



**FAKULTA STROJNÍ  
ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY  
V PLZNI**

Studijní program: Konstruování strojů a technických zařízení

Číslo studijního programu: N0715A270017S01

Studijní specializace: Konstruování vozidel a manipulačních zařízení

# DIPLOMOVÁ PRÁCE

## Zubová spojka

Autor práce: Bc. František Škudrna

Vedoucí práce: doc. Ing. Václav Vaněk, Ph.D.

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2023/2024

# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. František ŠKUDRNA**  
Osobní číslo: **S22N0032P**  
Studijní program: **N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení**  
Specializace: **Konstruování vozidel a manipulačních zařízení**  
Téma práce: **Zubová spojka**  
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

## Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Navrhnout zubovou spojku pro gumárenský hnětič.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova:

1. Provedení rešerše trhu.
2. Porovnání únosností konkurence.
3. Provedení geometrického rozboru tvaru zakřiveného ozubení náboje na kontaktu s objímkou.
4. Navržení způsobu výpočtu tlaku na kontaktu sférického boku náboje a přímého boku objímky metodou MKP.
5. Porovnání s analytickým výpočtem Hertzova tlaku.
6. Návrh konstrukce zubové spojky pro gumárenský hnětič na kroutící moment 480kNm.
7. Zpracování sestavného výkresu a výrobní dokumentace náboje a objímky.

Konzultant: Ing. Zbyněk Pelikán – Wikov Gear s.r.o.

Rozsah diplomové práce: **40-60 stran**  
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**  
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojího inženýra 1*. Brno: Computer Press, 1999. ISBN 80-7226-055-3  
[2] KRÁTKÝ, Jaroslav, Eva KUBEC KRÓNEROVÁ a Stanislav HOSNEDL. *Obecné strojí částí 2: základní a složené převodové mechanismy*. V Plzni: Západočeská univerzita, 2011. ISBN 978-80-261-0066-9.  
[3] Podkladové materiály, výkresy, prospekty, katalogy apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Václav Vaněk, Ph.D.**  
Katedra konstruování strojů

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2023**  
Termín odevzdání diplomové práce: **24. května 2024**

L.S.

---

**Doc. Ing. Vladimír Duchek, Ph.D.**  
děkan

---

**Ing. Zdeněk Chval, Ph.D.**  
vedoucí katedry

## Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni. Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v Seznamu použitých zdrojů, který je součástí této práce a na základě konzultací s vedoucím práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

V Plzni dne:

-----  
podpis autora

## Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat všem zaměstnancům firmy Wikov Gear, se kterými jsem měl možnost konzultovat dotazy k této diplomové práci, zejména panu konzultantovi Ing. Zbyňku Pelikánovi za postřehy a tipy z praxe, ochotu, vstřícnost a trpělivost. Dále bych chtěl poděkovat vedoucímu této práce panu doc. Ing. Václavu Vaňkovi, Ph.D. za odborné vedení, cenné rady a trpělivost během tvorby této diplomové práce.

## Abstrakt

Tato diplomová práce je věnována hřídelovým spojkám. Podrobněji se zaměřuje na zubové spojky se sférickým ozubením. Skládá se ze dvou částí. První teoretická část je věnována obecnému rozdělení a stručnému popisu jednotlivých typů spojek. Dále obsahuje pasáže z konstrukce ozubených kol, které se budou využívat v praktické části. Na závěr teoretické části je zpracována rešerše trhu a porovnání únosností mezi jednotlivými výrobci. Praktická část je věnována návrhu sférického ozubení analytickým i MKP přístupem a jejich porovnání. V závěru praktické části je zpracován podrobný návrh konkrétní zubové spojky pro zadané parametry včetně výrobní dokumentace.

## Klíčová slova

spojka, hřídelové spojky, zubová spojka, přímé zuby, sférické zuby, návrh ozubení, výpočet ozubení, návrh zubové spojky, rozbor sférického ozubení, přenos výkonu, rešerše zubových spojek, CAD, MKP, Kiss-Soft, kontaktní tlak

## Abstract

This thesis centers around the topic of shaft couplings with a specific focus on spherical gear couplings. It comprises of two main parts. The first part is theoretical providing a comprehensive classification of couplings and their brief descriptions. Additionally, it includes passages on gear construction, which serves as a foundation for the practical part. Towards the end of the theoretical part, a market analysis is conducted. Among others comparing load capacities across various manufacturers.

The practical part is dedicated to the analytical and FEA-based design of spherical gearing, followed by a comparison of these two methods. Finally, the practical part culminates in the detailed design of a specific spherical tooth gear coupling tailored to predefined parameters, accompanied by production documentation.

## Key words

coupling, shaft couplings, gear coupling, straight teeth, spherical teeth, gearing design, gearing calculation, gear coupling design, spherical gearing analysis, power transmission, gear coupling recherche, CAD, FEA, Kisoft, contact pressure

## Obsah

1	Úvod.....	17
1.1	Úvod do diplomové práce .....	17
1.2	Cíl práce.....	17
2	Hřídelové spojky.....	17
3	Rozdělení spojek .....	18
4	Spojení spojky se soustavou.....	21
5	Zubová spojka .....	23
5.1	Přímé ozubení .....	23
5.2	Přímé ozubení s modifikací crowning.....	23
5.3	Sférické ozubení .....	23
6	Modifikace ozubení.....	24
7	Vůle v ozubení.....	25
8	Gumárenský hnětič .....	26
9	Rešerše trhu .....	27
9.1	Flender .....	27
9.2	CMD.....	31
9.3	KWD .....	35
9.4	SKF.....	39
9.5	Ostatní výrobci .....	41
10	Porovnání únosností konkurence.....	42
11	Provedení geometrického rozboru tvaru zakřiveného ozubení na kontaktu s objímkou.....	44
11.1	Profil ozubení .....	44
11.2	Maximální šířka ozubení.....	45
11.3	Výpočet rádiusu dotyku na roztečné kružnici.....	46
11.4	Určení minimální vůle $j_t$ .....	49
11.5	Výpočet kontaktních tlaků dle Hertzovy teorie .....	51
12	Navržení způsobu výpočtu tlaku na kontaktu sférického boku náboje a přímého boku objímky metodou MKP.....	52
12.1	Výchozí CAD model .....	53
12.2	Zvolení vhodného výpočtového modelu .....	56
12.2.1	Celistvé, nezjednodušené soukolí.....	57



12.2.2	Celistvé, upravené soukolí .....	57
12.2.3	Segmenty soukolí.....	57
12.2.4	Jeden zub pastorku a segment poháněného kola.....	58
12.2.5	Jeden zub pastorku a jeden zub poháněného kola.....	58
12.3	Úprava CAD modelů pro zvolený výpočtový model.....	58
12.3.1	Přímé ozubení.....	59
12.3.2	Sférické ozubení .....	61
12.3.3	Objímka .....	64
12.4	Sestava .....	67
12.5	Tvorba MKP modelu.....	69
12.5.1	Sférické ozubení .....	69
12.5.2	Objímka .....	71
12.5.3	Sestava.....	73
12.6	Simulace .....	74
12.6.1	Zhodnocení výsledků simulace .....	76
13	Porovnání s analytickým výpočtem Hertzova tlaku.....	80
14	Návrh konstrukce zubové spojky pro gumárenský hnětič na kroutící moment 480 kNm. ....	81
14.1	Navržení průměru hřídele .....	81
14.2	Kontrola únosnosti drážkování.....	82
14.3	Lícovaný šroub.....	84
14.4	Tupý svar .....	87
14.5	Ostatní svary.....	88
14.6	Mazivo.....	88
15	Zpracování sestavného výkresu a výrobní dokumentace náboje a objímky.....	88

## Seznam obrázků

Obr. 1 Funkce hřídelové spojky [42] .....	17
Obr. 2 Trubková spojka [6].....	19
Obr. 3 Korýtková spojka [6].....	19
Obr. 4 Kotoučová spojka [6].....	19
Obr. 5 Ozubcová spojka [6].....	19
Obr. 6 Oldhamova spojka [6] .....	19
Obr. 7 Kloubová spojka [6].....	19
Obr. 8 Jednostranná zubová spojka [6].....	19
Obr. 9 Typy nepřesností mezi dvěma spojovanými hřídeli [43] .....	20
Obr. 10 Spojovací prvky zajišťující přenos kroutícího momentu [5].....	21
Obr. 11 Spojovací prvky zajišťující přenos axiální síly [5] .....	21
Obr. 12 Spojovací prvky zajišťující přenos točivého momentu i axiální síly [5] .....	22
Obr. 13 Způsoby spojení hřídele s nábojem [2] .....	22
Obr. 14 Sférické ozubení [44] .....	23
Obr. 15 Zubová spojka s přímými zuby [3].....	23
Obr. 16 Zubová spojka se sférickými zuby [3] .....	23
Obr. 17 Modifikace ozubení [9] .....	24
Obr. 18 Vůle v přímém ozubení – detail zubu [11] .....	25
Obr. 19 Vůle v přímém ozubení [11].....	25
Obr. 20 Typy interních mixérů [15].....	26
Obr. 21 Paralelní pohon mixéru pomocí zubových spojek [16] .....	26
Obr. 22 Typy provedení zubových spojek ZW [18].....	27
Obr. 23 Zubová spojka typu ZWN [18].....	28
Obr. 24 Zubová spojka typu ZZS [18] .....	28
Obr. 25 Zubová spojka typu ZZW [18].....	28
Obr. 26 Zubová spojka typu ZWH [18].....	28
Obr. 27 Zubová spojka typu ZWBT [18] .....	28
Obr. 28 Zubová spojka typu ZWBG [18].....	28
Obr. 29 Zubová spojka typu ZWB [18] .....	28
Obr. 30 Zubová spojka typu ZWTR [18] .....	28

Obr. 31	Zubová spojka typu ZBR [18].....	29
Obr. 32	Zubová spojka typu ZWS [18].....	29
Obr. 33	Zubová spojka typu ZWNV [18].....	29
Obr. 34	Zubová spojka typu ZWSE [18].....	29
Obr. 35	Zubová spojka typu ZWTR [18] .....	29
Obr. 36	Zubová spojka typu ZBR [18].....	29
Obr. 37	Zubová spojka typu ZWS [18].....	29
Obr. 38	Zubová spojka typu ZWNV [18].....	29
Obr. 39	Typy provedení zubových spojek ZN [18].....	30
Obr. 40	Zubová spojka typu ZNNA [18].....	30
Obr. 41	Zubová spojka typu ZNZA [18] .....	30
Obr. 42	Zubová spojka typu ZNN na velké ax. úchytky [18] .....	30
Obr. 43	Zubové spojky podporující doplněk K7TLP [24] .....	31
Obr. 44	Přehled spojek Flexident Senior [22] .....	32
Obr. 45	Základní provedení Flexident Junior [23] .....	33
Obr. 46	Flexident Junior s adaptérem [23] .....	33
Obr. 47	Flexident Junior s vloženou hřídelí [23].....	33
Obr. 48	Flexident Junior ve vertikálním provedení [23].....	33
Obr. 49	Flexident Junior s přímým brzdovým kotoučem [23].....	33
Obr. 50	Flexident Z ve standartním provedení [23] .....	34
Obr. 51	Flexident Z s adaptérem [23] .....	34
Obr. 52	Flexident Z s jednostranně zvětšeným axiálním posuvem [23].....	34
Obr. 53	Flexident Z s vloženou hřídelí [23] .....	34
Obr. 54	Flexident Z s oboustranně zvětšeným axiálním posuvem [23].....	34
Obr. 55	Flexident Z ve vertikálním provedení [23].....	34
Obr. 56	Typy provedení zubových spojek KWD [27] .....	35
Obr. 57	Provedení těsnění [27].....	35
Obr. 58	KWD model A [27].....	36
Obr. 59	KWD model B [27].....	36
Obr. 60	KWD model C [27].....	36
Obr. 61	KWD model S [27] .....	36
Obr. 62	KWD model H [27] .....	36

Obr. 63 KWD model U [27] .....	36
Obr. 64 S pojistným zařízením pro limitaci max. přenášeného točivého momentu pomocí předepnutých hrotů [27].....	37
Obr. 65 Se spojením s hřídelem pomocí řízeného nalisování pomocí hydrauliky [27].....	37
Obr. 66 S osazením pro bubnovou brzdu a jednostraně omezeným axiálním posunutím [27].....	37
Obr. 67 S ovládaním záběru (při nulových otáčkách) [27] .....	37
Obr. 68 S pojistnými střížnými kolíky a olejovým mazáním [27] .....	37
Obr. 69 Ve vertikálním provedení [27].....	37
Obr. 70 S přímým brzdovým diskem na náboji, adaptérem a řízeným nalisováním hřídelí na nábojích [27] .....	38
Obr. 71 S rozdílným počtem zubů na obou stranách z důvodu redukce vibrací při paralelních pohonech (náš případ) [27] .....	38
Obr. 72 S pouze jedním naklápecím nábojem (ZWTR, S PA) [27] .....	38
Obr. 73 S těsněním pomocí kovového vlnovce [27].....	38
Obr. 74 Fast-Turbo spojky pro největší rychlosti s mazáním pomocí vstřikování oleje [27] .....	38
Obr. 75 S adaptérem a těsněním pomocí kovového vlnovce s připojením na příruby [27] .....	38
Obr. 76 GC od 10 do 70 [30] .....	40
Obr. 77 GC od 80 do 200 [30] .....	40
Obr. 78 GCSE od 10 do 70 [30] .....	40
Obr. 79 GCSE od 80 do 120 [30] .....	40
Obr. 80 GCS [30] .....	40
Obr. 81 GCV [30].....	40
Obr. 82 GCSL jednostranná [30] .....	41
Obr. 83 GCSL oboustranná [30] .....	41
Obr. 84 GCFS [30] .....	41
Obr. 85 KTR [45].....	41
Obr. 86 Rexnord [46] .....	41
Obr. 87 Lovejoy [47] .....	41
Obr. 88 ESCO [48] .....	41
Obr. 89 Rokee [49].....	41
Obr. 90 RENK [50] .....	41
Obr. 91 Doporučený normálový profil ozubení .....	44

Obr. 92 Určení maximální možné šířky sférického ozubení .....	45
Obr. 93 Pomocný 3D model sférického ozubení.....	45
Obr. 94 Řez sférickým zubem .....	46
Obr. 95 Určení parametru $v$ .....	47
Obr. 96 Určení maximálního úhlu naklopení $\epsilon$ .....	47
Obr. 97 Určení zaoblení boku zubu $r_b$ .....	47
Obr. 98 Vzpříčení sférického ozubení .....	49
Obr. 99 Určení minimální vůle $jt$ .....	49
Obr. 100 Přepočítání do směru $jt$ .....	50
Obr. 101 Kontakt dvou obecných válců [32].....	51
Obr. 102 Definování základních parametrů ozubení.....	53
Obr. 103 Definování normálového profilu .....	53
Obr. 104 Odstranění tolerancí na hlavě náboje a patě objímky.....	54
Obr. 105 Určení mezních rozměrů lícování.....	54
Obr. 106 Doplnění mezních rozměrů.....	55
Obr. 107 Odečtení minimální vůle $jt$ vygenerovaného ozubení.....	55
Obr. 108 Finální ozubení - opřeno vlevo.....	56
Obr. 109 Finální ozubení - opřeno vpravo .....	56
Obr. 110 Exportovaný 3D model spojky s přímými zuby.....	56
Obr. 111 Celistvé, nezjednodušené soukolí [51].....	57
Obr. 112 Celistvé, upravené soukolí [52] .....	57
Obr. 113 Segmenty soukolí [53].....	57
Obr. 114 Jeden zub pastorku a segment poháněného kola [54] .....	58
Obr. 115 Jeden zub pastorku a jeden zub poháněného kola [55].....	58
Obr. 116 Promítnutí objemové geometrie náboje.....	59
Obr. 117 Skica středního průřezu náboje .....	59
Obr. 118 Oříznutí přebytečného objemu zubu náboje .....	60
Obr. 119 Rozdělení objemu přímého zubu .....	60
Obr. 120 Izometrický pohled na upravený přímý zub.....	60
Obr. 121 Boční pohled na upravený přímý zub.....	60
Obr. 122 Výchozí skica pro vytvoření sférického ozubení.....	61
Obr. 123 Křivka tažení normálového průřezu .....	61

