$\frac{m_{en}}{m_{et}} = \cos(\beta_e) \quad (2.2)$$

$$\frac{m_{mt}}{m_{et}} = \frac{R_m}{R_e} \quad (2.3)$$

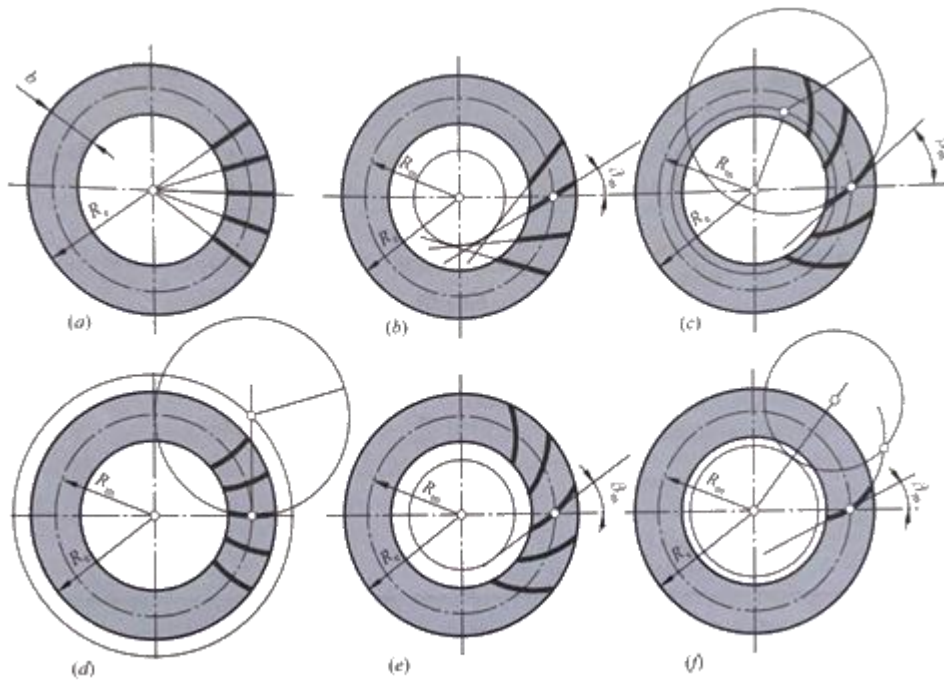
Výše uvedené geometrické veličiny lze shrnout do tabulky, se základními rozměry kuželového soukolí (Tabulka č. 1):

Tabulka č. 1 - Základní geometrické veličiny kuželového soukolí [1; 4; 5].

Geometrická veličina:	Výpočet:	Vztah č.
převodové číslo	$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\sin(\delta_2)}{\sin(\delta_1)}$	(2.4)
úhel roztečného kužele	$\tan(\delta_1) = \frac{\sin(\Sigma)}{u + \cos(\Sigma)}$	(2.5)
	$\delta_2 = \Sigma - \delta_1$ pro $\Sigma = 90^\circ$	(2.6)
vnější délka povrchy rozt. kužele	$R_e = \frac{0,5d_{e1}}{\sin(\delta_1)} = \frac{0,5d_{e2}}{\sin(\delta_2)}$	(2.7)
střední délka povrchy rozt. kužele	$R_m = R_e - \frac{b}{2}$	(2.8)
vnitřní délka povrchy rozt. kužele	$R_i = R_e - b$	(2.9)
šířka ozubení	$b \leq \frac{R_e}{3}; b \leq 10m_{et}$	(2.10)
vnější čelní modul	$m_{et} = \frac{d_{e1}}{z_1} = \frac{d_{e2}}{z_2}$	(2.11)
střední čelní modul	$m_{mt} = \frac{R_m}{R_e} m_{et}$	(2.12)
střední normální modul	$m_{mn} = m_{mt} \cos(\beta_m)$	(2.13)
střední roztečný průměr	$d_{m1,2} = d_{e1,2} - b \sin(\delta_{1,2})$	(2.14)
úhly záběru	$\tan(\alpha_t) = \frac{\tan(\alpha_{mn})}{\cos(\beta_m)}$	(2.15)
úhel hlavy zubu	$\theta_{a1,2} = \delta_{a1,2} - \delta_{1,2}$ pro konstantní výšku hlavy zubu: $\delta_{a1,2} = \delta_{1,2} \rightarrow \theta_{a1,2} = 0$	(2.16)
úhel paty zubu	$\theta_{f1,2} = \delta_{1,2} - \delta_{f1,2}$ pro konstantní výšku hlavy zubu: $\delta_{f1,2} = \delta_{1,2} \rightarrow \theta_{f1,2} = 0$	(2.17)
střední výška hlavy zubu nad rozt. kuželem	$h_{am1,2} = m_{mn}(1 + x_{hm1,2})$	(2.18)
střední výška paty zubu pod rozt. kuželem	$h_{fm1,2} = m_{mn}(1,25 - x_{hm1,2})$	(2.19)



Rozdělení kuželových kol podle druhu ozubení naznačuje Obrázek č. 7. Zuby jsou znázorněny v imaginárním kruhovém průřezu kola, kde jsou zahrnuty odpovídající řídicí křivky. Pro zakřivené zuby se jako řídicí křivka obvykle používá koncentrická kružnice. V případě šikmých zubů se za řídicí považuje kružnice či jiná křivka, podél které se odvaluje přímka či jiná kružnice. Bod na této křivce poté tvoří boční profil zubu, kde je opět řídicí křivkou kružnice. Tabulka č. 2 popisuje detailnější specifikace. [1; 4]



Obrázek č. 7 - Druhy ozubení kuželových kol [1].

Tabulka č. 2 - Druhy ozubení kuželových kol [1, 6].

Boční křivka zubu	Druh soukolí	Výška zubu, tvar věnce	Normalizované veličiny, poznámky	Viz Obrázek č. 6
radiální přímka	s přímými zuby	proměnlivá, tvar I.	$m_{et}$ – normalizovaný, $\alpha_t = 20^\circ, 15^\circ, 14,5^\circ, 17,5^\circ$ , $\beta_m = 0^\circ$ . Nenáročné převody, vyšší hlučnost, menší obvodové rychlosti $v = 2 - 3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	(a)
šikmá přímka	se šikmými zuby	proměnlivá, tvar I.	$m_{et}$ – normalizovaný, $\alpha_t = 20^\circ, 15^\circ, 14,5^\circ, 17,5^\circ$ , $\beta_m = 20^\circ - 40^\circ$ . Větší obvodové rychlosti, tichý chod, vyšší zatížení a delší trvanlivost. Vyšší převodová čísla $u < 10$ .	(b)



Boční křivka zuby	Druh soukolí	Výška zuby, tvar věnce	Normalizované veličiny, poznámky	Viz Obrázek č. 6
kruhový oblouk	Gleason (USA)	proměnlivá, tvar II.	$m_{mn}$ – normalizovaný, $\alpha_{mn} = 20^\circ, 17,5^\circ, 14,5^\circ$ ; $\beta_m = 30^\circ - 45^\circ$	(c)
	Gleason – Zerol (USA)	proměnlivá, tvar II.	$m_{mn}$ – normalizovaný, $\alpha_{mn} = 20^\circ, 17,5^\circ, 14,5^\circ$ ; $\beta_m = 0^\circ$	(d)
evolventa (paloida)	paloidní ozubení Klingelberg (Německo)	konstantní, tvar III.	$m_{mn}$ – normalizovaný, $\alpha_{mn} = 20^\circ, 17,5^\circ$ $\beta_m = 30^\circ - 38^\circ$	(e)
epicykloida	eloidní ozubení Oerlikon-spiromatic	konstantní, tvar III.	$m_{mn}$ – normalizovaný, $\alpha_{mn} = 17,5^\circ$ $\beta_m = 30^\circ - 50^\circ$	(f)

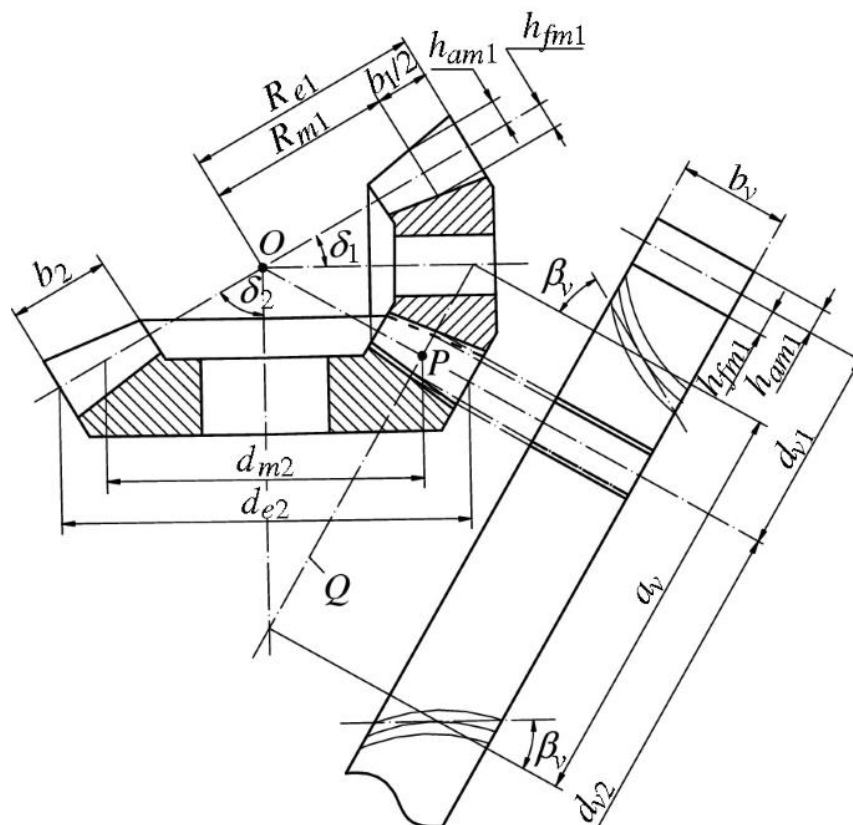
## 2.2 Pevnostní výpočet kuželových soukolí

Pevnostní výpočet kuželových ozubených soukolí kopíruje normu ISO 10300. Česká norma ISO 10300 pod souhrnným názvem *Výpočet únosnosti kuželových ozubených kol* sdružuje 3 části [1; 4; 5]:

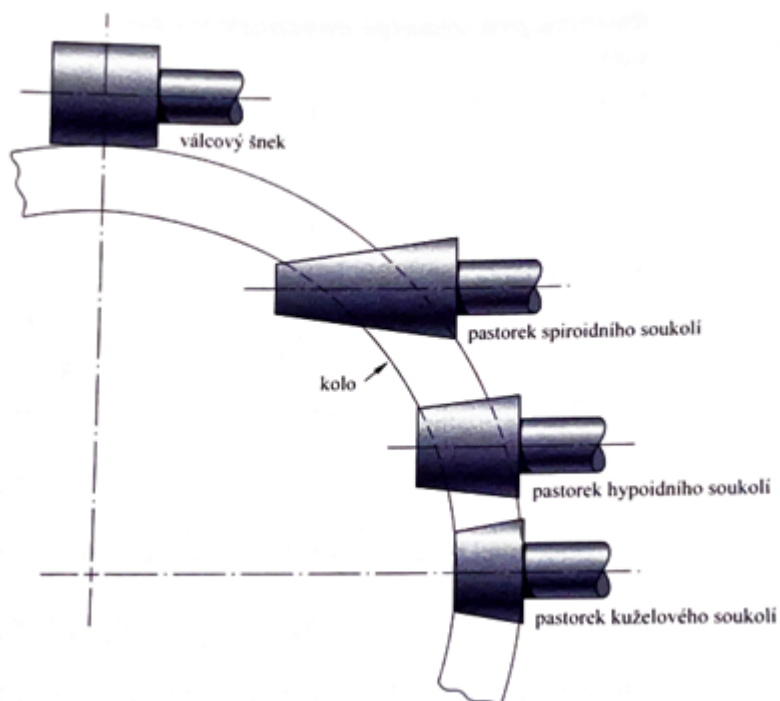
- Část 1 definuje základy výpočtu a uvádí součinitele související se silovými vztahy v ozubení.
- Část 2 uvádí výpočet únosnosti v dotyku (pitting).
- Část 3 popisuje výpočet únosnosti v ohybu.

Při hodnocení únosnosti kuželových ozubených kol je potřeba provést substituci reálného kuželového soukolí za virtuální válcové soukolí (Obrázek č. 8). V tečném řezu, který prochází středem ozubení kuželového kola s přímými zuby rozvinutými do roviny, nabývají zuby virtuálního soukolí téměř evolventní tvar. U kuželových kol se zakřivenými zuby a šikmými zuby však dochází k formování virtuálního soukolí se šikmými zuby. Tento proces transformace vyžaduje další převedení na náhradní soukolí. Náhrada soukolí vznikne dvojitým převedením, a to převodem kuželového soukolí na virtuální soukolí se šikmými zuby a potom na náhradní soukolí, které již má přímé zuby. Pro nekorigovaná kuželová kola je postup naznačen v tabulkách (Tabulka č. 3). [1; 4; 5]

V určitých konstrukčních situacích jako např. u automobilových diferenciálů, nemusí osy ozubených kol svírat pravý úhel, ale může docházet k jejich mimoběžnosti. V tomto případě je použito ve většině případů hypoidní soukolí, jehož roztečné plochy kol mají tvar rotačních hyperboloidů. Když osy hřídelů dosahují větších vzdáleností v mimoběžnosti, často se volí spiroidní ozubená soukolí, kde se pastorek více podobá šnekovému soukolí než kuželovému. Příklady jednotlivých typů uložení os ukazuje (Obrázek č. 9). [1; 4]



Obrázek č. 8 - Virtuální válcové soukolí [7].



Obrázek č. 9 - Schématické srovnání poloh os [1].

Zprvu je nutno převést reálné zakřivené ozubení do podoby virtuálního ozubeného kola, kterému náleží své označení geometrických veličin – spodní index  $v$  (virtuální). Realizace převodu na virtuální kolo kopíruje postup uvedený ve výběru z normy ISO 10300.1 [5].

Tabulka č. 3 - Geometrické veličiny virtuálního kola [1; 4; 5].

Veličina:	Výpočet:	Rce. č:
počet zubů	$z_{v1,2} = \frac{z_{1,2}}{\cos(\delta_{1,2})}$	(2.20)
převodové číslo	$u_v = \frac{z_2}{z_1} = u \cdot \frac{\cos(\delta_1)}{\cos(\delta_2)}$	(2.21)
průměr roztečné kružnice	$d_{v1,2} = \frac{d_{m1,2}}{\cos(\delta_{1,2})}$	(2.22)
osová vzdálenost	$\alpha_v = \frac{d_{v1} + d_{v2}}{2}$	(2.23)
průměr hlavové kružnice	$d_{va1,2} = d_{v1,2} + 2 \cdot h_{am1,2}$	(2.24)
průměr základní kružnice	$d_{vb1,2} = d_{v1,2} \cdot \cos(\alpha_{vt})$	(2.25)
čelní úhel záběru	$\alpha_{vt} = \arctan\left(\frac{\tan(\alpha_n)}{\cos(\beta_m)}\right)$	(2.26)
úhel sklonu zubu na základním válci	$\beta_{vb} = \arcsin(\sin(\beta_m) \cos(\alpha_n))$	(2.27)
základní rozteč	$p_{et} = m_{mt} \cdot \cos(\alpha_{vt})$	(2.28)
dráha záběru	$g_{v\alpha} = \frac{1}{2} \left[ \sqrt{d_{va1}^2 - d_{vb1}^2} + \sqrt{d_{va2}^2 - d_{vb2}^2} \right] - \alpha_v \sin(\alpha_{vt})$	(2.29)
součinitel záběru profilu	$\varepsilon_{v\alpha} = \frac{g_{v\alpha}}{p_{et}} = \frac{g_{v\alpha} \cos(\beta_m)}{m_{mn} \pi \cos(\alpha_{vt})}$	(2.30)
součinitel záběru kroku	$\varepsilon_{v\beta} = \frac{b \cdot \sin(\beta_m)}{m_{mn} \pi}$	(2.31)
součinitel záběru	$\varepsilon_\gamma = \sqrt{\varepsilon_{v\alpha}^2 + \varepsilon_{v\beta}^2}$	(2.32)
délka střední úsečky stykové plošky	$l_{bm} = \frac{b \cdot \varepsilon_{v\alpha}}{\cos(\beta_{vb} \varepsilon_{v\gamma})}$	(2.33)
promítnutá délka střední úsečky stykové plošky	$l'_{bm} = l_{bm} \cdot \cos(\beta_{vb})$	(2.34)

Ve výpočtu ozubeného kuželového kola s přímými zuby by převod na virtuální kolo byl konečný stav geometrie, která by se promítala do následného výpočtu pevnosti v dotyku a v ohybu v patě zubu. Existence zakřivených a šikmých ozubení vnáší do této problematiky složitost v podobě dalšího převodu na náhradní virtuální kolo. V případě geometrických veličin týkajících se náhradního virtuálního kola je použit spodní index –  $vn$  (virtuální náhradní). Tento popis převodu virtuálního kola na náhradní virtuální kolo zrcadlí výběr z normy ISO 10300.1 podobně jako u převodu skutečného kuželového kola na kolo virtuální. Převod na náhradní virtuální kolo se aplikuje pouze u šikmého či zakřiveného ozubení.

Tabulka č. 4 - Geometrické veličiny náhradního virtuálního kola [1; 5].

Veličina:	Výpočet:	Rce. č.:
počet zubů	$z_{vn1} = \frac{z_{v1}}{\cos^2(\beta_{vb})\cos(\beta_m)}; z_{vn2} = u_v z_{vn1}$	(2.35)
roztečný průměr	$d_{vn1} = \frac{d_{v1}}{\cos^2(\beta_{vb})} = z_{vn1}m_{mn}; d_{vn2} = z_{vn2}m_{mn}$	(2.36)
osová vzdálenost	$\alpha_{vn} = \frac{d_{vn1} + d_{vn2}}{2}$	(2.37)
průměr hlavové kružnice	$d_{van1,2} = d_{vn1,2} + d_{va1,2} - d_{v1,2} = d_{vn1,2} + 2h_{am1,2}$	(2.38)
průměr základní kružnice	$d_{vbn1,2} = d_{vn1,2} \cos(\alpha_n) = z_{vn1,2}m_{mn} \cos(\alpha_n)$	(2.39)
dráha záběru	$g_{van} = \frac{1}{2} \left[ \sqrt{d_{van1}^2 - d_{vbn1}^2} + \sqrt{d_{van2}^2 - d_{vbn2}^2} \right] - \alpha_{vn} \sin(\alpha_n)$	(2.40)
součinitel záběru profilu	$\varepsilon_{van} = \frac{\varepsilon_{v\alpha}}{\cos^2(\beta_{vb})}$	(2.41)

### 2.2.1 Vztahy pro výpočet únosnosti v dotyku

Při opakovaném kontaktu boků zubů ozubených kol může po čase dojít ke kontaktní únavě. Tento typ mechanického opotřebování se u ozubených kol projevuje odlamováním malých částic z pracovních povrchů zubů. Tento nepříznivý jev vede k tvorbě různorodých jamek na povrchu ozubení, což je proces známý jako jamková koroze, často označovaný anglickým termínem „pitting“. [1; 5].

Byly realizovány studie, které zahrnovaly analytické výpočty, jež byly základem pro vypracování normy ISO 10300. Na základě získaných zkušeností a experimentů byly stanoveny empirické koeficienty, které výrazně zjednodušují výpočty a usnadňují orientaci v problematice výpočtu ozubených kol z hlediska únavy. V této podkapitole budou detailně rozebrány jednotlivé koeficienty, které se uplatňují ve výpočtovém modelu. [4; 5]

Napětí v dotyku  $\sigma_H$  nesmí překročit mez přípustného napětí v dotyku  $\sigma_{HP}$ . Přípustná napětí se stanovují jak pro pastorek, tak pro spoluzabírající kolo. Pevnostní podmínka pro pastorek i kolo je určena rovnicí (2.42) [1; 4; 5]:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP} \quad (2.42)$$

kde hodnota nominálního napětí je vypočtena [1; 4; 5]:

$$\sigma_{H0} = Z_{M-B} Z_E Z_H Z_{LS} Z_\beta Z_K \sqrt{\frac{F_{mt}}{d_{v1} l_{bm}} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v}} \quad (2.43)$$

Přípustné napětí v dotyku se stanoví zvlášť pro pastorek a kolo [1; 4; 5]:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT}}{S_{Hlim}} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \quad (2.44)$$

Norma ISO 10300 doporučuje jako nejmenší hodnotu součinitele bezpečnosti v dotyku  $S_{Hlim} = 1,2$  pro všechny druhy ozubení [1; 4; 5].

Součinitel bezpečnosti v dotyku se určuje samostatně pro pastorek i kolo [1; 5]:

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT}}{\sigma_H} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \quad (2.45)$$

Tabulka č. 5 shrnuje všechny součinitele použité v těchto rovnicích, které budou v další části rozebrány a popsány:

Tabulka č. 5 - Součinitele použité při výpočtu únosnosti v dotyku [1; 4; 5].

Označení součinitele:	Název součinitele:
a) $K_A$	součinitel vnějších dynamických sil
b) $K_V$	součinitel vnitřních dynamických sil
c) $K_{H\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce
d) $K_{H\alpha}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů
e) $Z_{M-B}$	součinitel jednopárového záběru
f) $Z_E$	součinitel mechanických vlastností materiálu
g) $Z_H$	součinitel tvaru spoluzabírajícího zubu
h) $Z_{LS}$	součinitel sdílení zatížení
i) $Z_\beta$	součinitel sklonu boku zubu
j) $Z_K$	součinitel kuželového kola
k) $Z_L$	součinitel maziva
l) $Z_{NT}$	součinitel počtu cyklů
m) $Z_V$	součinitel obvodové rychlosti
n) $Z_R$	součinitel drsnosti boků zubů
o) $Z_W$	součinitel tvrdosti
p) $Z_X$	součinitel velikosti

Dále je důležité nadefinovat výpočet vstupních silových parametrů, kde největší roli zastává obvodová síla  $F_{mt}$  [1; 4; 5]:

$$F_{mt} = \frac{2000 \cdot M_{t1,2}}{d_{m1,2}} [N] \quad (2.46)$$

kde:

$M_{k1,2}$  – točivý moment [Nm]

$d_{m1,2}$  – střední roztečný průměr kužele [mm]

Obvodová rychlost:

$$v_{mt} = \frac{d_{m1,2}}{2000} \cdot \frac{2\pi n_{1,2}}{60} [m \cdot s^{-1}] \quad (2.47)$$

kde:

$n_{1,2}$  – otáčky ozubených kol  $\left[\frac{1}{min}\right]$

Tabulka č. 5 bude popsána podrobně níže v odrážkách, kde budou vysvětleny jednotlivé součinitele:

- a) Součinitel vnějších dynamických sil  $K_A$  zohledňuje všechna dodatečná vnější dynamická zatížení. Velikost těchto sil je závislá na konkrétních podmínkách hnacích a hnaných strojů, na setrvačných charakteristikách všech komponent v pohonném systému, a také na provozních podmínkách, jako jsou nárazy, variabilita točivého momentu, vibrace apod. Ideálně se tento součinitel určuje na základě experimentálních měření nebo prostřednictvím komplexní analýzy celého systému. Přehled nejčastěji používaných druhů zatížení v převodových systémech, které jsou způsobeny hnacím strojem, je uveden Tabulka č. 6. [1; 4; 5]

Tabulka č. 6 - Součinitel vnějších dynamických sil  $K_A$  [1; 4; 5].

Zatěžování převodovky hnacím strojem	Zatěžování převodovky hnaným (pracovním) strojem			
	plynulé	s malou nerovnoměrností	se střední nerovnoměrností	s velkou nerovnoměrností
plynulé	1,0	1,25	1,5	1,75
s malou nerovnoměrností	1,1	1,35	1,6	1,85
se střední nerovnoměrností	1,25	1,50	1,75	2,00
s velkou nerovnoměrností	1,5	1,75	2,00	2,25

- b) Součinitel vnitřních dynamických sil  $K_V$  zohledňuje vliv dodatečných dynamických zatížení, která vznikají v ozubení kvůli geometrickým nepřesnostem a tuhosti ozubených kol. Tato zatížení jsou ovlivněna zejména obvodovou rychlostí, setrvačnými vlastnostmi ozubených kol a součástí s nimi spojených, tuhostí zubů během jejich záběrů, a velikostí přenášeného točivého momentu. V praxi ozubená kola neumožňují zcela dokonale rovnoměrný pohyb a s tím související konstantní převodový poměr, což vede k dynamickým zatížením v systému. Dle normy ISO 10300 je využit vztah [1; 4; 5]:

$$K_V = \left( \frac{A + \sqrt{200 \cdot v}}{A} \right)^B \quad (2.48)$$

kde:

$A$  – pomocná proměnná

$B$  – pomocná proměnná

$v$  – obvodová rychlost

Proměnné  $A$  a  $B$  jsou vyjádřeny pomocí následujících vzorců:

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (2.48a)$$

Proměnná  $B$  vstupující do vztahu (2.48a) se vyjádří podle vzorce:

$$B = 0,25(Q_{ISO} - 4)^{\frac{2}{3}} \quad (2.48b)$$

kde:

$Q_{ISO}$  – stupeň přesnosti dle ISO (1-12)

- c) Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce  $K_{H\beta}$  zohledňuje nerovnoměrné rozložení působení zatížení podél šířky ozubení při výpočtu napětí v dotyku, jeho hodnota se vypočítá v závislosti na účinné šířce ozubení  $b_e$  [1; 4; 5].

$$K_{H\beta} = 1,5K_{H\beta-be} \quad (2.49)$$

$$\text{pro } b_e \geq 0,85b$$

$$K_{H\beta} = 1,5 \cdot \frac{K_{H\beta-be}}{\frac{b_e}{b}} \quad (2.50)$$

$$\text{pro } b_e \leq 0,85b$$

kde:

$K_{H\beta-be}$ ;  $K_{Hb}$  – jsou montážní součinitel viz. Tabulka č. 7

Tabulka č. 7 - Montážní součinitele [1; 4].

Součinitel:	Obě kola uložena mezi ložisky	Jedno z kol uloženo letmo	Obě kola uložena letmo
$K_{H\beta-be}$	1,20	1,32	1,50
$K_{Hb}$	1,00	1,10	1,25

- d) Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů  $K_{H\alpha}$  vyjadřuje vliv nerovnoměrnosti rozložení celkového zatížení na několik simultánně zabírajících párů zubů. Jak se celkové tangenciální zatížení rozkládá mezi jednotlivé páry zubů, je ovlivněno přesností ozubení, tak velikostí zatížení. Jeho hodnota se docílí výpočtem použitím součinitele  $q_\alpha$  [1; 4; 5]:

$$\text{pro } \varepsilon_{v\gamma} \leq 2 \quad K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = \frac{\varepsilon_{v\gamma}}{2} (0,9 + 0,4q_\alpha) \quad (2.51)$$

$$\text{pro } \varepsilon_{v\gamma} > 2 \quad K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 0,9 + 0,4 \cdot \sqrt{\frac{2(\varepsilon_{v\gamma} - 1)}{\varepsilon_{v\gamma}}} q_\alpha \quad (2.52)$$

kde:

$q_\alpha$  – pomocný součinitel

$$q_\alpha = \frac{c_\gamma (f_{pt} - y_\alpha)}{\frac{F_{mtH}}{b}} \quad (2.51a, 2.52b)$$

kde:

$c_\gamma$  – střední měrná tuhost zubů

$f_{pt}$  – úchylka střední rozteče

$y_\alpha$  – snížení úchylky základní rozteče opotřebením při záběru

$F_{mtH}$  – směrodatná obvodová síla na středním roztečném průměru [N]

$b$  – šířka ozubení [mm]

- e) Součinitel jednopárového záběru  $Z_{M-B}$  transformuje napětí v dotyku ve valivém bodě do vnitřního bodu, kde dochází k jednopárovému záběru zubů pastorku. Tento součinitel upravuje parametry křivosti v bodě rozteče tak, aby odpovídaly kritickému bodu zatížení. Je uvažován evolventní profil zubu. Stanoví se podle vztahu [1; 4; 5]:

$$Z_{M-B} = \frac{\tan(\alpha_{vt})}{\sqrt{\left[ \sqrt{\left(\frac{d_{va1}}{d_{vb1}}\right)^2 - 1 - F_1 \cdot \frac{\pi}{Z_{v1}}}\right] \cdot \left[ \sqrt{\left(\frac{d_{va2}}{d_{vb2}}\right)^2 - 1 - F_2 \cdot \frac{\pi}{Z_{v2}}}\right]}} \quad (2.52)$$

kde:

$F_{1,2}$  – pomocní součinitelé viz. Tabulka č. 8

Tabulka č. 8 - Pomocní součinitelé  $F_1$  a  $F_2$  [1; 4].

Případ:	$F_1$	$F_2$
$\varepsilon_{v\beta} = 0$	2	$2(\varepsilon_{v\alpha} - 1)$
$0 < \varepsilon_{v\beta} < 1$	$2 + (\varepsilon_{v\alpha} - 2)\varepsilon_{v\beta}$	$2\varepsilon_{v\alpha} - 2 + (2 - \varepsilon_{v\alpha})\varepsilon_{v\beta}$
$\varepsilon_{v\beta} > 1$	$\varepsilon_{v\alpha}$	$\varepsilon_{v\alpha}$

- f) Součinitel mechanických vlastností materiálu  $Z_E$  zohledňuje vlivy charakteristické pro daný materiál a Hertzovo kontaktní napětí, jako jsou například modul pružnosti a Poissonův poměr, a je určeno příslušným vztahem. [1; 4; 5]:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left( \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (2.53)$$

kde:

$\mu_{1,2}$  – Poissonovo číslo daného materiálu [–]

$E_{1,2}$  – Youngův modul pružnosti materiálu [GPa]

- g) Součinitel tvaru spoluzabírajícího zubu  $Z_H$  reflektuje vliv křivosti profilu boků zubů, které spolu zasahují ve valivém bodě. Jeho hodnota je stanovena podle úhlu sklonu boční křivky a úhlu záběru a pro neupravené ozubení je možné ji vyjádřit podle daného vztahu. [1; 4; 5]:

$$Z_H = 2 \sqrt{\frac{\cos(\beta_{vb})}{\sin(2\alpha_{vt})}} \quad (2.54)$$

- h) Součinitel sdílení zatížení  $Z_{LS}$  má za úkol rozdělení zatížení mezi dvěma a více páry zubů v záběru. Hodnoty jsou stanoveny pro dva případy [1; 4; 5]:

$$\text{pro } \varepsilon_{v\gamma} \leq 2 \quad Z_{LS} = 1 \quad (2.55)$$



$$\text{pro } \varepsilon_{v\gamma} > 2 \text{ a } \varepsilon_{v\beta} > 1 \quad Z_{LS} = \left\{ 1 + 2 \left[ 1 - \left( \frac{2}{\varepsilon_{v\gamma}} \right)^{1,5} \right] \sqrt{1 - \frac{4}{\varepsilon_{v\gamma}^2}} \right\}^{0,5} \quad (2.56)$$

- i) Součinitel sklonu boku zubu  $Z_{\beta}$  bere v potaz vliv úhlu sklonu boční křivky zubu na únavu v dotyku. empiricky odvozený vztah [1; 4; 5]:

$$Z_{\beta} = \sqrt{\cos(\beta_m)} \quad (2.57)$$

- j) Součinitel kuželového kola  $Z_K$  aplikuje rozdíl v zatěžování kuželových a čelních ozubených soukolí. Implementace součinitele umožňuje použití stejných hodnot mezi únavy materiálů jak u čelních ozubených kol. Pro běžné užívání stanovuje norma hodnotu součinitele  $Z_K = 0,8$  [1; 4; 5].