Obr. 124 Tažení normálového průřezu .....	62
Obr. 125 Tažení pomocné geometrie .....	62
Obr. 126 Tažení pomocné geometrie .....	62
Obr. 127 Rozdělení krusty od zbytku objemu .....	62
Obr. 128 Rozdělení na segmenty krusty .....	62
Obr. 129 Oříznutí taženého objemu na správnou šířku .....	63
Obr. 130 Finální oříznutí sférického zubu .....	63
Obr. 131 Přidání pomocné geometrie .....	64
Obr. 132 Odebrání nepotřebného materiálu objímky .....	64
Obr. 133 Rozdělení krusty od zbytku objemu objímky .....	65
Obr. 134 Nařiznutí geometrie z důvodu lokálního zjemnění sítě.....	65
Obr. 135 Pomocná geometrie objímky .....	66
Obr. 136 Model upravené objímky .....	66
Obr. 137 Zavazbení objímky k roviny XZ .....	67
Obr. 138 Definování symetrie objímky vůči rovině XY .....	67
Obr. 139 Definování symetrie sférického zubu vůči rovině XY.....	68
Obr. 140 Zavazbení bodů dotyku.....	68
Obr. 141 Sestava připravená pro MKP analýzu.....	68
Obr. 142 Spojení sítí rozdělených objemů náboje .....	69
Obr. 143 Definování pomocné 2D sítě náboje .....	69
Obr. 144 Definování brickové sítě krusty náboje .....	70
Obr. 145 Definování elementů zbytkového objemu náboje .....	70
Obr. 146 Izometrický pohled na MKP model sférického zubu .....	71
Obr. 147 Poloviční průřez sítí sférického zubu.....	71
Obr. 148 Spojení sítí rozdělených objemů objímky.....	71
Obr. 149 Definování brickové sítě krusty objímky .....	72
Obr. 150 Definování lokálního zahuštění sítě v patě objímky .....	72
Obr. 151 Izometrický pohled na MKP model objímky.....	73
Obr. 152 Poloviční průřez sítí objímky .....	73
Obr. 153 MKP model připravený na aplikaci okrajových podmínek.....	73
Obr. 154 Definování stupňů volnosti pro bod náboje.....	74
Obr. 155 Definování stupňů volnosti na vnějším povrchu objímky.....	74

Obr. 156 Definování zátěžného momentu.....	74
Obr. 157 Definování tření v kontaktu .....	75
Obr. 158 Model před výpočtem .....	75
Obr. 159 Kontaktní tlak náboj - přímý zuby .....	77
Obr. 160 Kontaktní tlak náboj - sférický zub .....	77
Obr. 161 Kontaktní tlak objímka - přímý zub .....	77
Obr. 162 Kontaktní tlak objímka - sférický zub .....	77
Obr. 163 Redukované napětí v patě přímého zubu .....	77
Obr. 164 Redukované napětí v patě sférického zubu .....	77
Obr. 165 Redukované napětí v patě objímky - přímý zub.....	77
Obr. 166 Redukované napětí v patě objímky - sférický zub.....	77
Obr. 167 Kontaktní tlak náboj 480 kNm.....	78
Obr. 168 Kontaktní tlak náboj 960 kNm.....	78
Obr. 169 Kontaktní tlak objímka 480 kNm.....	78
Obr. 170 Kontaktní tlak objímka 960 kNm.....	78
Obr. 171 Redukované napětí náboj 480 kNm.....	78
Obr. 172 Redukované napětí náboj 960 kNm.....	78
Obr. 173 Redukované napětí objímka 480 kNm .....	78
Obr. 174 Redukované napětí objímka 960 kNm .....	78
Obr. 175 Zubová spojka ZAKU-N H od výrobce KWD [27].....	81
Obr. 176 Vstupní parametry výpočtu drážkování .....	83
Obr. 177 Výsledné drážkování .....	83
Obr. 178 Lícovaný šroub [55].....	84
Obr. 179 Průřez objemem maziva .....	88
Obr. 180 Izometrický pohled na navrhnutou zubovou spojku.....	89
Obr. 181 Zubová spojka v řezu.....	89

## Seznam tabulek

Tab. 1 Porovnání únosností .....	43
Tab. 2 Porovnání max. provozního natočení.....	43
Tab. 3 Citlivostní analýza výpočtového modelu .....	76
Tab. 4 Přímé vs Sférické pro 480 kNm .....	79
Tab. 5 Nominální zatížení vs přetížení sférické .....	79
Tab. 6 Porovnání při zatížení 480 kNm .....	80
Tab. 7 Porovnání při zatížení 960 kNm .....	80



## Přehled použitých zkratk a symbolů

$R_h$	rádus hlavy sférického ozubení při uvažování sražení [mm]
$R$	rádus roztečné kružnice sférického ozubení [mm]
$h_o$	jednotková výška hlavy zubu objímky
$h_n$	jednotková výška hlavy zubu náboje při uvažování sražení [-]
$m$	modul ozubení [mm]
$M_k$	kroutící moment [kNmm]
$b_{max}$	maximální doporučená šířka sférického ozubení [mm]
$b$	zvolená šířka sférického ozubení [mm]
$v$	výška vrchlíku [mm]
$C_b$	soudečkovitost na boku zubu [mm]
$s_{nm}$	šířka zubu uprostřed sférického ozubení [mm]
$s_{ne}$	šířka zubu na kraji sférického ozubení [mm]
$z$	počet zubů ozubení [-]
$\alpha$	úhel záběru na roztečné kružnici [°]
$\alpha_{d+2v}$	úhel záběru na kružnici $d+2v$ [°]
$r_b$	rádus zaoblení boku zubu [mm]
$\varepsilon/2$	maximální naklopení náboje umožňující rádus $r_b$ [°]
$\psi$	zvolené provozní naklopení náboje spojky [°]
$\rho_{Hmax}$	maximální Hertzův tlak v kontaktu [MPa]
$E^*$	efektivní modul pružnosti [MPa]
$R$	efektivní rádus [mm]
$F$	síla na jeden zub [N]
$L$	styčná délka válce s rovinou [mm]
$\nu$	poissonova konstanta [-]
$d$	roztečný průměr přímého ozubení [mm]
$k_z$	součinitel přenosu zubů [-]
$d_{hr}$	průměr hřídele [mm]
$F_{oš}$	síla působící na roztečné kružnici na jeden šroub [N]
$d_d$	průměr dříku [mm]
$M_{ut}$	utahovací moment [Nmm]

# 1 Úvod

## 1.1 Úvod do diplomové práce

Diplomovou práci zadala společnost Wikov Gear s.r.o. Jedná se o Plzeňský výrobní závod specializující se na odvětví těžby ropy a plynu, cementárny a zpracování minerálů, cukrovarny, energetiku a rychloběžné převodovky spadající pod Wikov Industry. Výrobní závod se nachází uvnitř komplexu Škodových závodů. [1]

Společnost Wikov se více než 100 let specializuje na výrobu ozubených kol a převodovek. Úspěch společnosti tkví v letech zkušeností a používání těch nejmodernějších technologií. Tato kombinace umožňuje společnosti Wikov vyrábět špičkové produkty s progresivním konstrukčním řešením a nadstandartními technickými parametry. [1]

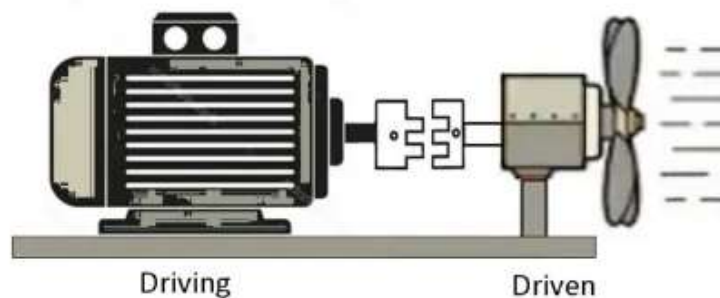
## 1.2 Cíl práce

Cílem teoretické části je přinést čtenáři základní přehled o funkci spojek, jejich rozdělení a o typických vlastnostech daných kategorií. Dále ho informovat o aktuálním stavu trhu a připomenout některé pasáže z konstrukce ozubených kol potřebné v praktické části.

Cílem praktické části je porovnání analytického a numerického přístupu návrhu ozubení a konstrukční návrh konkrétní zubové spojky pro gumárenský hnětič.

# 2 Hřídelové spojky

Hřídelové spojky jsou důležitým mezičlánkem mezi hnacím a hnaným strojem. Jejich základní funkce je spojování dvou hřídelů, které vykonávají rotační pohyb a přenos točivého momentu mezi nimi. Kromě této základní funkce některé spojky plní i další funkce, brání přetížení pracovního stroje, vyrovnává nepřenosnosti mezi dvěma hřídeli, tlumí rázy, ovládání přenosu točivého momentu apod. [2]



Obr. 1 Funkce hřídelové spojky [42]

Při konstrukčním návrhu je důležité [2]:

- Spojky umisťovat co nejbližší ložiska (snížení ohybového momentu vlivem hmotnosti spojky)
- Spojky by měly být snadno rozebíratelné a servisovatelné, a pokud možno co nejlehčí
- Rychloběžné spojky řádně staticky i dynamicky vyvážit
- Dodržení bezpečnosti (zamezit konstrukčním výstupkům, částem, za co by se šlo zavadit)

### 3 Rozdělení spojek

Velké množství různých typů spojek různých vlastností a provedení lze rozdělit podle různých hledisek jako např. konstrukce, dynamické vlastnosti, způsob ovládní, způsob přenos výkonu apod. Dle ČSN 02 6400 se dělí následovně.

- Mechanické neovládané
- Mechanické ovládané
- Hydraulické
- Elektrické
- Magnetické

S ohledem na téma práce se věnujme zejména mechanickým neovládaným spojkám, ty se dále rozdělují na:

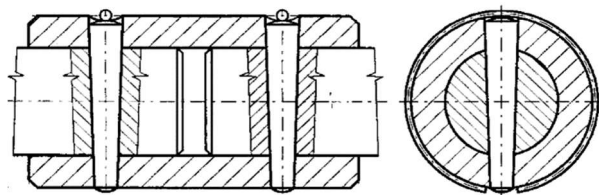
- Nepružné
  - o Pevné (kolíková, korýtková, pevná kotoučová)
  - o Vyrovnávací (ozubcová, oldhamova, kloubová, zubová)
- Pružné
  - o S kovovým pružným členem (s vinutými pružinami, s vloženým pružným pásem, vlnovcová, spirálová)
  - o S nekovovým pružným členem (kotoučová s pryží, pouzdry, s pryží, kotoučem, obroučová spojka, ozubcová s pružným elementem).

Pevnými spojkami se dosahuje trvale pevného spojení dvou hřídelů bez možnosti jejich relativního pohybu. Proto tyto spojky vyžadují dokonalou souosost, jakékoli přídatné posuvy vyvolávají v součástích spojky značné přídatné napětí. Nemají vůle ve stykových plochách což je výhodné z hlediska přenosu proměnných kroutících momentů či při časté reverzaci pohybu. Jsou jednoduché a levné. [3]

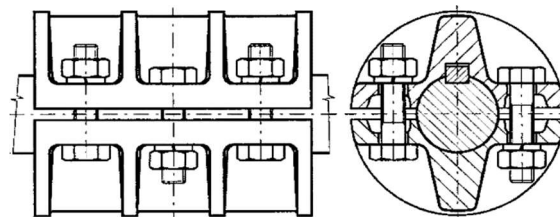
Vyrovnávací spojky umožňují při nepružném přenosu kroutícího momentu relativní pohyb dvou spojuvaných hřídelů a tím umožňují kompenzaci vůle a nepřesností. Rozsah kompenzace závisí na použitém typu spojky. Některé se zaměřují na větší rozsah kompenzace, některé zas na větší únosnost. [3]

Úchyly mohou být axiální, radiální, úhlové či jejich kombinace – viz. obr.9.

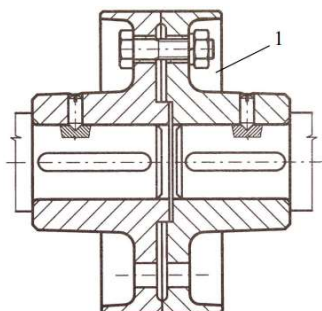
Příklady pevných nepružných spojek:



Obr. 2 Trubková spojka [6]

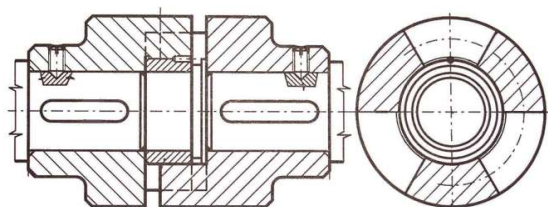


Obr. 3 Korýtková spojka [6]

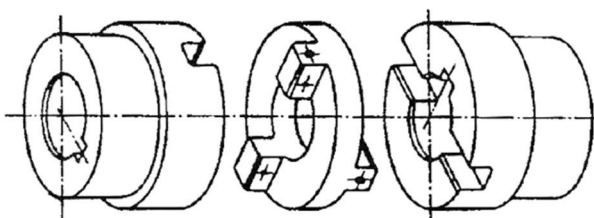


Obr. 4 Kotoučová spojka [6]

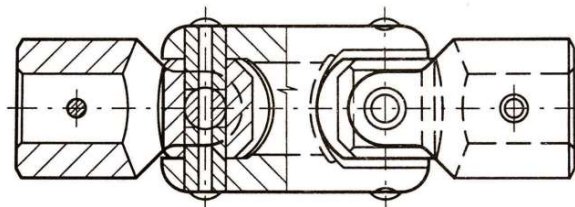
Příklady vyrovnávacích nepružných spojek:



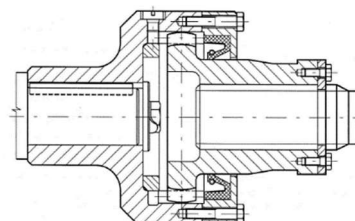
Obr. 5 Ozubcová spojka [6]



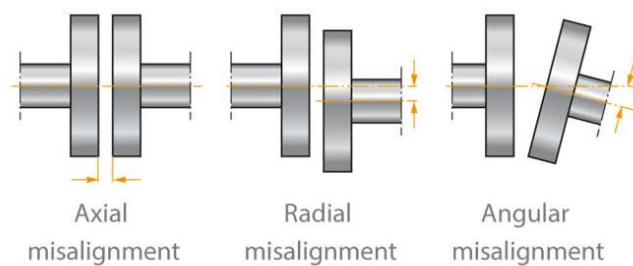
Obr. 6 Oldhamova spojka [6]



Obr. 7 Kloubová spojka [6]



Obr. 8 Jednostranná zubová spojka [6]



Obr. 9 Typy nepřesností mezi dvěma spojovanými hřídeli [43]

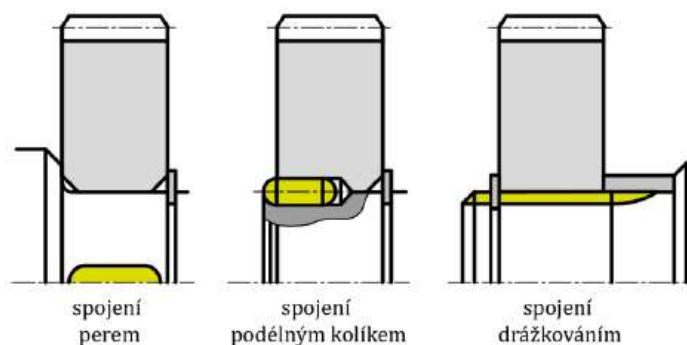
Pružné spojky kromě umožnění jistého vzájemného relativního pohybu spojovaných hřídelí navíc tlumí dynamické jevy vznikající během provozu strojních zařízení (rázy, vibrace apod.) [3]. Tyto dynamické jevy mohou mít za následek předčasné opotřebení až poškození strojních částí. Kombinací konstrukce a materiálu pružných elementů je možno vytvořit velké množství spojek s různými vlastnostmi [2].