- k) Součinitel mazací vrstvy zahrnuje součinitele  $Z_L$  – součinitel maziva (k), součinitel obvodové rychlosti -  $Z_V$  (m) a součinitel drsnosti boků zubů  $Z_R$  (n). Empiricky byly odvozeny souvislosti mezi těmito součiniteli jako součin těchto součinitelů [1; 4; 5]:

S frézovaným nebo obráženým ozubením:  $Z_L Z_V Z_R = 0,85$

S broušeným nebo ševingovanými boky zubů:

$$Z_L Z_V Z_R = 1, \text{ je-li } R_{Z10} \leq 4 \mu\text{m}$$

$$Z_L Z_V Z_R = 0,92, \text{ je-li } R_{Z10} > 4 \mu\text{m}$$

- l) Součinitel počtu cyklů  $Z_{NT}$  reflektuje experimentálně stanovené meze únavy při míjivém zatěžování zubů při odpovídajícímu počtu cyklů. Pro dotyk je dle materiálů odpovídající počet cyklů trvalé únavové pevnosti  $2 \cdot 10^6$  až  $10^9$  cyklů. Pro tyto hodnoty byl odvozen součinitel s hodnotou  $Z_{NT} = 1$  [1; 4; 5].

m) Viz k)

n) Viz k)

- o) Součinitel tvrdosti  $Z_W$  zohledňuje ve výpočtu přípustného napětí navýšení únosnosti v boků zubů v dotyku kola. Zvýšení únosnosti v dotyku může být způsobeno mnoha faktory např. deformačním zpevněním. Je třeba zajistit, aby tvrdší člen měl dostatečně hladký povrch. Hodnota součinitele  $Z_W$  se určí dle vztahu níže [1; 4; 5]:

$$Z_W = 1,2 - \frac{H - 130}{1700} \quad (2.58)$$

kde:

$H$  – tvrdost [HB]

- p) Součinitel velikosti  $Z_X$  zohledňuje statisticky dokázanou skutečnost, že větší součást obvykle obsahuje větší množství strukturních vad, čímž klesá únosnost. Dle ISO 10300 je pro výpočet uvažována hodnota  $Z_X = 1$  [1; 4; 5].

### 2.2.2 Vztahy pro výpočet únosnosti v ohybu

V důsledku rotace ozubených kol dochází k cyklickému namáhání jejich zubů na ohyb, což může časem vést k únavovému lomu v oblasti paty zubu. Tento druh lomu může způsobit fatální následky pro celou funkční soustavu. Toto místo je bráno jako nejkritičtější a nejnáchylnější na tvorbu trhlin. Tento proces je charakterizován napětím v ohybu v patě zubu. Analytický výpočet v normě ISO 10300 vychází z klasického výpočtu únosnosti zubů v ohybu podle Lewise, který považoval zub jako vetknutý nosník zatěžovaný statickou osamělou silou s důležitými předpoklady, že síla působí na špičku zubu a zatížení přenáší pouze jeden pár zubů a dalšími předpoklady. Stejně jak v podkapitole 2.2.1 do výpočtu dle normy ISO 10300 vstupuje řada pomocných součinitelů, které mají za úkol zkorigovat celkový výpočet, podobně jako Marinova rovnice. Následující sled výpočtových kroků bude popsán níže společně s vysvětlením všech koeficientů, které pro určité případy jsou stejné jako v úloze na únosnost v dotyku. [1; 4; 5]

Napětí v ohybu v patě zubu  $\sigma_F$  nesmí překročit maximální přípustné napětí v ohybu. Pevnostní podmínka je zvlášť pro pastorek a kolo [1; 4; 5]:

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP} \quad (2.59)$$

kde hodnota nominálního napětí  $\sigma_{F0}$ :

$$\sigma_{F0} = \frac{F_{mt}}{b m_{mn}} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{\epsilon} Y_K Y_{LS} \quad (2.60)$$

Přípustné napětí  $\sigma_{FP}$  v ohybu se stanoví zvlášť pro kolo a pastorek:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FE} Y_{NT}}{S_{Fmin}} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X \quad (2.61)$$

kde mez únavy  $\sigma_{FE}$  v ohybu referenčního ozubeného kola:

$$\sigma_{FE} = \sigma_{Flim} Y_{ST} \quad (2.62)$$

Hodnota součinitele koncentrace napětí pro referenční kolo  $Y_{ST} = 2$ .

Součinitel bezpečnosti v ohybu  $S_F$  se určí samostatně pro pastorek a kolo:

$$S_F = \frac{\sigma_{FE} Y_{NT}}{\sigma_F} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X \quad (2.63)$$

Dle normy ISO 10300 nejmenší hodnota součinitele minimální bezpečnosti  $S_{Flim}$  je považována hodnota na  $S_{Flim} = 1,3$  pro šikmé a zakřivené zuby [1; 4; 5].

Do výpočtu vstupuje opět řada součinitelů, které shrnuje Tabulka č. 9. Tyto součinitele budou dále rozebrány a vysvětleny. Součinitele použité v analytickém výpočtu byly stanoveny na základě zkušeností a empiricky potvrzených vztahů. V normě ISO 10300 vyskytující součinitele mají některé koeficienty stejný charakter jako u výpočtu únosnosti zubu na dotyk, proto na stejné koeficienty bude odkazováno do podkapitoly 2.2.1. [5]

Tabulka č. 9 - Součinitele použité pro výpočet únosnosti v ohybu [1; 4; 5].

Označení součinitele:	Název součinitele:
a) $K_A$	součinitel vnějších dynamických sil
b) $K_V$	součinitel vnitřních dynamických sil
c) $K_{F\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce
d) $K_{F\alpha}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů
e) $Y_{Fa}$	součinitel tvaru zubu při působení síly na špičku zubu
f) $Y_{Sa}$	součinitel koncentrace napětí při působení síly na špičku zubu
g) $Y_\varepsilon$	součinitel vlivu záběru profilu
h) $Y_K$	součinitel kuželového kola
i) $Y_{LS}$	součinitel sdílení zatížení
j) $Y_{NT}$	součinitel počtu cyklů
k) $Y_{\delta relT}$	poměrný součinitel vrubové citlivosti
l) $Y_{RrelT}$	poměrný součinitel drsnosti v oblasti patního přechodu zubu
m) $Y_X$	součinitel velikosti

Vstupní silové parametry jsou stejné jako při výpočtu únosnosti v dotyku v podkapitole 2.2.1. Obvodová síla  $F_{mt}$  se vypočte stejně jak pro pastorek, tak i pro kolo dle vztahu 2.46, obvodová rychlost  $v_{mt}$  pro kolo a pastorek dle vztahu 2.47.

- Součinitel vnějších dynamických sil  $K_A$  splňuje stejné vlastnosti jako v případě únosnosti zubu v dotyku (viz podkapitola 2.2.1 ad a) ).
- Součinitel vnitřních dynamických sil  $K_V$  splňuje stejné vlastnosti jako v případě únosnosti zubu v dotyku (viz podkapitola 2.2.1 ad b) ).
- Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů  $K_{F\beta}$  pro ohyb se stanoví dle vztahů [1; 4; 5]:

$$K_{F\beta} = \frac{K_{H\beta}}{K_{F0}} \quad (2.64)$$

kde:

$K_{H\beta}$  – montážní součinitel viz. Tabulka č. 7

$K_{F0}$  – součinitel zakřivení po délce

$$K_{F0} = 0,211 \left( \frac{r_{c0}}{R_m} \right)^q + 0,789 \quad (2.64a)$$

kde:

$r_{c0}$  – poloměr nástroje [mm]

$q$  – exponent stanovený dle vztahu 2.64b

$$q = \frac{0,279}{\log(\sin(\beta_m))} \quad (2.64b)$$

V případě, že vypočtený součinitel  $K_{F0} < 1$ , pak  $K_{F0} = 1$ , a pokud  $K_{F0} > 1,15$ , pak  $K_{F0} = 1,15$  [1; 4; 5].

- d) Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů  $K_{Fa}$  se vypočítá stejně jako v případě  $K_{H\alpha}$  ve výpočtu únosnosti v dotyku (viz podkapitola 2.2.1 ad d) ).
- e) Součinitel tvaru zubu při působení síly na špičku zubu  $Y_{Fa}$  se zjednodušeně zaměřuje na působení zátěžové síly na špičku zubu (v místě, kde se protíná plocha vrcholu zubu a boční plocha zubu), odráží vliv tvaru zubu na nominální napětí v ohybu u paty zubu. Je stanoven dle specifického vzorce: [1; 4; 5].

$$Y_{Fa} = \frac{6 \frac{h_{Fa}}{m_{mn}} \cos(\alpha_n)}{\left(\frac{s_{Fn}}{m_{mn}}\right)^2 \cos(\alpha_n)} \quad (2.65)$$

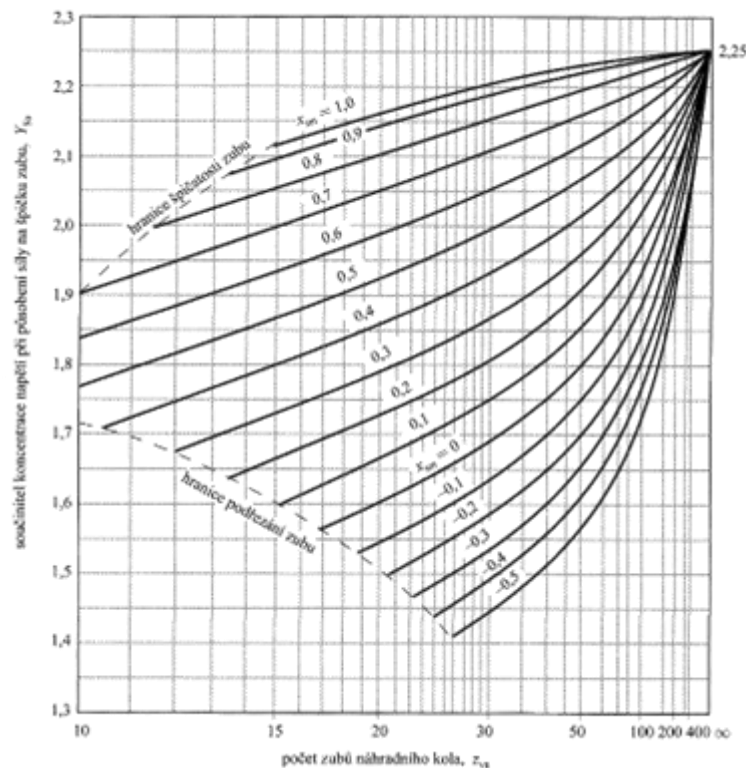
kde:

$s_{Fn}$  – šířka zubu [mm]

- f) Součinitel koncentrace napětí při působení síly na špičku zubu  $Y_{Sa}$  lze určit ze vztahu v závislosti na počtu zubů virtuálního kola  $z_v$  [1; 4; 5]:

$$Y_{Sa} = (1,2 + 0,13L_a) q_s \left( \frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{L_a}} \right) \quad (2.66)$$

Pro jednodušší určení se využívá graf (Obrázek č. 10):



Obrázek č. 10 - Součinitel koncentrace napětí  $Y_{Sa}$  [1].

- g) Součinitel vlivu záběru  $Y_\varepsilon$ , který přenáší působíště síly ze špičky zubu do vnitřního bodu záběru dvou zubů se stanoví se dle vztahů [1; 5]:

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{v\alpha}} \geq 0,625 \quad \text{pro } \varepsilon_{v\beta} = 0 \quad (2.65)$$

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{v\alpha}} - \varepsilon_{v\beta} \left( \frac{0,75}{\varepsilon_{v\alpha}} - 0,375 \right) \geq 0,625 \quad \text{pro } 0 < \varepsilon_{v\beta} \leq 1 \quad (2.66)$$

$$Y_\varepsilon = 0,625 \quad \text{pro } \varepsilon_{v\beta} = 1 \quad (2.67)$$

- h) Součinitel kuželového kola  $Y_K$  rozlišuje rozdíly mezi kuželovým a čelním ozubeným soukolím, lze použít vtaž [1; 5]:

$$Y_K = \left( \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \frac{l'_{bm}}{b} \right)^2 \frac{b}{l'_{bm}} \quad (2.68)$$

Doporučení pro klasické použití je uvažovat součinitel  $Y_K = 1$ .

- i) Součinitel sdílení zatížení  $Y_{LS}$  zohledňuje přenos zatížení mezi dvěma nebo více páry zubů v záběru, dle vztahu se určí [1; 5]:

$$Y_{LS} = Z_{LS}^2 \quad (2.69)$$

- j) Součinitel počtu cyklů  $Y_{NT}$  je podobně určen jako v případě únosnosti zubu v dotyku součinitel počtu cyklů  $Z_{NT}$ . Pro neomezenou životnost lze uvažovat na základě ideálních materiálových, provozních a realizačních vlastnostech hodnotu součinitele  $Y_{NT} = 1$  [1; 4; 5].

- k) Poměrný součinitel vrubové citlivosti  $Y_{\delta relT}$  je určen poměrem vrubové citlivosti skutečného ozubeného kola a referenčního ozubeného kola. Součinitel závisí na materiálu a škále napětí v patní části zubu. Lze je stanovit v závislosti na materiálu, rozměrech vrubu případně v závislosti na součiniteli  $Y_{Sa}$  [1; 4; 5] níže:

$$\text{pro } Y_{Sa} > 1,8 \text{ lze bezpečně uvažovat } Y_{\delta relT} = 1 \quad (2.70)$$

$$\text{pro } Y_{Sa} < 1,8, \text{ lze bezpečně uvažovat } Y_{\delta relT} = 0,8 \quad (2.71)$$

- l) Poměrný součinitel drsnosti v oblasti patního přechodu zubu  $Y_{RrelT}$  vyobrazuje vliv materiálu a kvalitu povrchu v patní části zubu a napětí v ohybu v patě zubu skutečného kola. Koeficient je definován jako poměr hodnot odpovídající referenčnímu ozubenému kolu [1; 4; 5]:

$$\text{pro } R_{zISO} \leq 16 \mu m \text{ odpovídá } Y_{RrelT} = 1 \quad (2.72)$$

$$\text{pro } R_{zISO} > 16 \mu m \text{ odpovídá } Y_{RrelT} = 0,9 \quad (2.73)$$

m) Součinitel velikosti  $Y_X$  je určen doporučenými hodnotami pro různé druhy ocelí [1; 4]:

Pro uhlíkové a zušlechtnuté konstrukční oceli, tvárné a temperované litiny:	
$5 \text{ mm} < m_{mn} < 30 \text{ mm}$	$Y_X = 1,03 - 0,006m_{mn}$
$m_{mn} \leq 5 \text{ mm}$	$Y_X = 1$
$m_{mn} \geq 30 \text{ mm}$	$Y_X = 0,85$

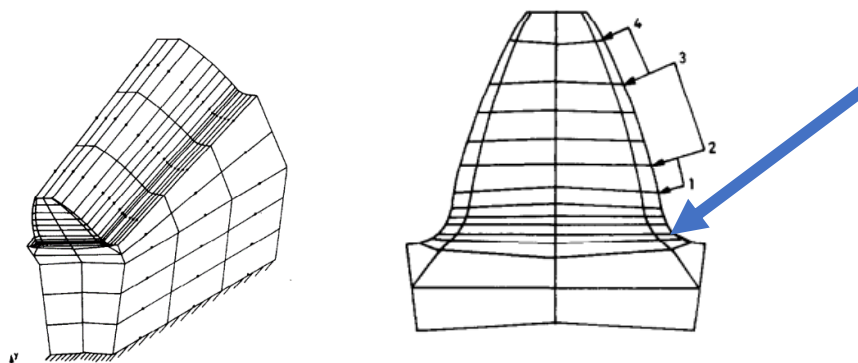
Pro cementační, plamenem nebo indukčně kalené, nitrocementační a karbonitridační oceli:	
$5 \text{ mm} < m_{mn} < 25 \text{ mm}$	$Y_X = 1,05 - 0,01m_{mn}$
$m_{mn} \leq 5 \text{ mm}$	$Y_X = 1$
$m_{mn} \geq 25 \text{ mm}$	$Y_X = 0,8$

Pro šedé a temperované (feritické) litiny:	
$5 \text{ mm} < m_{mn} < 25$	$Y_X = 1,075 - 0,015m_{mn}$
$m_{mn} \leq 5 \text{ mm}$	$Y_X = 1$
$m_{mn} \geq 25 \text{ mm}$	$Y_X = 0,7$

### 2.2.3 Metoda konečných prvků (MKP) a její použití u ozubených soukolí

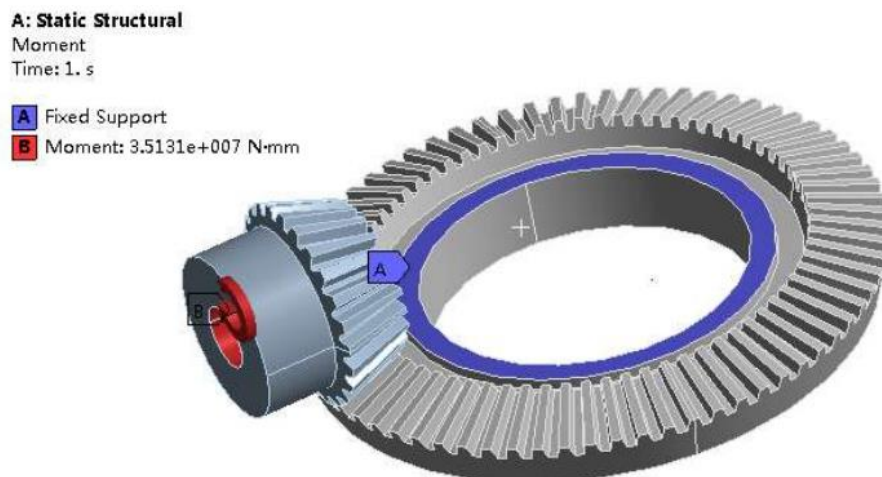
Analytický výpočet mezních stavů u ozubených kol je alternativní postup, který se v současné době používá s úpravami v různých výpočtových programech. Použití MKP poskytuje vizuální vzhled do dané problematiky, jelikož výsledná napětí či deformace jsou přímo vykresleny na barevné škále, která je jednodušší na prezentaci a poskytnutí zpětné vazby k řešenému problému. V případě použití MKP na výpočtu ozubení je třeba mít 3D model vymodelovaný v softwaru přímo určeném na digitální konstruování (Catia v5, Solidworks apod.) Tento model je třeba dále exportovat do programu určený pro MKP, nejčastěji používanými programy pro mechanické pevnostní výpočty spojené s MKP lze považovat softwary Ansys Mechanical nebo SimScale. [9]

Po vytvoření modelu a exportu do programu se provede tzv. síťování modelu – rozdělení modelu na určitý (konečný) počet segmentů, zvoleného tvaru (trojúhelníková síť, n – úhelníková síť). Ve většině případů se provede zjemnění sítě v požadovaném místě, kde uživatele nejčastěji budou zajímat výsledky. Obrázek č. 11 ukazuje příklad namodelované sítě na zubu ozubeného soukolí. V patě zubu (viz šipka) lze vidět zjemnění sítě pro správné určení maximálního zatížení potřebného k ulomení paty zubu. Sekce 4–1 jsou rozděleny podle důležitosti pro výpočet. [1; 9]



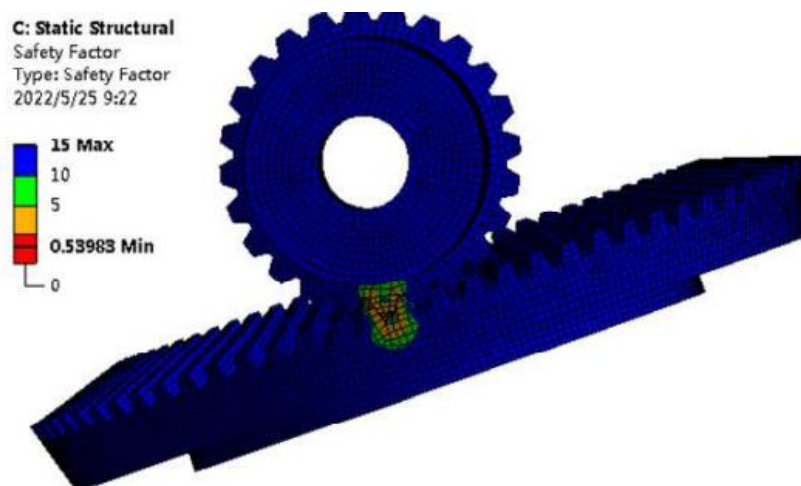
Obrázek č. 11 - Použitá síť na zubu a zjemnění v oblasti paty zubu [8].

Při výpočtu je důležité zavést okrajové podmínky. V případě pevnostních a deformačních analýz ozubení se předpokládá využití některých podmínek z Lewisových postupů, kde se například při výpočtu ozubení na ohybovou pevnost předpokládá, že zub je zjednodušen jako vetknutý nosník a působící zatížení je tomu přizpůsobeno. Zatížení je voleno dle potřeby výpočtu, většina ozubených soukolí je zatěžována točivým momentem přenášeným pastorkem na poháněné kolo, toto zatížení se realizuje společně s okrajovými podmínkami a vytvořením podpor (vetknutí apod.) viz. Obrázek č. 12. Červená šipka znázorňuje točivý moment (zatížení) a modrou plochou je myšleno vytvoření pevné podpory (vetknutí). [1; 8; 9]



Obrázek č. 12 - Ukázka zatížení a podpory v programu MKP [9].

Samotný výpočet se odvíjí od složitosti počítaných součástek, jemnosti sítě (čím jemnější, tím výpočet trvá déle) a výkonnosti výpočtové techniky. Po zadání materiálových hodnot a ostatních specifikací důležitých pro výpočet je možné po úspěšné kalkulaci vybrat výstupy, které jsou požadovány (např. součinitel bezpečnosti, napětí, deformaci apod.). Obrázek č. 13 znázorňuje výsledky součinitele bezpečnosti, kde pomocí barevné škály jsou interpretovány výsledky (červená místa – nízká bezpečnost, zelená místa – přípustná bezpečnost, modrá místa – místa neovlivněná zatížením). [8; 9]



Obrázek č. 13 - Příklad výsledků výpočtu MKP – součinitel bezpečnosti [9].

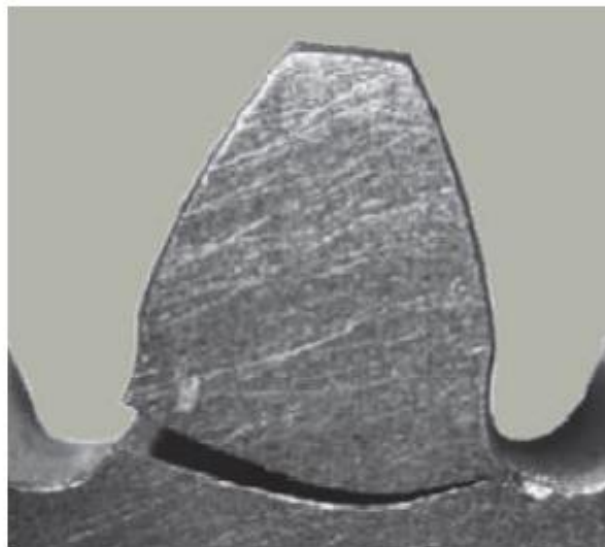


## 2.3 Vady kuželových ozubených kol

Při návrhu ozubeného soukolí se vždy počítá s poruchami ozubených kol. Tyto vady mohou mnohdy vést k fatálním následkům, které mohou ohrozit provoz stroje či dokonce lidské životy. Každá součástka má určitou životnost, která se prodlužuje správným užíváním a vhodnou údržbou. Při vzniku poruchy ozubeného soukolí dochází ke ztrátě funkčnosti dané součástky a je nutná oprava ozubení či úplná výměna. V navazujících podkapitolách jsou popsány nejčastější poruchy ozubených soukolí a jejich příčiny.

### 2.3.1 Únavový lom zubu

Únavový lom zubu v důsledku ohybu je považován za nejčastější způsob poškození ozubení. Toto poškození se vyskytuje nejčastěji u kořenu zatížené strany ozubení. Nejběžnější oblastí počátku této vady je ve středu šířky zubu, kde je očekáváno normální zatížení. Tato vzniklá trhlinka se postupně šíří směrem k bodu pod poloměrem protilehlého kořene zubu, a nakonec postupuje k povrchu nezatížené strany zubu. S postupujícím šířením trhliny se však bod nulového napětí posouvá do stran, až dosáhne polohy pod protilehlým kořenem zubu. V této fázi leží nejkratší nepopraskaný úsek mezi špičkou trhliny a protilehlým kořenem a konečný růst trhliny probíhá v tomto směru. Po odlomení jednoho zubu nastává ve většině případů řetězová reakce, kdy v důsledku únavového působení obvykle selžou i další zuby. Únavový lom zubu vzniká z pravidla při cyklickém zatěžování v koncentrátoru napětí, za který je považován patní přechod zubu. Nesprávné tepelné zpracování či nedostatečná kontrola výrobních vad (drážky, škrábance apod.) mohou napomáhat vzniku lomové trhliny jako koncentrátor napětí. Obrázek č. 14 znázorňuje podobu únavového lomu. [10; 11]



Obrázek č. 14 – Únavový lom v patě zubu [10].

### 2.3.2 Křehký lom zubu

Křehký lom zubu (Obrázek č. 15) vzniká nejčastěji při přetížení soustavy. Při přetížení zubu dochází k překročení meze pevnosti ( $R_m$ ). Tento druh lomu může být způsobem špatným návrhem ozubeného kola či volbou materiálu. Křehký lom se projevuje náhlým oddělením části zubu ozubeného kola vedoucí na okamžité selhání ozubeného mechanismu. Lomová plocha je typicky hladká vykazující známky tzv. „skleněného lomu“ indikující, že materiál neabsorboval



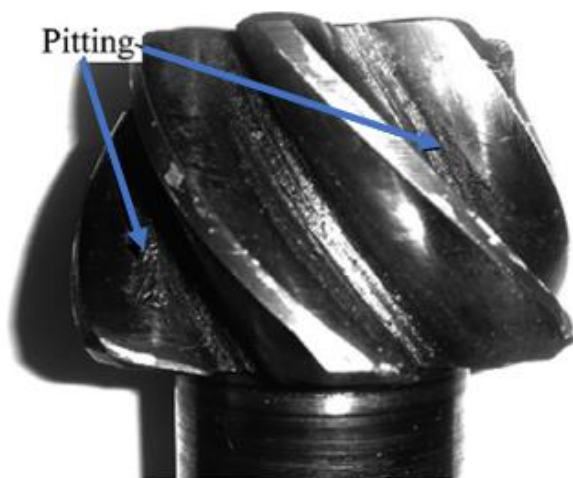
téměř žádnou energii, než došlo k lomu. Zvýšením houževnatosti materiálu a vhodným tepelným zpracováním lze předcházet křehkému lomu. Vhodná je také prevence skládající z pravidelné údržby ozubení. [4; 12]



Obrázek č. 15 - Křehký lom [4].

### 2.3.3 Únavové vydrolování (pitting)

Boky zubů jsou vystavovány cyklickému kontaktnímu namáhání, které při překročení mezní hodnoty a dosažením určité hodnoty cyklů vyvolává typické únavové opotřebení – vydrolování neboli důlkování (pitting). Pitting má obvykle kruhovitý tvar a nachází se v oblasti pod bodem odvalování. Vznik tohoto druhu poškození je doprovázeno zvýšením hluku ozubené soustavy a příležitostně zvýšením vibrací pohonu, které se postupně zvyšují. Hluboký pitting se vyskytuje u zušlechťených ozubených kol s vyšší pevností. Vydrolování lze oddálit zvýšením meze pevnosti materiálu ozubení nebo tepelným zpracováním povrchovým kalením. Pitting se dá rozlišovat na dvě skupiny – progresivní a recesivní pitting. Druhý zmiňovaný druh pittingu po určitém čase činnosti ozubeného kola mizí, což znamená, že tento druh degresivního – recesivního pittingu lze považovat za přípustný. Obrázek č. 16 a Obrázek č. 17 vyobrazují pitting na reálných ozubených kolech. [4; 13]



Obrázek č. 16 - Pitting na pastorku [14].



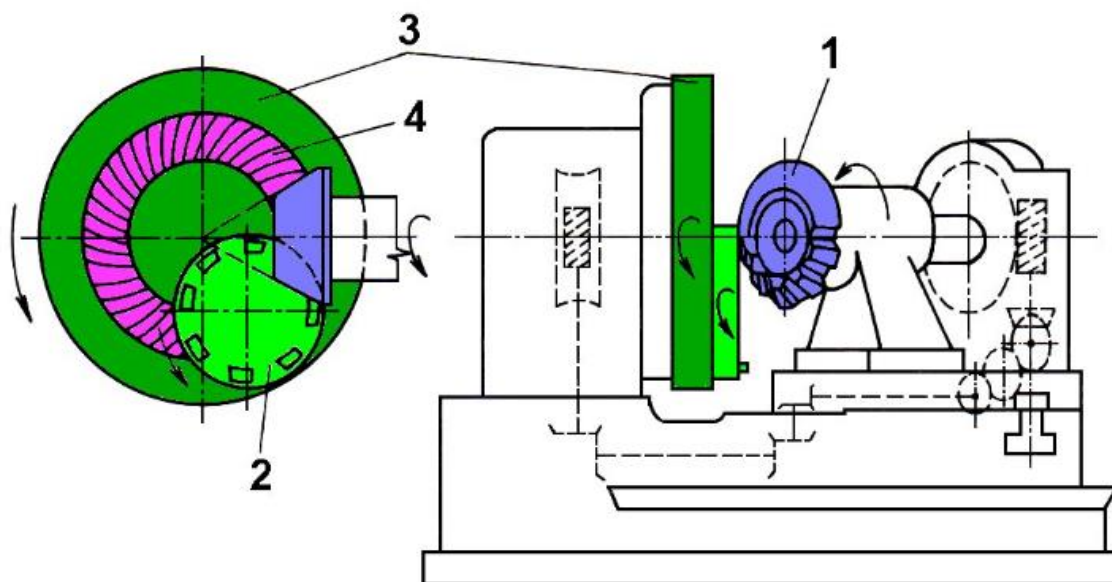
Obrázek č. 17- Progresivní pitting [15].

## 2.4 Výroba kuželových ozubených kol se zakřivenými zuby

Výroba kuželových ozubených kol je časově a dispozičně náročný proces, při kterém je nutno dodržet předepsaný technologický postup, aby bylo dosaženo požadované geometrie ozubení pro zajištění správného odvalu zubů/ploch a kvality požadovaného soukolí. Zakřivené ozubení má složitou geometrii, která vyžaduje speciální metody na výrobu.