## 4 Spojení spojky se soustavou

Způsob provedení spojení mezi hřídelem a nábojem závisí především na druhu zatížení, přenášeném výkonu a otáčkách, požadavcích na funkci spojky a na snadnosti a rychlosti montáže a demontáže [2]. Spojení lze obecně dělit podle toho, zdali je rozebíratelné či nerozebíratelné nebo podle odebraných stupňů volnosti.

### Spojovací prvky zajišťující přenos kroutícího momentu

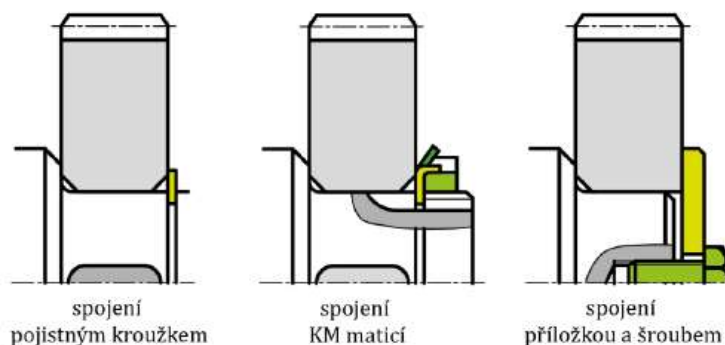
Tyto prvky je pro kompletní zajištění pozice dílů nutno ještě doplnit prvky zajišťující axiální posunutí. Do této kategorie patří např. spojení perem, drážkováním nebo podélným kolíkem. [5]



Obr. 10 Spojovací prvky zajišťující přenos kroutícího momentu [5]

### Spojovací prvky zajišťující přenos axiální síly

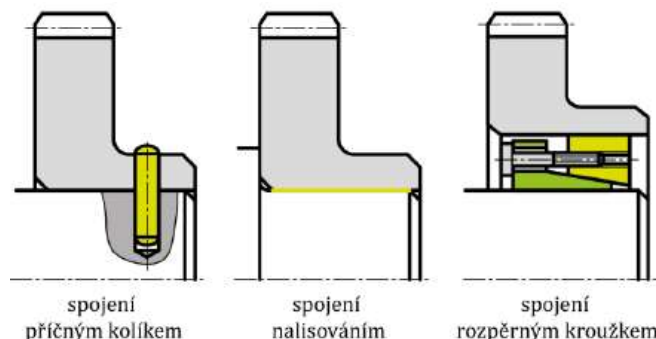
Velmi často se používají společně s prvky zajišťujícími přenos kroutícího momentu pro kompletní zajištění pozice náboje na hřídeli. Bez jejich použití by se mohl náboj po hřídeli svévolně posouvat. Do této kategorie patří např. spojení pojistným kroužkem, KM maticí či příložkou a šroubem [5]. Z druhé strany je náboj obvykle opřen o osazení hřídele.



Obr. 11 Spojovací prvky zajišťující přenos axiální síly [5]

### Spojovací prvky zajišťující přenos točivého momentu i axiální síly

Tyto prvky samy o sobě plně zajišťují náboj na hřídeli. Patří mezi ně např. spojení příčným kolíkem, nalisováním či rozpěrným kroužkem [5].

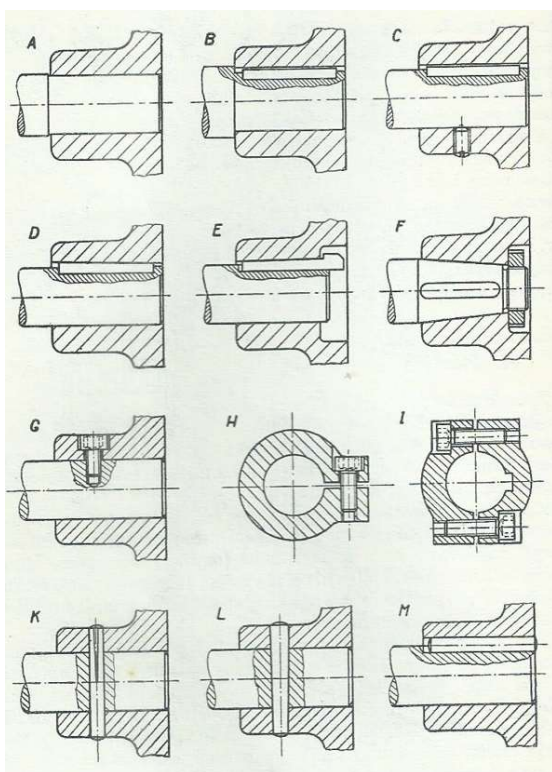


Obr. 12 Spojovací prvky zajišťující přenos točivého momentu i axiální síly [5]

Pro přenos proměnných sil, vratný či reverzní pohyb je třeba použít spojení u něhož jsou vymezeny vůle mezi hřídelí a nábojem. Pro tyto případy bývá nejčastěji používáno nalisování nebo spojení pomocí klínů. Náboj může být nalisován na válcovou či kuželovou plochu. [2]

U běžných strojních součástí se nejčastěji používá spojení perem se zajištěním axiální polohy.

Souhrn způsobů spojení hřídele s nábojem dle [2] je znázorněn na obr 13.



A – nalisování na válcovou plochu

B – pero se zajištěním axiální polohy nalisováním

C – pero se zajištěním axiální polohy stavěcím šroubem

D, E – klín

F – nalisování na kuželový konec hřídele a zajištění perem proti protočení a KM maticí proti ax. posunu

G – příčný šroub

H – svěrné spojení

I – svěrné spojení zajištěné perem proti protočení

K, L – příčný kolík

M – podélný kolík, nutno axiálně zajistit!

Obr. 13 Způsoby spojení hřídele s nábojem [2]

## 5 Zubová spojka

Přenos točivého momentu je realizován pomocí kontaktu mezi zuby ozubených kol s totožným počtem zubů. Obvykle se navrhuje vnitřní ozubení objímky širší než vnější ozubení náboje, a to z důvodu zajištění jistého axiálního posuvu náboje. Zubové spojky jsou kromě své velké únosnosti známé také schopností kompenzaci úchylek, svými relativně malými rozměry a robustností. [3] Zubových spojek existuje nepřehledné množství. Více v kapitole 9.

### 5.1 Přímé ozubení

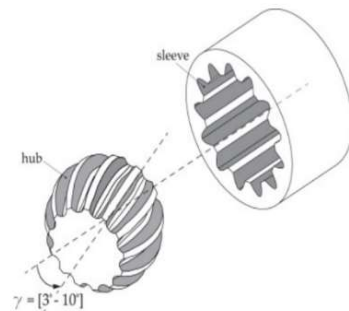
Aby se umožnily úhlové vychylky musí mít ozubení velkou boční vůli. Při úhlové vychylce pak dochází k velmi nežádoucímu hranovému styku mezi zuby. Při změně smyslu otáčení dochází k rázům v ozubení. Z těchto důvodů není doporučeno pro naklápěcí zubovou spojku volit běžné přímé ozubení. Výhoda přímého ozubení je však ve vyšší únosnosti v nevychýleném stavu. [3]

### 5.2 Přímé ozubení s modifikací crowning

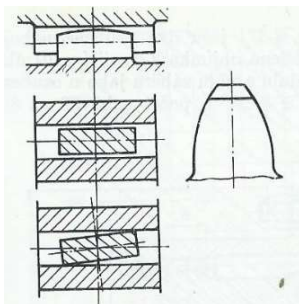
Na bocích zubů jsou provedeny modifikace lead crowning s konstantním rádiusem zakřivení. To způsobí zvětšení kontaktní plochy při naklopení oproti obyčejným přímým zubům, kde dochází k nežádoucímu hranovému styku. Při nevychýleném stavu však dochází k poklesu únosnosti oproti běžnému přímému ozubení. Modifikace je výhradně prováděna na zubech náboje. [7]

### 5.3 Sférické ozubení

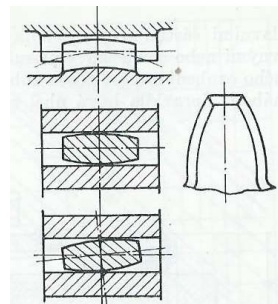
Sférický tvar zubu s nekonstantním rádiusem zakřivení boku se dá vytvořit např. pomocí tažení středního profilu po roztečné kružnici se zvoleným rádiusem křivosti kolmo na normálový profil. Tento typ ozubení umožňuje při malém radiálním, axiálním i úhlovém vychýlení dostatečnou únosnost [2]. Sférizace umožňuje při naklopení rozložení síly do ještě větší styčné plochy, a tudíž se tlaky v kontaktu oproti přímému ozubení s modifikací crowning ještě dále snižují [7]. Hodí se pro přenos malých i velkých točivých momentů. Mohou správně fungovat i se zmenšenou boční vůlí. Návrh a výroba je složitější [3]. Dají se použít i v nejtěžších provozech se změnou smyslu otáčení [3]. Spojka vyžaduje dobré mazání, neboť nejsou-li hřídele souosé, zuby náboje a objímky se po sobě při každé otáčce posouvají [2]. Sférické ozubení je výhradně vyráběno na náboji [7]. Podrobný rozbor sférického ozubení je popsán v kapitole 11.



Obr. 14 Sférické ozubení [44]



Obr. 15 Zubová spojka s přímými zuby [3]

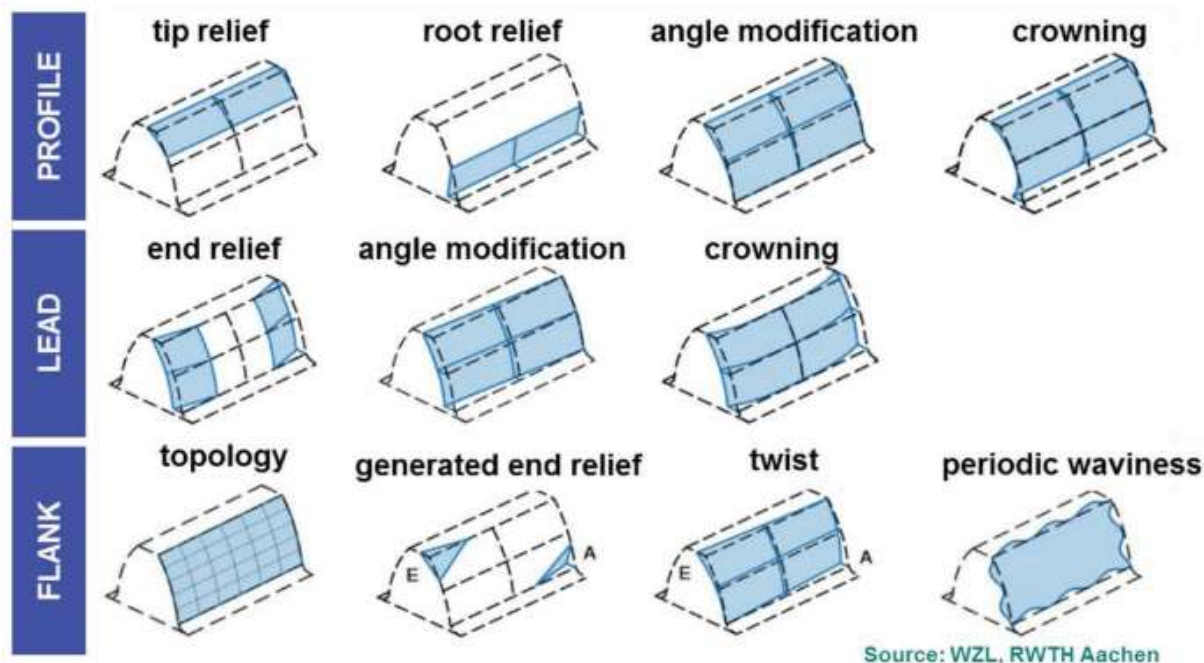


Obr. 16 Zubová spojka se sférickými zuby [3]



## 6 Modifikace ozubení

Výchozí tvar zubu lze měnit modifikacemi. Ty se používají z různých důvodů.



Obr. 17 Modifikace ozubení [9]

Modifikace lze rozdělit např. dle [9] podle modifikované oblasti.

Spojky rozebrané v sekci 5.2. používají modifikaci typu lead crowning s konstantním zakřivením [7].

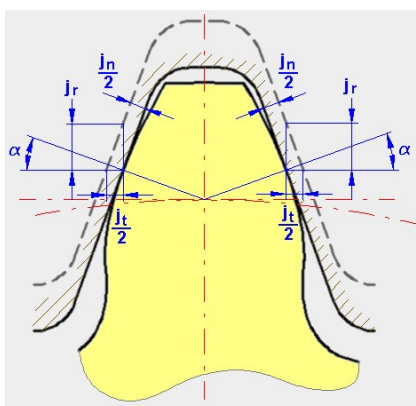
## 7 Vůle v ozubení

Vůle v ozubení je záměrná mezera mezi ozubenými koly. Umožňuje jim určitý stupeň volnosti pohybu bez vzájemné interakce. Správné určení vůlí v ozubení zajišťuje hladký a spolehlivý chod během provozu. Příliš vysoká vůle snižuje přesnost ozubení, zvyšuje hluk a vibrace během chodu, snižuje životnost a účinnost ozubení. [10].

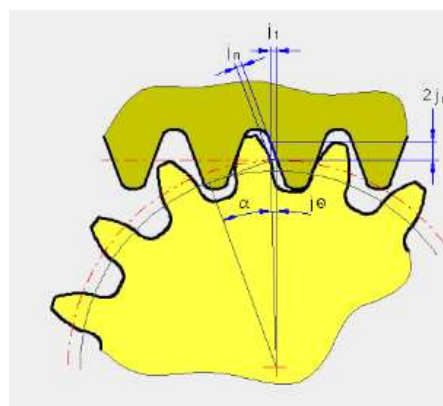
U čelních ozubených kol se rozlišují následující typy vůlí:

- Kruhová boční vůle  $j_t$  [mm]
- Normální boční vůle  $j_n$  [mm]
- Středová boční vůle  $j_r$  [mm]
- Úhlová boční vůle  $j_\phi$  [°]

Jednotlivé typy vůlí jsou mezi sebou provázány vztahy, dohledatelné např. na [11]



Obr. 18 Vůle v přímém ozubení – detail zubu [11]

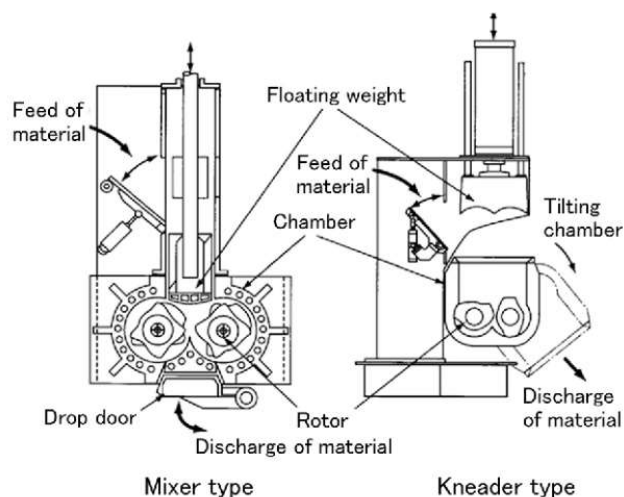


Obr. 19 Vůle v přímém ozubení [11]

Z hlediska návrhu zubové spojky je důležité vhodně zvolit vůli  $j_t$ . Zvolená vůle  $j_t$  musí umožňovat požadované úhlové naklonění spojky. Zvolení vhodné vůle  $j_t$  je podrobně rozepsáno v kapitole 11.4.