### 2.4.1 Metoda Gleason

Jedná se o metodu frézování kuželových kol se zakřivenými zuby. Úběr materiálu je realizován za využití odvalovacího nástroje, který se skládá z jednotlivých nožů. Metodu Gleason přibližuje Obrázek č. 18. V praxi lze zjednodušit představu této metody, jako by nástroj byl hnací kolo a obráběný polotovar by byl kolem hnaným. Základní kolo je tvořeno unášecí deskou, na které se nachází frézovací hlava. Nože nacházející se na frézovací hlavě (Obrázek č. 19) mají lichoběžníkovitý tvar a jsou uspořádány do kruhu za sebou. Při rotaci nožové hlavy dochází k oddělování materiálu jak vnějšími, tak vnitřními břity. Proces začíná přisunutím obrobku radiálně na hloubku zubové mezery. Následovně zapnutím odvalovacích pohybů. Unášecí deska a nástroj vykonávají otáčivý pohyb s identickými úhlovými rychlostmi, které jsou předem definovány převodovým poměrem mezi základním a obráběným kolem. Úhel odvalovacího pohybu musí být nastaven dostatečně tak, aby došlo k úplnému odvalu zubové mezery. Obrobek je poté odsunut od nástroje, změněn směr otáčení unášecí desky a přesunutí zpět do výchozí polohy. Obráběné kolo je odvaleno do polohy, která se liší o jednu úhlovou rozteč oproti odvalu unášecí desky. Tím je dokončeno vytvoření další zubové mezery. Tento cyklus je opakován do doby, dokud nejsou vyhotoveny všechny zubové mezery na obráběném ozubeném kole. [16; 18; 22]



Obrázek č. 18 - Metoda Gleason – 1) obráběné kuž. kolo; 2) nožová hlava; 3) unášecí deska; 4) pomyslné základní kolo [16].

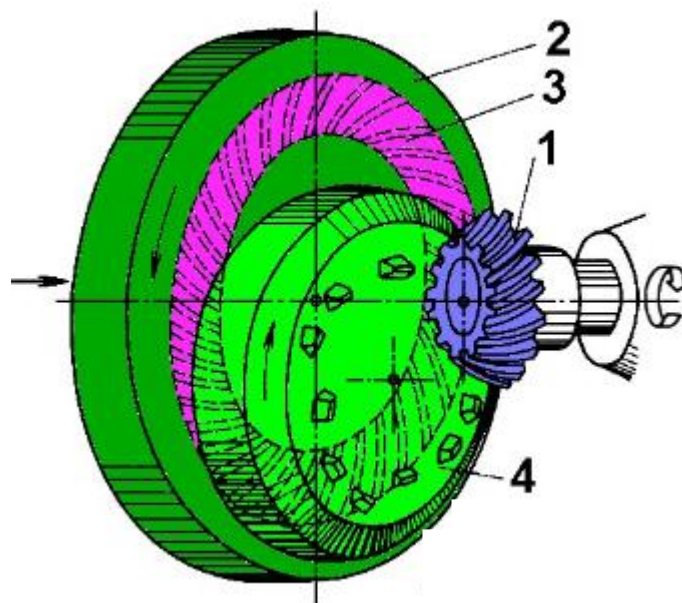


Obrázek č. 19 - Nožová hlava – Gleason [17].

Tvar zubu po použití metody Gleason má obloukovitý tvar. Hloubka zubu se po délce mění. Po ekonomické stránce se většina zakřivených a spiroidních kuželových kol vyrábí pomocí metody Gleason. Důvodem je vysoká produktivita zapříčiněná používáním nožových hlav k odebrání materiálu. Gleasonova metoda je schopna velkosériové produkce. [16; 18; 22]

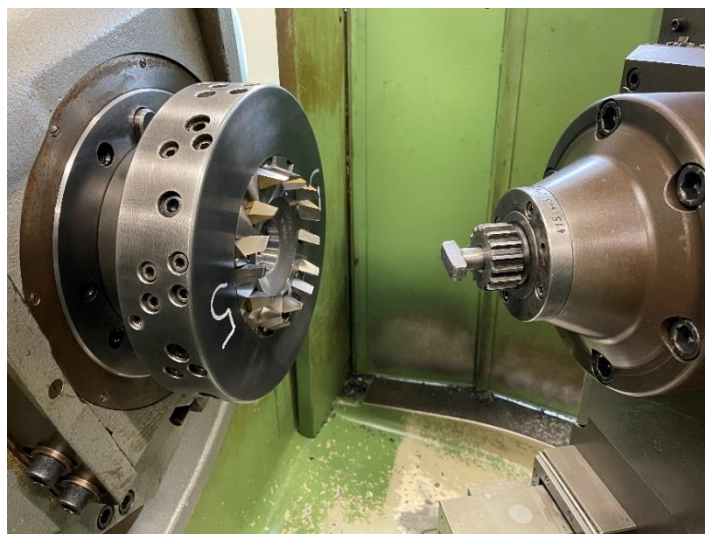
#### 2.4.2 Metoda Oerlikon

Metoda Oerlikon (Obrázek č. 20) pracuje s principem odvalovacího frézování čelní nožovou hlavou, která vytváří boky zubů obráběného kola plynulým odvalem. Tím je eliminována potřeba dělicích pohybů, jak je tomu u metody Gleason. Kuželové ozubení je formováno kombinací tří na vzájemně závislých pracovních pohybů – rotačním pohybem nožové hlavy, rotačním pohybem obrobku a natáčením unášecí desky. Rotační pohyb obrobku slouží zároveň jako dělicí pohyb. Na unášecí desce je upnuta čelní nožová hlava. Břity na čelní nožové hlavě jsou uspořádány po skupinách tak, že části tvoří samostatné spirály. [4; 16]



Obrázek č. 20- Metoda Oerlikon – 1) obráběné kolo; 2) unášecí deska; 3) pomyslné základní kolo; 4) nožová hlava [16].

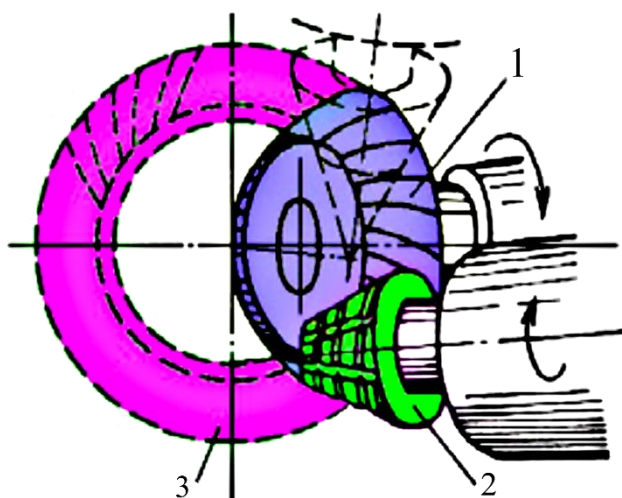
Obrázek č. 21 zobrazuje reálný stav, kdy je nožová hlava upnuta v unášecí desce. Proti ní je část, kde se upíná polotovar a pomocí synchronního pohybu dochází k obrábění ozubení pomocí metody Oerlikon, která je v porovnání s Gleasonem produktivní, avšak na úkor kvality vyrobených soukolí.



Obrázek č. 21 - Pracovní prostor s nožovou hlavou.

### 2.4.3 Metoda Klingelnberg

Metoda Klingelnberg (Obrázek č. 22) se využívá při výrobě paloidních ozubených soukolí. Pod pojmem paloida se rozumí prodloužená evolventa (přímka odvalovaná po kružnici). Výroba probíhá odvalovacím frézováním za použití kuželové frézy, která má specifický tvar a je pro každý modul navržena jinak. Boky zubů jsou tvořeny plynulým odvalem. Zubové mezery jsou tvořeny na podobném principu pohybů, jak tomu je u způsobu Oerlikon. Kombinací rotačního pohybu kuželové frézy, rotačního pohybu obráběného kola a odvalovacího pohybu frézy na unášecí desce se dosahuje požadovaných rozměrů mezer. [4; 16]



Obrázek č. 22 - Metoda Klingelnberg - 1) obráběné kolo; 2) kuž. odvalovací fréza; 3) pomyslné základní kolo [16].



Metoda Klingelberg se zaměřuje nejčastěji na ozubení paloidního typu, které je nejčastěji používáno v automobilovém průmyslu jako součást diferenciálu. Obrázek č. 23 znázorňuje reálné obrábění paloidního ozubení. Ozubení tvořené metodou Klingelberg, konkrétně paloidní ozubení, je generováno speciálním nástrojem, který vytváří teoretický ideální tvar zakřiveného zubu. Výsledná kuželová kola mají tendenci k delší životnosti a hladšímu chodu. Produkce paloidních ozubených kol metodou Klingelberg je ekonomicky náročnější oproti Gleasonu nebo Oerlikonu. Výhodou paloidního ozubení je jeho přesnost, která je docílena odvalovacím způsobem kuželové frézy [4; 16; 18].



Obrázek č. 23 - Obrábění paloidního ozubení.

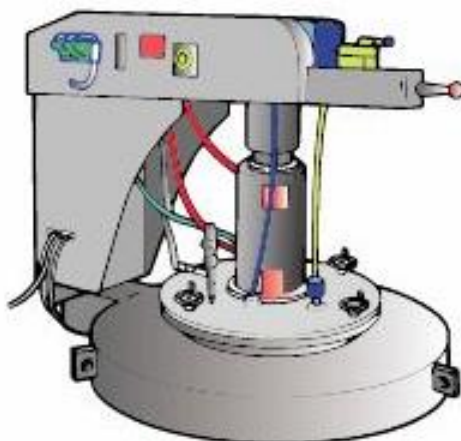
## 2.5 Chemicko – tepelné zpracování ozubených kol

Kuželová ozubená kola jsou navrhována na přenášení větších zatížení než kola s přímými zuby. Proto je nutno při výrobě volit vhodné chemicko-tepelné zpracování, které prodlouží životnost ozubení a zlepší jeho mechanické vlastnosti. Zlepšením odolnosti proti opotřebení či ostatním nežádoucím jevům se docílí delší životnosti ozubeného systému a uživatel předchází zbytečným výdajům na opravy či výměny, které po chemicko-tepelném zpracování nastanou po výrazně delší době.

### 2.5.1 Cementace ozubených kol

Cementování ozubených kol je nejstarší způsob chemicko-tepelného zpracování součástek pro přenos točivého momentu soustavou ozubených kol. Tento proces se aplikuje na povrch nízkouhlíkových ocelí, kde dochází k pronikání uhlíku do vrchní vrstvy oceli. Při procesu cementování je povrch nasycen uhlíkem, kde se postupně obohacuje vnější vrstva uhlíkem. Cementování probíhá za vysokých teplot dosahujících rozmezí 850 °C až 1050°. Po úspěšné cementaci nastupuje proces kalení a popouštění při nízké teplotě, aby bylo dosaženo zpevnění pouze povrchové vrstvy. Cementováním a následným kalením dochází ke zvyšování odolnosti proti opotřebení povrchu ozubení, zatímco vnitřní část (jádro), která není obohacena o uhlík, zůstává měkká a houževnatá. V nynější době se nejčastěji používá plynová cementace, kde se

výrobky zahřívají v plynném oxidu uhličitém, metanu, propanu a páře ve speciální cementační peci (Obrázek č. 24). Tato metoda je ekonomicky velmi náročná. Výhodou však je větší množství, které lze při jednom zpracování provést. Doporučená hodnota hloubky cementace je v rozmezí 0,3 – 1,2 mm, přičemž lze dosáhnout až tvrdosti 55-63 HRC [19; 20].



Obrázek č. 24 - Plynová cementační pec [20].

### 2.5.2 Nitridace ozubených kol

Při chemicko-tepelném zpracování nitridací dochází k obohacování povrchu dusíkem. Tento proces probíhá v plynném dusíku, kde se na povrchu vytvoří vrstva nitridu železa. Nitridací lze dosáhnout vyšší tvrdosti než cementací. Proces nitridace probíhá za relativně nízkých teplot od 500 °C až 600 °C. Nitridace zlepšuje mechanické vlastnosti jako je tvrdost až 72 HRC, však tvrdost postupně směrem k jádru ubývá, z toho důvodu je eventuální broušení omezené na určitou hloubku. S menší tepelnou náročností ubývá riziko vzniku kalicích trhlin a deformací, které by mohly v důsledku teplotních šoků nastat. Obecně vrstva nitridu na povrchu ozubení se může pohybovat v rozmezí desetin milimetru, obvykle se jedná o 0,2 mm. Nitridace se provádí v závěrečné fázi postupu výroby ozubených kol [20; 21].

### 2.5.3 Indukční kalení ozubených kol

Indukční kalení ozubených kol (Obrázek č. 25) probíhá procesem vzniku vířivých proudů v důsledku elektromagnetické indukce. Zpracovávané díly jsou vloženy do měděné cívky, indukující elektromagnetické pole následovány vířivými proudy, které postupně díl zahřejí vnější povrch dílu. Díly jsou zahřáty na základě změn polaritativity cívky [20; 21].



Obrázek č. 25 - Indukční kalení ozubeného kola [23].

Cívka je napájena střídavým proudem. Výhodou je poskytnutí vysoké tvrdosti povrchu s nadměrnou hloubkou prokalení. Indukční kalení se provádí pouze po samostatných kusech, kde lze sledovat v reálném čase případné tepelné dilatace. Metoda je vhodná na rozměrná soukolí, kde lze aplikovat nitridaci pouze na jednotlivé zuby, případně na ozubená soukolí s vnitřním ozubením, které je náročnější na chemicko-tepelné zpracování [20; 21].

## 2.6 Reverzní inženýrství ozubených soukolí

Reverzní inženýrství (anglicky Reverse engineering) představuje běžnou praxi v průmyslu pro nahrazení nebo vylepšení výchozích součástí, u nichž není konstrukce či dokumentace známá. Tento postup se volí u součástek, jejichž výroba v současné době již neprobíhá. Přistupuje se k tzv. zpětnému inženýrství, kde je sled operací opačný oproti normální konstrukci, která vychází z výkresové dokumentace k hotovému výrobku. V posledních dekádách se na trhu objevily nové měřicí technologie pracující bezkontaktně a založené převážně na optických zařízeních. Tato technologie dokáže poskytnout obrovské množství bodových dat, nabízejících bohaté informace pro posouzení nejen kvality ozubených kol, ale také pro provedení analýzy kontaktů zubů a tvaru daného ozubení. V minulosti, kdy optické metody nebyly tak často používané či neexistovaly, bylo pro provádění reverzního inženýrství využíváno často iteračních metod, které s sebou nesly vysokou zodpovědnost, velké ekonomické náklady a časovou náročnost. Reverzní inženýrství ozubených kol nejčastěji začíná digitalizací reálné součástky do podoby síťovaného modelu, který se skládá z mraku bodů. Metody pro převedení do digitálního prostoru jsou rozmanité. Optické metody typu 3D skenování či fotogrammetrie jsou využívány ve většině případů. Případný postprocessing lze zvládnout i v bezplatných softwarech (GOM Inspect či Artec 3D).[ 24; 25]

Strategie postupného získávání dat je podstatnou částí digitalizace součásti. V případě 3D skenování či fotogrammetrie jsou na ozubená kola rozmístěny referenční body podle důležitosti skenovaného povrchu, např. ozubená část kola je hustěji opatřena referenčními body. Při používání optických metod je nutno brát v potaz zmatnění lesklých ploch, které by mohly rušit snímání nežádoucími odrazy. Pokud je naskenovaná součást připravena na další kroky reverzního inženýrství, lze postoupit do CAD softwaru určeného pro 3D objemové či plošné modelování (Catia v5, SolidWorks či Creo). V CAD softwaru se provede rekonstrukce objemového či plošného modelu na základě 3D skenu. V případě chybějících či velmi poškozených funkčních prvků lze navrhnout vlastní konstrukční řešení, které by nemělo měnit původní geometrii a funkci ozubeného soukolí. Vytvořený 3D objemový model lze dále využít pro tvorbu výkresové dokumentace a rozměrové analýzy ke zjištění případných odchylek objemového modelu od naskenované součásti. Rozměrová analýza dokáže odhalit výrazné změny rozměrů od původní geometrie. Po úspěšném reverse engineeringu lze přistoupit na samotnou výrobu ozubeného soukolí, kde je možnost ověřit funkčnost a správné rozměry také pomocí metody 3D tisku. Vytvořením tištěného prototypu lze předejít zbytečným nákladům na ostrou výrobu, kde při specifických ozubených soukolích může částka přesáhnout stovky tisíc korun [24; 25; 26; 27]. Zjednodušené schéma reverzního inženýrství přibližuje Obrázek č. 26.



Obrázek č. 26 - Zjednodušené schéma reverzního inženýrství.

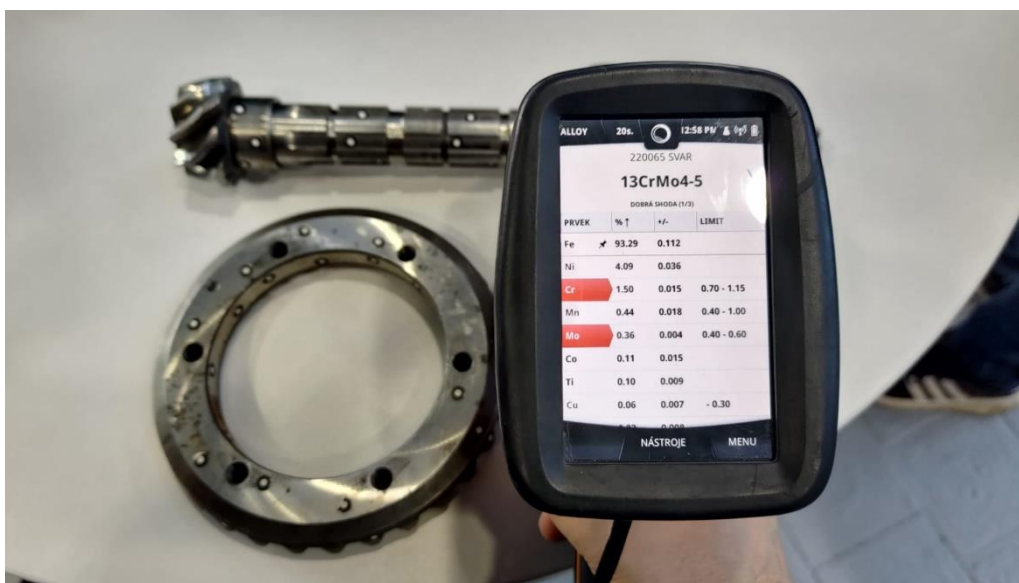
### 3 PŘÍPRAVA VÝROBY ZADANÉHO OZUBENÉHO SOUKOLÍ

Tato kapitola se bude zabývat samotnou praktickou částí této diplomové práce. Budou zde rozebrány veškeré kroky, které byly při zpracování přípravy výroby použity. Cílem praktické části bude provést samotný reverse engineering ozubených kol diferenciálu osobního automobilu. Z výsledného CAD modelu budou dále odvozeny rozměry ozubených kol a použity k rozměrové analýze, bude proveden analytický a numerický výpočet ke zjištění mezních stavů.

#### 3.1 Materiál soukolí a základní mechanické vlastnosti

Pomocí spektrometru byla provedena materiálová analýza (Obrázek č. 27) ke zjištění chemického složení ozubeného soukolí. Prvotní problém představovala tloušťka chromové vrstvy, která byla nanesena na povrchu hřídele při povrchové úpravě od výrobce. Bylo provedeno měření na jiné části pastorku s úspěšným výsledkem. Spektrometr zobrazil pravděpodobný materiál, ze kterého je soukolí vyrobeno. Tyto hodnoty musely být dále porovnány s materiálovými listy a následně byl určen skutečný materiál, ze kterého bylo soukolí vyrobeno.

Celkem byly provedeny čtyři měření na různých místech (ozubená část obou kol, rovnoboké drážkování a spodní část talířovitého kola). Výsledné hodnoty byly porovnány z obou komponent k potvrzení identity materiálu.



Obrázek č. 27 - Analýza materiálu pomocí spektrometru.

Výsledný materiál, ze kterého byly tyto součástky vyrobeny, je konstrukční ocel dle normy ČSN 41 5121, dle německé normy DIN 1.7335. Tabulka č. 10 udává chemické složení této oceli.

Tabulka č. 10 - Chemické složení oceli ČSN 41 5121 [40].

C [%]	Cr [%]	Mn [%]	Mo [%]	Si [%]	P [%]	S [%]
0,1 – 0,18	0,7 – 1,3	0,4 – 0,7	0,4 – 0,6	0,15 – 0,35	≤ 0,04	≤ 0,04



Při provádění materiálové analýzy bylo zjištěno, že hřídelová část na ozubeném pastorku vykazovala výraznou přítomnost chromu. Z následné analýzy vyplynulo, že tato část byla restaurována pomocí metody chromování po celé délce, až k závitu.

Tabulka č. 11 zobrazuje základní hodnoty mechanických a fyzikálních vlastností oceli ČSN 41 5121.

Tabulka č. 11 - Mechanické a fyzikální vlastnosti oceli ČSN 41 5121. [40]

<b>Mez kluzu, <math>R_{p0,2}</math> [MPa]</b>	$\geq 255$
<b>Mez pevnosti <math>R_m</math> [MPa]</b>	430 – 640
<b>Prodloužení <math>A</math> [%]</b>	$> 19$
<b>Modul pružnosti <math>E</math> [GPa]</b>	211
<b>Hustota <math>\rho</math> <math>\left[\frac{kg}{dm^3}\right]</math></b>	7,87
<b>Tepelná vodivost <math>\lambda</math> <math>\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]</math></b>	44

Dále bylo provedeno měření tvrdosti (Obrázek č. 28) pomocí tvrdoměru ZHR 4150 AK od firmy Zwick/Roell. Výsledné tvrdosti byly v jednotkách Rockwellu. Nastavení tvrdoměru zobrazuje Tabulka č. 12.

Tabulka č. 12 - Nastavení tvrdoměru.

<b>Jednotka</b>	<b>Indentor</b>	<b>Předpětí [N]</b>	<b>Celkové zatížení [N]</b>	<b>Rozmezí měření [HRC]</b>
HRC	diamantový kužel	96,07	1471	20 – 70

Naměřené hodnoty byly odečteny z displeje tvrdoměru. Výsledná tvrdost talířového kola vyšla 50,7 HRC a tvrdost pastorku dosahovala hodnoty 52,6 HRC. Tato hodnota tvrdosti byla dosažena tepelným zpracováním ozubených kol – cementováním a kalením do oleje.



Obrázek č. 28 - Měření tvrdosti pastorku.

### 3.2 Příprava a digitalizace součástek

Pro digitalizaci zvoleného soukolí bylo využito technologie fringe projection, za využití zařízení ATOS Compact Scan 2 MPx od výrobce GOM. Tato metoda pro digitalizaci povrchu do virtuálního tělesa využívá promítání svislých rovnoběžných pruhů, které jsou vlivem zakřivení skenovaného dílu deformovány a následně zaznamenávány body, popisující hranice těchto pruhů. Pro zvýšení přesnosti skenování byly využity referenční body, které slouží při polygonizaci sítě k přesnějšímu propojení jednotlivých skenů mezi sebou.

Na součástky byly rozmístěny referenční body (Obrázek č. 29) pro 3D sken v pravidelných vzdálenostech, aby bylo dosaženo celkové pokrytí a přesnější propojení jednotlivých skenovacích sekvencí.

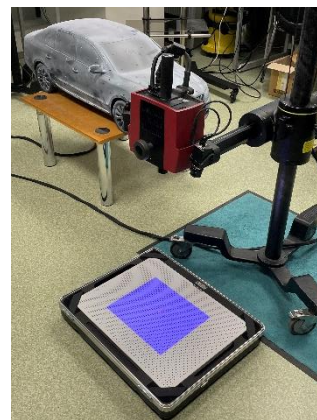


Obrázek č. 29 - Nalepené body na skenovaném ozubeném kole.

Při skenování součástek pomocí 3D skeneru chce uživatel dosáhnout co nejlepší možné digitalizace v používaném softwaru. Je důležité vyvarovat se potenciálním odrazům světla či velkým barevným kontrastům součástky. K eliminaci těchto negativních jevů se aplikuje na součástku speciální sprej, který součástku zmatní, a tím zhorší odrazivost světla. Pro zmatnění součástek byl použit sprej ATTBLIME AB 6 (Obrázek č. 30). Výrobce udává tloušťka nanášené vrstvy je přibližně 0,1 mm. Před každým skenováním je nutno provést kalibraci 3D skenu (Obrázek č. 31) pomocí metrologicky ověřené desky, aby byl sken správně připraven na skenování.

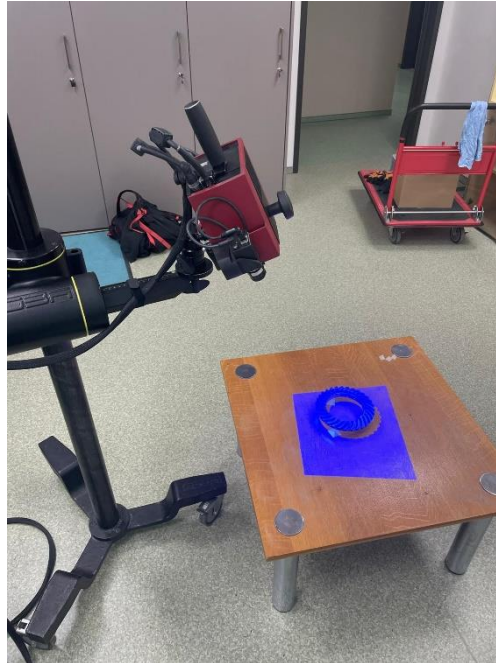


Obrázek č. 30 – Zmatňující sprej ATTBLIME.



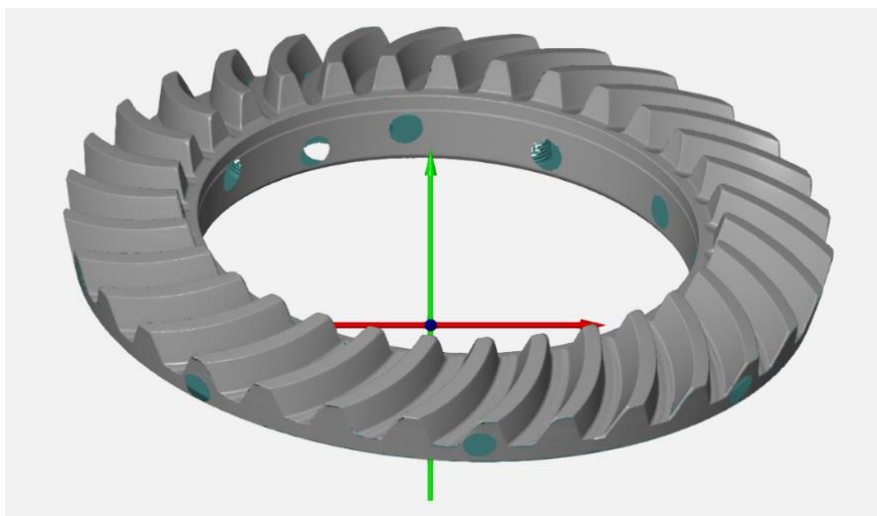
Obrázek č. 31 – Kalibrace 3D skenu.

Na fotografii (Obrázek. č. 32) je zachyceno samotné skenování, kde jsou patrné modře promítané pruhy na součástku. Samotný 3D skener byl připevněn na pohyblivé konstrukci na kolečkách, která si při každém posunu musela mechanicky zajistit aretační koleček. Skenovací přesnost 3D skeneru ATOS Compact Scan 2 MPx se pohybuje mezi 0,01 – 0,1 mm v závislosti na konfiguraci a nastavení skenování.



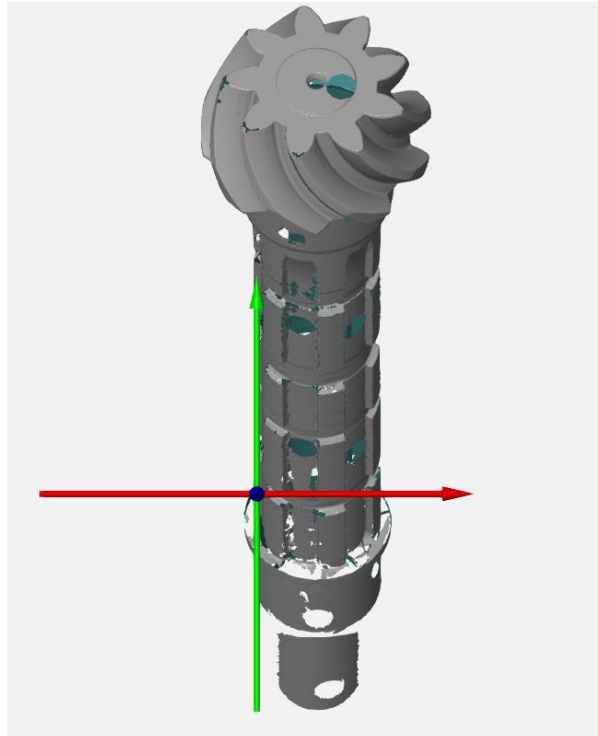
Obrázek č. 32 – Samotné 3D skenování se znázorněnou projekcí modrých pruhů.

Během procesu samotného skenování byla skenovaná součástka simultánně v reálném čase vizualizována v softwaru GOM Inspect 2018. Tato funkce umožňovala okamžitou vizualizaci a rekonstrukci objektu, přičemž výsledný mrak bodů se postupně formoval paralelně s pohybem skenovacího zařízení. Při samotném skenování bylo možné s mrakem bodů pohybovat a případně doskenovat nekvalitně zachycené plochy. Talířovité kolo bylo na skenování jednodušší oproti pastorku. Výsledné skeny zobrazuje Obrázek č. 33 a Obrázek č. 34. Na obrázcích lze vidět umístění souřadného systému, který se formuje na základě prvního pohledu skenu na součástku. Místa referenčních bodů jsou zobrazeny jako pravidelně prázdné „díry“ sloužící ke zpřesnění provazování jednotlivých skenů. Tyto prázdná místa je možno dále v softwaru upravit.

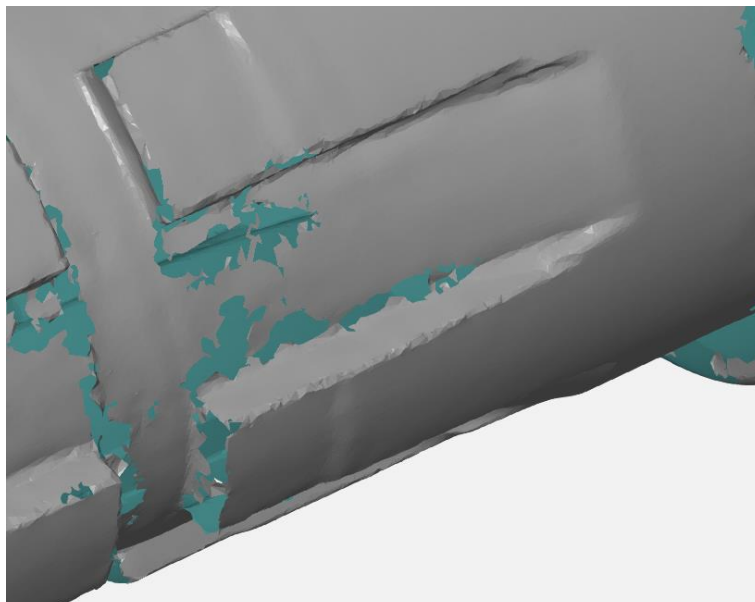


Obrázek č. 33 – 3D sken talířovitého kola.

Skenování ozubeného pastorku bylo složitější. Nutností bylo správné ustavení, aby nedocházelo k případným pohybům. Přistoupeno bylo k využití rovinné části na konci závitu ve spodní části pastorku. Referenční body byly rozmístěny v drážkách vytvořeného rovnobokého drážkování. Výsledný sken zobrazuje Obrázek č. 34. Z obrázku výsledného skenu je patrné, že se na něm nachází nedokonalosti způsobené nedostatečným skenováním vyskytující se na rovnobokém drážkování a ve spodní části na nákrůžku (Obrázek č. 35).



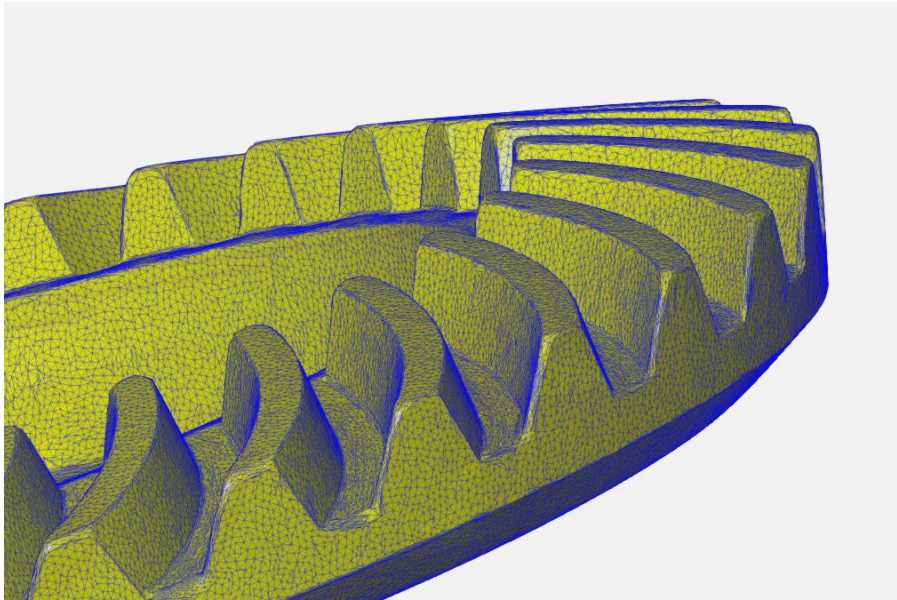
Obrázek č. 34 – 3D sken ozubeného pastorku.



Obrázek č. 35 – Nedokonalé skenování na rovnobokém drážkování.



Tyto nedokonalosti mohou být následně opraveny pomocí softwaru GOM Inspect 2018, kde se pomocí nástrojů tyto díry mohou zalepit a vyhlazením lze dosáhnout lepší kvality skenované součástky. Zjemněním a vyhlazením sítě lze již dosáhnout pravidelnější sítované těleso (Obrázek č. 36), které může být například použito přímo pro 3D tisk. V rámci této diplomové práce byly využity neupravené skeny talířovitého kola (Obrázek č. 33) a ozubeného pastorku (Obrázek č. 34), aby bylo zamezeno dalším nepřesnostem vstupujícím během procesu zalepování děr a vyhlazování sítě.

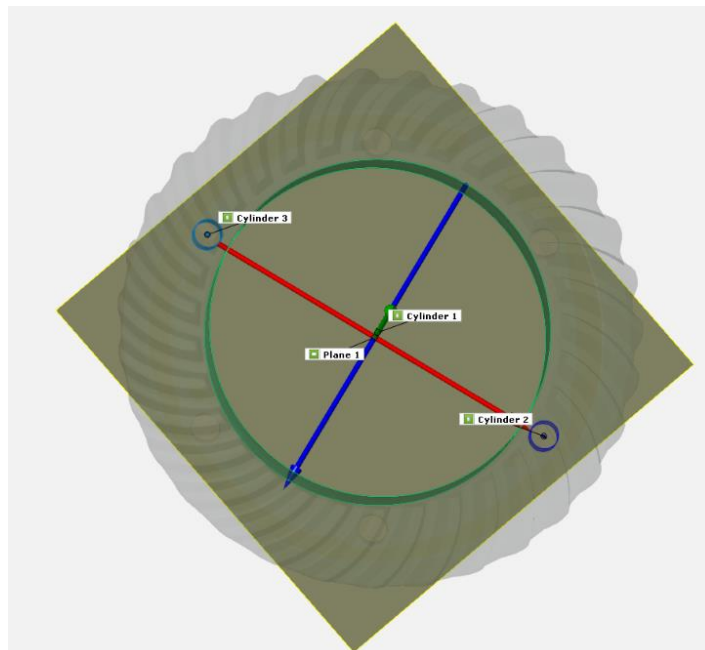


Obrázek č. 36 – Pravidelná síť po vyhlazení a zalepení děr po referenčních bodech.

### 3.3 Tvorba CAD modelu z 3D skenu

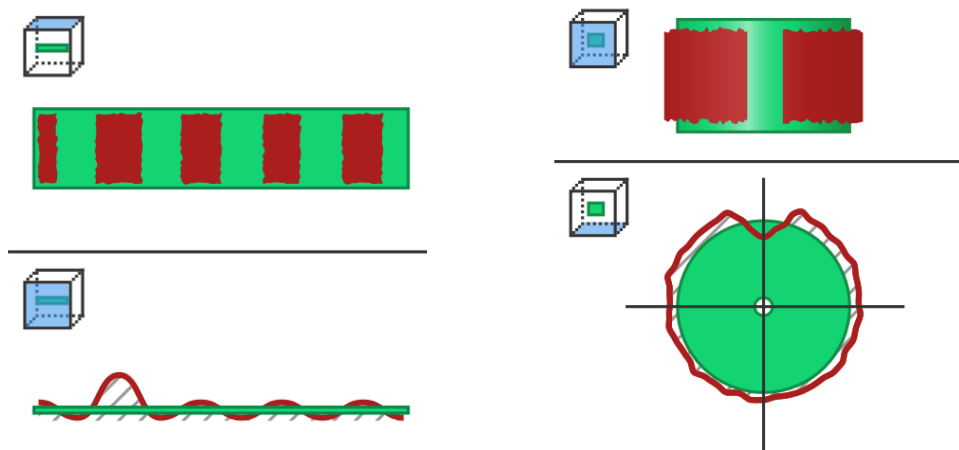
Souřadný systém skenovaných součástek je ustaven prvním pohledem skenu na skenovanou komponentu. V rámci talířovitého kola a ozubeného pastorku byly prvotní souřadnicové systémy nepoužitelné pro další konstrukci v CAD softwaru. Obě komponenty lze považovat za rotační součástky, pro které lze vytvořit nové souřadné systémy na základě jednoduchých geometrických prvků vytvořených přes obecné prvky nacházející se přímo na komponentech. Přes tyto nově vytvořené prvky mohou být proloženy body a přímky tvořící nový souřadný systém, do kterého lze transformovat původní souřadný systém.

Obrázek č. 37 zobrazuje vytvořené obecné prvky na talířovitém kole (Cylinder 1 apod.) v softwaru GOM Inspect 2018 v sekci „Construct“, kde byly zvoleny požadované prvky. Na všechny obecné prvky byla použita funkce „Fitting“ tvořící zadané prvky na základě proložení požadované plochy obecnými prvky.



Obrázek č. 37 – Vytvořené jednoduché prvky (rovina, válce a přímky).

Na prokládání byla využita ve všech případech metoda „Gaussian best fit“, kde lze na Obrázku č. 38 vidět, jak je požadovaná plocha prokládána vytvořenou plochou s určitou tolerancí.

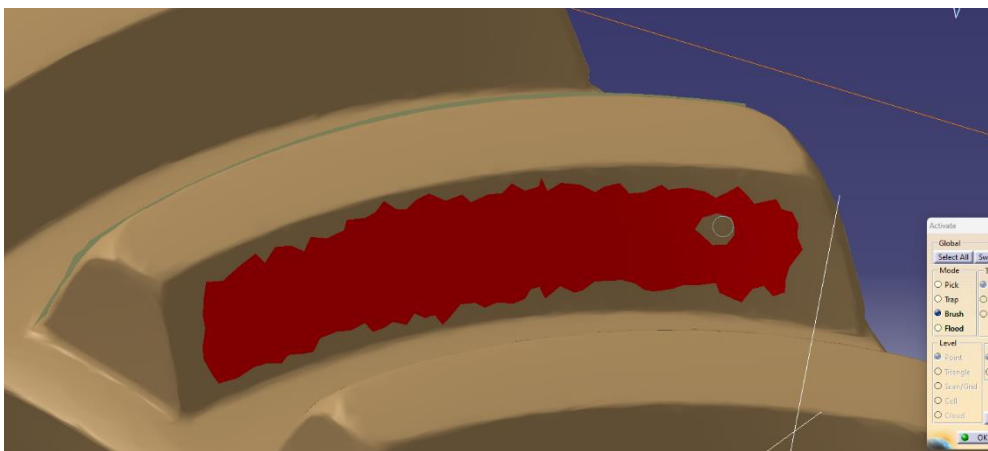


Obrázek č. 38 – Interpolační metoda „Gaussian best fit“ v softwaru GOM Inspect 2018 [41].

## MODELOVÁNÍ V SOFTWARE CATIA V5

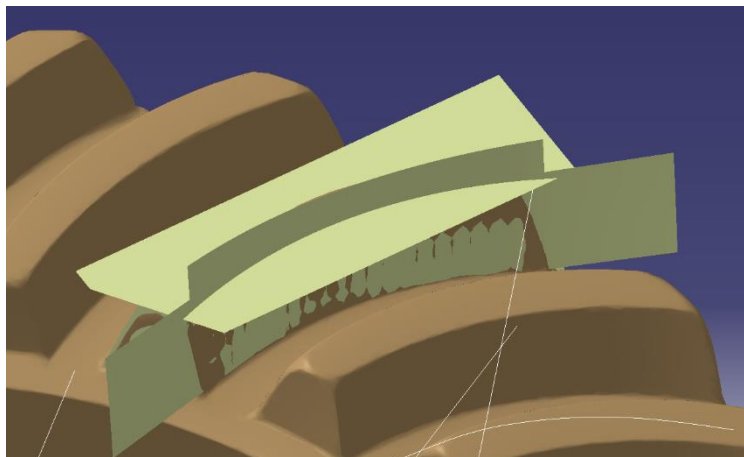
Při zpracování modelu soukolí v softwaru Catia v5 byly použity moduly jako *Digitized Shape Editor* určený ke zpracovávání mraku bodů, dále *Quick Surface Reconstruction*, kde probíhala rekonstrukce povrchů na základě mraku bodů. V modulu *Generative Shape Design* docházelo k tvorbě ploch a křivek. Modul *Part Design* byl využit pro transformaci plošného modelu na model objemový.

Jako první byl v programu Catia v5 použit modul *Digitized Shape Editor*, přes který byla vložena síť ve formátu .stl. Po vyobrazení síťovaného modelu v softwaru Catia v5 se pokračovalo k samotnému prokládání mraku bodů sítě plochami. Prokládání plochami bylo prováděno v modulu *Quick Surface Reconstruction*. Způsob realizace byl funkcí *Basic Surface Reconstruction*, kde byla vybrána možnost výběru sítě pomocí možnosti *Brush* (Obrázek č. 39). Tímto se vybrala oblast sítě, která byla následně proložena plochami.



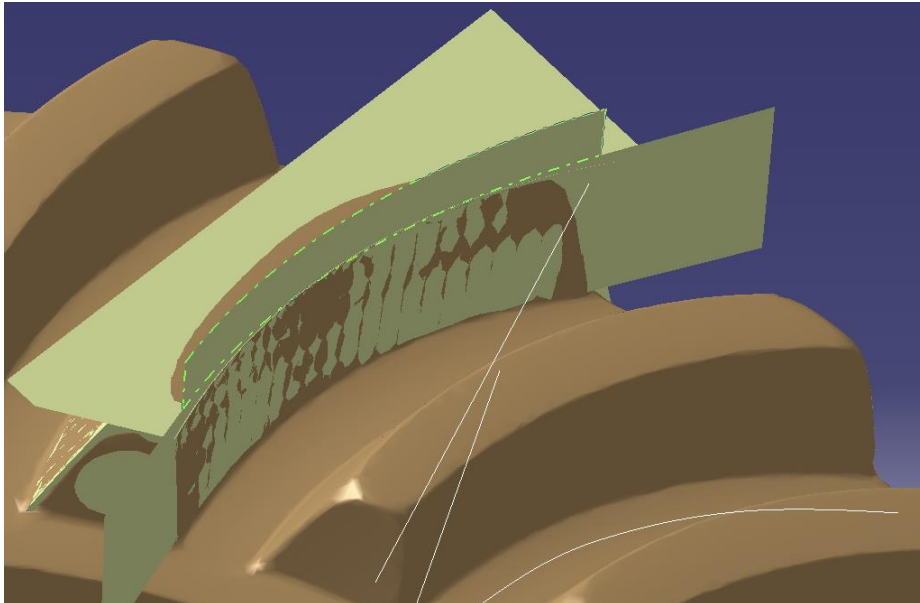
Obrázek č. 39 – Funkce *Basic Surface Reconstruction* s výběrem *Brush* a její použití.

Po proložení veškerých stran zubu byly vygenerovány plochy na požadovaných místech. Tyto plochy byly dále oříznuty do konečného tvaru zubu v modulu *Generative Shape Design*. Podmínkou, aby dvě plochy mohly být oříznuty, je společná průsečnice, podle které se bude ořezávat pomocí funkce *Trim*. K prodloužení ploch byla použita funkce *Extrapolate*. Tato funkce dopočítala a prodloužila plochu na požadovanou velikost k dosažení průsečnice dvou ploch (Obrázek č. 40).



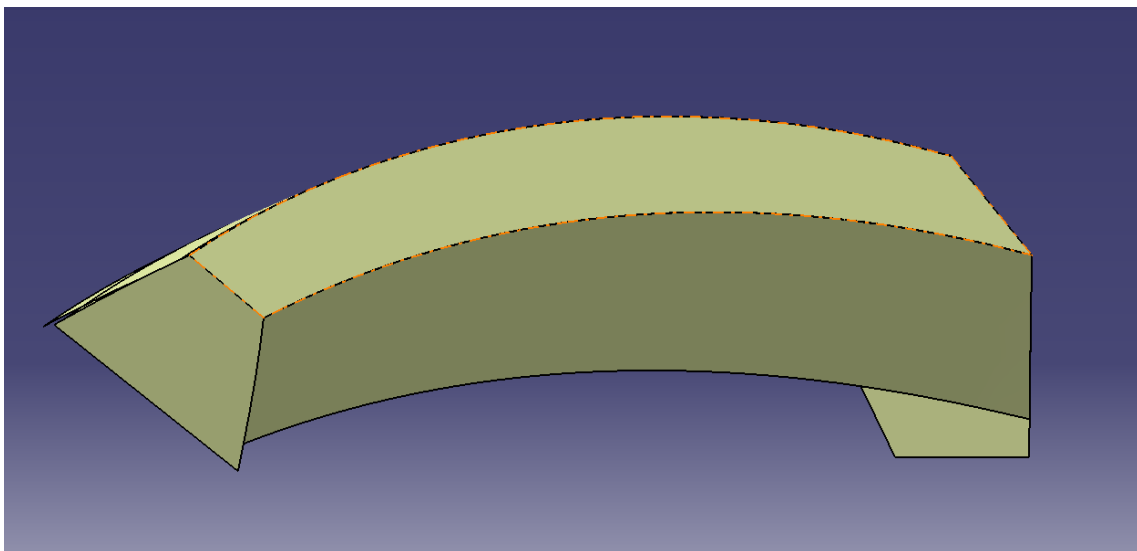
Obrázek č. 40 – Extrapolované plochy funkcí *Extrapolate*.

Po nalezení průsečnice byla dále použita ořezávací funkce *Trim*. Oříznutí se provádělo na již extrapolovaných plochách a na požadovaných místech. Obrázek č. 41 znázorňuje příklad oříznuté plochy a k postupnému vyobrazování tvaru zubu.



Obrázek č. 41 – Ořezávání ploch funkcí *Trim*.

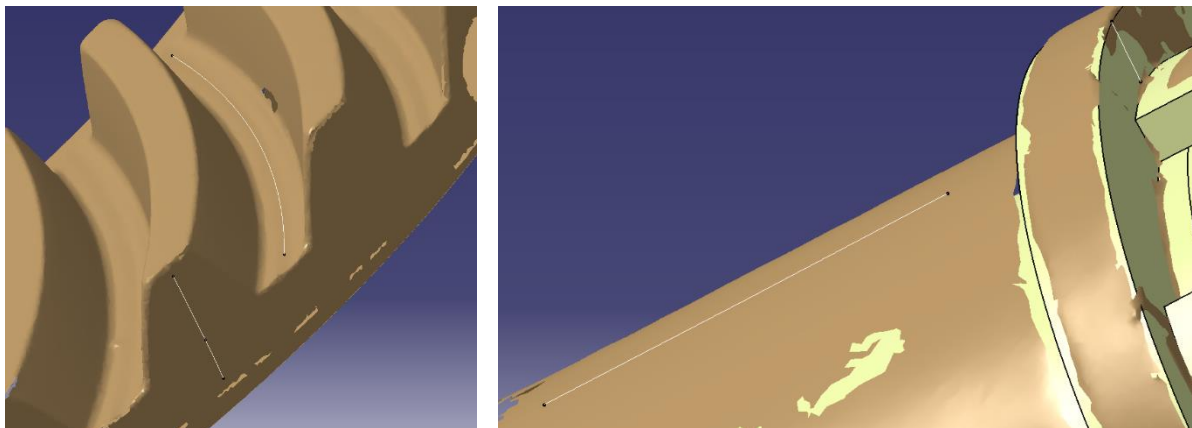
Po oříznutí všech přebytečných ploch byl zobrazen skutečný tvar zubu (Obrázek č. 42), který byl prokládán plochami vytvořenými funkcí *Basic Surface Reconstruction*. Výsledné plochy byly dále spojeny funkcí *Join*, která „sešila“ dohromady oříznuté plochy v jednu část, se kterou lze dále provádět další operace (např. kruhové pole na vytvoření zbylých zubů).



Obrázek č. 42 – Výsledný plošný tvar zubu

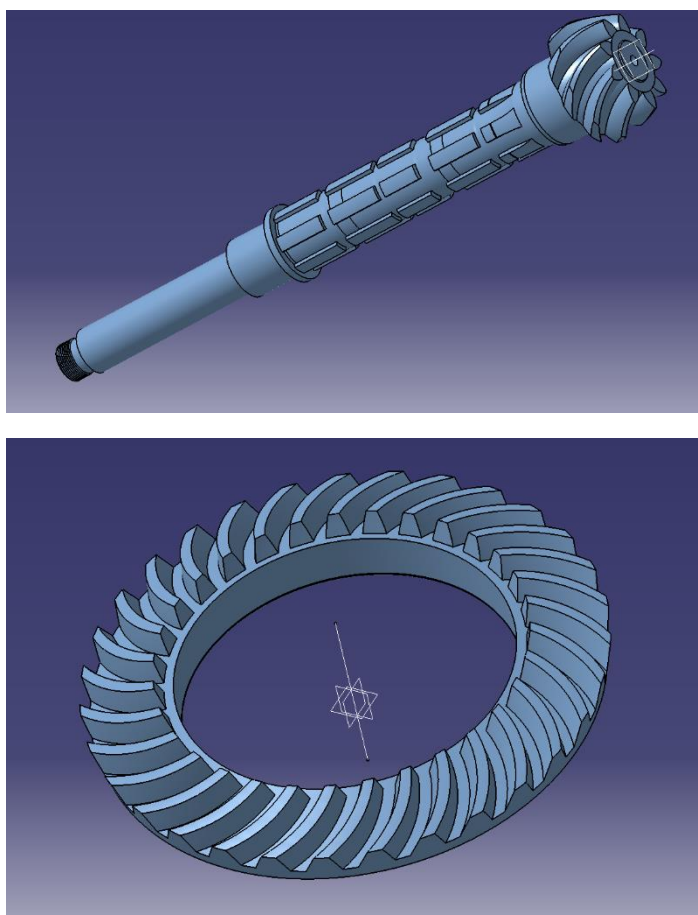
Podobným způsobem se tvořily i další části ozubených kol. Využila se i funkce *Curve on mesh* v modulu *Quick Surface Reconstruction*, kde se vytvořila křivka přímo na zadané síti z 3D skenu. Tato křivka rotací kolem požadované osy vytvořila požadovanou plochu. Nejčastější využití křivky na síti se projevilo u pravidelných rotačních částí 3D skenu, jako boční části talířovitého kola či hřídelové části u ozubeného pastorku (Obrázek č. 43).





Obrázek č. 43 – Použití funkce *Curve on mesh* na rotačních částech skenů.

Po vytvoření všech ploch a jejich úpravách z plošného modelu mohla být vytvořena objemová tělesa. Celý plošný model musel být „sešitý“ pomocí funkce *Join*. V modulu *Part Design* byly dále vytvořeny objemové CAD modely (Obrázek č. 44) funkcí *Close Surface*. Tato objemová tělesa mohou být dále využita pro jakékoliv konstrukční úpravy jako klasicky vymodelované komponenty.



Obrázek č. 44 – Objemová 3D tělesa vytvořená z plošných těles.

### 3.4 Získání rozměrů z CAD modelu

Paloidní ozubení patří mezi složitější tvarové objekty, které pomocí metody Reverse engineering může být zpracováváno. Tvořící křivkou ozubení je paloida – prodloužená evolventa. Pro získání všech důležitých rozměrů konečné finalizace návrhu ozubení je důležité podstoupit další kroky při určování rozměrů. Hledanými rozměry u ozubeného kola s přímými zuby jsou nejčastěji průměry kružnic – konkrétně roztečná, hlavová a patní. Paloidní ozubení patří do skupiny kuželových ozubených kol se zakřivenými zuby. Zde je potřeba znát průměry kuželů: roztečného, hlavového a patního kužele. Ozubená kola, na nichž byl aplikován reverse engineering, byla dodána bez jakýchkoliv rozměrů a dalších specifikací nutných k samotné výrobě a tvorbě výkresové dokumentace. Podle geometrie ozubení bylo zjištěno, že obě kola byla vyrobena metodou Klingelberg. Dále podle ní byly vypořádována jistá specifika, která vedou k této metodě – konstantní výška hlavové mezery a tvořící křivka – paloida.

Ze 3D modelu ozubených kol byly odvozeny základní parametry ozubení (Tabulka č. 13)

Tabulka č. 13 - Vstupní hodnoty ozubeného soukolí.

Vnější normální modul	$m_n = 3,75 \text{ mm}$
Úhel záběru	$\alpha_{mn} = 20^\circ = 0,349 \text{ rad}$
Úhel sklonu zubu	$\beta_m = 30^\circ = 0,5234 \text{ rad}$
Úhel os	$\Sigma = 90^\circ$
Počet zubů pastorku	$z_1 = 9 \text{ zubů}$
Počet zubů kola	$z_2 = 31 \text{ zubů}$
Vnější roztečný průměr pastorku	$d_{e1} = 49,65 \text{ mm}$
Vnější roztečný průměr kola	$d_{e2} = 171 \text{ mm}$
Převodový poměr	$u = 3,444$

Zjištění většiny parametrů byly jednoduché úkony měření na 3D modelu. Největší problém nastal při určení velikosti modulu. Tato problematika byla vyřešena pomocí softwaru od výrobce Klingelberg, kde se zadaly počáteční hodnoty (počet zubů ozubení, úhel os, úhel záběru a hrubý odhad průměru ozubených kol). Iterační metodou se vkládaly různé normalizované moduly a porovnávaly se výsledné hodnoty z programu se skutečnými koly, kde se rozměry zjišťovaly posuvným měřidlem. Po provedení několika počtů opakování bylo docíleno hodnoty modulu, které splňovaly rozměry z reálné součástky. Z těchto výsledků byl odečten úhel roztečných kuželů, který dle poměru zubů byl rozdělen na dvě části – pro pastorek a pro spolu-zabírající kolo.

Program vytvořený přímo od výrobce Klingelberg byl použit pro zjištění rozměrů, výsledné hodnoty společně s nastavovacím listem jsou uvedeny v příloze č. 1.

Tabulka č. 14 a Tabulka č. 15 uvádějí parametry ozubení talířovitého kola a ozubeného pastorku, kde tyto hodnoty byly porovnány s hodnotami vypočtenými analyticky.

Tabulka č. 14 - Parametry ozubení pastorku.

Úhel os	$\delta = 90^\circ$
Úhel roztečného kužele pastorku	$\delta_1 = 16,189^\circ = 0,2825 \text{ rad}$
Počet zubů	$z_1 = 9 \text{ zubů}$
Čelní modul	$m_{et} = 5,516 \text{ mm}$
Výška hlavy zubu	$h_{am} = 3,75 \text{ mm}$
Šířka ozubení	$b = 26,2 \text{ mm}$
Vnější délka povrchy	$R_a = 89,03 \text{ mm}$
Vnitřní délka povrchy	$R_I = 62,83 \text{ mm}$

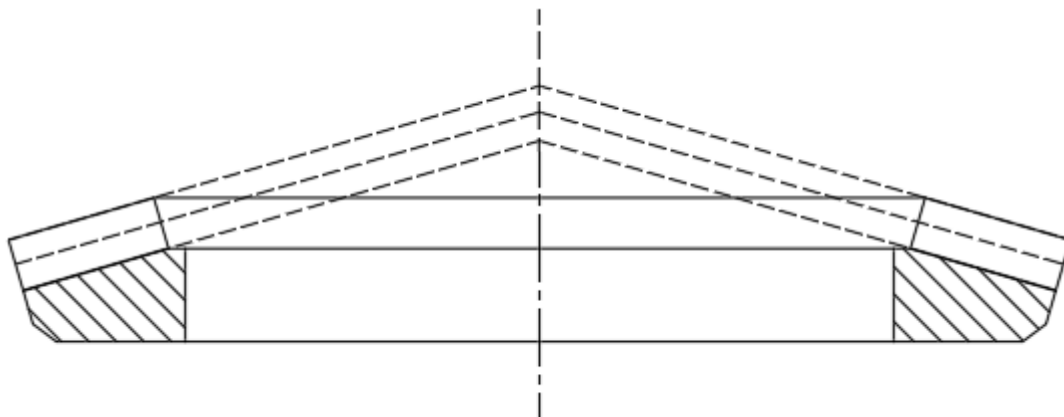
Pokračování Tabulky č. 14

Vnější roztečný průměr	$d_{e1} = 49,65 \text{ mm}$
Vnější hlavový průměr	$d_{ae} = 56,85 \text{ mm}$
Střední roztečný průměr	$d_{m1} = 41 \text{ mm}$
Celková výška zubu	$h_e = 8,45 \text{ mm}$
Počet zubů spolu zabírajícího kola	$z_2 = 31 \text{ zubů}$

Tabulka č. 15 - Parametry ozubení kola.

Úhel os	$\delta = 90^\circ$
Úhel roztečného kužele kola	$\delta_2 = 73,811^\circ = 1,288 \text{ rad}$
Počet zubů	$z_2 = 31 \text{ zubů}$
Čelní modul	$m_{et} = 5,516 \text{ mm}$
Výška hlavy zubu	$h_{am} = 3,75 \text{ mm}$
Šířka ozubení	$b = 26,2 \text{ mm}$
Vnější délka površky	$R_a = 89,03 \text{ mm}$
Vnitřní délka površky	$R_l = 62,83 \text{ mm}$
Vnější roztečný průměr	$d_{e2} = 171 \text{ mm}$
Vnější hlavový průměr	$d_{ae} = 173 \text{ mm}$
Střední roztečný průměr	$d_{m2} = 141 \text{ mm}$
Celková výška zubu	$h_e = 8,45 \text{ mm}$
Počet zubů spolu zabírajícího kola	$z_1 = 9 \text{ zubů}$

Následně z již známých hodnot mohla být provedena konstrukce 2D ozubených kol splňující geometrické požadavky metody Klingelnberg. Samotná konstrukce se prováděla v softwaru AutoCAD, kde se nakreslil hrubý profil řezu ozubením (Obrázek č. 45) a následně byl zakótován hodnotami z programu od Klingelnbergu. Výsledné výkresy jsou uvedeny v příloze.



Obrázek č. 45 – Řez ozubením talířovitého kola.

## 4 PEVNOSTNÍ A ROZMĚROVÁ ANALÝZA OZUBENÉHO SOUKOLÍ

V této kapitole bude podrobně rozebrán postup a návrh výpočtu mezních stavů ozubeného soukolí. Bude proveden analytický výpočet a následně výpočet pomocí metody konečných prvků v softwaru Ansys. Oba výsledky budou porovnány na základě přípustných napětí. Analytické výpočty byly provedeny v matematickém softwaru SMath Solver, které budou přiloženy v příloze č. 2. Do samotných výpočtů v podkapitolách 4.1.1, 4.1.2 budou použity vztahy popsané v tabulkách (Tabulka č. 3 a Tabulka č. 4) v podkapitole č. 2.1.

### 4.1 Vytvoření virtuálního soukolí a náhradního kola

Ozubená kola se zakřivenými zuby je nutno převést na virtuální kolo se šikmými zuby. Vytvořené virtuální ozubení se šikmými zuby nelze rovnou použít do výpočtu, ale je zapotřebí ho nahradit tzv. „náhradním soukolím“ s přímými zuby.

Výpočty, které se budou vztahovat k virtuálnímu soukolí, budou značeny spodním indexem  $v$ , pro náhradní soukolí budou značeny spodním indexem  $vn$ . Hnacímu pastorku náleží spodní index 1 a spoluzabírajícímu kolu spodní index 2. Hodnoty dosazené do vztahů 2.20 až 2.40 budou převzaty z tabulek (Tabulka č. 13, Tabulka č. 14 a Tabulka č. 15) uvedené v podkapitole 3.4. Výpočty jsou uvedeny v příloze č. 2.