## 8 Gumárenský hnětič

Gumárenský hnětič je speciální stroj spadající do skupiny interních mixerů. Slouží k hnětení a promíchávání těstovitové směsi gumového materiálu (kaučuku) s různými aditivy a přísadami. Proces se obvykle provádí pomocí dvou speciálních hnětičových rotorů. Výsledkem je promnutá gumová hmota s ideálně homogenně rozptýlenými přísadami, která slouží jako polotovár na další zpracování (výroba pneumatik, kabelů, hadic apod.). Existují v širokém měřítku provedení od miniaturních laboratorních až po těžké průmyslové. [12]



Obr. 20 Typy interních mixerů [15]



Obr. 21 Paralelní pohon mixéru pomocí zubových spojek [16]

Používají se zejména 2 typy takovýchto strojů. Mixérový, kdy se do násypky vloží suroviny, které jsou pomocí pístu s horním klátem uzavřeny do komory. V komoře dojde k prohnětení směsi a po ukončení procesu se odsune spodní klát a odebere se prohnětená směs. Dále se dá v praxi setkat s hnětičovým provedením, které funguje na stejném principu, akorát se liší způsobem plnění a odebrání směsi. [15]

Na obr. 21 jsou vidět náboje zubových spojek pohánějící zvlášť každý rotor.

Pro návrh spojek takovýchto zařízení se uvažuje bezpečnost dle různých výrobců v rozsahu 1,5-3 [18, 20, 21, 23, 27, 30]. Firma Wikov uvažuje, že v důsledku dynamických jevů (např. rozběh, doběh, apod.) může být nejvyšší možný zatěžující moment oproti nominálnímu až dvojnásobný. Maximální moment by se měl vyskytovat co nejméně a spojka mu dokáže odolávat pouze krátkodobě.

## 9 Rešerše trhu

Rešerše trhu byla provedena na základě čtyř uznávaných výrobců zubových spojek.

### 9.1 Flender

Společnost Flender je původem Německá strojírenská firma, aktuálně spadající pod The Carlyle Group sídlící ve Washingtonu v USA. Specializuje se na převodovky, spojky, generátory do větrných elektráren a na jednotlivé komponenty jako např. sady kuželových ozubených kol, maziva a upínací prvky. Výrobní závody se nachází po celém světě. [17]

Společnost nabízí celou řadu hřídelových spojek, zaměříme se na sortiment zubových spojek, jež firma nabízí v kategorii torzně tuhých spojek pod označením ZAPEX ZW a ZAPEX ZN GEAR COUPLING. Rešerše byla provedena na základě katalogu FLE10.1 z roku 2023.

Úvod katalogu se týká postupu pro správný výběr konkrétní spojky. Výrobce zde mimo jiné uvádí součinitele bezpečnosti dle provozu. Pro hnětiče firma doporučuje volit koeficient 1,5. Pro výběr zubových spojek uvádí i součinitel teplotního namáhání. Výsledný bezpečnostní součinitel je součin těchto dílčích bezpečností. Dle postupu společnosti je doporučeno volit spojku jež bude dimenzována na točivý moment větší než požadovaný ustálený provozní točivý moment vynásobený celkovým součinitelem bezpečnosti.

#### Spojky ZAPEX ZW

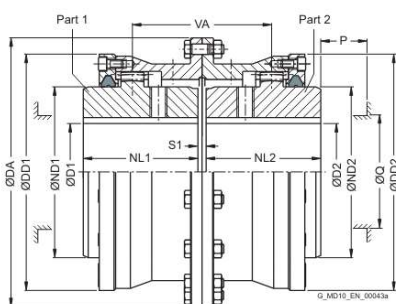
Spojka je utěsněna pomocí DUO těsnících kroužků. Díky bočním víčkům je umožněna jejich snadná výměna. Zuby mohou být mazány olejem nebo vazelinou. Těsnící kroužky DUO zabraňují unikání maziva do okolí a vniknutí nečistot do prostoru zubů. Pro běžné typy se uvádí maximální vychýlení 1°. Vyrábí se ve 31 velikostech pro zatížení od 1300 do 7200000 Nm. Spojky mohou být mazány olejem či plastickým mazivem.

Výrobce nabízí tyto spojky v provedení dle obr. 22.

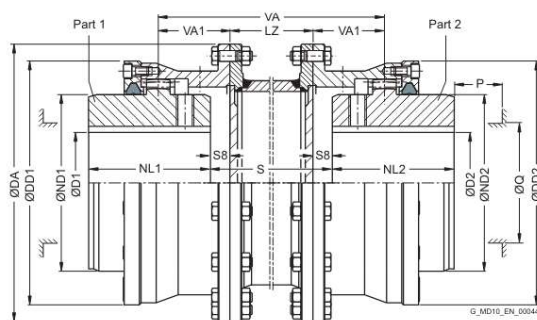
Type	Description
ZWN	Standard type
ZZS	with adapter
ZZW	with intermediate shaft
ZWH	with coupling sleeve
ZWBT	with offset brake disk
ZWBG	with straight brake disk
ZWB	with brake drum
ZWTR	for rope drums
ZBR	with shear pins
ZWS	Clutch
ZWNV	Vertical type
ZWSE	Simple clutch-coupling combination

Obr. 22 Typy provedení zubových spojek ZW [18]

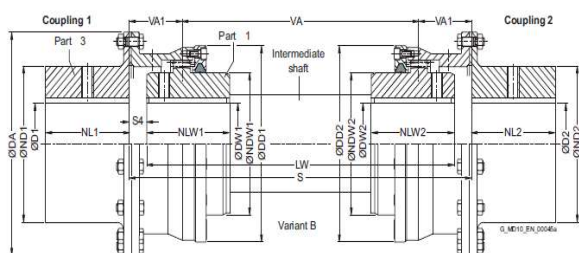
Grafické znázornění spojek je shrnuto na následujících straně.



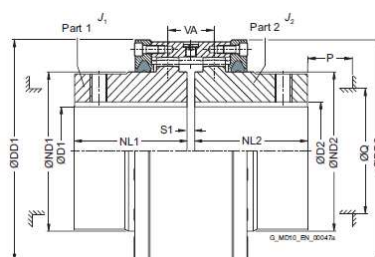
Obr. 23 Zubová spojka typu ZWN [18]



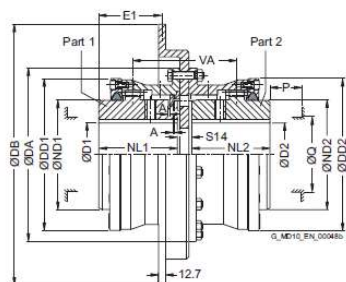
Obr. 24 Zubová spojka typu ZZS [18]



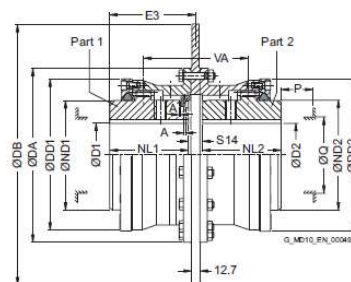
Obr. 25 Zubová spojka typu ZZW [18]



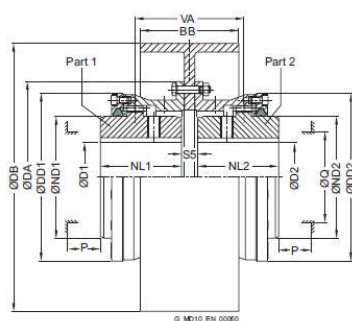
Obr. 26 Zubová spojka typu ZWH [18]



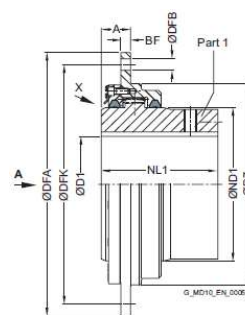
Obr. 27 Zubová spojka typu ZWBT [18]



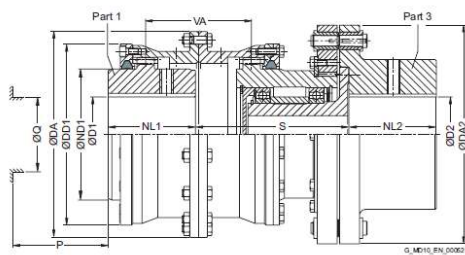
Obr. 28 Zubová spojka typu ZWBG [18]



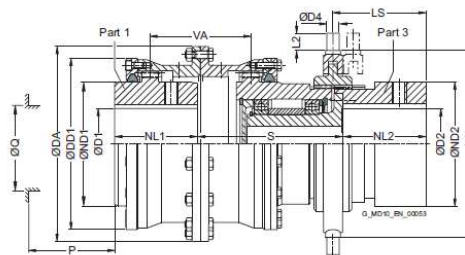
Obr. 29 Zubová spojka typu ZWB [18]



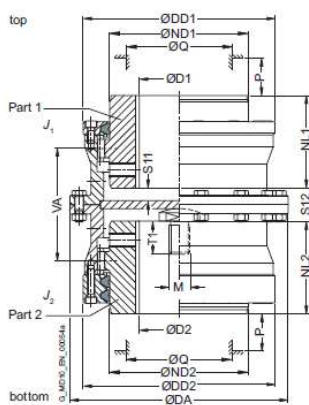
Obr. 30 Zubová spojka typu ZWTR [18]



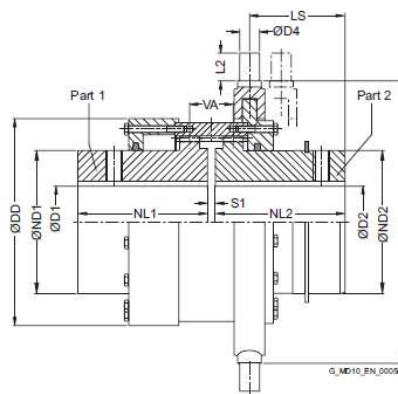
Obr. 31 Zubová spojka typu ZBR [18]



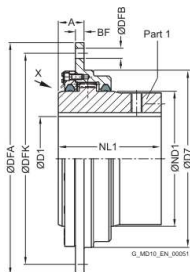
Obr. 32 Zubová spojka typu ZWS [18]



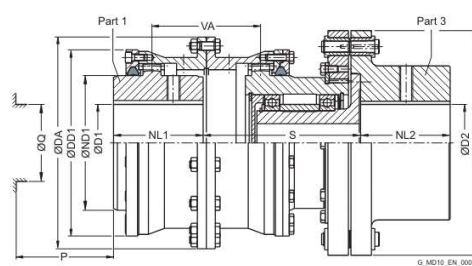
Obr. 33 Zubová spojka typu ZWNV [18]



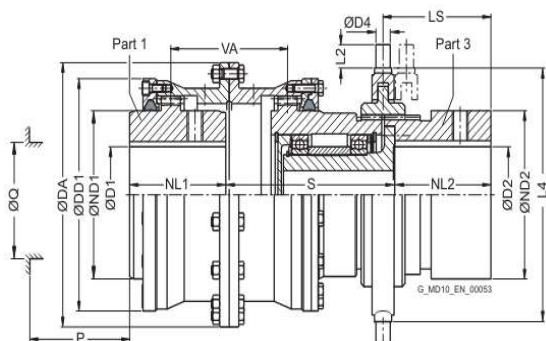
Obr. 34 Zubová spojka typu ZWSE [18]



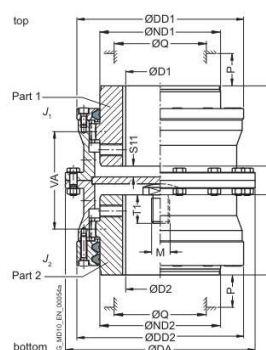
Obr. 35 Zubová spojka typu ZWTR [18]



Obr. 36 Zubová spojka typu ZBR [18]



Obr. 37 Zubová spojka typu ZWS [18]



Obr. 38 Zubová spojka typu ZWNV [18]

## Spojky ZAPEX ZN

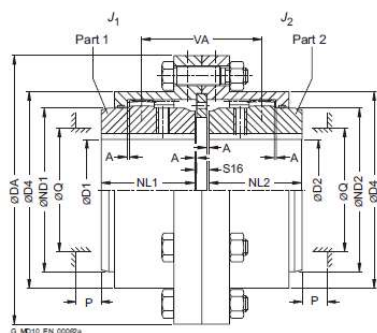
Výrobce nabízí tyto spojky v provedení dle obr. 39.

Type	Description
ZNN	Standard type
ZNZS	with adapter
ZNW	with intermediate shaft
ZNBG	with straight brake disk
ZNNA	With axial backlash limiter
ZNZA	With adapter and axial backlash limiter
ZNNV	Vertical type
ZNN	For axial displacement

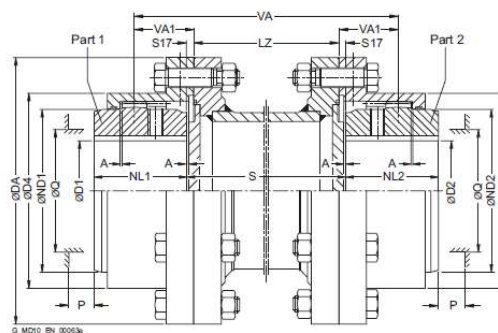
Obr. 39 Typy provedení zubových spojek ZN [18]

Sortiment se oproti ZW nepatrně liší. Navíc je dostupné provedení ZNNA, ZNZA a ZNN pro velké ax. odchylky. Typy ZWH, ZWBT, ZWB, ZWTR, ZBR, ZWS jsou dostupné pouze pro verzi ZW.

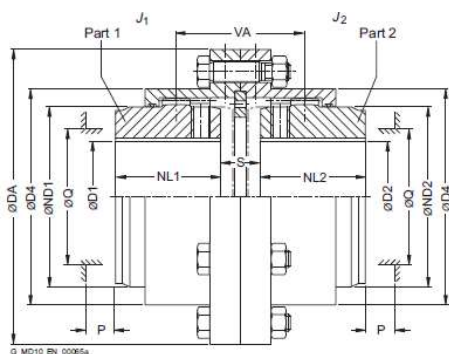
Oproti ZW je pro provoz doporučena pouze vazelína. Dále se liší způsobem utěsnění (O-kroužek) a obímka nemá boční víčka. Pro běžné typy se uvádí maximální vychýlení jedné části 0,5°. Vyrábí se ve 12 velikostech pro zatížení od 1020 do 162500 Nm. Spojky ZAPEX ZN jsou mazané pouze plastickým mazivem.



Obr. 40 Zubová spojka typu ZNNA [18]



Obr. 41 Zubová spojka typu ZNZA [18]



Obr. 42 Zubová spojka typu ZNN na velké ax. úchytky [18]

## 9.2 CMD

Počátky společnosti CMD sahají až do roku 1901, kdy Andre Citroen založil v Paříži továrnu na výrobu převodovek. V roce 1920 v Cambrai založil svou společnost Robert Messian. A do třetice v roce 1922 v Nevers byla založena pobočka společnost Durand specializující se na šnekové převodovky. Spojením těchto subjektů vzniká dosud působící firma CMD. Aktuálně tato firma spadá pod francouzskou industriální skupinu Le Groupe CIF de Bussy a patří mezi přední světové dodavatele celých pohonů, převodovek a spojek [19].