#### 4.1.1 Virtuální soukolí

Počet zubů pastorku: 
$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos(\delta_1)} = 9,3715 \text{ zubů} \quad (2.20)$$

Počet zubů kola: 
$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos(\delta_2)} = 111,0944 \quad (2.20)$$

Převodové číslo: 
$$u_v = \frac{z_2}{z_1} = 11,8545 \quad (2.21)$$

Průměr roztečné kružnice pastorku: 
$$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos(\delta_1)} = 42,6923 \text{ mm} \quad (2.22)$$

Průměr roztečné kružnice kola: 
$$d_{v2} = \frac{d_{m2}}{\cos(\delta_2)} = 505,300 \text{ mm} \quad (2.22)$$

Osová vzdálenost: 
$$\alpha_v = \frac{d_{v1} + d_{v2}}{2} = 273,9963 \text{ mm} \quad (2.23)$$

Průměr hlavové kružnice pastorku: 
$$d_{va1} = d_{v1} + 2 \cdot h_{am1} = 50,1923 \text{ mm} \quad (2.24)$$

Průměr hlavové kružnice kola: 
$$d_{va2} = d_{v2} + 2 \cdot h_{am2} = 512,8 \text{ mm} \quad (2.24)$$

Průměr základní kružnice pastorku: 
$$d_{vb1} = d_{v1} \cdot \cos(\alpha_{vt}) = 39,3595 \text{ mm} \quad (2.25)$$

$$\text{Průměr základní kružnice kola:} \quad d_{vb2} = d_{v2} \cdot \cos(\alpha_{vt}) = 465,8542 \text{ mm} \quad (2.25)$$

$$\text{Čelní úhel záběru:} \quad \alpha_{vt} = \arctan\left(\frac{\tan(\alpha_n)}{\cos(\beta_m)}\right) = 0,3977 \text{ rad} \quad (2.26)$$

$$\text{Úhel sklonu zubů na zákl. válci:} \quad \beta_{vb} = \arcsin(\sin(\beta_m) \cdot \cos(\alpha_n)) = 0,4889 \text{ rad} \quad (2.27)$$

$$\text{Základní rozteč:} \quad p_{et} = m_{mt} \cdot \pi \cdot \cos(\alpha_{vt}) = 15,9762 \text{ mm} \quad (2.28)$$

$$\text{Dráha záběru:} \quad g_{v\alpha} = \frac{1}{2} \left[ \sqrt{(d_{va1}^2 - d_{vb1}^2)} + \sqrt{d_{va2}^2 - d_{vb}^2} \right] - \alpha_v \cdot \sin(\alpha_{vt}) = 16,6152 \text{ mm} \quad (2.29)$$

$$\text{Součinitel záběru profilu:} \quad \varepsilon_{v\alpha} = \frac{g_{v\alpha}}{p_{et}} = 1,04 \quad (2.30)$$

$$\text{Součinitel záběru kroku:} \quad \varepsilon_{v\beta} = \frac{b \cdot \sin(\beta_m)}{m_{mn} \cdot \pi} = 1,1116 \quad (2.31)$$

$$\text{Součinitel záběru:} \quad \varepsilon_{v\gamma} = \sqrt{\varepsilon_{v\alpha}^2 + \varepsilon_{v\beta}^2} = 1,5222 \quad (2.32)$$

$$\text{Délka střední úsečky styk. plochy:} \quad l_{bm} = \frac{b \cdot \varepsilon_{v\alpha}}{\cos(\beta_{vb}) \cdot \varepsilon_{v\gamma}} = 20,2756 \text{ mm} \quad (2.33)$$

$$\text{Promítnutá délka střední úsečky styk. plochy:} \quad l'_{bm} = l_{bm} \cdot \cos(\beta_{vb}) = 17,9 \text{ mm} \quad (2.34)$$

#### 4.1.2 Náhradní soukolí

$$\text{Počet zubů pastorku:} \quad z_{vn1} = \frac{z_{v1}}{\cos^2(\beta_{vb}) \cdot \cos(\beta_m)} = 13,8827 \text{ zubů} \quad (2.35)$$

$$\text{Počet zubů kola:} \quad z_{vn2} = \frac{z_{v2}}{\cos^2(\beta_{vb}) \cdot \cos(\beta_m)} = 164,5732 \text{ zubů} \quad (2.35)$$

$$\text{Roztečný průměr pastorku:} \quad d_{vn1} = \frac{d_{v1}}{\cos^2(\beta_{vb})} = 54,7768 \text{ mm} \quad (2.36)$$

$$\text{Roztečný průměr kola:} \quad d_{vn2} = \frac{d_{v2}}{\cos^2(\beta_{vb})} = 649,3532 \text{ mm} \quad (2.36)$$

$$\text{Osová vzdálenost:} \quad \alpha_{vn} = \frac{d_{vn1} + d_{vn2}}{2} = 352,065 \text{ mm} \quad (2.37)$$

$$\text{Průměr hlavové kružnice pastorku:} \quad d_{van1} = d_{vn1} + d_{va1} - d_{v1} = 62,6768 \text{ mm} \quad (2.38)$$

$$\text{Průměr hlavové kružnice kola: } d_{van2} = d_{vn2} + d_{va2} - d_{v2} = 656,8532 \text{ mm} \quad (2.38)$$

$$\text{Průměr základní kružnice pastorku: } d_{vbn1} = d_{vn1} \cdot \cos(\alpha_n) = 51,4746 \text{ mm} \quad (2.39)$$

$$\text{Průměr základní kružnice kola: } d_{vbn2} = d_{vn2} \cdot \cos(\alpha_n) = 610,207 \text{ mm} \quad (2.39)$$

$$\text{Dráha záběru: } g_{van} = \frac{1}{2} \left[ \sqrt{(d_{van1}^2 - d_{vbn1}^2)} + \sqrt{d_{van2}^2 - d_{vbn}^2} \right] - \alpha_{vn} \cdot \sin(\alpha_n) = 18,7 \text{ mm} \quad (2.40)$$

$$\text{Součinitel záběru profilu: } \varepsilon_{van} = \frac{\varepsilon_{v\alpha}}{\cos^2(\beta_{vb})} = 1,3344 \quad (2.41)$$

## 4.2 Analytický výpočet dle normy ISO 10300

Zvolené soukolí je vyrobeno z materiálu ČSN 15 121 – nízkolegovaná konstrukční ocel určená k tepelnému zpracování. Obrázek č. 46 Příklad charakteristik materiálů pro ozubená kola zobrazuje typy ocelí a jejich charakteristiky. Pro výpočet byla zvolena evropská norma ISO 10300 namísto americké normy AGMA. Řešení je principiálně stejné, liší se pouze v použitých koeficientech a konzervativnosti výsledných výstupů z výpočtu.

poř. čís.	materiál	typ	zkratka	typ napětí	stupnice tvrdosti	tvrdost povrchu H		konstanty		stupeň kvality	$\sigma_{\text{lim}}$ (MPa)		$\sigma_{\text{Flim}}$ (MPa)	
						min.	max.	A	B		min.	max.	min.	max.
21						135	210	0,963	283	ML	413	485		
22	uzlechťené tvárené oceli	uhlíkové oceli	V	v dotyku	HV	135	210	0,925	360	MQ	485	554		
23						135	210	0,838	432	ME	545	608		
24		legované oceli	V	HV	200	360	1,313	188	ML	450	661			
25					200	360	1,313	373	MQ	635	846			
26						200	390	2,213	260	ME	702	1123		
27	uzlechťené tvárené oceli	uhlíkové oceli	V	v ohybu	HV	115	215	0,250	108	ML			127	162
28						115	215	0,240	163	MQ			191	215
29		115	215	0,283	202	ME			235	263				
30		200	360	0,423	104	ML			189	256				
31		legované oceli	V	HV	200	360	0,425	187	MQ			272	340	
32					200	390	0,358	231	ME			303	371	

Obrázek č. 46 – Příklad charakteristik materiálů pro ozubená kola [1].

### 4.2.1 Výpočet únosnosti ozubení talířovitého kola v dotyku

Výpočet reflektuje normu ISO 10300, kterou lze aplikovat na všechny typy kuželových ozubených kol s přímými i zakřivenými zuby a pro všechny tvary věnců. Nelze ji však aplikovat na hypoidní a spiroidní soukolí, která se počítají podobně jako šneková soukolí. Samotný výpočet zahrnuje spoustu koeficientů, které je nutno určit empiricky ze vtaů. Většina koeficientů byla převzata z doporučení přímo z normy ISO 10300. Zatížení je uvažováno pouze od talířovitého kola. Meze únavy v dotyku a v ohybu materiálů jsou uvedeny v příloze č. 3. Vztahy jsou převzaty z podkapitoly 2.2.1 a 2.2.2, kde jsou popsány vztahy č. 2.42 až 2.73. Výpočty jsou uvedeny v příloze č. 2.

$$\text{Součinitel vnějších dynamických sil: } K_A = 1,05 \quad (\text{Tab. č. 6})$$

$$\text{Součinitel vnitřních dynamických sil: } K_V = 1,2725 \quad (2.48)$$

$$\text{Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce: } K_{H\beta} = 1 \quad (2.50)$$

Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů:	$K_{H\alpha} = 1,1$	(2.51)
Součinitel jednopárového záběru:	$Z_{M-B} = 0,9622$	(2.52)
Součinitel mechanických vlastností materiálu:	$Z_E = 189,9$	(2.53)
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů:	$Z_H = 2,2236$	(2.54)
Součinitel sdílení zatížení:	$Z_{LS} = 1$	(2.56)
Součinitel sklonu boku zubů:	$Z_{\beta} = 0,7235$	(2.57)
Součinitel kuželového kola:	$Z_K = 0,8$	
Součinitel počtu cyklů:	$Z_{NT} = 1$	
Součinitel maziva:	$Z_L = 1$	
Součinitel obvodové rychlosti:	$Z_v = 0,96$	
Součinitel drsnosti boků zubů:	$Z_R = 1$	
Součinitel tvrdosti:	$Z_W = 1,1871$	(2.58)
Součinitel velikosti:	$Z_X = 1$	
Nominální obvodová síla na kole:	$F_{mt} = 6210,213 N$	
Průměr roztečné kružnice pastorku virt. soukolí:	$d_{v1} = 42,6923 mm$	
Délka střední úsečky stykové plochy:	$l_{bm} = 20,2756 mm$	
Převodové číslo virt. soukolí:	$u_v = 11,8545$	
Mez únavy dotyku referenčního ozubeného kola:	$\sigma_{Hlim} = 1160 MPa$	
Nejmenší hodnota souč. bezpečnosti v dotyku:	$S_{Hlim} = 1,2$	
Točivý moment:	$M_{tSTŘ} = 437,82 Nm$	

Nominální obvodová síla talířovitého kola: (2.46)

$$F_{mt} = \frac{1000 \cdot 2 \cdot M_{tSTŘ}}{d_{m2}} = 6210,213 N$$

Nominální napětí v dotyku: (2.43)

$$\sigma_{H0} = Z_{M-B} \cdot Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{LS} \cdot Z_{\beta} \cdot Z_K \cdot \sqrt{\frac{F_{mt}}{d_{v1} \cdot l_{mb}} \cdot \frac{u_v+1}{u_v}} = 655,8729 MPa$$

Napětí v dotyku: (2.42)

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} = 795,1278 MPa$$

Přípustné napětí v dotyku: (2.44)

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT}}{S_{Hlim}} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X = 928 MPa$$

Podmínka:

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \rightarrow \text{platí}$$

Součinitel bezpečnosti v dotyku: (2.45)

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT}}{\sigma_H} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X = 1,4$$



#### 4.2.2 Výpočet únosnosti zubů talířovitého kola v ohybu

Výpočet únosnosti zubů v ohybu dle normy ISO zahrnuje použití Lewisovy rovnice ke zjištění ohybového napětí působící na zub. Pevnostní podmínka pro napětí v ohybu je zvlášť pro pastorek a zvlášť pro kolo. Spodní indexy určují pastorek – spodní index 1 a kolo – spodní index 2. Hodnota síly působící na talířovité kolo je dle zákona akce a reakce vyhodnocena na základě výpočtu působící síly od pastorku.

Součinitelé  $K_A$  a  $K_V$  jsou totožné, jak v podkapitole 4.2.1.

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce:  $K_{F\beta} = 0,8696$  (2.64)

Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů:  $K_{F\alpha} = 1,1$  (2.51)

Součinitel tvaru zubu při působení síly na špičku zubu:  $Y_{Fa1} = 2,52$ ; (2.65)

$$Y_{Fa2} = 2,8 \quad (2.65)$$

Souč. koncentrace napětí při působ. síly na špičku zubu:  $Y_{Sa1} = 1,76$ ; (2.66)

$$Y_{Sa2} = 1,62 \quad (2.66)$$

Součinitel vlivu záběru profilu:  $Y_\varepsilon = 0,625$  (2.67)

Součinitel kuželového kola:  $Y_K = 0,8$

Součinitel sdílení zatížení:  $Y_{LS} = 1$

Součinitel počtu cyklů:  $Y_{NT} = 1$

Poměrný součinitel vrubové citlivosti:  $Y_{\delta relT} = 0,8$  (2.71)

Poměrný součinitel drsnosti v oblasti patního přechodu:  $Y_{R relT} = 0,9$  (2.73)

Součinitel velikosti:  $Y_X = 1$

Součinitel koncentrace napětí pro ref. ozub. kolo  $Y_{ST} = 2$

Nominální obvodová síla pastorku:  $F_{mt1} = 21375,07 \text{ N}$  (2.46)

Střední roztečný průměr pastorku:  $d_{m1} = 41 \text{ mm}$

Střední roztečný průměr kola:  $d_{m2} = 141 \text{ mm}$

Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti v ohybu:  $S_{Flim} = 1,3$

Mez únavy v ohybu:  $\sigma_{Flim} = 705 \text{ MPa}$

Nominální obvodová síla pastorku působící na kolo: (2.46)

$$F_{mt} = \frac{1000 \cdot 2 \cdot M_{tST\check{R}}}{d_{m1}} = 21357,07 \text{ N}$$

Nominální napětí v ohybu patě zubu pastorku: (2.60)

$$\sigma_{F01} = \frac{F_{mt}}{b \cdot m_{mn}} \cdot Y_{Fa1} \cdot Y_{Sa1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_K \cdot Y_{LS} = 482,4565 \text{ MPa}$$

Nominální napětí v ohybu patě zubu kola: (2.60)

$$\sigma_{F02} = \frac{F_{mt}}{b \cdot m_{mn}} \cdot Y_{Fa2} \cdot Y_{Sa2} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_K \cdot Y_{LS} = 493,4215 \text{ MPa}$$



Napětí v ohybu v patě zubu pastorku: (2.59)

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F01} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 616,5876 \text{ MPa}$$

Napětí v ohybu v patě zubu kola: (2.59)

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F02} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 630,601 \text{ MPa}$$

Mez únavy v ohybu referenčního kola: (2.62)

$$\sigma_{FE} = \sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} = 1410 \text{ MPa}$$

Přípustné napětí v ohybu v patě zubu: (2.61)

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FE} \cdot Y_{NT}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X = 780,923 \text{ MPa}$$

Podmínky:

$$\sigma_{F1} \leq \sigma_{FP} \wedge \sigma_{F2} \leq \sigma_{FP} \rightarrow \text{platí}$$

Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu pastorku: (2.63)

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{FE} \cdot Y_{NT}}{\sigma_{F1}} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X = 1,6465$$

Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu kola: (2.63)

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{FE} \cdot Y_{NT}}{\sigma_{F2}} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X = 1,6099$$

Maximální točivý moment talířovitého kola lze dopočítat přes maximální přípustné napětí v ohybu talířovitého kola, odkud bude dále vyjádřena obvodová síla, která bude zpětně dopočítána přes výše uvedené vztahy. Hodnota vztahu (2.61) bude dosazena za  $\sigma_{F2}$  do vztahu (2.59), následně bude přikročeno k vyjádření  $\sigma_{F02}$ , kde tato hodnota bude dosazena do vztahu (2.60), odkud bude vyjádřena obvodová síla  $F_{mt2}$ . Výsledná síla  $F_{mt2}$  bude použita ve vztahu (2.46), z něhož bude vypočtena hodnota maximálního točivého momentu  $M_{tmax}$ .

$$\frac{\sigma_{FP}}{K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}} = 611,0428 \text{ MPa} = \sigma_{F0_{maximum}}$$

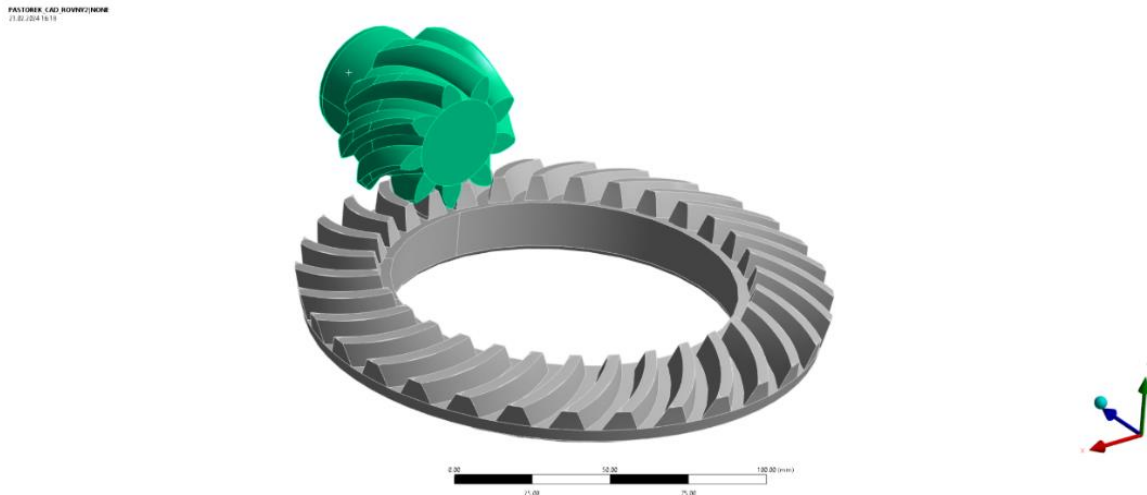
$$\frac{\sigma_{F0_{maximum}} \cdot b \cdot m_{mn}}{Y_{Fa2} \cdot Y_{Sa2} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_K \cdot Y_{LS}} = 26470,4388 \text{ N} = F_{mt_{maximum}}$$

$$M_{t_{maximum}} = \frac{F_{mt_{maximum}} \cdot d_{m2}}{2000} = 1866,1659 \text{ Nm}$$

Vzhledem k hodnotám převodových stupňů daného automobilu lze předpokládat, že nejsilnější stupeň je první převodový stupeň. Hodnota převodového čísla „jedničky“ nabývá 3,9. Při rozjezdu na talířovité kolo je vyvinut točivý moment 1170 Nm. Při obecné realizaci návrhu součástky je do jisté míry uvažována konzervativnost zaručující, že při skutečném provozu může být součástka zatížena více než předepsané zatížení.

### 4.3 Numerický výpočet ozubeného soukolí se šikmými zuby

Naskenované ozubené soukolí bylo převedeno do podoby 3D objemového tělesa v softwaru Catia v5. Zpracovaný 3D objekt je možno využít pro další zpracování pomocí metody konečných prvků (MKP). Tato metoda byla použita při numerickém výpočtu mezních stavů pevnosti v ohybu v patě zubu. Jelikož se jedná o náročný výpočtový proces, byl hnací pastorek zkrácen o hřídelovou část a do modelu geometrie byla implementována pouze ozubená část. Použitý 3D model zobrazuje Obrázek č. 47, kde zeleně označený je pastorek a šedě hnané kolo.



Obrázek č. 47 – Model geometrie ozubeného soukolí.

Výpočet pomocí numerické simulace byl prováděn v prostředí *Ansys Mechanical*<sup>TM</sup> programového systému *Ansys® Academic Research Mechanical, Release 2023R2* [28]. Po importování geometrie bylo nutno specifikovat materiálové hodnoty, resp. vstupní mechanické vlastnosti materiálu. Byl použit hookovský model materiálu, tj. homogenní izotropní lineárně-pružný s vlastnostmi (Obrázek č. 48), kde pro výpočet stačí pouze níže uvedené:

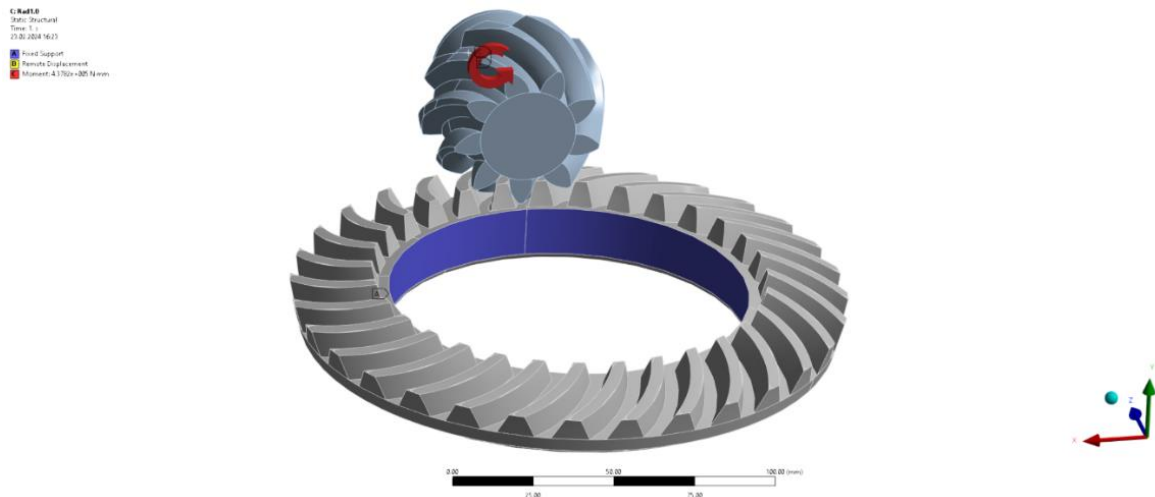
- Youngův modul pružnosti  $E = 214\,000\text{ MPa}$
- Poissonův poměr  $\mu = 0,3$

▼ Isotropic Elasticity	
Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio
Young's Modulus	2.14e+05 MPa
Poisson's Ratio	0.3
Bulk Modulus	1.7833e+05 MPa
Shear Modulus	82308 MPa

Obrázek č. 48 – Materiálové vlastnosti.

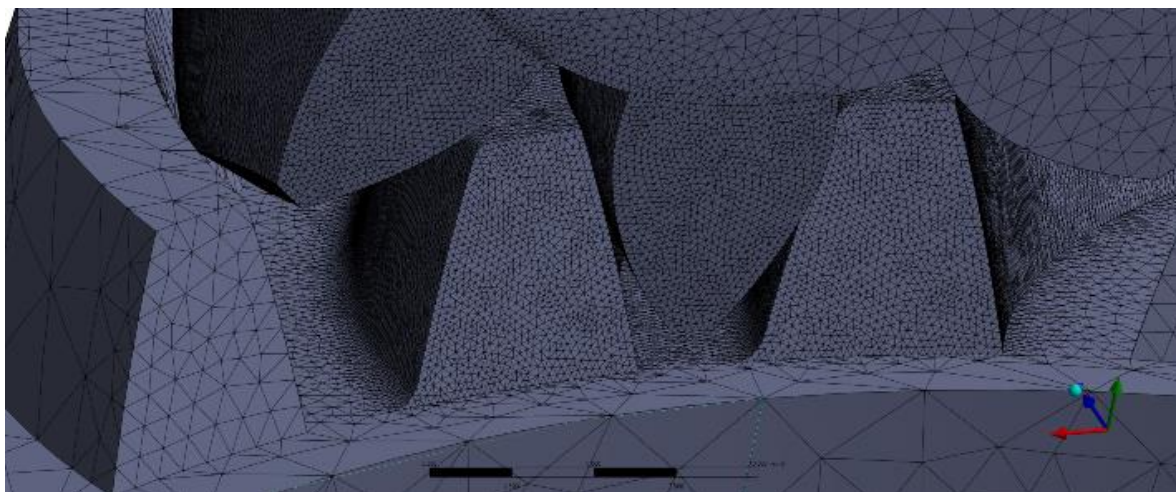
Model zatížení a vazeb byl volen na základě skutečných podmínek montáže. Hnané kolo bylo zavazbeno pomocí vazby vetknutí na vnitřním průměru  $\varnothing 112\text{ mm}$ . Uložení je nepohyblivé. Pastorek byl zavazben v ose, aby nedošlo k případným odchylkám v důsledku otáčení soustavy. Nastaven zde byl pouze jeden stupeň volnosti – pouze kolem své osy. Točivý moment je situován na zadní ploše pastorku o velikosti  $437,82\text{ Nm}$ . Jedná se o střední hodnotu točivých momentů vypočtenou na základě převodových stupňů převodové soustavy daného vozidla. Zadní plocha pastorku byla vybrána, aby byla dostatečně vzdálená od výpočtové oblasti z důvodu, aby nedocházelo k ovlivnění výsledků s respektováním Saint-Venantova principu,

který zaručuje, že se napětí markantně nezmění od místa zatížení, pokud působící zatížení bude nahrazeno ekvivalentním statickým zatížením. Další důvod pro zvolení místa působení momentu byla simulace skutečného zatížení hřídele, která navazuje přímo na ozubenou část pastorku a je uložena v ložiscích. Zadní ploše pastorku bylo zamezeno posuvu ve své ose, aby byla dodržena konzistentnost zatížení a geometrie. Obrázek č. 49 znázorňuje použitý model zatížení a vazeb, kde červená šipka zobrazuje zatížení momentem a smysl otáčení, modře je vyobrazena vazba vetknutí na vnitřní ploše poháněného kola.



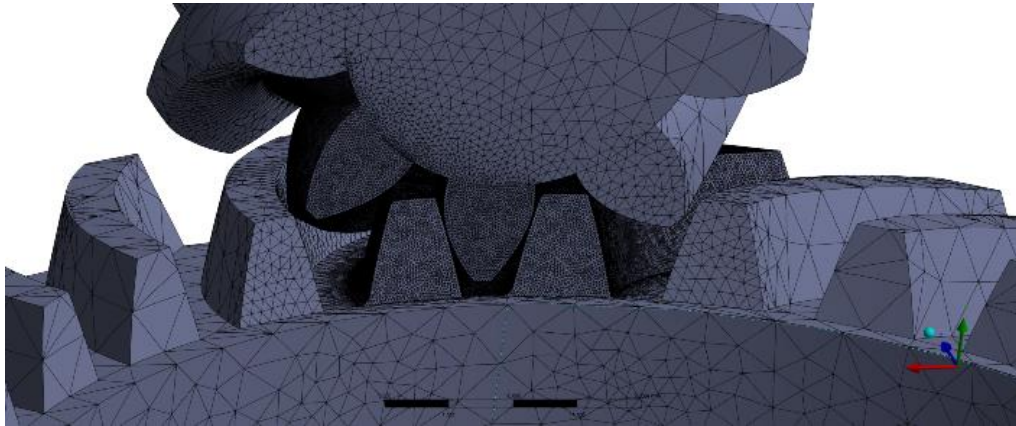
Obrázek č. 49 – Model zatížení a vazeb.

Samotný výpočtový model (Obrázek č. 50) byl dále řešen metodou konečných prvků. Byla vytvořena výpočtová síť o počtu 2 268 766 elementů SOLID187 s 3 170 685 uzly. V každém uzlu má čtyřstěnný element s kvadratickou bázovou funkcí 3 stupně volnosti, které dovolují posuvy v osách  $x$ ,  $y$  a  $z$ . Tato skutečnost vedla na analýzu zhruba s 9,5 miliony stupňů volnosti. Byl proveden remeshing a celkové zjemnění sítě v oblasti patního přechodu zubu a zvolené oblasti v místě dotyku zubů.



Obrázek č. 50 – Výpočtová síť.

V sousedních čtyřech zubech v okolí dotyku se nacházely elementy o velikosti  $1\text{ mm}$ , zatímco v nebezpečném místě či v místech kontaktu zubů byla zvolena velikost  $0,25\text{ mm}$ . Zjemněním sítě bylo dosaženo zamezení ovlivnění výsledků v důsledku malé hustoty sítě viz Obrázek č. 51.



Obrázek č. 51 – Zjemnění výpočtové sítě.

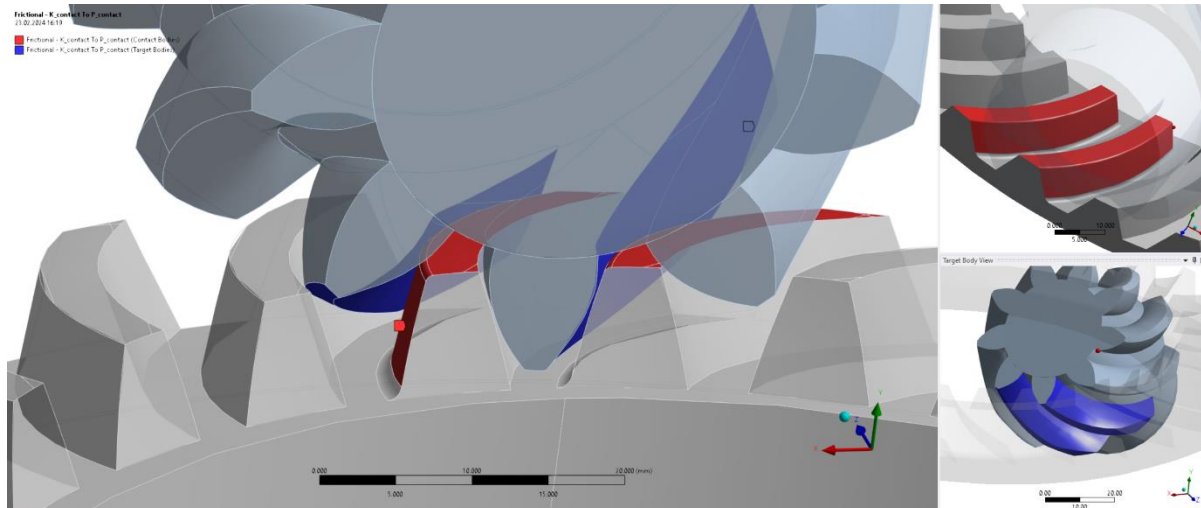
V místě předpokládaného kontaktu zubů, který byl experimentálně zjištěn na reálném soukolí (Obrázek č. 52), byly vygenerovány kontaktní elementy. Experimentální vyhodnocení kontaktu bylo provedeno pomocí křídý. Po aplikaci křídý na ozubení pastorku bylo následně provedeno několik otočení soustavy, čímž byl nasimulován reálný pohyb ozubení. Křída následně ulpěla na ploše zubů hnaného kola, podle které se mohl odhadnout kontakt.



Obrázek č. 52 – Experimentální zjištění kontaktu.

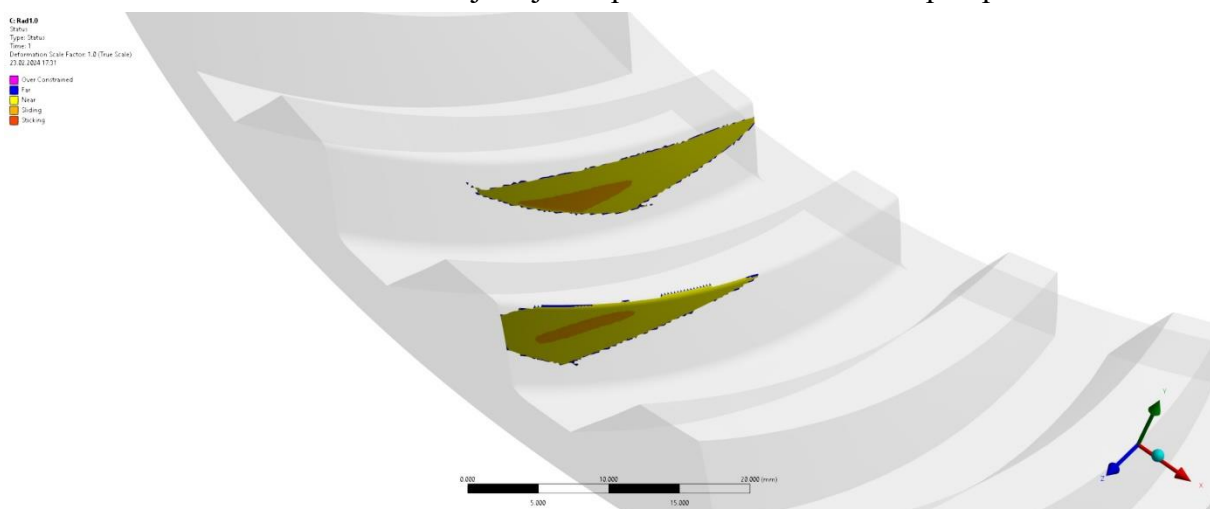


Kontakt je řešen metodou rozšířených Lagrangiánů, která zabezpečuje možnost minimalizace oblasti bez vlivu na požadované řešení. V kontaktu je uvažováno tření s hodnotou součinitele tření  $f = 0,05$ , který platí pro mazaný kontakt dvou ocelových ploch (hodnota převzata z portálu Engineers EDGE [29]). Obrázek č. 53 vyobrazuje nastavení kontaktu, kde červeně je kontakt na kole a modře kontakt na pastorku.



Obrázek č. 53 – Nasimulovaný kontakt ozubení.

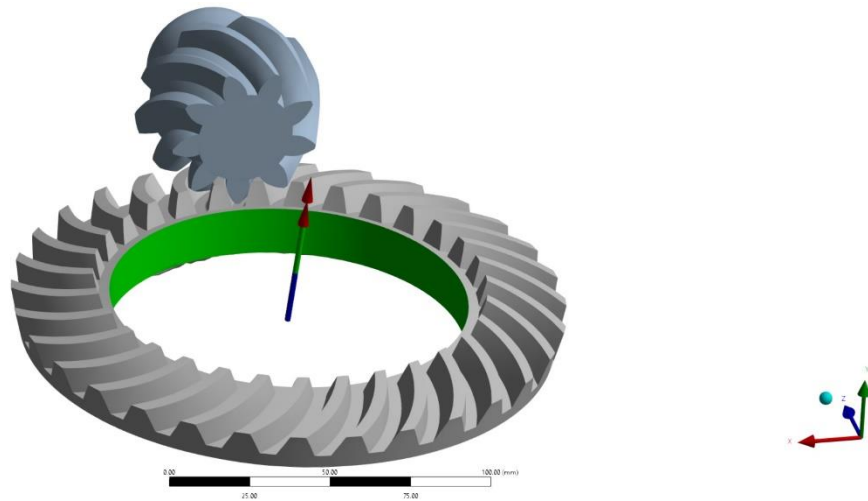
Výpočetní stanice pro splnění požadavku na daný výpočet byla vybavena dvěma procesory Intel® Xeon® E5-2650 v4. Tyto procesory dohromady poskytují výkon 26 jader. K dispozici byla operační paměť 128 GB. Celkový výpočet trval přibližně 30 minut. K řešení soustavy lineárních rovnic byl použit PCG řešič, který využívá procedurálně generované výpočty. Přímý řešič nemohl být zvolen, protože nedokázal uložit matici tuhosti do operační paměti. Po skončení simulace byly zobrazeny výsledky. Software samotný provedl simulaci kontaktu, jež se velmi přibližovala realitě. Při zkoušce otáčení bylo vyzorováno, že ke kontaktu dochází naráz u dvou zubů, kde větší část je na prvním zubu, kterého se pastorek dotkne, další část kontaktní plochy je přenesena na zub za ním. Obrázek č. 54 znázorňuje nasimulovaný kontakt ozubení. Oranžové zbarvení zobrazuje největší působení kontaktního napětí při záběru.



Obrázek č. 54 – Simulace kontaktní plochy.

Reakční moment (Obrázek č. 55) ve vetknutí na kole by měl být v důsledku rozdílného poloměru ozubených kol zhruba 4x až 5x větší než zátěžný moment na pastorku. Výsledný reakční moment v globální ose y vyšel 1502 Nm.

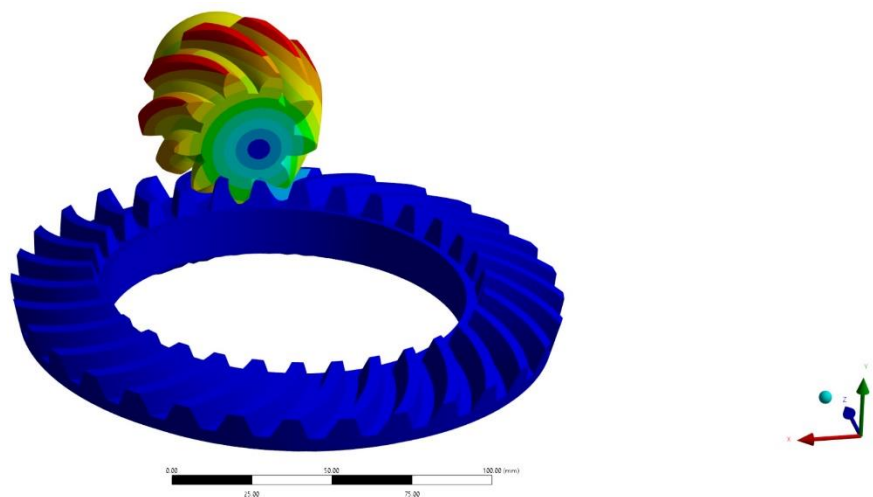
C:Rad10  
Moment Reaction  
Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale)  
23.02.2024 17:10



Obrázek č. 55 – Směr reakčního momentu.

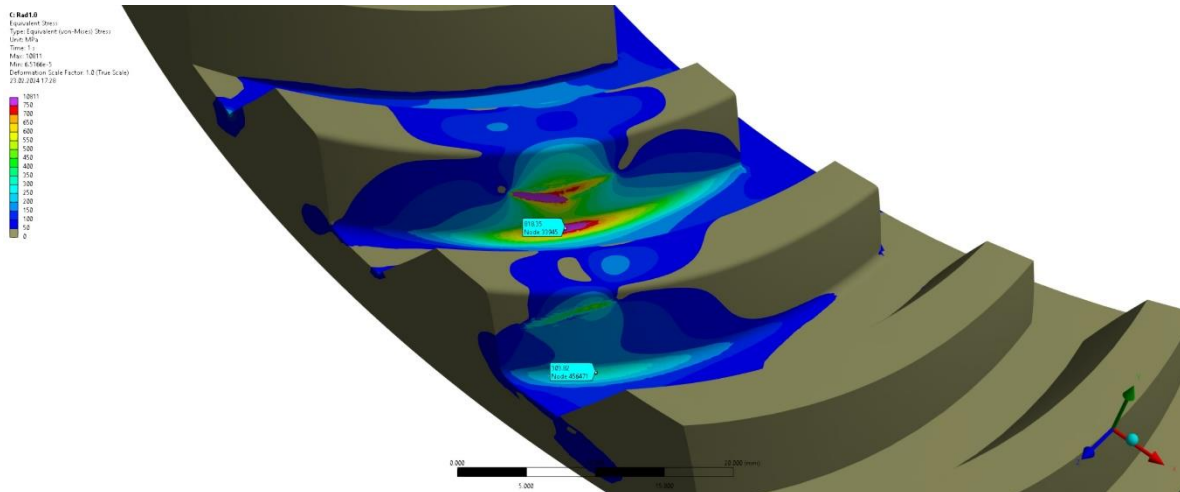
Maximální celkové deformace byly očekávány na pastorku v důsledku zátěžného momentu. Jejich hodnota byla zanedbatelná vůči celkové soustavě. Velikost celkové deformace pastorku se pohybovala v rámci setin až desetin milimetru v největším extrému. Hodnoty přetvoření vycházely v jednotkách procent. V důsledku zanedbatelných deformací a přetvoření nebylo nutné zahrnout do výpočtu velké deformace. Extrémmí hodnota deformace dosahovala 0,1211 milimetrů, přičemž nejmenší deformace pouze 0,013455 milimetrů. Obrázek č. 56 vyobrazuje výslednou barevnou interpretaci deformací, kde se červené zbarvení na vrcholech zubů blíží extrémní hodnotě.

C:Rad10  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Units: mm  
Time: 1 s  
Max: 0.1211  
Min: 0  
Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale)  
23.02.2024 17:17



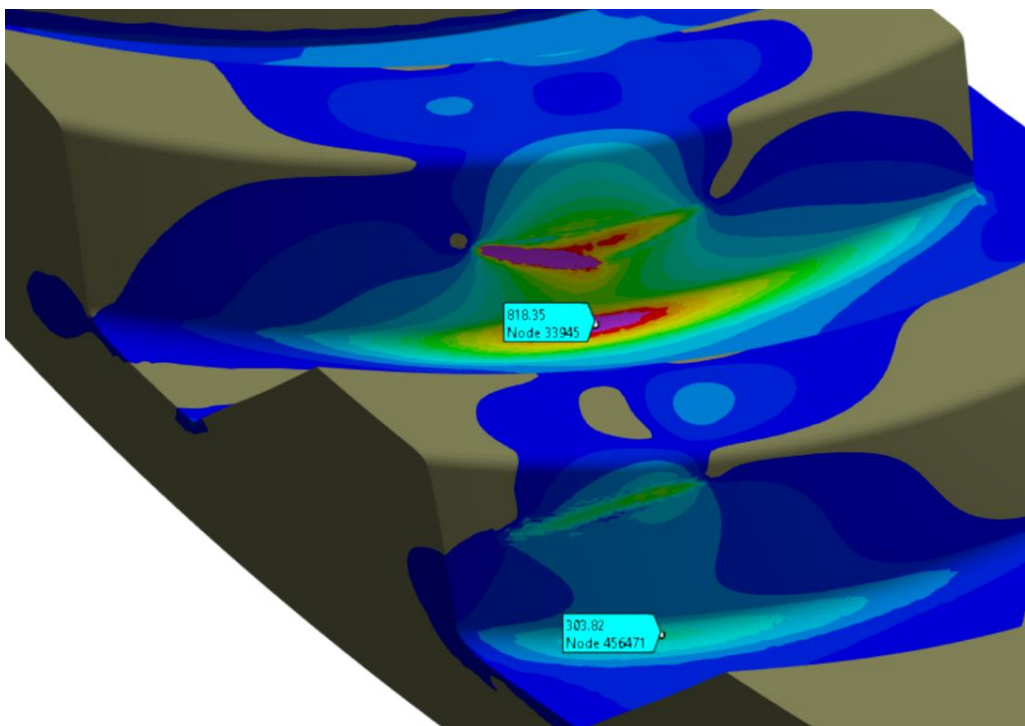
Obrázek č. 56 – Deformace pastorku.

Napětí byla na kole vyhodnocována v kritickém místě. Tato oblast se nacházela v patním přechodu zubu. V kontaktu se při zatížení nacházely vždy dva zuby (viz Obrázek č. 54). Napětí v patě obou zubů bylo dominantně ovlivněno polohou ozubených kol vůči sobě. Toto ovlivnění bylo způsobeno ohybovým momentem, jakým působila síla od pastorku na patu zubu. Další ovlivnění bylo způsobeno polohou kontaktní plochy a poloměrem zaoblčení, které bylo zvoleno jako 1 milimetr. Tato hodnota byla vybrána, aby reflektovala skutečný poloměr v patním přechodu zubu. Obrázek č. 57 poskytuje zobrazení rozložení napětí podél sledované oblasti.



Obrázek č. 57 - Barevné rozložení přípustného napětí v ohybu.

Výsledné hodnoty maximálního přípustného napětí v ohybu dle podmínky HMH (Von Misesova podmínka plasticity) dosahovaly ve sledované oblasti cca 800 MPa a 300 MPa. První napětí (800 MPa) bylo nasimulováno u zubu, který byl více v záběru, resp. druhé napětí (300 MPa) u zubu, který byl méně v záběru. Obrázek č. 58 poskytuje detailnější pohled na řešenou oblast včetně referenčních odrážek s hodnotami napětí v daném bodě.



Obrázek č. 58 - Detailní pohled na řešenou oblast.

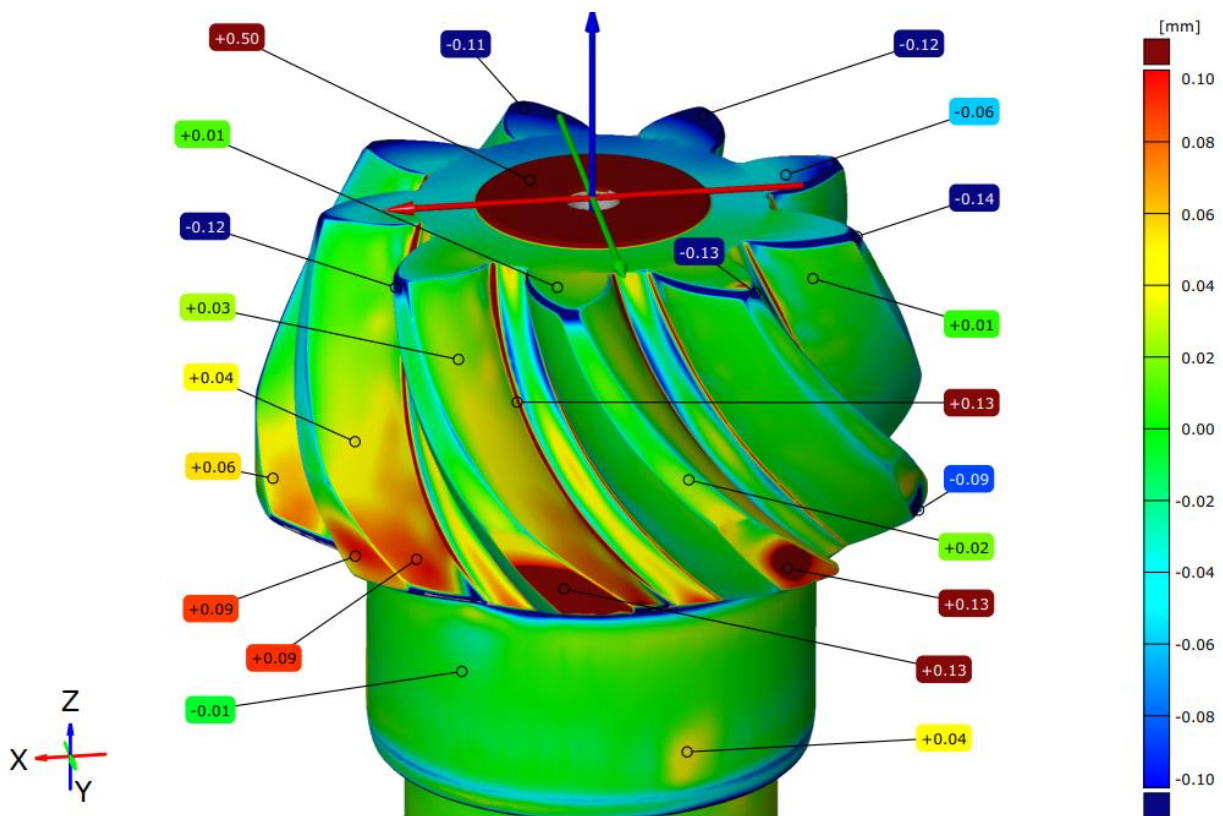
#### 4.4 Rozměrová analýza ozubeného soukolí

Pro ověření správnosti modelování a ustavení je vhodné provádět průběžně rozměrovou a tvarovou analýzu k odhalení případných problémů. Analýzu lze uskutečnit např. v softwaru GOM Inspect 2018 nebo v Catii. Talířovité kolo a ozubený pastorek byly již vyrobené součásti, kde se nacházely patřičné geometrické a délkové tolerance. Bylo nutno stanovit příslušnou toleranci vůči CAD modelu a 3D skenu, která by pokryla dané toleranční pole. Přesná tolerance, kterou lze akceptovat, závisí na konkrétních požadavcích projektu zpracovávaném pomocí reverzního inženýrství. Typ použité skenovací technologie hraje velkou roli v přesnosti výsledného 3D skenu, kde např. laserové skenery obvykle poskytují vyšší přesnost než strukturované světlo či fotogrammetrie. V případě zpracovávání 3D skenu obou součástí byl použit optický 3D skener využívající principu fringe projection.

Skenované součástky byly opatřeny zmatňujícím nástřikem pomocí křídového spreje, který vnáší vrstvu nástřiku, což je zapotřebí brát v úvahu při rozměrové analýze. Tloušťka nástřiku se pohybuje v řádu setin až do jedné desetiny milimetru. Jelikož výroba ozubení je podrobena velmi přísným tolerancím na zajištění správné geometrie a funkce ozubeného soukolí, byla zvolena přípustná tolerance v rámci rozměrové analýzy od 0,1 mm až do 0,15 mm vztažené k reverznímu zpracování. Zmiňované rozpětí by mělo být schopno pokrýt jak výrobní tolerance, tak i tolerance v rámci nepřesnosti měření. Podrobením rozměrové analýzy byla vyhodnocena celková chyba měření.

Rozměrová analýza byla prováděna v softwaru GOM Inspect 2018. Byl použit modul Inspection, kde pomocí funkcí bylo provedeno porovnání 3D CAD modelu proti 3D skenu vyhotoveným na počátku. Naskenovaná síť nebyla nijak upravena.

Na ozubeném pastorku byly vyhotoveny dvě rozměrové analýzy – ozubené části (Obrázek č. 59) a rovnobokého drážkování (Obrázek č. 60).



Obrázek č. 59 – Rozměrová analýza – ozubení pastorku.

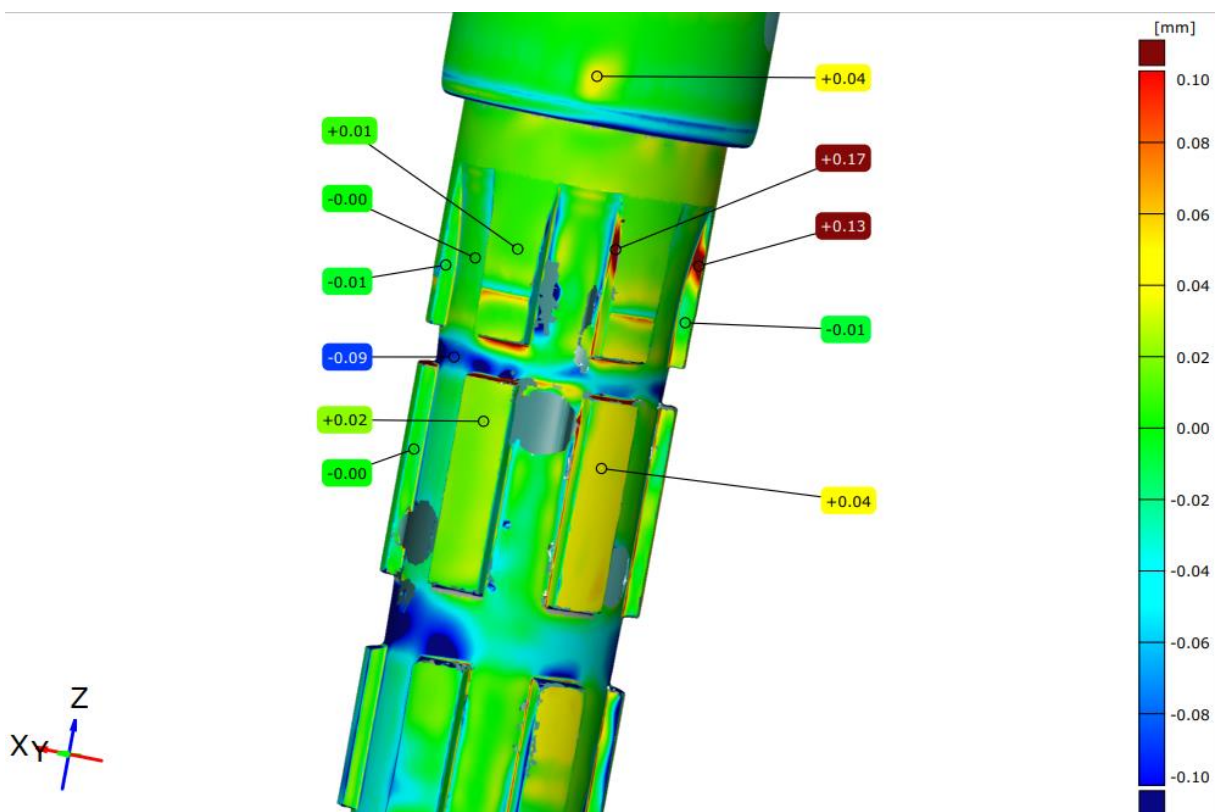


V rámci analýzy rozměrů bylo přistoupeno k nastavení barevné škály od -0,1 mm do 0,1 mm. Vše, co se nachází za těmito hodnotami, je v rámci měření mimo tuto škálu a je zobrazeno sytě modrou, resp. sytě červenou. Nejnižší hodnota byla změřena -0,14 mm. Toto místo bylo již předem problémové, jelikož při úpravě v softwaru Catia v5 byly špičky zubů interpolovány plochami, kde nastaly odchylky od původního skenu z důvodu opotřebení špiček zubů. Části špiček zubů byly odlomeny a bylo nutno je v CAD softwaru domodelovat. Nejvyšší kladná hodnota byla naměřena 0,50 mm. Místo, kde se nachází tento extrémní případ, je považováno za nefunkční. Jedná se o přídavný materiál, který zůstal po výrobě, kde je tato vrchní část použita jako upínací přídavek do obráběcího stroje. Po ukončení výroby je odstraněn a místo zabroušeno.

V rámci boků zubů a funkčních ploch ozubení lze považovat reverse engineering za úspěšný, maximální odchylka zde byla naměřena 0,13 mm v patě zubu, kde lze předpokládat větší část opotřebení z důvodu namáhání zubů na ohyb. Plochy zubů, které spadají do záběru, nebyly poškozeny pittingem, ojediněle se objevovaly známky opotřebení způsobené záběrem zubů. Zde hodnoty nabývaly většinou 0,01 mm až 0,09 mm.

Vrchní části zubů vykazují pozitivní tolerance. Zde se pohybují odchylky v mezích od 0,01-0,13 mm. Vršky zubů na zkosené části byly podrobeny většímu opotřebení, v tomto místě lze nalézt vyšší hodnoty odchylek až do 0,13 mm.

Rovnoboké drážkování je normalizovaný technologický prvek. Pro rozměrovou analýzu bylo vybráno k potvrzení skutečné shody s normou. Zde se objevovaly odchylky od -0,09 až do 0,17 mm. Vyšší hodnota je způsobena nedostatečným doskenovaným povrchem, který v tomto místě vytváří extrémní hodnoty. Výslednou rozměrovou analýzu zobrazuje Obrázek č. 60.

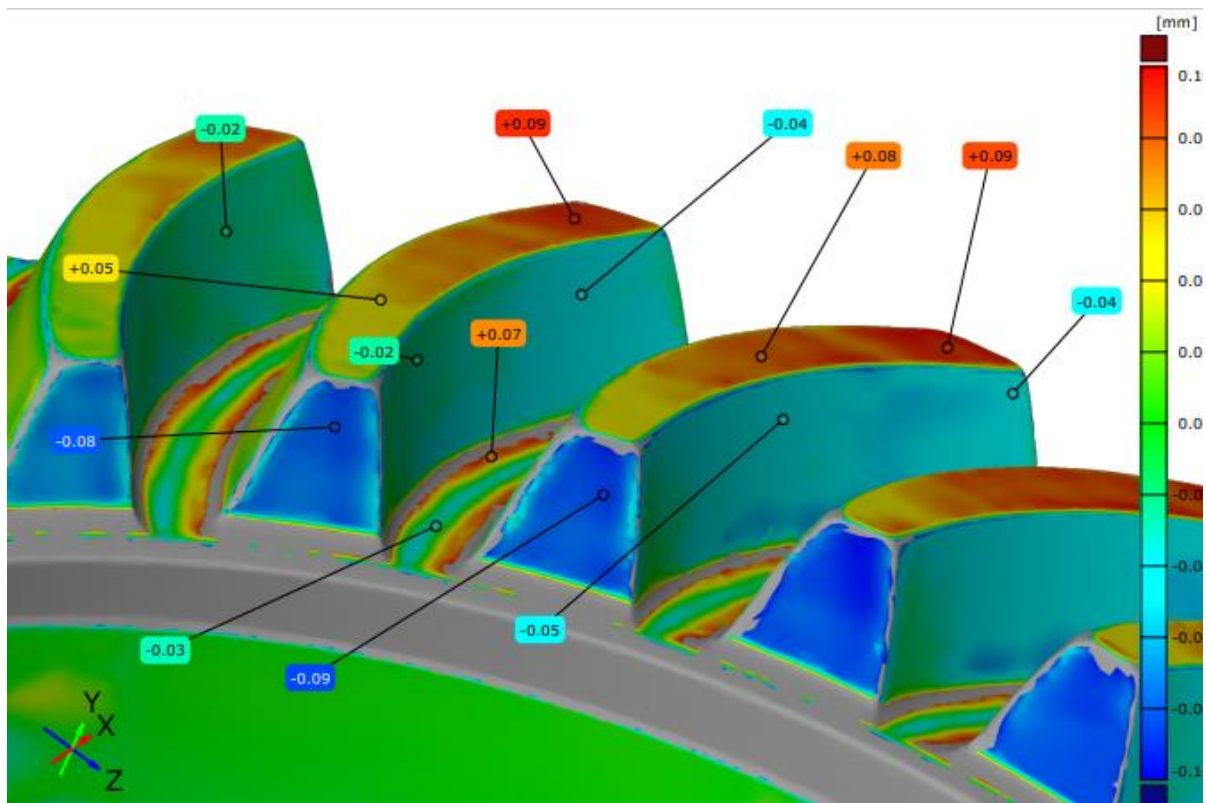


Obrázek č. 60 – Rozměrová analýza – rovnoboké drážkování.

Pro případ talířovitého kola byla rozměrová analýza provedena v rámci tolerance do  $\pm 0,1$  mm vztažené k reverznímu zpracování komponent. Tato specifikovaná hodnota byla vybrána s ohledem na vysokou poruchovost tohoto typu kola, které se nachází v rozvodovce osobního automobilu. Talířovitá kola jsou v diferenciálu náchylnější k poškození více než jiné konstrukční prvky diferenciálu a rozvodovky v automobilu. Poškození je realizováno nerovnoměrností zatížení, které může v případě velkých rázů nastat. Bylo nutné přistoupit k přísnějšímu konstruování s cílem minimalizovat riziko nežádoucích odchylek v rozměrech.

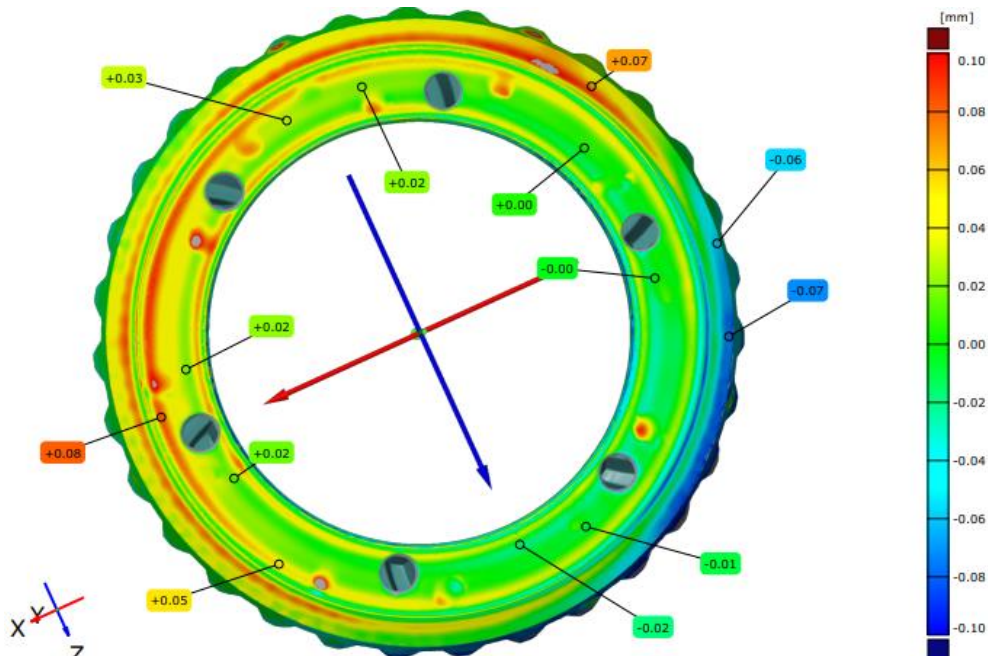
V procesu reverzního inženýrství talířovitého kola byly kladeny vyšší nároky na samotné skenování ve srovnání s ozubeným pastorkem. Pro dosažení optimální přesnosti a spolehlivosti skenování byly referenční body rozmístěny v menších vzdálenostech od sebe. Tím byla zajištěna dostatečná hustota bodů pro kvalitní provedení procesu skenování. Zvětšením hustoty se minimalizovaly výskyty chyb či zkreslení výsledných naskenovaných dat. Tato opatření byla přijata s ohledem na potřebu dosažení co nejvěrnější podoby skenovaného modelu s reálným talířovitým kolem.

Rozměrová analýza pro talířovité kolo byla rozdělena na tři části. První část (Obrázek č. 61) byla provedena pro detail ozubení, kde jsou zobrazeny funkční plochy zubu včetně špiček zubů a patního přechodu. Druhá část (Obrázek č. 62) rozměrově analyzuje spodní část kola. Třetí část (Obrázek č. 63) poskytuje vzdálenější pohled na ozubení ležící naproti první části, kde byl proveden detail na zuby.



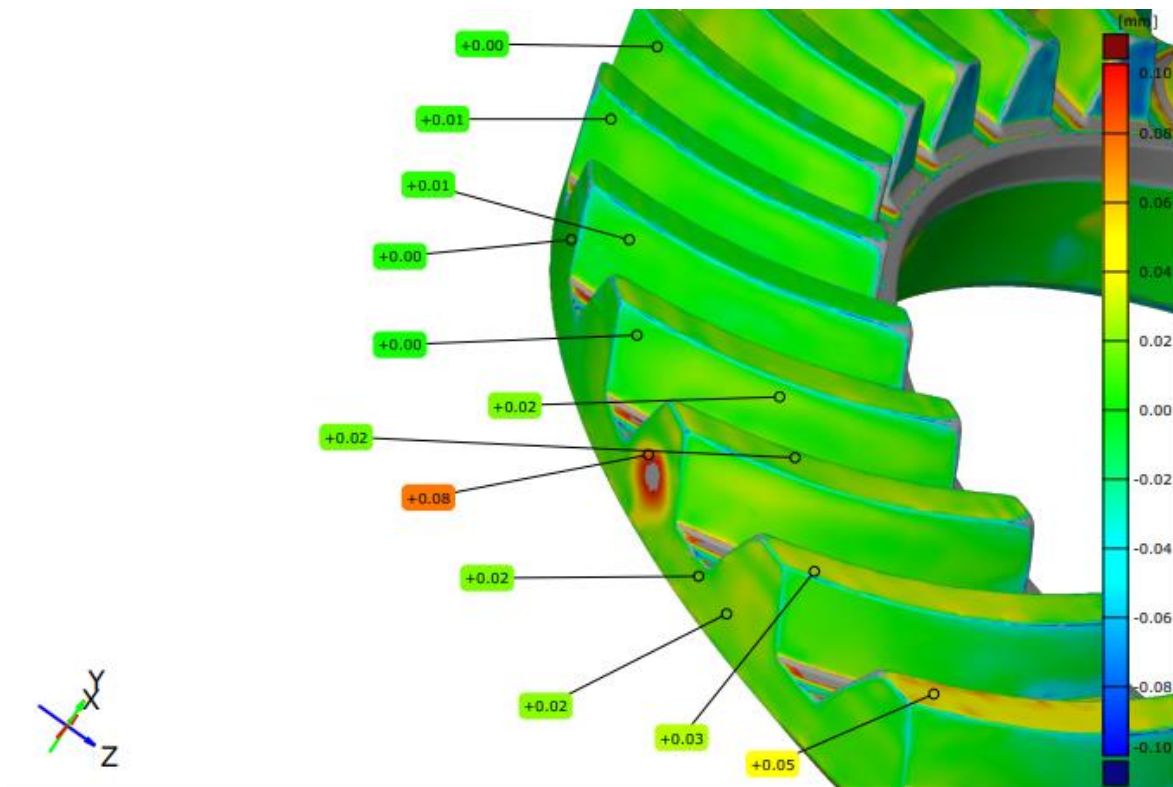
Obrázek č. 61 – Rozměrová analýza zubů – kolo (detail).