Společnost své zubové spojky nabízí pod obchodním názvem Flexident Senior, Flexident Junior a Flexident Z.

Na internetových stránkách společnosti CMD jsou k dispozici katalogy pro všechny 3 typy, tyto publikace se zejména soustředí na popis sortimentu. Manuály pro montáž a údržbu jsou vydané zvlášť.

Na začátku všech katalogů je opět uveden postup určení točivého momentu a bezpečnosti z hlediska provozních jevů. Spojka se volí tak, aby měla únosnost nejbližší vyšší než součin bezpečnosti a nominálního točivého momentu při ustáleném stavu.

### Flexident Senior

Spojky jsou těsněny O-kroužky, které jsou součástí vyndavacího víčka. Nejmodernější konstrukce optimalizována pomocí pokročilých MKP technologií [20]. Výrobce nabízí tyto spojky jako ultra kompaktní [20]. Spojky Flexident Senior jsou mazány plastickým mazivem.

### Flexident Junior

Spojky jsou těsněny O-kroužky, které jsou umístěny do tělesa objímky spojky. Spojky jsou obvykle mazané plastickým mazivem. Při speciálním požadavku od zákazníka jdou upravit i na mazání olejem. Rozměry přírub dle normy AGMA9008-B00 [20,23].

### Flexident Z

Spojky jsou těsněny O-kroužky, které jsou součástí vyndavacího víčka. Plně v souladu s normou Sid 545 604-A [20,23]. Spojky jsou obvykle dodávány s plastickým mazivem. Při speciálním požadavku od zákazníka jdou upravit i na mazání olejem, to se doporučuje zejména u větších modelů.

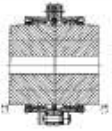

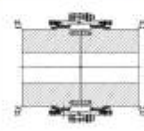

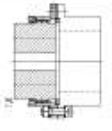

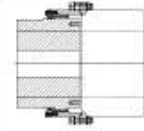

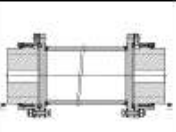

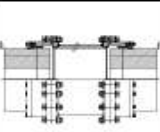

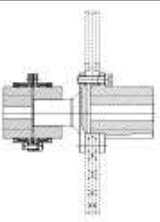

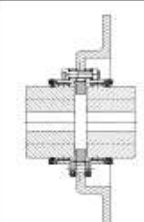
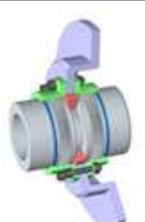
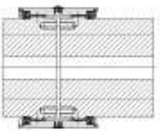

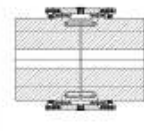
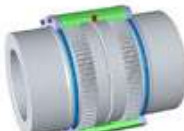
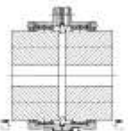

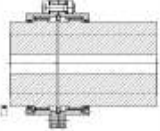

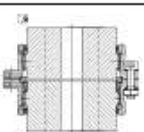

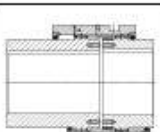

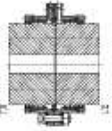

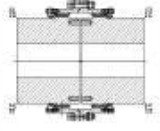

Výrobce nabízí jako doplněk ke svým spojkám pojistný prvek proti překročení maximálního točivého momentu K7TLP. V podstatě se jedná o dodatečnou pojistnou střižnou spojku v radiálním provedení. Doplněk umožňuje při přesmyknutí čepů doběh poháněného hřídele pomocí vlastních ložisek. Prodejce uvádí, že toto zařízení je kompatibilní s typy dle obr. 43. Dále s řadou flexacier/Winflex PA. [24]



Obr. 43 Zubové spojky podporující doplněk K7TLP [24]



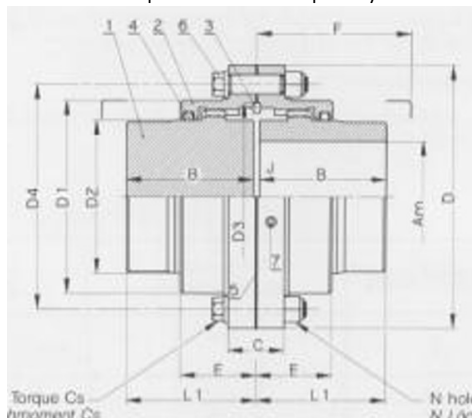
Obr 44 je převzat z katalogu pro Flexident Senior a udává souhrn všech nabízených typů. Technické parametry a řady konkrétních typů jsou dále v katalogu do podrobně rozebrány.

Standard models for general applications					
	<p><b>Type S</b> page 6 Nominal Torque: 1 200 up to 190 000 Nm Max bore : 50 up to 280 mm</p>			<p><b>Type S</b> page 7 Nominal torque: 255 000 up to 4 950 000 Nm Max bore : 310 up to 800 mm</p>	
	<p><b>Type S PA</b> page 8 Nominal torque: 1 200 up to 190 000 Nm Max bore : 50 up to 280 mm</p>			<p><b>Type S PA</b> page 9 Nominal torque: 255 000 up to 4 950 000 Nm Max bore : 310 up to 800 mm</p>	
	<p><b>Type S E</b> page 10 Nominal torque: 1 200 up to 190 000 Nm Max bore : 50 up to 280 mm</p>			<p><b>Type S E</b> page 11 Nominal torque: 255 000 up to 4 950 000 Nm Max bore : 310 up to 800 mm</p>	
	<p><b>Type S DF</b> page 12 Application for brake disc Nominal torque: 3 000 up to 43 000 Nm Max bore : 68 up to 170 mm</p>			<p><b>Type S DFC</b> page 13 Application for brake disc elbow Nominal torque: 1 200 up to 190 000 Nm Max bore : 50 up to 280 mm</p>	
	<p><b>Type S BM</b> page 14 Monobloc cover Nominal torque: 1 200 up to 190 000 Nm Max bore : 50 up to 280 mm</p>			<p><b>Type S BM</b> page 15 Monobloc cover Nominal torque: 255 000 up to 4 950 000 Nm Max bore : 310 up to 800 mm</p>	
	<p><b>Type S JL</b> page 16 Limited end float Nominal torque: 1 200 up to 190 000 Nm Max bore : 50 up to 280 mm</p>			<p><b>Type S ML-ML2</b> page 17 Long hub Nominal torque: 1 200 up to 138 000 Nm Max bore : 50 up to 250 mm</p>	
	<p><b>Type S V</b> page 18 Vertical mounting Nominal torque: 1 200 up to 190 000 Nm Max bore : 50 up to 280 mm</p>			<p><b>Type S DB</b> page 19 Clutch system Nominal torque: 1 200 up to 138 000 Nm Max bore : 50 up to 250 mm</p>	
	<p><b>Type S R</b> page 20 Reinforced Coupling Nominal torque: 1 855 up to 302 450 Nm Max bore : 50 up to 280 mm</p>			<p><b>Type S R</b> page 21 Reinforced Coupling Nominal torque: 400 000 up to 7 780 000 Nm Max bore : 310 up to 800 mm</p>	

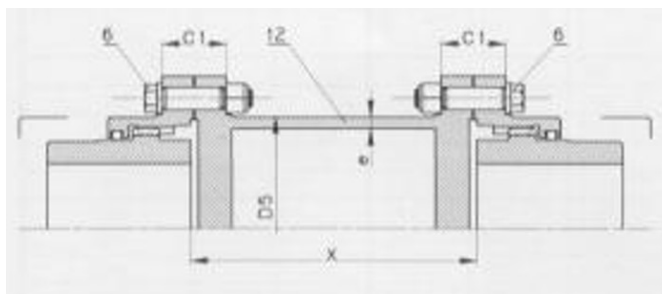
Obr. 44 Přehled spojek Flexident Senior [22]

Flexident Senior má velice podobný sortiment jako spojky od Flendera. Ten navíc disponuje typy ZZW, ZWB a ZBR.

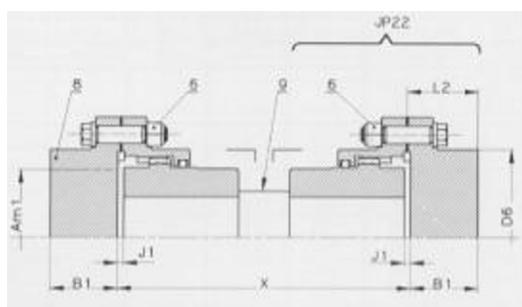
Flexident Junior se nabízí pouze ve variantě standart, s adaptérem, s vloženou hřídelí (Flender ZZW), ve vertikálním provedení a s přímým brzdovým kotoučem.



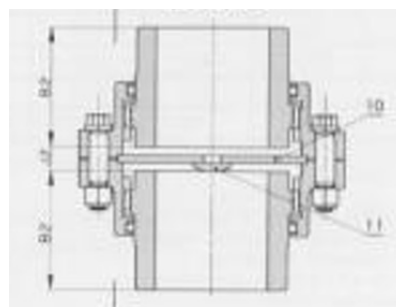
Obr. 45 Základní provedení Flexident Junior [23]



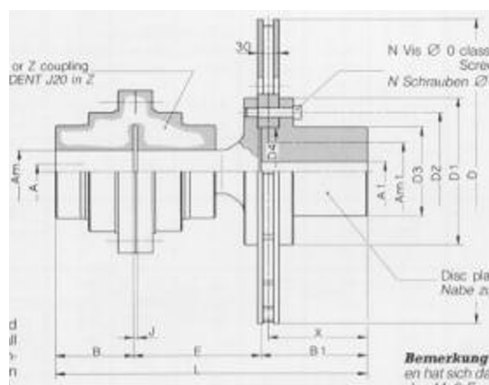
Obr. 46 Flexident Junior s adaptérem [23]



Obr. 47 Flexident Junior s vloženou hřídelí [23]

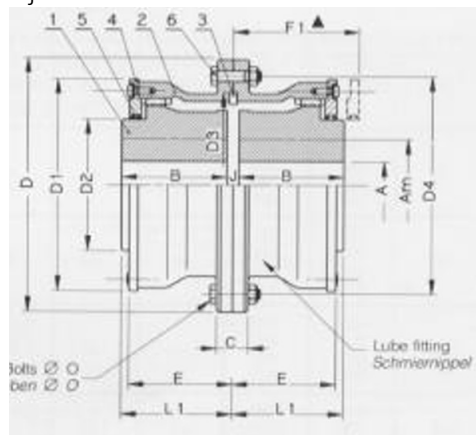


Obr. 48 Flexident Junior ve vertikálním provedení [23]

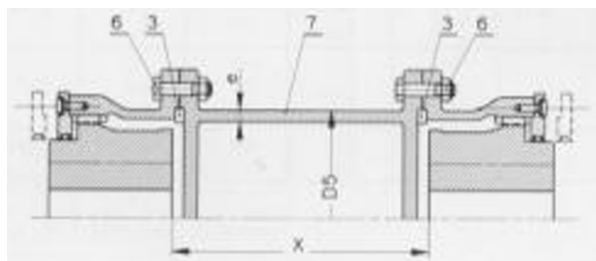


Obr. 49 Flexident Junior s přímým brzdovým kotoučem [23]

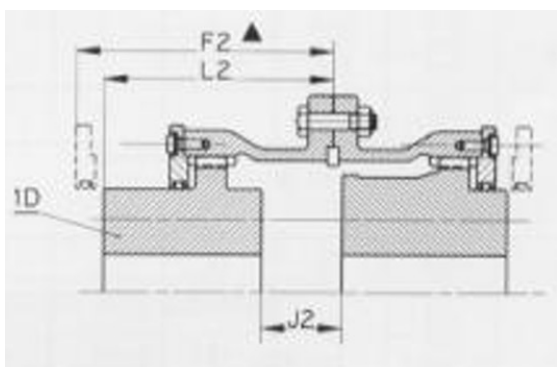
Flexident Z se nabízí pouze v provedení standart, s adaptérem, s vloženou hřídelí (Flender ZZW), standart s jednostranně nebo oboustranně zvětšeným axiálním posuvem a vertikální.



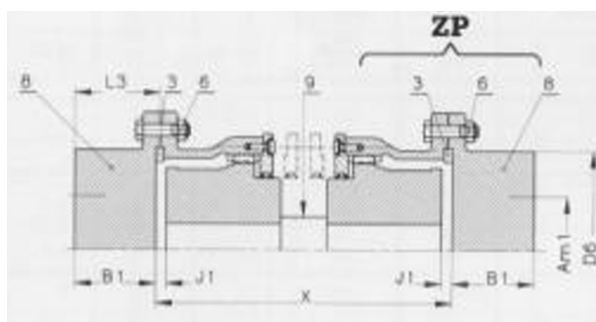
Obr. 50 Flexident Z ve standartním provedení [23]



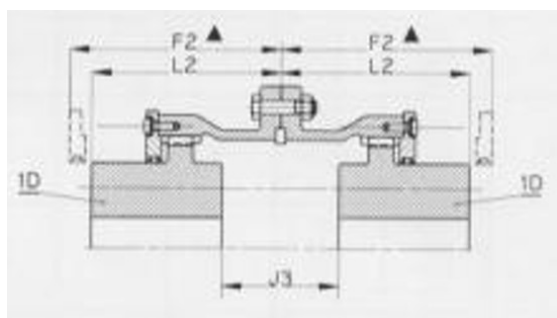
Obr. 51 Flexident Z s adaptérem [23]



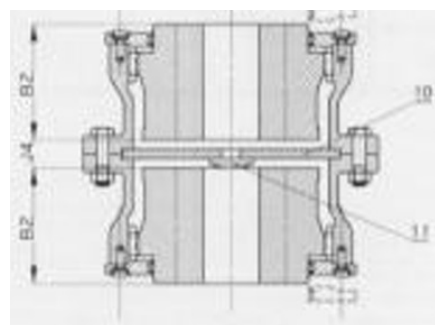
Obr. 52 Flexident Z s jednostranně zvětšeným axiálním posuvem [23]



Obr. 53 Flexident Z s vloženou hřídelí [23]



Obr. 54 Flexident Z s oboustranně zvětšeným axiálním posuvem [23]



Obr. 55 Flexident Z ve vertikálním provedení [23]

### 9.3 KWD

Kořeny společnosti KWD Kupplungswerk Dresden GmbH sahají až do období průmyslové revoluce. Byla založena sloučením několika různých strojírenských podniků v roce 1993. Specializuje se na výrobu spojek a zaujímá významné postavení v německém strojírenském průmyslu. Společnost KWD je známá díky svým vysoce kvalitními výrobkům. Aktivně provozuje výzkum a je součástí Výzkumného sdružení pro techniku přenosu energie díky čemuž má k dispozici nejnovější poznatky a výpočtové technologie. Společnost získala od Deutsche Bahn status dodavatele Q1 a je jediným evropským výrobcem poskytující spojky pro všechny kolejová vozidla. Její roční výrobní kapacita je 30000 sad spojek pro tranzitní železniční dopravu. [25, 26]

Společnost svůj sortiment rozděluje na průmyslové spojky a spojky pro kolejová vozidla. Zubové spojky nabízí pod průmyslovými spojkami pod obchodním názvem ZAKU-N. Následující přehled byl založen na katalogu KWN 21017.