Rozměrová analýza detailu zubů vykazuje hodnoty, které bezpečně spadají do požadované tolerance odchylek  $\pm 0,1$  mm. Extrémní hodnota je 0,09 mm nacházející se na vrchní části zubů. Tato odchylka byla způsobena nepřesností ustavení v sw Catia v5, kde tato chyba byla způsobena při ustavení 3D skenu při prvotních úpravách v sw GOM Inspect 2018.



Obrázek č. 62 – Rozměrová analýza – kolo (spodní pohled).

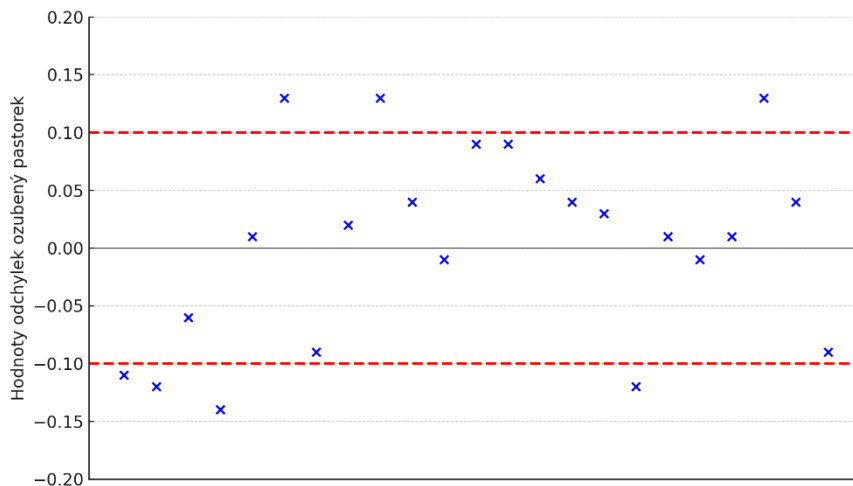
Spodní část talířovitého kola vykazuje nepřesnosti ustavení, které bylo provedeno přes plochy tvořené přes obecné prvky. Nepřesné ustavení se vykazuje odchylkami na levé (do oranžovačerveně zbarvené) části. Zde hodnoty odchylek rozměrů dosahují hodnot až 0,08 mm, které však stále spadají do tolerance 0,1 mm. Pravá část (do zelena zbarvená) vykazuje hodnoty blížíící se k 0,02 mm.



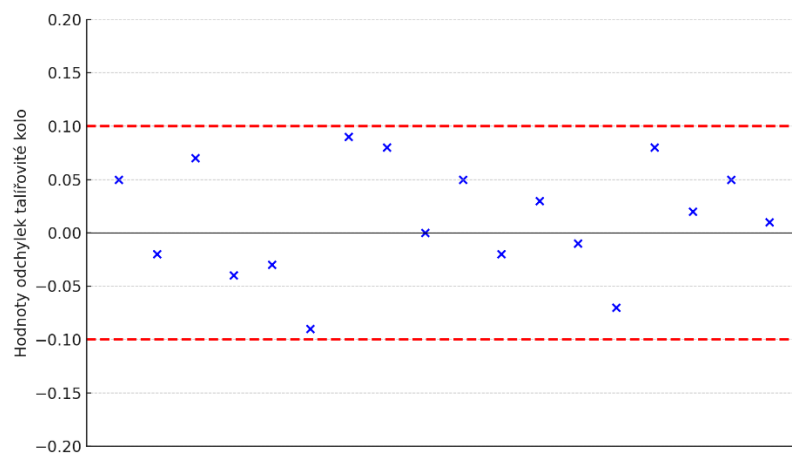
Obrázek č. 63 – Rozměrová analýza – ozubení talířovitého kola.

Vzdálenější pohled na ozubení vykazuje známky správné interpolace ploch v softwaru Catia. Maximální hodnota 0,08 mm byla naměřena z toho důvodu, že se zde na skenu nacházel referenční bod, který byl v postprocessingu ručně opraven zalepováním děr, jelikož v místě se nacházel rušivý element pro rozměrovou analýzu. K celkovému zalepování děr na součástce přistoupeno nebylo. Při tomto kroku se vnáší do modelu chyby, které mohou ovlivnit rozměrovou analýzu. Boky zubů se pohybují v hodnotách 0,01-0,02 mm.

Pro celkovou analýzu byly zpracovány grafy, které znázorňují jednotlivé body odchylek. Do grafů byla zanesena toleranční hranice  $\pm 0,1$  mm vyobrazená jako červeně čerchovaná čára. Obrázek č. 64 zobrazuje celkové odchylky CAD modelu od 3D skenu ozubeného pastorku resp. Obrázek č. 65 zobrazuje odchylky talířovitého kola CAD modelu od 3D skenu.



Obrázek č. 64 – Grafické znázornění odchylek v tolerančním poli pro ozubenou hřídel



Obrázek č. 65 – Grafické znázornění odchylek v tolerančním poli pro talířovité kolo

Procentuální rozložení odchylek v tolerančním poli pro případ ozubené hřídele je 70 % úspěšnost, resp. pro talířovité kolo je 100 % odchylek v tolerančním poli. Odchylky mimo toleranční pole u ozubené hřídele jsou způsobeny větší mírou ruční rekonstrukce ploch ozubení v softwaru Catia v5. Tyto místa byly předem vytipovány jako kritická v případě rozměrové analýzy.



## 5 NÁVRH TECHNOLOGICKÉHO POSTUPU

Tato kapitola se bude zabývat samotným návrhem technologického procesu výroby talířovitého kola a ozubeného pastorku. Obě komponenty v minulosti podléhaly sériové výrobě. Hlavním cílem návrhu technologického postupu bude věrně napodobit výrobu probíhající v minulosti a zaimplementovat do výrobního postupu moderní stroje a nástroje se stroji konvenčními.

### 5.1 Strojová a nástrojová vybavenost

Dělení materiálu probíhalo na gravitační pásové pile PEGAS 300x320 GH-LR (Obrázek č. 66), kde pracovní pohyb ramene je zajištěn vlastní hmotností ramene, které lze natáčet pod úhly. Chlazení je zabudováno v podstavci a upnutí děleného materiálu je řešeno rychloupínacím svěrákem. Parametry jsou uvedeny v Tabulka č. 16. V technologickém postupu bude označen jako S1.



Obrázek č. 66 – Gravitační pásová pila PEGAS 300x320 GH-LR [34].

Tabulka č. 16 - Parametry pásové pily PEGAS 300x320 GH-LR [34].

<b>Rychlost pilového pásu</b>	35/70 m/min
<b>Rozměry pilového pásu</b>	3660 x 27 x 0,9 mm
<b>Výkon motoru pásové pily</b>	1,3/1,8 kW 3x400 V
<b>Rozsah úhlových řezů</b>	0° - 60°

Soustružení součástek bylo provedeno na CNC soustruhu (Obrázek č. 67) NEF 400 od výrobce DMG MORI. Jedná se o horizontální provedení soustruhu s podporou řídicího softwaru SIEMENS 840 D. Vybaven je hydraulickým sklíčidlem s revolverovou hlavou pro výměnu nástrojů. Bližší specifika jsou uvedena v Tabulka č. 17. V technologickém postupu bude označen jako S2.



Obrázek č. 67 – CNC soustruh NEF 400 [31].

Tabulka č. 17 - Parametry CNC stroje NEF 400 [31].

<b>Maximální obráběný průměr</b>	385 mm
<b>Maximální obráběná délka</b>	650 mm
<b>Řídicí systém</b>	SIEMENS 840 D
<b>Rozsah řezné rychlosti</b>	0–4000 1/min
<b>Maximální moment</b>	340 Nm
<b>Maximální počet nástrojů</b>	12
<b>Příkon stroje</b>	21 kW
<b>Pojezd v ose X a v ose Z</b>	255 mm; 800 mm

Frézování bylo provedeno na CNC frézce DMC 635 V (Obrázek č. 68) od výrobce DMG MORI. Stroj je podporován řídicím systémem iTNC 530 Heidenhain. Vybavení stroje zahrnuje automatický měnič nástrojů s dvaceti pozicemi. Bližší specifikata a parametry stroje zobrazuje Tabulka č. 18. V technologickém postupu bude označen jako S3.



Obrázek č. 68 – CNC frézka DMC 635 V [32].

Tabulka č. 18 - Parametry CNC frézky DMC 635 V [32].

<b>Pojezdové dráhy X, Y, Z</b>	635 mm, 510 mm, 460 mm
<b>Otáčky vřetene</b>	18 000 ot/min
<b>Rychlost posuvu</b>	30 m/min
<b>Počet pozic nástroje</b>	20
<b>Řídicí systém</b>	iTNC 530 Heidenhain
<b>Výkon hlavního vřetene</b>	13 kW

Obrábění kuželových kol bylo provedeno na stroji KLINGELNBERG AFK 151 (Obrázek č. 69) od výrobce KLINGELNBERG. Tento obráběcí stroj je navrhnut na výrobu paloidního ozubení, nastavení stroje je řízeno přes nastavovací list (Příloha č. 1). Maximální průměr frézovaného kola či pastorku je podřízen převodovému poměru. S rostoucím poměrem převodového poměru maximální obráběný průměr u pastorku klesá, zatímco u kola narůstá. Technické parametry jsou uvedeny v Tabulka č. 19. V technologickém postupu bude označen jako S4.



Obrázek č. 69 – Obráběcí stroj KLINGELNBERG AFK 151.

Tabulka č. 19 - Parametry stroje KLINGELNBERG AFK 151.

	<b>Pastorek</b>	<b>Kolo</b>
<b>Maximální průměr frézování při u=1:1</b>	200 mm	200 mm
<b>Maximální průměr frézování při u=1:5</b>	55 mm	275 mm
<b>Maximální délka površky rozt. průměrů</b>	190 mm	190 mm
<b>Minimální délka površky rozt. průměrů</b>	25 mm	25 mm
<b>Maximální/minimální normální modul</b>	4 mm/1 mm	4 mm/1 mm
<b>Maximální/minimální počet zubů</b>	135/4	135/4
<b>Počet otáček frézy</b>	58 ot/min	232 ot/min

Broušící procesy byly provedeny na hrotové brusce BUB 50 B CNC/2000 Multi (Obrázek č. 70) od výrobce Slovácké strojírný. Tato bruska je programově řízená řídicím systémem SIEMENS Sinumerik ONE. Je určena pro vnější či vnitřní broušení obrobků, které jsou upnuty mezi hroty. V technologickém postupu bude označen jako S5.



Obrázek č. 70 – Bruska BUB 50 B CNC/2000 Multi [33].

Tabulka č. 20 - Parametry brusky BUB 50 B CNC/2000 Multi [33].

<b>Maximální průměr broušení</b>	500 mm
<b>Maximální délka broušení</b>	2000 mm
<b>Maximální hmotnost obrobku v hrotech</b>	500 kg
<b>Výkon hlavního elektromotoru</b>	11 kW
<b>Hmotnost stroje</b>	6800 kg



Ke každému stroji byly přiřazeny nástroje, které byly vhodně zvolené dle druhu operace, která se na stroji prováděla. Označení nástrojů bylo převzato z katalogů, ze kterých byly nástroje vybírány. Tabulka č. 21 popisuje použité nástroje při výrobních procesech.

Tabulka č. 21 - Tabulka nástrojů [34; 35; 36; 37; 38].

Stroj	Operace	Nástroj	Katalogové označení	Číslo nástroje
Pásová pila	Dělení	Pilový pás	3660x27x0,9 M42 10/14	P1
CNC soustruh	Hrubování	Hrubovací VBD	CNMG 12 04 04 – PR	N1
	Dokončení	Dokončovací VBD	CNMG 09 03 04 – WF	N2
	Vrtání	Vrták Ø6,6	DIN 340 RN	V1
	Vrtání	Vrták Ø5	DIN 340 RN	V2
CNC frézka	Frézování	Modulová fréza m=2,5	ČSN22 2510	M1
	Frézování	Modulová fréza m=1,5	ČSN22 2510	M2
Ozubení	Ozubení	Kuželová fréza m=3,75		M3
Bruska	Broušení	Brousící kotouč	T1 200x20x32	B1

V technologickém postupu se vyskytují speciální přípravky, které bylo nutno zhotovit pro výrobu zadaného soukolí. Jedná se o speciální upínače určené pro pastorky, které vymezují vzdálenost od upínače stroje. Tato vzdálenost je důležitá, protože simuluje skutečnou rotaci ozubeného kola v systému, do kterého bylo navrženo. Dále byly vyrobeny speciální vložky, které slouží jako redukce průměru hřídele na průměr upínače, konkrétně redukce Ø40,2 na Ø32 a Ø120 na Ø111,7. Obrázek č. 71 a Obrázek č. 72 znázorňují reálnou podobu přípravků.



Obrázek č. 71 – Vložka na ozubené soukolí.



Obrázek č. 72 – Upínač pastorku.

## 5.2 Technologický postup výroby pastorku

Materiál na výrobu polotovarů je dodán ve formě ocelové tyče válcované za tepla ČSN 41 5121.

Tabulka č. 22 - Technologický postup výroby pastorky

Technologický postup výroby				Datum:	21.2.2024
Název:	Pastorek	Polotovar:	Ø70x358	Materiál:	ČSN 41 5121
Vypracoval:	Šimáček	Schválil:	Slaný	Č. výkresu:	2024_DP_217666_DP_V1.3.4
Č. operace:	Pracoviště/stroj/nástroj:	Popis operace:	Čas		
			$t_{AV}$	$t_{AS}$	
1/1	Obrobna/S1/P1	Řezat na $l = 358$	10	7	
2/2	Kontrola	Kontrola $l = 358$ , posuvné měřidlo			
3/3	Obrobna/S2/N1	Soustružit na $\varnothing 65 \pm 1$	20	20	
4/4	Kontrola	Kontrola $\varnothing 65$ , posuvné měřidlo			
5/5	TZ	Normalizačně žíhat			
6/6	Obrobna/S2/N1	Soustružit na $l = 355$ Přiložen výkres – pomocné průměry! Soustružit na $\varnothing 60 \pm 1$ po celé délce	20	15	
7/7	Obrobna/S2/V1	Hluboké vrtání díry $\varnothing 6,6$			
8/8	Obrobna/S2/N1	Soustružit dle výrobního výkresu včetně pomocných průměrů Pomocný průměr $\varnothing 20$ na $\varnothing 20,3$ Průměr $\varnothing 32 r_6$ na $\varnothing 32,3$ Průměr drážkování $\varnothing 32$ na $\varnothing 32,3$ Průměr $\varnothing 25 h_6$ na $\varnothing 25,3$	20	140	
9/9	Kontrola	Kontrola průměrů			
10/10	Obrobna/S5/B1	Brousit pomocný průměr $\varnothing 20 h_9$ Brousit průměr drážkování $\varnothing 32 h_7$	20	25	
11/11	Obrobna/S4/M3	Frézovat ozubení Klingelberg – viz nastavovací list (Příloha č. 1) Použít pastorkový upínač $\varnothing 40,2$ Použít vložku $\varnothing 40,2$ na $\varnothing 32$ , redukce M22x1,5/M12 pro táhlo upínače	500	60	
12/12	Obrobna	Začistit obrobek, pilník + kartáč		6	

13/13	Obrobna/S2/N1	Soustružit – odstranit nákrůžek $\varnothing 50 \times 5$		8
14/14	Obrobna/S2/M1 +M2	Upnout za $\varnothing 20$ Frézovat drážkování 6x28x32 ČSN ISO 14 – na hotovo Frézovat drážkování 24 ČSN 01 4933 – na hotovo	120	180
15/15	Obrobna/S2/V2	Vrtat 2x díru $\varnothing 5$	20	6
16/16	Obrobna/S2/N1, N2, V1	Soustružit – odstranit pom. průměr $\varnothing 20$ Vyrovnat, zleva navrtat	20	15
17/17	TZ	Cementovat hl. $0,6 \pm 0,2 \text{ mm}$ Kalit na $60 \pm 2 \text{ HRC}$ Chránit závit		
18/18	TZ	Tryskat jemn. směsí Korund F80+Balotina B159 – zvláštní důraz na ozubení		8
19/19	Obrobna/S5/B1	Brousit $\varnothing 32 \text{ r}6 + \text{čelo}$ Brousit $\varnothing 25 \text{ h}6$	20	25
20/20	Kontrola	Finální kontrola rozměrů dle výkresu		

### 5.3 Technologický postup výroby kola

Materiál na výrobu polotovarů je dodán ve formě ocelové tyče válcované za tepla ČSN 41 5121.

Tabulka č. 23 - Technologický postup výroby kola

Technologický postup výroby				Datum:	21.2.2024
Název:	Kolo	Polotovar:	$\varnothing 180 \times 30$	Materiál:	ČSN 41 5121
Vypracoval:	Šimáček	Schválil:	Slaný	Č. výkresu:	2024_DP_217666_DP_V2
Č. operace:	Pracoviště/stroj/ nástroj:	Popis operace:	Čas		
			$t_{AV}$	$t_{AS}$	
1/1	Obrobna/S1/P1	Řezat na $l = 30$	10	18	
2/2	Kontrola	Kontrola $l = 30$ , posuvné měřidlo			
3/3	Obrobna/S2/N1	Soustružit – jen válec $\varnothing 178 + 1 \times 28$	20	18	
4/4	Kontrola	Kontrola $\varnothing 178$ , posuvné měřidlo			
5/5	TZ	Normalizačně žíhat			

6/6	Obrobna/S2/N1	Soustružit dle výkresu Soustružit $l = 24,4$ na $l = 24,6$ přídavek zprava Soustružit díru $\varnothing 112 H7$ na $\varnothing 111,7 H7$	20	65
7/7	Kontrola	Kontrola rozměrů, posuvné měřidlo		
8/8	Obrobna/S4/M3 Obrobna/S2/V2	Frézovat ozubení Klingelberg – viz nastavovací list (Příloha č. 1) Použít upínač kol $\varnothing 120$ Použít vložku $\varnothing 120$ na $\varnothing 111,7$ Do pravého čela zhotovit díru $\varnothing 5$ pro unášecí kolík v upínači Dle výkresu vyvrtat díry	500	125
9/9	Kontrola	Kontrola průměrů a ozubení		
10/10	Obrobna/S2/N2	Dokončit na $\varnothing 171$	20	8
11/11	Obrobna	Začistit, pilník + kartáč		12
12/12	TZ	Cementovat hl. $0,6 \pm 0,2 \text{ mm}$ Kalit na $57 \pm 2 \text{ HRC}$ – do soli, min. deformace		6
13/13	TZ	Tryskat jemn. směsí Korund F80+Balotina B159 – zvláštní důraz na ozubení		8
14/14	Obrobna/S5/B1	Brousit díru $\varnothing 112 H7$ Brousit čelo na $l = 24,4$	20	20

## 6 TECHNICKO-EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

Cenová relace vyráběných součástek se odvíjí od počtu vyrobených kusů. V případě této diplomové práce byla uvažována výroba pouze jednoho kusu obou komponent. Při optimalizaci a sériovosti lze předpokládat, že výrobní cena klesne. Nutnost seřízení strojů by při velkokapacitní výrobě pouze těchto dílů odpadla a tím by poklesly i časy přípravné.

Výsledná cenová relace blíže popsána v této kapitole byla navržena od firmy Bondy s. r. o. Lze konstatovat, že výsledek reflektuje skutečnou cenu za případné vyhotovení a přípravu obou zadaných komponent. Originální cenová nabídka bez práce konstruktéra a režijních nákladů je uvedena v příloze č.4.

### 6.1 Cenová nabídka na výrobu ozubeného kola

Tabulka č. 24 - Cenová nabídka výrobu 1 ks talířovitého kola.

Operace:	Čas přípravy [min]:	Čas strojní [min]:	Cena v Kč:
Řezání polotovaru	10	18	280
Soustružení CNC	60	91	1 510
Ozubení	500	125	6 250
Začištění		12	120
Broušení díry	20	20	400
TZ		1 kus	1 503
$\Sigma_{TV1}$ :	590	266	10 063 Kč

K ceně je nutno ještě připočíst cenu materiálu ( $C_{MT}$ ):

Tabulka č. 25 - Cenová nabídka materiálu.

Materiál:	Průměr [mm]:	Délka [mm]:	Hmotnost [kg]:	Cena materiálu [Kč/Kg]:	Cena v Kč:
ČSN 41 5121	180	30	6,03	60	361,7

Ve výše uvedených tabulkách jsou uvedeny ceny za samotnou výrobu ozubeného kola. Do těchto částek není reflektována mzda konstruktéra potažmo technologa, který samotný reverse engineering prováděl. Tato hodnota mzdy, která se odvíjí od složitosti zadané součástky je podstatnou položkou v technicko-ekonomickém zhodnocení dané součástky.

Součástka – talířovité kolo je považována jako středně náročná komponenta pro samotné 3D skenování a Reverse engineering. Tabulka č. 26 uvádí hrubé časové odhady spojené se samotnou prací konstruktéra na této součástce.

Při současném trhu práce v roce 2023 lze stanovit v okrese Brno dle portálu Indeed.cz, že průměrný plat na pozici konstruktér dosahuje částky 51 642 Kč. Při normální pracovní době 160 hod/měsíc vychází částka 323 Kč/hod.

Tabulka č. 26 - Časové odhady na práci konstruktéra – talířovité kolo.

Název operace:	Časová vytiženost v hodinách:	Mzda v Kč:
3D sken	2	646
Úprava sítě a příprava 3D skenu	2	646
Modelování v softwaru Catia v5	4	1 292
Tvorba výkresové dokumentace	2	646
Ponechání výkresové dokumentace	-	6 000
<b><math>\Sigma_{TK}</math>:</b>	10	9 230 Kč

Do výsledné cenové relace odhadu práce konstruktéra bylo zahrnuto i ponechání výkresové dokumentace, čímž je myšleno předání výrobních výkresů zákazníkovi, který s výkresovou dokumentací může zacházet dle vlastního uvážení.

V rámci výpočtu pro více než 1 ks je nutno stanovit časy přeseřízení strojů = čas přípravy (výměna upínačů, nástrojů, příprava CNC kódu apod.). Náklady na 1 hodinu přeseřízení byly stanoveny na 600 Kč/hod. Tabulka č. 27 zobrazuje časovou náročnost na přeseřízení strojů.

Tabulka č. 27 - Časy přeseřízení strojů.

Stroj	Čas přeseřízení [min]
Pásová pila	10
CNC stroje	60
KLINGELNBERG AFK 151	500
Hrotová bruska	20
Celkový čas přeseřízení ( $C_{pT}$ )	590

Výpočet cenové relace na přeseřízení:  $C_{pT} \cdot \frac{600}{60} = 590 \cdot \frac{600}{60} = 5\,900 \text{ Kč} = \Sigma_{pT}$

Do celkové ceny budou zahrnuty i režijní náklady. Tyto náklady jsou spojeny s odpisy zařízení, spotřebou energií, pronájmem prostor apod. Po zavedení předpokladu režijních nákladů 25 % bude cenová relace vynásobena 1,25.

Cena samotné výroby bez materiálu vychází na: *Celková cena za 1 ks výroby* ( $\Sigma_{TV1}$ ) – *cena za přeseřízení* ( $\Sigma_{pT}$ ) = 10063 – 5900 = 4 163 Kč =  $\Sigma_{T1}$

#### Pro 1 kus:

- Fixní náklady (konstruktér ( $\Sigma_{TK}$ ) + přeseřízení ( $\Sigma_{pT}$ )): 9 230 + 5 900 = 15 130 Kč
- Variabilní náklady (výroba ( $\Sigma_{T1}$ ) + materiál ( $C_{MT}$ )): 4163 + 361,7 = 4524,7 Kč
- Celkové náklady na 1 ks (bez režijních nákladů): 10 424,7 + 15 130 = 25 554,7 Kč
- Celkové náklady na 1 ks (s režijními náklady): 25 554,7 · 1,25 = **31 944 Kč**

Zavedením sériovosti bude docházet ke snížení nákladovosti na výrobu. Příčinou snížení bude rozložení časů nutných na přeseřízení, resp. náklady na konstruktéra a práci se skenem, do počtu vyrobených kusů, jelikož seřídít, připravit stroje a vytvořit výrobní dokumentaci bude zapotřebí pouze jednou, dále bude pokračovat výroba v sérii, kde se bude pracovat pouze s obrobkem. Výrobní dávky budou uvažovány v sérii 10 a 100 kusů. Výpočty budou pracovat s úvahou vynásobení strojních časů počtem kusů. Tabulka č. 28 zobrazuje rozpočítané částky pro dávku 10 ks, resp. Tabulka č. 29 zobrazuje částku pro dávku 100 ks za výrobu.

Tabulka č. 28 – Cenová nabídka na výrobu 10 kusů talířovitého kola

Operace:	Čas přípravy [min]:	Čas strojní [min]:	Cena v Kč:
Řezání polotovaru	10	180	1 900
Soustružení CNC	60	910	9 700
Ozubení	500	1250	17 500
Začištění		120	1 200
Broušení díry	20	200	2 200
TZ		10 kusů	15 030
$\Sigma_{TV10}$ :	590	2 660	47 530 Kč

Cena samotné výroby bez materiálu vychází na: *Celková cena za 10 ks výroby* ( $\Sigma_{TV10}$ ) – *cena za přešeřzení* ( $\Sigma_{PT}$ ) = 47 530 – 5900 = 41 630 Kč =  $\Sigma_{T2}$

**Pro 10 kusů:**

- Fixní náklady (konstruktér ( $\Sigma_{TK}$ ) + přešeřzení ( $\Sigma_{PT}$ )): 15 130 Kč
- Variabilní náklady (výroba ( $\Sigma_{T2}$ ) + materiál ( $C_{MT}$ )): 41 630 + 10 · 361,7 = 45 247 Kč
- Celkové náklady na 10 ks (bez režijních nákladů): 45 247 + 15 130 = 60 377 Kč
- Celkové náklady na 10 ks (s režijními náklady): 60 377 · 1,25 = 75 471,25 Kč

Cena na 1 ks (zaokrouhleno): 75 471,25 : 10 = **7 548 Kč**

Tabulka č. 29 - Cenová nabídka na výrobu 100 kusů talířovitého kola

Operace:	Čas přípravy [min]:	Čas strojní [min]:	Cena v Kč:
Řezání polotovaru	10	1800	18 100
Soustružení CNC	60	9100	91 600
Ozubení	500	12500	130 000
Začištění		1200	12 000
Broušení díry	20	2000	20 200
TZ		100 kusů	150 300
$\Sigma_{TV100}$ :	590	2 660	422 200 Kč

Cena samotné výroby bez materiálu vychází na: *Celková cena za 100 ks výroby* ( $\Sigma_{TV100}$ ) – *cena za přešeřzení* ( $\Sigma_{PT}$ ) = 422 200 – 5900 = 416 300 Kč =  $\Sigma_{T3}$

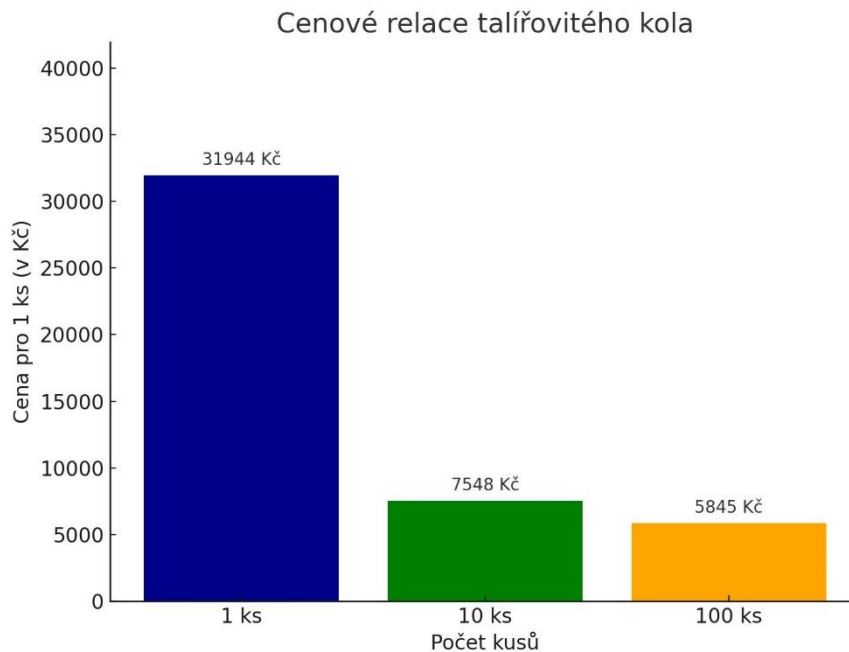
**Pro 100 kusů:**

- Fixní náklady (konstruktér ( $\Sigma_{TK}$ ) + přešeřzení ( $\Sigma_{PT}$ )): 15 130 Kč
- Variabilní náklady (výroba ( $\Sigma_{T3}$ ) + materiál ( $C_{MT}$ )): 416 300 + 100 · 361,7 = 452 470 Kč
- Celkové náklady na 1 ks (bez režijních nákladů): 452 470 + 15 130 = 467 600 Kč



- Celkové náklady na 1 ks (s režijními náklady):  $467\,600 \cdot 1,25 = 584\,500 \text{ Kč}$
- Cena na 1 ks:  $584\,500 : 100 = 5\,845 \text{ Kč}$

Výsledné cenové relace zobrazuje Obrázek č. 73, kde jsou zobrazeny ceny za 1 ks, za 10 kusů a za 100 kusů.



Obrázek č. 73 – Cenové relace pro talířovité kolo.

## 6.2 Cenová nabídka na výrobu ozubeného pastorku

Tabulka č. 30 - Cenová nabídka výroby 1 kusu pastorku.

Operace:	Čas přípravy [min]:	Čas strojní [min]:	Cena v Kč:
Řezání polotovaru	10	7	170
Soustružení CNC	100	198	2 980
Vrtání, závity	20	6	260
Ozubení	620	240	8600
Začištění		6	60
Broušení na kulato	20	25	450
TZ		1 kus	2 247
$\Sigma_{PV1}$ :	770	482	14 767

Tabulka č. 31 zobrazuje aktuální cenovou nabídku ( $C_{MP}$ ) materiálu pro ozubený pastorek:

Tabulka č. 31 - Cenová nabídka materiálu pro pastorek.

Materiál:	Průměr [mm]:	Délka [mm]:	Hmotnost [kg]:	Cena materiálu [Kč/Kg]:	Cena v Kč:
ČSN 41 5121	70	358	10,88	60	652,7

Ozubený pastorek je dle složitosti řazen mezi náročné součástky pro 3D skenování a následnou úpravu v CAD softwaru. Oproti talířovitému kolu je ozubený pastorek komplexnější komponenta, kde se nachází více technologických prvků, na které je nutno brát ohled (např. rovnoboké drážkování). Při hodinové sazbě 323 Kč/hod výsledná cenová relace zobrazuje Tabulka č. 32.

Tabulka č. 32 - Časové odhady na práci konstruktéra – pastorek.

Název operace:	Časová vytiženost v hodinách:	Mzda v Kč:
3D sken	4	1 292
Úprava sítě a příprava 3D skenu	5	1 615
Modelování v softwaru Catia v5	10	3 230
Tvorba výkresové dokumentace	2	646
Ponechání výkresové dokumentace	-	9 000
$\Sigma_{TK}$ :	21	15 783 Kč

Do výsledné cenové relace odhadu práce konstruktéra bylo zahrnuto i ponechání výkresové dokumentace, čímž je myšleno předání výrobních výkresů zákazníkovi, který s výkresovou dokumentací může zacházet dle vlastního uvážení.

V rámci výpočtu pro více než 1 ks je nutno stanovit časy přeseřzení strojů = čas přípravy (výměna upínačů, nástrojů, příprava CNC kódu apod.). Náklady na 1 hodinu přeseřzení byly stanoveny na 600 Kč/hod. Tabulka č. 33 zobrazuje časovou náročnost na přeseřzení strojů.

Tabulka č. 33 - Časy na přeseřzení.

Stroj	Čas přeseřzení [min]
Pásová pila	10
CNC stroje	120
KLINGELNBERG AFK 151	620
Hrotová bruska	20
Celkový čas přeseřzení ( $C_{PP}$ )	770

Výpočet cenové relace na přeseřzení:  $C_{PP} \cdot \frac{600}{60} = 770 \cdot \frac{600}{60} = 7\,700 \text{ Kč} = \Sigma_{PP}$

Do celkové ceny budou zahrnuty i režijní náklady. Tyto náklady jsou spojeny s odpisy zařízení, spotřebou energií, pronájmem prostor apod. Po zavedení předpokladu režijních nákladů 25 % bude cenová relace vynásobena 1,25.

Cena samotné výroby bez materiálu vychází na: *Celková cena za 1 ks výroby* ( $\Sigma_{PV1}$ ) – *cena za přeseřzení* ( $\Sigma_{PP}$ ) = 14 767 – 7700 = 7 067 Kč =  $\Sigma_{P1}$

**Pro 1 kus:**

- Fixní náklady (konstruktér ( $\Sigma_{TK}$ ) + přeseřzení ( $\Sigma_{PP}$ )): 15 783 + 7 700 = 23 483 Kč
- Variabilní náklady (výroba ( $\Sigma_{P1}$ ) + materiál ( $C_{MP}$ )): 7 067 + 652,7 = 7 720 Kč
- Celkové náklady na 1 ks (bez režijních nákladů): 7 720 + 23 483 = 31 203 Kč
- Celkové náklady na 1 ks (s režijními náklady): 31 203 · 1,25 = **39 004 Kč**

Podobně jak u talířovitého kola bude uvažována sériovost v dávkách 10 kusů a 100 kusů. Tabulka č. 34 zobrazuje cenovou relaci výroby pro dávku 10 ks a Tabulka č. 35 pro výrobní dávku 100 ks.

Tabulka č. 34 - Cenová nabídka výroby 10 kusů ozubeného pastorku

Operace:	Čas přípravy [min]:	Čas strojní [min]:	Cena v Kč:
Řezání polotovaru	10	70	800
Soustružení CNC	100	1980	20 800
Vrtání, závity	20	60	800
Ozubení	620	2400	30 200
Začištění		60	600
Broušení na kulato	20	250	2 700
TZ		10 kusů	22 470
$\Sigma_{PV10}$ :	770	482	77 650

Cena samotné výroby bez materiálu vychází na: *Celková cena za 10 ks výroby* ( $\Sigma_{PV10}$ ) – *cena za přešeřzení* ( $\Sigma_{PP}$ ) = 77 650 – 7700 = 69 950 Kč =  $\Sigma_{P2}$

**Pro 10 kusů:**

- Fixní náklady (konstruktér ( $\Sigma_{TK}$ ) + přešeřzení ( $\Sigma_{PP}$ )): 23 483 Kč
- Variabilní náklady (výroba ( $\Sigma_{P2}$ ) + materiál ( $C_{MP}$ )): 69 950 + 10 · 652,7 = 76 477 Kč
- Celkové náklady na 10 ks (bez režijních nákladů): 76 477 + 23 483 = 99 960 Kč
- Celkové náklady na 10 ks (s režijními náklady): 99 960 · 1,25 = 124 950 Kč
- Cena na 1 ks: 124 950 : 10 = **12 495 Kč**

Tabulka č. 35 - Cenová nabídka výroby 100 kusů ozubeného pastorku

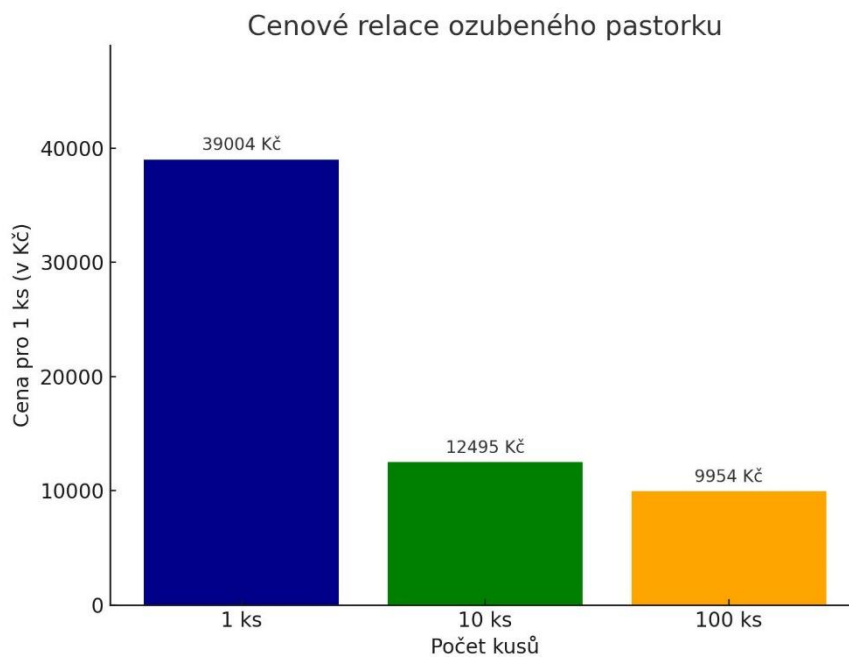
Operace:	Čas přípravy [min]:	Čas strojní [min]:	Cena v Kč:
Řezání polotovaru	10	700	7 100
Soustružení CNC	100	19 800	199 900
Vrtání, závity	20	600	6 200
Ozubení	620	24 000	246 200
Začištění		600	6000
Broušení na kulato	20	2 500	25 200
TZ		100 kusů	224 700
$\Sigma_{PV100}$ :	770	48 200	715 300

Cena samotné výroby bez materiálu vychází na: *Celková cena za 100 ks výroby* ( $\Sigma_{PV100}$ ) – *cena za přešeřzení* ( $\Sigma_{PP}$ ) = 715 300 – 7700 = 707 600 Kč =  $\Sigma_{P3}$

**Pro 100 kusů:**

- Fixní náklady (konstruktér ( $\Sigma_{TK}$ ) + přešřizení ( $\Sigma_{PP}$ )): 23 483 Kč
- Variabilní náklady (výroba ( $\Sigma_{P3}$ ) + materiál ( $C_{MP}$ )):  $707\,600 + 100 \cdot 652,7 = 772\,870$  Kč
- Celkové náklady na 100 ks (bez režijních nákladů):  $772\,870 + 23\,683 = 796\,353$  Kč
- Celkové náklady na 100 ks (s režijními náklady):  $796\,353 \cdot 1,25 = 995\,441$  Kč
- Cena na 1 ks (zaokrouhloeno):  $995\,441 : 100 = \mathbf{9\,954}$  Kč

Výsledné cenové relace zobrazuje Obrázek č. 74, kde jsou zobrazeny ceny za 1 ks, za 10 kusů a za 100 kusů.



Obrázek č. 74 – Cenové relace pro ozubený pastorek.

## ZÁVĚR

V rámci diplomové práce byla provedena literární rešerše identifikující typ ozubení referenčních kol a způsob výpočtu geometrie a únosnosti. Na základě podobností bylo zjištěno, že se jedná o zakřivené ozubení vyráběné metodou Klingelberg, kde je tvořící křivkou paloida. Analytický výpočet byl zvolen dle evropské normy ISO 10 300 z důvodu větší konzervativnosti oproti americké normě AGMA, která se v evropském prostředí nepoužívá.

Ozubené soukolí se nachází v prostředí rozvodovky osobního automobilu a používá se k přenosu výkonu a točivého momentu. Po spektrometrické analýze materiálu bylo zjištěno, že se jedná o konstrukční ocel ČSN 41 5121, ke které byla z materiálových listů přiřazena mez únosnosti v dotyku  $\sigma_{Hlim} = 1160 \text{ MPa}$  a v ohybu  $\sigma_{Flim} = 705 \text{ MPa}$ . Tato omezení byla použita v samotném analytickém výpočtu, kde vyšly součinitele bezpečnosti v dotyku  $S_H = 1,4$  a v ohybu  $S_F = 1,609$ . Původní ozubené soukolí bylo navrženo na maximální vstupní točivý moment 1170 Nm, avšak z analytického výpočtu vyplynulo, že potenciál soukolí je až 1866 Nm. Jedná se cca o 60% navýšení točivého momentu, které je soukolí stále schopno unést v rámci bezpečnosti. Numerická simulace prokázala, že dle podmínky HMM bylo na zatíženější zub vyvozeno přípustné napětí 818,35 MPa a na méně zatížený zub 303,82 MPa. Analytický výpočet bral v potaz zatížení pouze na jeden zub, kde přípustné napětí vyšlo 780,923 MPa. Tato hodnota byla o cca 6% menší oproti hodnotě vyplývající z numerické simulace. Příčinou rozdílu hodnot napětí byly korigující součinitele v analytickém výpočtu, které posouvaly hranici maximálního napětí na bezpečnější stranu určenou normou ISO 10 300.

Digitalizace modelu probíhala 3D skenováním, konkrétně metodou fringe projection, která oproti např. metodě fotogrammetrie dosahuje lepší přesnosti až na setiny milimetru. Důležité rozměry soukolí byly odvozeny na základě 3D objemového modelu, vytvořeného rekonstrukcí naskenovaných součástí, hodnoty vnějších roztečných průměrů pro ozubený pastorek  $d_{e1} = 49,65 \text{ mm}$  a talířovité kolo  $d_{e2} = 171 \text{ mm}$ . Iterační metodou v softwaru Klingelberg byl dopočítán vnější normální modul  $m_n = 3,75 \text{ mm}$  a další důležité rozměry soukolí.

Z rozměrové analýzy ozubeného soukolí v softwaru GOM Inspect 2018 vyplynulo, že v rámci tolerančního pole  $\pm 0,1 \text{ mm}$  pro reverzní inženýrství spadalo do tolerance 70 % odchylek u ozubeného pastorku a 100 % odchylek u talířovitého kola. Cca 30 % odchylek ozubeného pastorku byly způsobeny ruční rekonstrukcí ploch. Zmenšením tolerance prokládání ploch v CAD softwaru lze minimalizovat odchylky, což s sebou nese vyšší nároky na výpočtovou techniku. Pro další využití CAD modelu např. pro CAM zpracování lze konstatovat, že dané modely vyhovují za předpokladu zvýšení tolerančního pole vůči reverznímu inženýrství na  $\pm 0,15 \text{ mm}$  pokrývající tloušťku vrstvy zmatňujícího spreje a nepřesnosti ručního konstruování. Případné další validace rozměrové analýzy by mohly být provedeny v prostředí Catia v5 či v softwaru Calypso do firmy Zeiss.

Návrh výroby byl vypracován na základě technologického postupu, ze kterého vyplynuly cenové relace na případnou výrobu ozubeného soukolí, kde na 1 ks cena výroby ozubeného pastorku byla stanovena na 39 004 Kč a talířovitého kola na 31 944 Kč včetně režijních nákladů. Možné zavedení sériovosti snižuje přípravné časy z důvodu rozprostření fixních nákladů. Při uvažování výrobní dávky 10 ks cena na 1 ks ozubeného pastorku vychází na 12 495 Kč a talířovitého kola na 7 548 Kč. Při 10 ks došlo ke snížení ceny na 1 kus pastorku o 68 % a na 1 kus talířovitého kola o 76 %. Další uvažování výrobní dávky na 100 kusů u 1 kusu ozubeného pastorku došlo ke snížení o přibližně 75 % oproti výrobě 1 kusu na částku 9 954 Kč. V případě talířovitého kola při výrobní dávce 100 kusů vyšlo snížení nákladů o 82 % od původní výroby 1 kusu na výslednou částku 5 845 Kč.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] BUDYNAS, Richard G. a J. Keith NISBETT. *Shigleyho konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL, přeložil Pavel HUTAŘ, přeložil Milan KLAPKA, přeložil David NEČAS, přeložil Pavel MAŇAS, přeložil Petr SVOBODA, přeložil František ŠEBEK, přeložil Miloš VLK. Brno: Vysoké učení technické v Brně, nakladatelství VUTIUUM, 2023. ISBN 978-80-214-5471-2.
- [2] REKLAMNÍ AGENTURA MARF, [www.marf.cz](http://www.marf.cz). Kuželová ozubená kola z oceli, převod 1: 2 ozubení frézované, přímé ozubení, úhel záběru 20°. *Marek.eu* [online]. [cit. 2024-03-11]. Dostupné z: <https://www.marek.eu/norelem-normovane-dily/systemy-a-komponenty-pro-vyrobu-stroju-a-zarizeni/technika-hnacich-ustroji/ozubena-kola-ozubene-tyce-kuzelova-ozubena-kola/25387/kuzelova-ozubena-kola-z-oceli-prevod-1-2-ozubeni-frezovane-prime-ozubeni-uhel-zaberu-20.html>
- [3] YOCHAN. Which industries require regular bevel gear maintenance? *Braidwood Gear* [online]. [cit. 2024-03-11]. Dostupné z: <https://braidwoodgear.com/en/industries-requiring-regular-bevel-gear-maintenance/>
- [4] KLINGELNBERG, Jan. *Bevel gear: fundamentals and applications*. Berlin: Springer Verlag, 2016, xxviii, 328 stran : ilustrace. ISBN 978-3-662-43892-3.
- [5] ISO. ISO 10300, *Calculation of load capacity of bevel gears*. 2023. Dostupné z: <https://www.iso.org/standard/79403.html>. [cit. 2024-03-05].
- [6] Kuželové ozubení s přímými, šikmými a zakřivenými zuby. *Kuželové ozubení (přímé, šikmé, zakřivené)* [online]. [cit. 2024-03-11]. Dostupné z: <https://www.mitcalc.com/doc/gear2/help/cz/gear2.htm>
- [7] VULLO, Vincenzo a Vincenzo VULLO. Load Carrying Capacity of Bevel Gears: Factors Influencing Load Conditions. In: *Gears* [online]. Cham: Springer International Publishing, 2020, s. 203-245 [cit. 2024-03-11]. Springer Series in Solid and Structural Mechanics. ISBN 978-3-030-38631-3. Dostupné z: doi:[10.1007/978-3-030-38632-0\\_4](https://doi.org/10.1007/978-3-030-38632-0_4)
- [8] NALLUVEETTIL, S.J. a G. MUTHUVEERAPPAN. Finite element modelling and analysis of a straight bevel gear tooth. *Computers & Structures* [online]. 1993, **48**(4), 739-744 [cit. 2024-03-11]. ISSN 00457949. Dostupné z: doi:[10.1016/0045-7949\(93\)90268-1](https://doi.org/10.1016/0045-7949(93)90268-1)
- [9] HE, Ping, Hongyong MAO, Manjun JING, Jun MA a Jinjin LU. Finite element analysis of bevel gear tooth side clearance and fatigue characteristics under alternating torque. *Journal of Physics: Conference Series* [online]. 2023, 2023-07-01, **2528**(1) [cit. 2024-03-11]. ISSN 1742-6588. Dostupné z: doi:[10.1088/1742-6596/2528/1/012010](https://doi.org/10.1088/1742-6596/2528/1/012010)
- [10] DALCIN, Rafael Luciano, Douglas RODRIGUES, Valcir MENEZES, Jérémy EPP, Hans WERNER ZOCH a Alexandre DA SILVA ROCHA. *Mode and Cause of Failures in Bevel Gears Teeth – An Overview* [online]. 2019 [cit. 2024-02-05]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/344432199\\_Mode\\_and\\_Cause\\_of\\_Failures\\_in\\_Bevel\\_Gears\\_Teeth\\_-\\_An\\_Overview](https://www.researchgate.net/publication/344432199_Mode_and_Cause_of_Failures_in_Bevel_Gears_Teeth_-_An_Overview)



- [11] FERNANDES, P.J.L. Tooth bending fatigue failures in gears. *Engineering Failure Analysis* [online]. 1996, **3**(3), 219-225 [cit. 2024-03-11]. ISSN 13506307. Dostupné z: [doi:10.1016/1350-6307\(96\)00008-8](https://doi.org/10.1016/1350-6307(96)00008-8)
- [12] RADZEVICH, Stephen P. *Dudley's Handbook of practical gear design and manufacture: Third Edition*. 2016. ISBN 9781498753111. Dostupné z: [doi:10.1201/9781315368122](https://doi.org/10.1201/9781315368122)
- [13] MALÁKOVÁ, Silvia, Samuel SIVÁK, Gabriel FEDORKO, Vierošlav MOLNÁR a Miroslav TOMEK. Analysis of damage origin of bevel gear wheels. *Engineering Failure Analysis* [online]. 2023, **146** [cit. 2024-03-11]. ISSN 13506307. Dostupné z: [doi:10.1016/j.engfailanal.2023.107105](https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2023.107105)
- [14] SEKERCIOGLU, Tezcan a Volkan KOVAN. Pitting failure of truck spiral bevel gear. *Engineering Failure Analysis* [online]. 2007, **14**(4), 614-619 [cit. 2024-03-11]. ISSN 13506307. Dostupné z: [doi:10.1016/j.engfailanal.2006.03.002](https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2006.03.002)
- [15] RAADNUI, Surapol. Magnetic chip detector (MCD) wear particle analysis. *Journal of Applied Mechanics and Engineering* [online]. 2002, 1-5 [cit. 2024-02-05]. Dostupné z: <http://www.thaiscience.info/journals/Article/TJKM/10470214.pdf>
- [16] HUMÁR, Anton. *Technologie I. - Technologie obrábění - 2. část* [online]. Brno, 2004 [cit. 2024-03-11]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/10306340-Technologie-i-technologie-obrabeni-2-cast.html>. Studijní opora pro magisterskou formu studia. Fakulta strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně.
- [17] *Gleason Type Blades*. Online. Capital Gear Tools. Dostupné z: <https://capitalgeartools.com/gleason-type-blades/>. [cit. 2024-02-27].
- [18] *The Klingelnberg Palloid System*. Online. 2011. Dostupné z: [https://weddleindustries.com/sites/weddleindustries.com/files/downloads/Klingelnberg\\_Palloid\\_Tech.pdf](https://weddleindustries.com/sites/weddleindustries.com/files/downloads/Klingelnberg_Palloid_Tech.pdf). [cit. 2024-02-27].
- [19] *Carburizing (Case Hardening) of gears*. Online. KHK. Dostupné z: [https://khkgears.net/new/gear\\_knowledge/gear-nomenclature/carburizing-of-gears.html](https://khkgears.net/new/gear_knowledge/gear-nomenclature/carburizing-of-gears.html). [cit. 2024-02-27].
- [20] *Gear Materials and Heat Treatments*. Online. KHK. Dostupné z: [https://khkgears.net/new/gear\\_knowledge/abcs\\_of\\_gearsb/Gear\\_Materials\\_and\\_Heat\\_Treatments.html](https://khkgears.net/new/gear_knowledge/abcs_of_gearsb/Gear_Materials_and_Heat_Treatments.html). [cit. 2024-02-27].
- [21] *Indukční kalení*. Online. Bodycote. 2024. Dostupné z: <https://www.bodycote.com/cs/sluzby/tepelne-zpracovani/kaleni-popusteni-zuslechteni/indukcni-kaleni/>. [cit. 2024-02-27].
- [22] BUREŠ, Jan. *Kuželová kola s obloukovým ozubením Gleason*. Praha: SNTL, 1962.
- [23] CARTER, Kenneth. *A new brand with decades of experience*. Online. Thermal Processing Magazine. Dostupné z: <https://thermalprocessing.com/a-new-brand-with-decades-of-experience/>. [cit. 2024-04-22].
- [24] KOTLYAR, Yefim. Gear fundamentals reverse engineering. *Gear technology* [online]. 1991, **8**(4), 34-38 [cit. 2024-03-11]. ISSN 0743-6858. Dostupné z: <https://www.geartechnology.com/articles/21063-gear-fundamentals-reverse-engineering>

[25] MESSLER, Robert W. *Reverse engineering: mechanisms, structures, systems, and materials*. New York: McGraw-Hill Education, 2014. ISBN 9780071825160.

[26] RAJA, Vinesh a Kiran J. FERNANDES. *Reverse engineering: an industrial perspective*. London: Springer, c2008. Series in advanced manufacturing (Springer). ISBN 978-1-84628-855-5.

[27] FUENTES AZNAR, Alfonso a GONZALEZ-PEREZ, Ignacio. Reverse engineering of spiral bevel gear drives reconstructed from point clouds. Online. *Mechanism and machine theory*. 2022, roč. 170, s. 104694. ISSN 0094-114X. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2021.104694>. [cit. 2024-03-11].

[28] Ansys® Academic Research Mechanical, Release 2023R2, help system, Mechanical Application Documentation, ANSYS, Inc

[29] EDGE, Engineers. *Coefficient of Friction Equation and Table Chart*. Online. Nenalezený vydavatel. Dostupné z: [https://www.engineersedge.com/coefficients\\_of\\_friction.htm](https://www.engineersedge.com/coefficients_of_friction.htm). [cit. 2024-02-27].

[30] LAXOVÁ, Šárka. *NÁVRH PROGRAMU PRO VÝPOČET KUŽELOVÉHO SOUKOLÍ* [online]. Praha, 2018 [cit. 2024-03-26]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/handle/10467/79976>. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze. Vedoucí práce Petr Karel.

[31] DMG MORI NEF 400 I. *Akeng.cz* [online]. [cit. 2024-04-09]. Dostupné z: <https://www.akeng.cz/en/cnc/dmg-mori-nef-400-i-en/>

[32] S.R.O., Netservis. DMGDMC 635 V. [online]. [cit. 2024-04-09]. Dostupné z: <https://www.cncindustrial.cz/prodej/nabidka-cnc-stroju/cnc-frezky/dmg-dmc-635-v.html>

[33] TOS – BUB 50 B. *Slovácké strojírny, a.s* [online]. [cit. 2024-04-09]. Dostupné z: <https://sub.cz/katalog-sub/tos/brusky/tos-bub-50-b/>

[34] KARAS PILY S.R.O. 3660x27x0,9 M42 10/14 pilový pás. KARAS [online]. [cit. 2024-04-09]. Dostupné z: <https://www.karas.cz/catalog/pilove-pasy-na-kov-starrett/bi-metalove/intenss-pro/13x0-65-mm/1335x13x0-65-mm/3660x27x0-9-m42-10-14-pilovy-pas-q270936601014320>

[35] Modulové frézy. *Frézovací nástroje* [online]. [cit. 2024-04-09]. Dostupné z: [https://www.i-frezy.cz/Modulove-frezy-c29\\_0\\_1.html](https://www.i-frezy.cz/Modulove-frezy-c29_0_1.html)

[36] *Kotouč Tyrolit T1 200x20x32 99BA120J9V40* [online]. [cit. 2024-04-09]. Dostupné z: [https://eshop.ingtech.cz/kotouc-tyrolit-t1-200x20x32-99ba120j9v40.html?gad\\_source=1&gclid=Cj0KCQjwztOwBhD7ARIsAPDKnkClTjJhwKKtGmi8KAz6U\\_WvR7mZESEqTLw4Hga1WWjo7BBDEGtEV8IaAs4JEALw\\_wcB](https://eshop.ingtech.cz/kotouc-tyrolit-t1-200x20x32-99ba120j9v40.html?gad_source=1&gclid=Cj0KCQjwztOwBhD7ARIsAPDKnkClTjJhwKKtGmi8KAz6U_WvR7mZESEqTLw4Hga1WWjo7BBDEGtEV8IaAs4JEALw_wcB)

[37] *Soustružnické nástroje* [online]. Sandvik Coromat, 2024 [cit. 2024-04-09]. Dostupné z: <https://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/downloads?filter=%7B%22refiners%22:%7B%22languages%22:%5B%22cs-cz%22%5D,%22categories%22:%5B%5D%7D%7D>

[38] *Vrták do kovu 6,6 mm prodloužený HSSCo5 PN2916 , 340RNHSSCo5* [online]. [cit. 2024-04-09]. Dostupné z: <https://www.kovonastroje.cz/vrtak-do-kovu-6-6-mm-prodlouzeny-hssco5-pn2916-340rnhssco5/>

[39] ČSN 01 4686-3. *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Kontrolní výpočet čelních ozubených kol*. Praha. 1998 : Český normalizační institut, 1988. 35 s.

[40] ČESKÁ AGENTURA PRO STANDARDIZACI. ČSN 41 5121, *ČSN 41 5121*. 01.01.1981. Praha, 1981.

[41] Carl Zeiss GOM Metrology GmbH. GOM Inspect 2018 [software]. Dostupné z: <https://www.gom.com/en/products/gom-for-education>

## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

### Symbols

Označení	Legenda	Jednotka
$\delta$	úhel roztečného kužele	[°]
$\delta_f$	úhel patního kužele	[°]
$\delta_a$	úhel hlavového kužele	[°]
$d_m$	střední roztečný průměr	[mm]
$d_e$	vnější roztečný průměr	[mm]
$d_i$	vnitřní roztečný průměr	[mm]
$R_m$	střední délka površky	[mm]
$R_e$	vnější délka površky	[mm]
$R_i$	vnitřní délka površky	[mm]
$b$	šířka ozubení	[mm]
$\beta$	úhel sklonu boční křivky zubu	[°]
$\beta_e$	vnější úhel sklonu boční křivky zubu	[°]
$\beta_m$	střední úhel sklonu boční křivky zubu	[°]
$p_t$	čelní rozteč zubů kuželového ozubení	[mm]
$p_{et}$	základní rozteč	[mm]
$p_n$	normální rozteč zubů kuželového ozubení	[mm]
$p_{mt}$	střední čelní rozteč zubů kuželového ozubení	[mm]
$p_{mn}$	střední normální rozteč zubů kuželového ozubení	[mm]
$m$	modul	[mm]
$m_{mt}$	střední čelní modul	[mm]
$m_{et}$	vnější čelní modul	[mm]
$m_{mn}$	střední normální modul	[mm]
$z_1$	počet zubů ozubeného pastorku	[-]
$z_2$	počet zubů talířovitého kola	[-]
$u$	převodové číslo	[-]
$\alpha_t$	čelní úhel záběru	[°]
$\theta_a$	úhel hlavy zubu	[°]
$\theta_f$	úhel paty zubu	[°]
$h_{am}$	střední výška hlavy zubu nad rozt. kuželem	[mm]
$h_{fm}$	střední výška pasty zubu pod rozt. kužele	[mm]
$v$	obvodová rychlost	[m/s]
$X_v$	spodní index „v“ jako virtuální	[-]
$X_{vn}$	spodní index „vn“ jako virtuální náhradní	[-]
$g_\vartheta$	dráha záběru	[mm]
$\varepsilon_{v\alpha}$	součinitel záběru profilu	[-]
$\varepsilon_{v\beta}$	součinitel záběru kroku	[-]
$\varepsilon_\gamma$	součinitel záběru	[-]
$l_{bm}$	délka střední úsečky stykové plošky	[mm]
$l'_{bm}$	promítnutá délka střední úsečky stykové plošky	[mm]
$\sigma_H$	napětí v dotyku	[MPa]
$\sigma_{HP}$	přípustné napětí v dotyku	[MPa]
$\sigma_{H0}$	nominální napětí v dotyku	[MPa]
$F_{mt}$	obvodová síla	[N]
$M_t$	točivý moment	[Nm]
$S_H$	součinitel bezpečnosti v dotyku	[-]

Označení	Legenda	Jednotka
$S_{Hlim}$	nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti dle ISO 10300	[-]
$\sigma_{Hlim}$	mez únavové pevnosti v dotyku	[MPa]
$K_A$	součinitel vnější dynamických sil	[-]
$K_V$	součinitel vnitřních dynamických sil	[-]
$K_{H\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce	[-]
$K_{H\alpha}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	[-]
$Z_{M-B}$	součinitel jednopárového záběru	[-]
$Z_E$	součinitel mechanických vlastností materiálu	[-]
$Z_H$	součinitel tvaru spoluzabírajícího zubu	[-]
$Z_{LS}$	součinitel sdílení zatížení	[-]
$Z_{\beta}$	součinitel sklonu boku zubu	[-]
$Z_K$	součinitel kuželového kola	[-]
$Z_{LVR}$	součinitel mazací vrstvy	[-]
$Z_{NT}$	součinitel počtu cyklů	[-]
$Z_W$	součinitel tvrdosti	[-]
$Z_X$	součinitel velikosti	[-]
$\sigma_F$	napětí v ohybu v patě zubu	[MPa]
$\sigma_{FP}$	přípustné napětí v ohybu	[MPa]
$\sigma_{F0}$	nominální napětí v ohybu	[MPa]
$\sigma_{FE}$	mez únavy	[MPa]
$\sigma_{Flim}$	mez únavové pevnosti v ohybu	[MPa]
$S_F$	součinitel bezpečnosti v ohybu	[-]
$S_{Flim}$	minimální bezpečnost v ohybu	[-]
$K_{F\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce	[-]
$K_{F\alpha}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	[-]
$Y_{Fa}$	součinitel tvaru zubu při působení síly na špičku zubu	[-]
$Y_{Sa}$	součinitel koncentrace napětí při působení síly na špičku zubu	[-]
$Y_{\varepsilon}$	součinitel vlivu záběru profilu	[-]
$Y_K$	součinitel kuželového kola	[-]
$Y_{LS}$	součinitel sdílení zatížení	[-]
$Y_{NT}$	součinitel počtu cyklů	[-]
$Y_{\delta relT}$	poměrný součinitel vrubové citlivosti	[-]
$Y_{RrelT}$	poměrný součinitel drsnosti v oblasti patního přechodu zubu	[-]
$Y_X$	součinitel velikosti	[-]
$R_{p0,2}$	mez kluzu	[MPa]
$R_m$	mez pevnosti	[MPa]
$A$	prodloužení	[%]
$E$	modul pružnosti	[GPa]
$\rho$	hustota	$\left[ \frac{kg}{dm^3} \right]$
$\Sigma$	úhel sklonu os	[°]
$\lambda$	tepelná vodivost	[W/mK]
$C_M$	cena materiálu	[Kč]
$V_{1,2}$	dílčí výsledky cenové relace	[Kč]

## Zkratky

Označení	Legenda
rozt.	roztečný/á
MKP	Metoda Konečných Prvků
3D	tří dimenzionální (trojrozměrný/á)
Rce. č.	rovnice číslo
Souč.	součinitel
sw.	software



## **SEZNAM PŘÍLOH**

Příloha 1	Nastavovací list na výrobu ozubených kol
Příloha 2	Analytické a pevnostní výpočty ozubení
Příloha 3	Meze únavy v dotyku a v ohybu [39]
Příloha 4	Cenové nabídky výroby ozubených kol

## **SEZNAM VÝKRESŮ**

Pastorek	2024_DP_217666_DP_V1
Talířovité kolo	2024_DP_217666_DP_V2
Pastorek ozubení	2024_DP_217666_DP_V3
Pastorek polotovár	2024_DP_217666_DP_V4