Katalog opět popisuje způsob určení točivého momentu z požadovaného přenášeného výkonu a otáček. Kromě toho obsahuje tabulku, dle níž se dá určit konkrétní součinitel bezpečnosti v závislosti na podmínkách provozu. Opět platí, že se musí vybrat spojka, jež umožňuje přenést točivý moment větší než součin koeficientu bezpečnosti a ustáleného požadované nominálního točivého momentu. Krom toho je v katalogu základní popis zubových spojek, technické informace o provozu a údržbě spojek a doplňující informace týkající se objednávk.

Společnost nabízí své běžné zubové spojky v provedení dle obr. 56.

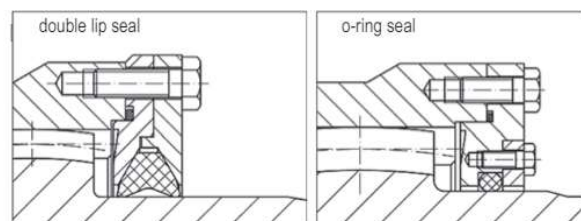
<b>Model A</b>	Standard design
<b>Model B</b>	Design for holding disc
<b>Model C</b>	Design axial clearance limited
<b>Model S</b>	Design with centrally located brake disc
<b>Model H</b>	Design with spacer
<b>Model U</b>	Design with undivided sleeve

Obr. 56 Typy provedení zubových spojek KWD [27]

Všechny zubové spojky firmy KWD mají těsnění zabudované do bočních víček, které jsou ke spojce přichyceny pomocí šroubů. Všechny typy je možno objednat v provedení s DUO lip těsněním anebo s běžným O-kroužkem. Běžné spojky společnosti KWD jsou mazány plastickým mazivem.

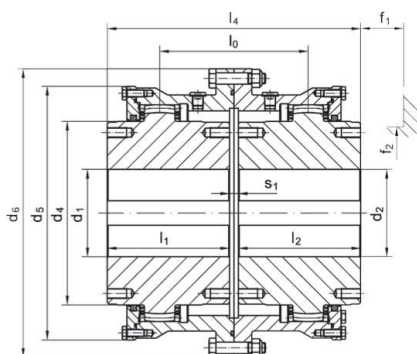
#### Design WD (radially replaceable seal)

All models are also available with radially replaceable double lip seal (WDD) or o-ring seal (WDR).  
In case of displacements  $> 1^\circ$  we recommend the use of the double lip seal (model WDD).

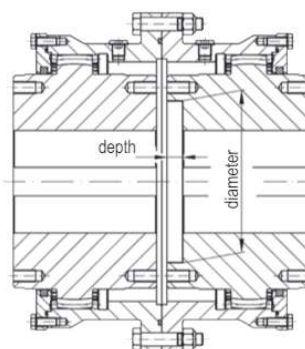


Obr. 57 Provedení těsnění [27]

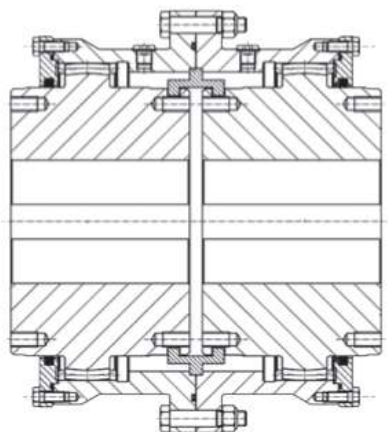
Grafické shrnutí běžných zubových spojek se nachází na obrázcích 58 až 63.



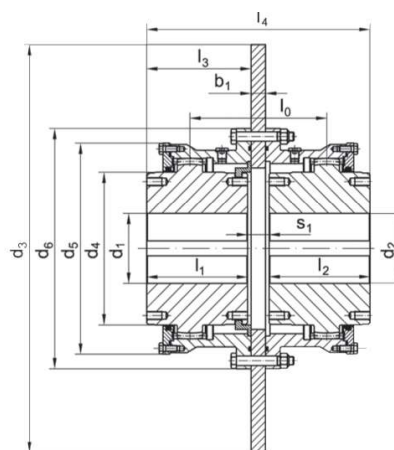
Obr. 58 KWD model A [27]



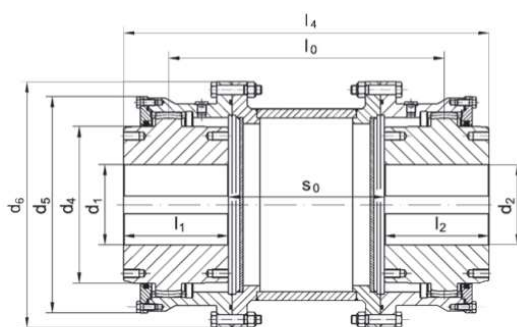
Obr. 59 KWD model B [27]



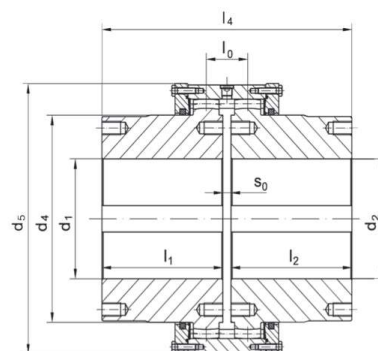
Obr. 60 KWD model C [27]



Obr. 61 KWD model S [27]

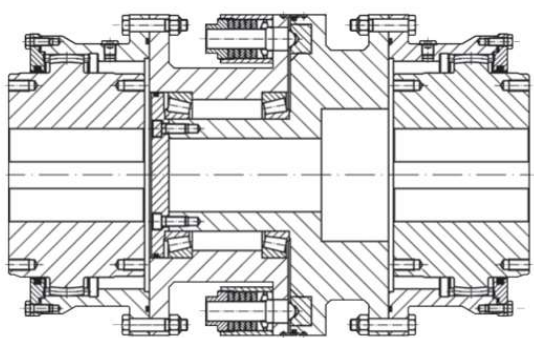


Obr. 62 KWD model H [27]

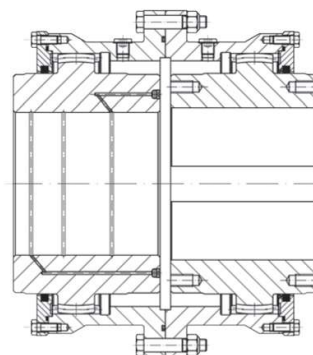


Obr. 63 KWD model U [27]

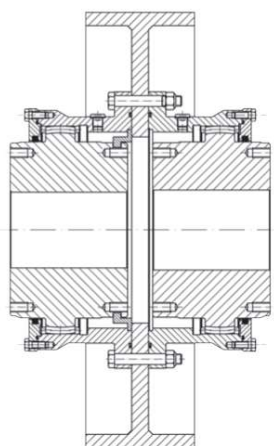
Společnost nabízí i speciální modely zubových spojek (Obr. 64 až 75).



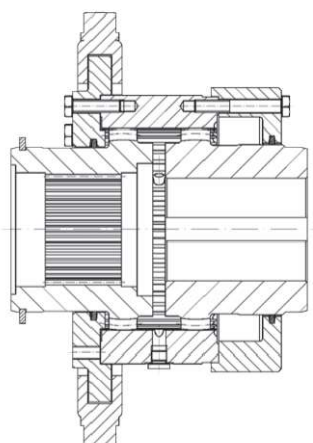
Obr. 64 S pojistným zařízením pro limitaci max. přenášeného točivého momentu pomocí předepnutých hrotů [27]



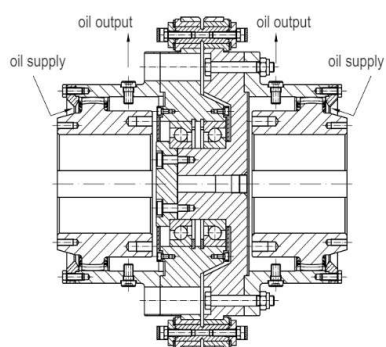
Obr. 65 Se spojením s hřídelem pomocí řízeného nalisování pomocí hydrauliky [27]



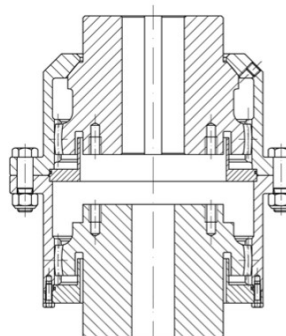
Obr. 66 S osazením pro bubnovou brzdu a jednostranně omezeným axiálním posunutím [27]



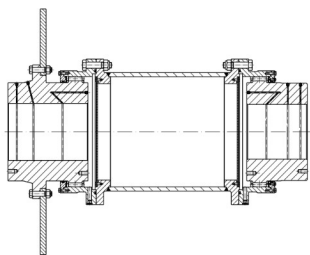
Obr. 67 S ovládaním záběru (při nulových otáčkách) [27]



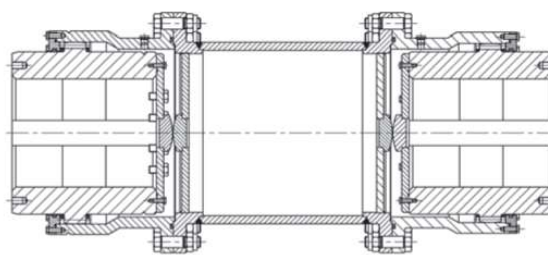
Obr. 68 S pojistnými střížnými kolíky a olejovým mazáním [27]



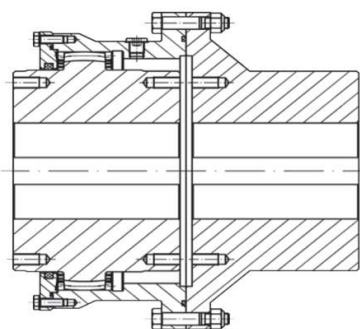
Obr. 69 Ve vertikálním provedení [27]



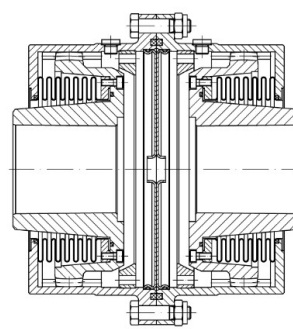
Obr. 70 S přímým brzdovým diskem na náboji, adaptérem a řízeným nalisováním hřídel na nábojích [27]



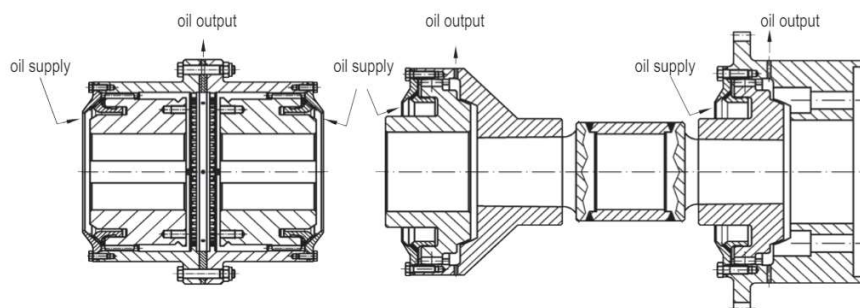
Obr. 71 S rozdílným počtem zubů na obou stranách z důvodu redukce vibrací při paralelních pohonech (naš případ) [27]



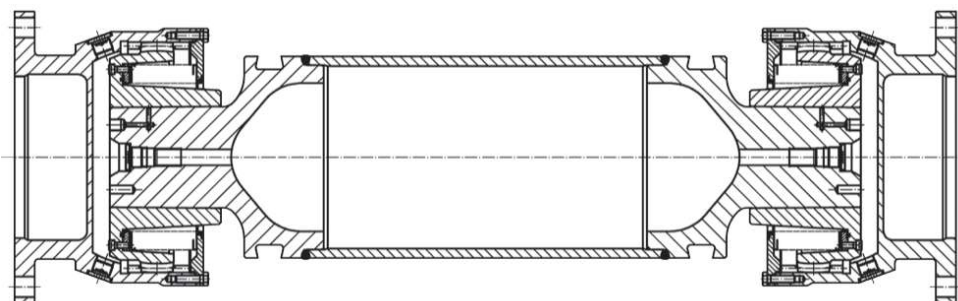
Obr. 72 S pouze jedním naklápecím nábojem (ZWTR, S PA) [27]



Obr. 73 S těsněním pomocí kovového vlnovce [27]



Obr. 74 Fast-Turbo spojky pro největší rychlosti s mazáním pomocí vstříkovaní oleje [27]



Obr. 75 S adaptérem a těsněním pomocí kovového vlnovce s připojením na příruby [27]

## 9.4 SKF

SKF je zkratka pro Svenska Kullagerfabriken (Švédská továrna na kuličková ložiska). Byla založena roku 1907 ve švédském Goteborgu. Společnost se specializuje zejména na vývoj a výrobu ložisek a těsnění. Pole působnosti zahrnují také systémy mazání, systémy přenosu výkonu a přípravky na údržbu a montáž. [28, 29].

Společnost SKF nabízí své hřídelové spojky v kategorii systému přenosu výkonu. Následující rozbor byl proveden na základě katalogu SKF 15822/2 EN z prosince 2023. S ohledem na téma práce se zaměříme pouze na zubové spojky.

Stejně jako u ostatních výrobců je na začátku kategorie zubových spojek popsán způsob výběru zahrnující výpočet nominálního točivého momentu a určení koeficientu bezpečnosti provozu. Nechybí ani návod k montáži. Zvolená spojka musí disponovat únosností větší než součin bezpečnosti provozu a nominálního točivého momentu.

Sortiment zubových spojek zahrnuje následující typy:

GC – standartní

GCSE – jednostranná

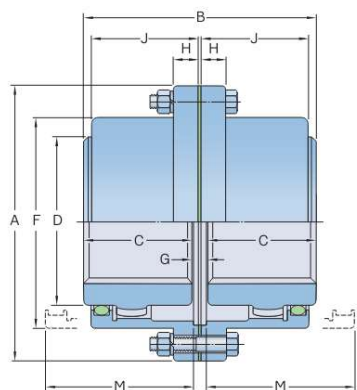
GCS – s adaptérem

GCV – vertikální

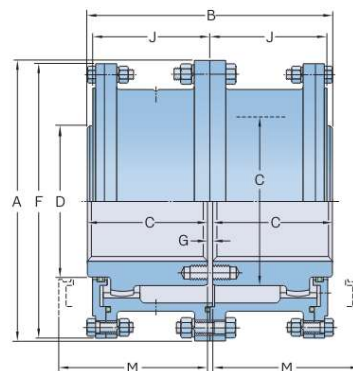
GCSL – s velkým axiálním posuvem

GCFS – s vloženou hřídelí

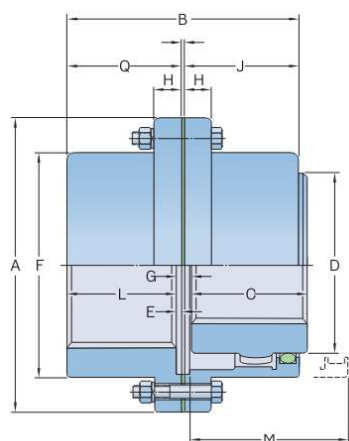




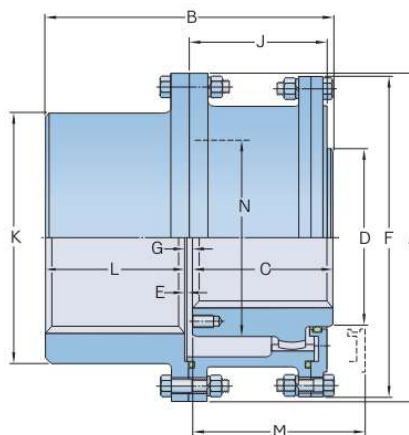
Obr. 76 GC od 10 do 70 [30]



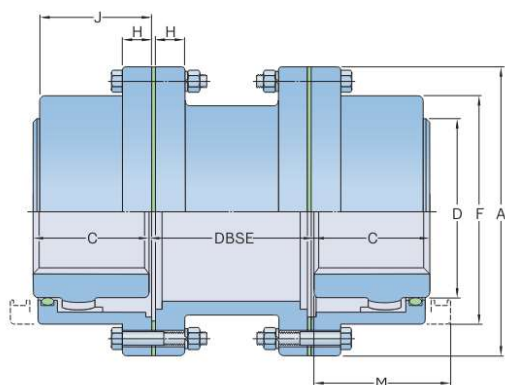
Obr. 77 GC od 80 do 200 [30]



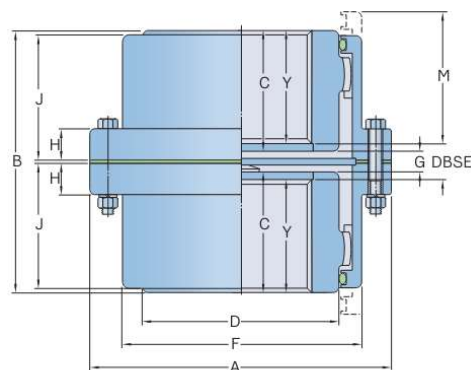
Obr. 78 GCSE od 10 do 70 [30]



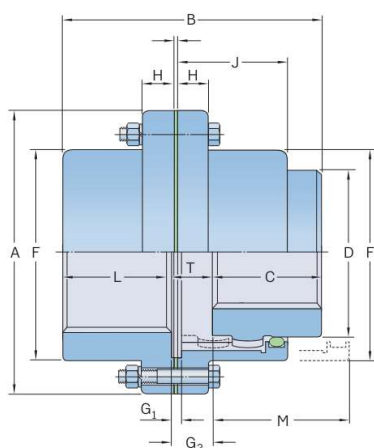
Obr. 79 GCSE od 80 do 120 [30]



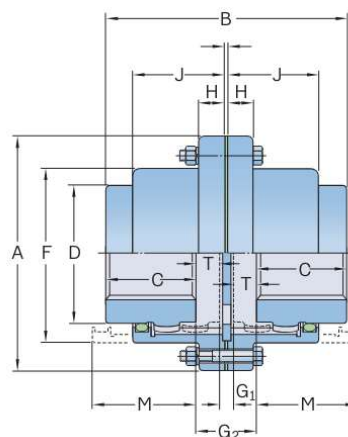
Obr. 80 GCS [30]



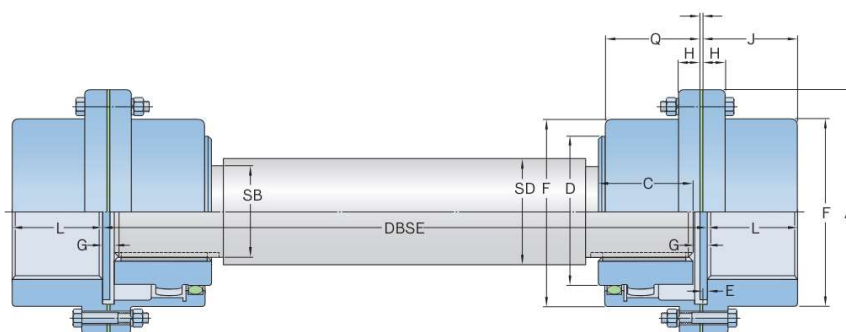
Obr. 81 GCV [30]



Obr. 82 GCSL jednostranná [30]



Obr. 83 GCSL oboustranná [30]



Obr. 84 GCSF [30]

## 9.5 Ostatní výrobci

Kromě výše uvedených společností na trhu působí řada dalších konkurentů. Patří mezi ně např. KTR, Rexnord, Lovejoy, ESCO, Rokee a Renk. Jejich sortiment je obdobný.



Obr. 85 KTR [45]



Obr. 86 Rexnord [46]



Obr. 87 Lovejoy [47]



Obr. 88 ESCO [48]



Obr. 89 Rokee [49]



Obr. 90 RENK [50]

## 10 Porovnání únosností konkurence

Únosnost zubové spojky popisuje zatížení, které je možno přenášet během provozu, aniž by došlo k jejímu selhání [3]. Zvolení prodejci nabízí své spojky v navzájem odlišných rozměrových řadách, konstrukčních provedeních a únosnostech. Z tohoto důvodu není možné přímo porovnat únosnost na jednom společném typu spojky.

Porovnání únosností mezi konkurenčními produkty proto bude provedeno pro základní model z důvodu minimální odchylky konstrukčního provedení napříč výrobci. Jelikož je úkolem přenést jmenovitý točivý moment 480 kNm, z katalogu výrobců pro porovnání byly vybrány konkrétní spojky, jež by pro tento případ byly zvoleny.

Na únosnosti se nejvíce projevuje použitý materiál, jeho tepelné a chemicko-tepelné zpracování, návrh ozubení i konstrukce zbytku spojky.

Únosnost mezi různými typy spojek se dá posoudit například porovnáním rozměrů spojek s přenášeným točivým momentem. Buď zvlášť anebo se oba parametry dají shrnout do speciálního ukazatele  $U$ , jež bude podílem jmenovitého točivého momentu ku maximálnímu vnějšímu průměru  $D_{max}$ .

$$U = \frac{M_j}{D_{max}} \left[ \frac{kNm}{m} = kN \right]$$

Čím bude tento ukazatel vyšší, tím výrobce nabízí lepší únosnost v menším zástavbovém prostoru.

Kromě únosnosti se dá porovnávat řada dalších vlastností spojek jako je např. maximální provozní úhlové vychýlení, možný axiální posun, cena apod.

Porovnání únosností je v tab. 1.

Tab. 1 Porovnání únosností

Výrobce	Typ	Únosnost [kNm]	Max. průměr [m]	Koeficient U
CMD	S400	525	0,735	714,28571
CMD	SR400	848,54	0,735	1154,4762
Flender	ZWN 640	510	0,738	691,05691
KWD	ZAKU-N A 50000	500	0,734	681,19891
SKF	120GC	555	0,838	662,29117

Společnost CMD nabízí jednu velikost v běžném provedení a v provedení s vyšší únosností, obě verze byly zahrnuty do shrnutí.

Společnost Flender nabízí i řadu spojek ZNN, jelikož řada jejich únosností končí na 162,5 kNm, do shrnutí tento typ nebyl zahrnut.

Z tab. 1. je vidět, že společnost CMD nabízí nejlepší poměr únosnost/max.průměr pro tento konkrétní případ a to jak v případě běžné varianty, tak zesílené, u které je tento poměr ještě více markantní. Na druhou stranu se tato firma specializuje spíše na větší spojky s větší únosností. Je-li požadavek přenášet momenty menší než 255 kNm je vhodné zvolit spojky ostatních výrobců. Z tab. 2 je vidět, že co se týče maximální provozního naklopení jsou parametry spojek CMD nejhorší.

Shrnutí max. provozního natočení

Tab. 2 Porovnání max. provozního natočení

Výrobce	Typ	Max. natočení [°]
CMD	S400	0,85
CMD	SR400	0,85
Flender	ZWN 640	1
KWD	ZAKU-N A 50000	1,25
SKF	120GC	1,14

Při porovnávání různých typů spojek je důležité předem zvolit klíčová kritéria ohodnocení pro dané použití. Finální spojku je vhodné zvolit i s ohledem na ostatní parametry a cenu.

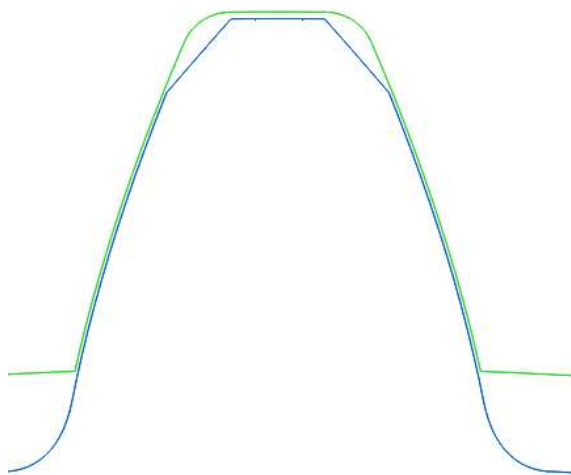
## 11 Provedení geometrického rozboru tvaru zakřiveného ozubení na kontaktu s objímkou

Firma Wikov vyvinula analytický výpočet pro zjištění tlaku mezi sférickým zubem náboje a přímým zubem objímky, analytický výpočet je zakomponován do software MS Excel. Tento výpočet je založený na Hertzově teorii kontaktních tlaků. Odvození uvažuje zjednodušení kontaktu mezi zuby na kontakt válce s rovinou. Pro tento konkrétní případ je tedy nutno zjistit poloměr válce a styčnou délku válce s rovinou. Odvození je pro přehlednost rozděleno do dílčích kroků.

Je experimentálně prokázáno, že při dodržení následujícího postupu spojka dokáže krátkodobě přenášet až dvojnásobné zatížení vůči provoznímu (nominálnímu) stavu. Toto přídatné zatížení může vzniknout v důsledku rozběhů a doběhů soustavy, plnění novou hmotou či jiných dynamických jevů.

### 11.1 Profil ozubení

Zadavatel pro své zubové spojky používá normálový profil ozubení, který určil s ohledem na jeho výrobní možnosti a zkušenosti. Spojka je střezena na hlavě ozubení náboje a v patě objímky. Provozem spojky dochází k ubývání materiálu na bocích. Pokud by byla spojka střezena na boky postupně by se středění znepřesňovalo, zatímco na hlavě se úbytek materiálu neočekává. Středění na hlavu kromě toho zajišťuje zvláště přesnou sousost objímky a náboje a minimální radiální úchylku [31].

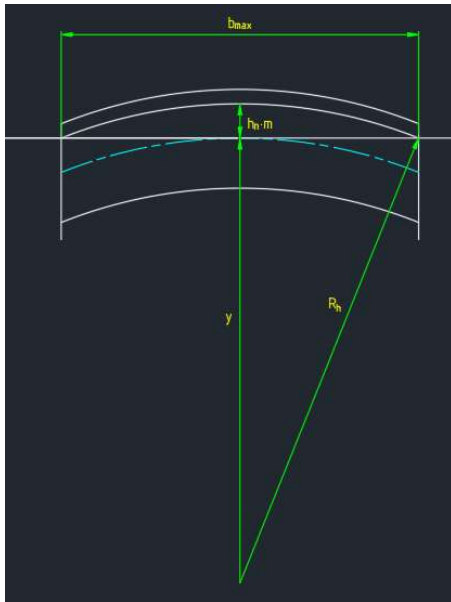


Obr. 91 Doporučený normálový profil ozubení

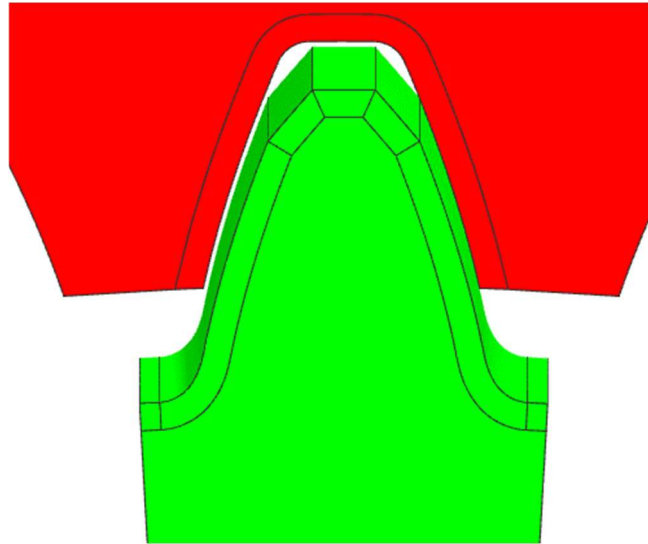
Z důvodu eliminace interference v patě objímky je ozubení náboje na horních hranách zkosené (modifikace tip relief).

## 11.2 Maximální šířka ozubení

Zvětšování šířky sférického ozubení ztrácí nad určitou mez význam. Z pomocného CAD modelu je patrné, že v případě nevychýlené spojky dochází k čárovému styku v místě největší tloušťky zubů náboje – uprostřed. Zde se při zatížení předpokládá rozložení kontaktního tlaku do blízkého okolí čárového styku. Je doporučeno volit šířku ozubení menší než  $b_{max}$ .



Obr. 92 Určení maximální možné šířky sférického ozubení



Obr. 93 Pomocný 3D model sférického ozubení

Platí:

$$y = R_h - h_n \cdot m$$

$$\left(\frac{b_{max}}{2}\right)^2 = R_h^2 - y^2$$

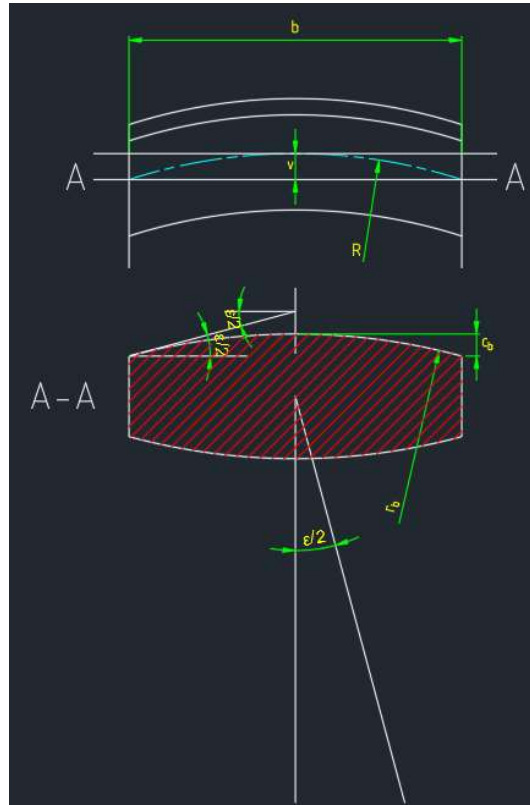
$$\left(\frac{b_{max}}{2}\right)^2 = R_h^2 - (R_h - h_n \cdot m)^2$$

Z čehož se vyjádří  $b_{max}$  jako

$$b_{max} = 2\sqrt{R_h^2 - (R_h - h_n \cdot m)^2}$$

### 11.3 Výpočet rádiusu dotyku na roztečné kružnici

Vlivem sférizace vznikl na boku zubu rádius  $s$  po výšce proměnným poloměrem (CAD model). Provedme řez A-A a rádius na boku zubu označme  $r_b$ . Dále je z řezu patrné, že je zub na bocích zeslaben o hodnotu  $c_b$ . Rádius  $r_b$  umožňuje naklopení o  $\varepsilon/2$ .



Obr. 94 Řez sférickým zubem

Soudečkovitost  $c_b$  se dá zjistit např. pomocí šířky zubu na obecné kružnici. Platí

$$2c_b = s_{nm} - s_{ne}$$

$$s_{nm} = \frac{\pi m}{2}$$

$$s_{ne} = (d + 2v) \cdot \left( \frac{\pi}{2Z} + ev(\alpha) - ev(\alpha_{d+2v}) \right)$$

$$inv(\alpha) = ev(\alpha) = tg(\alpha) - \alpha_{rad} = tg(\alpha) - \alpha \frac{\pi}{180}$$

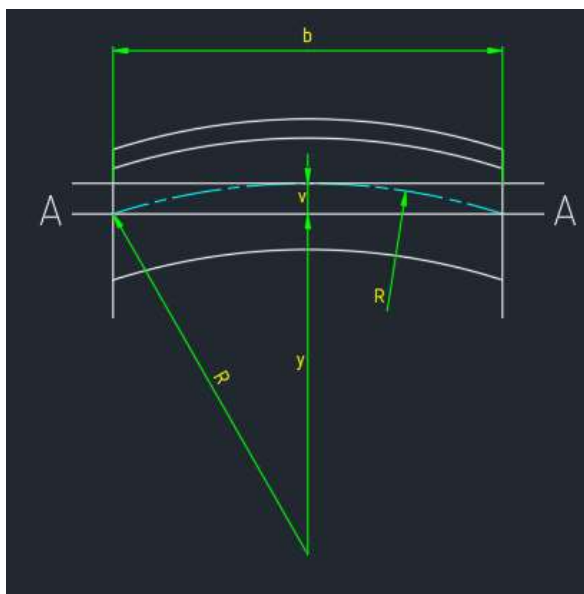
$$inv(\alpha_{d+2v}) = ev(\alpha_{d+2v}) = tg(\alpha_{d+2v}) - \alpha_{d+2v\_rad} = tg(\alpha_{d+2v}) - \alpha_{d+2v} \frac{\pi}{180}$$

Kde:

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\alpha_{d+2v} = \arccos\left(\frac{d}{d+2v} \cos(\alpha)\right)$$

Parametr  $v$  se určí z pravoúhlého trojúhelníka na obr 95.



Obr. 95 Určení parametru  $v$

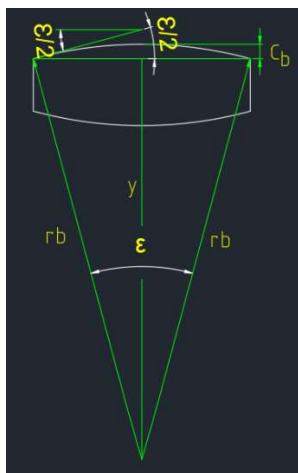
Platí:

$$y = \sqrt{R^2 - \left(\frac{b}{2}\right)^2}$$

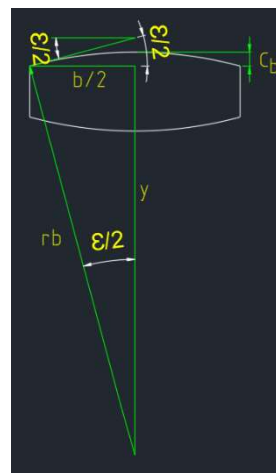
$$v = R - y$$

$$v = R - \sqrt{R^2 - \left(\frac{b}{2}\right)^2}$$

Rádus  $r_b$  lze vyjádřit z pravoúhlého trojúhelníku na obr. 96,97.



Obr. 96 Určení maximálního úhlu naklonění  $\epsilon$



Obr. 97 Určení zaoblení boku zuby  $r_b$



Platí:

$$y = r_b \cdot \cos\left(\frac{\varepsilon}{2}\right)$$

$$c_b = r_b - y$$

$$c_b = r_b - r_b \cdot \cos\left(\frac{\varepsilon}{2}\right)$$

$$r_b = \frac{c_b}{\left(1 - \cos\left(\frac{\varepsilon}{2}\right)\right)}$$

V této rovnici jsou 2 neznámé  $r_b$  a  $\varepsilon$ , proto je nutné vztah doplnit další podmínkou (rovnici) aby vznikla soustava 2 rovnic o 2 neznámých.

Z obr. 97 platí:

$$\frac{b}{2} = r_b \cdot \sin\left(\frac{\varepsilon}{2}\right) \rightarrow r_b = \frac{b}{2 \cdot \sin\left(\frac{\varepsilon}{2}\right)}$$

Dosadíme-li do levé strany za  $r_b$  z doplňující podmínky dostaneme vztah

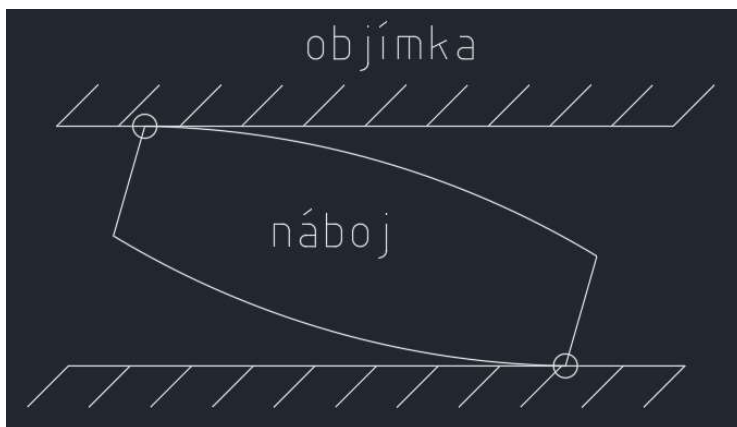
$$b = \frac{2 \cdot c_b \cdot \sin\left(\frac{\varepsilon}{2}\right)}{\left(1 - \cos\left(\frac{\varepsilon}{2}\right)\right)}$$

Z tohoto vztahu nelze přímo analyticky vyjádřit  $\varepsilon$ . Jestliže jsou ale známy parametry  $c_b$  a  $b$  lze hodnotu  $\varepsilon$  „odhadnout“ dosazením  $\varepsilon$  do pravé strany a porovnáním výsledku se známou hodnotou  $b$ . Pokud se  $b$  a výsledek pravé strany bude v absolutní hodnotě lišit o dovolenou chybu  $\Delta$ , můžeme zvolené  $\varepsilon$  prohlásit za platné. Úhel  $\varepsilon$  by se měl pohybovat v intervalu  $\langle 0; 90^\circ \rangle$ . Firma tento problém řeší pomocným skriptem – makro. Tento skript běží ve smyčce a po zajištění dostatečné přesnosti rovnou vypíše výsledek do buňky ve výpočtovém listu. Po zjištění maximálního možného naklopení zubu náboje  $\varepsilon/2$  (a tedy i centrálního úhlu oblouku  $\varepsilon$ ) lze dopočítat rádius zubu  $r_b$  dosazením za již známé  $\varepsilon/2$  a  $c_b$  do vztahu

$$r_b = \frac{c_b}{\left(1 - \cos\left(\frac{\varepsilon}{2}\right)\right)}$$

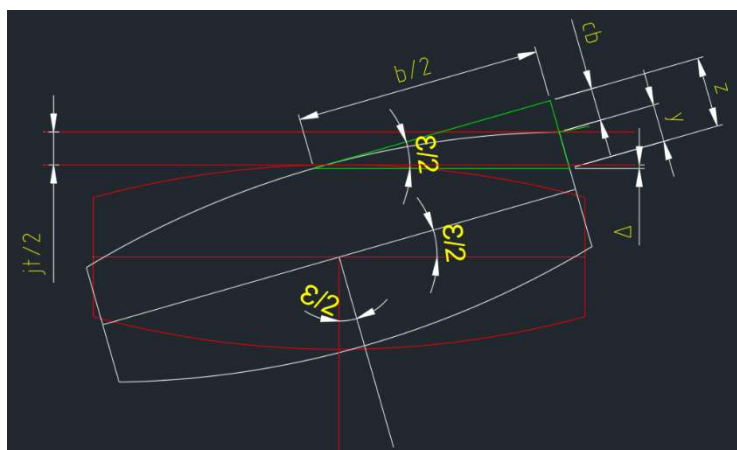
## 11.4 Určení minimální vůle $j_t$

Maximální provozní naklopení spojky  $\psi$  bývá omezeno. S ohledem na ostatní konkurenční firmy volme  $1,45^\circ$ . Pro zvolené provozní naklopení je nutné zvolit správnou vůli  $j_{tmin}$ . Při překročení zvoleného naklopení a vymezení vůle dochází k hranovému styku a vzpříčení ozubení.



Obr. 98 Vzpříčení sférického ozubení

Uvažujme kritický stav, kdy dojde k maximálnímu provoznímu naklopení  $\varepsilon/2$ .

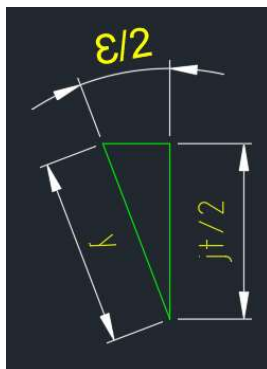


Obr. 99 Určení minimální vůle  $j_t$

Červeně je vyznačený stav nevychýleného ozubení, bíle maximální provozní naklopení. Ze zeleného pravoúhlého trojúhelníka zřejmě platí:

$$y = z - c_b = \frac{b}{2} \sin\left(\frac{\varepsilon}{2}\right) - c_b$$

Vůli  $j_{tmin}/2$  zjistíme promítnutím do směru měření vůle opět pomocí pravoúhlého trojúhelníka



Obr. 100 Přepočet do směru  $j_t$

$$\frac{j_{tmin}}{2} = y \cdot \cos\left(\frac{\varepsilon}{2}\right)$$

Takže:

$$j_{tmin} = 2 \left( \frac{b}{2} \sin\left(\frac{\varepsilon}{2}\right) - c_b \right) \cdot \cos\left(\frac{\varepsilon}{2}\right)$$

Pro zvolené naklopení spojky  $\psi$

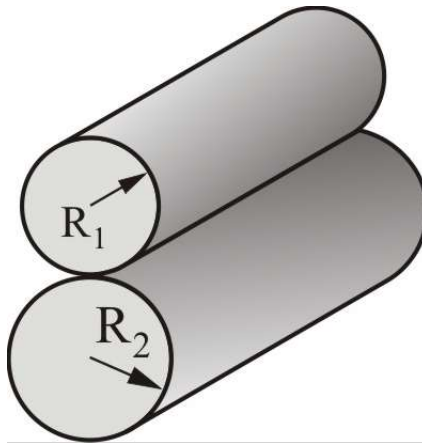
$$j_{tmin} = 2 \left( \frac{b}{2} \sin(\Psi) - c_b \right) \cdot \cos(\Psi)$$

Skutečnou vůli je potřeba volit větší s ohledem na vrstvu maziva a výrobní nepřesnosti.

Vychází-li vůle  $j_t$  neúměrně velká, je nutné zvýšit soudečkovitost  $c_b$  či snížit maximální provozní naklopení spojky  $\psi$ .

## 11.5 Výpočet kontaktních tlaků dle Hertzovy teorie

Vyjděme z Hertzovy teorie kontaktních tlaků mezi dvěma válci [32]. Maximální tlak v kontaktu se spočte podle vzorce



Obr. 101 Kontakt dvou obecných válců [32]

$$p_{Hmax} = \sqrt{\left(\frac{E^*F}{\pi LR}\right)}$$

Kde:

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$$

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}$$

Jelikož se jedná o kontakt válce s rovinou, rádius  $R_2$  jde do nekonečna. Takže pro náš případ:

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} \rightarrow R = R_1$$

Uvažujeme kontakt mezi zuby ze stejného materiálu, platí:

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu^2}{E} + \frac{1 - \nu^2}{E} = \frac{2(1 - \nu^2)}{E} \rightarrow E^* = \frac{E}{2(1 - \nu^2)}$$

Mezi zuby se přenáší normálová síla  $F_N$ , která působí na kolmici k dotykovým plochám – na normále. Kromě tohoto předpokladu musíme též uvažovat přesnost výroby ozubení. Pro ozubení vyrobené v přesnosti 9 a lepší dle DIN5480 se udává, že je v záběru 70% zubů přenášejících výkon, tj. součinitel  $k_z=0,7$ . Síla namáhající 1 zub se určí ze vztahu:

$$F = \frac{2M_t}{D \cdot z \cdot k_z \cdot \cos(\alpha)}$$

Dosaďme-li tyto dílčí vztahy do vztahu pro  $p_{Hmax}$ . Můžeme přímo vyjádřit kontaktní tlak ze zjištěných parametrů.

$$p_{Hmax} = \sqrt{\left( \frac{E}{2(1-\nu^2)} \cdot \frac{2M_t}{D \cdot z \cdot k_z \cdot \cos(\alpha)} \right) \frac{1}{\pi \cdot (h_a + h_a) m \cdot r_b}}$$

Dle dlouhodobých zkušeností firmy Wikov by součinitel bezpečnosti měl být alespoň větší než 3 vůči orientačním hodnotám pro jednotlivé typy tepelného zpracování zubů.

Šlechtěné ozubení 400 MPa

Indukčně kalené ozubení 1150 MPa

Nitridované ozubení 1200 MPa

Z hlediska geometrie je vhodné volit parametry tak, aby byl rádius  $r_b$  co největší při dodržení požadovaného naklonění  $\epsilon$ . Tímto bude zajištěna co nejvyšší únosnost a v některých případech bude možné se vyhnout cenově nákladnějšímu tepelnému zpracování.

## 12 Navržení způsobu výpočtu tlaku na kontaktu sférického boku náboje a přímého boku objímky metodou MKP

Pro provedení analýzy pomocí MKP je nejprve nutné vytvořit model sestavy. K tomu posloužil specializovaný software na ozubení KissSoft. Dále je nutné exportovanou sestavu upravit pro vhodný výpočtový model. Úprava geometrie sestavy byla provedena v software Siemens NX. V něm se vytvořilo i sférické ozubení, které vychází z přímého ozubení, jehož tvorbu software KissSoft zatím neumožňuje. Strukturální analýza byla provedena opět v Siemens NX pomocí řešiče NX NASTRAN zabudovaného do modulu Pre/Post.

## 12.1 Výchozí CAD model

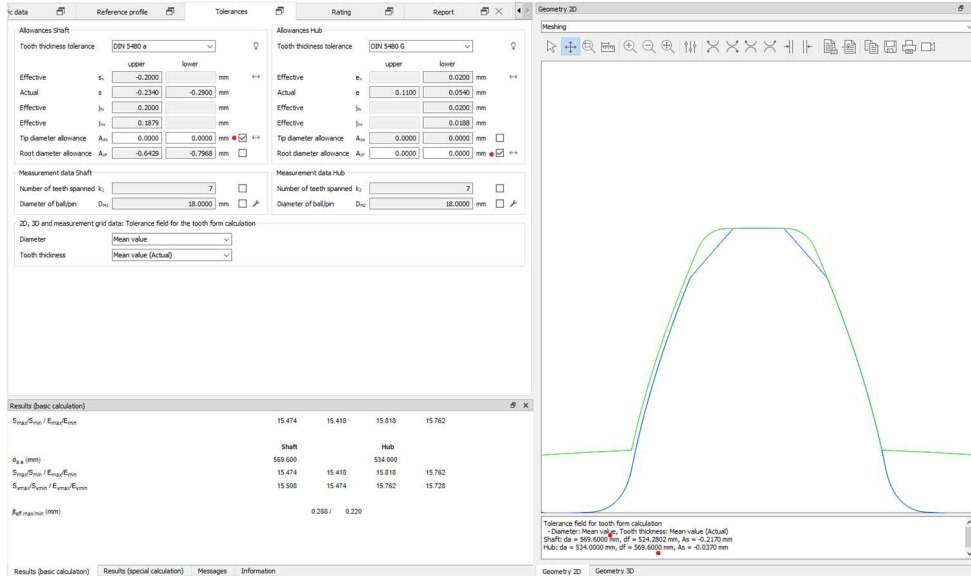
Jako první krok je nutné definovat základní parametry ozubení v záložce Basic data. Vstupní data jsou označené červeným bodem. Použijeme data z analytického řešení (příloha A).

Obr. 102 Definování základních parametrů ozubení

Dále je nutné definovat normálový profil zubu. To se provádí v záložce Reference profile. Společnost Wikov používá vlastní ověřený normálový profil. Existuje více způsobů zadání parametrů, ale pro tento případ volme typ vstupních dat jako koeficienty (faktory). Zvolený profil náboje má provedenou modifikaci tip relief, aby nedocházelo k interferenci mezi hlavou náboje a patou objímky.

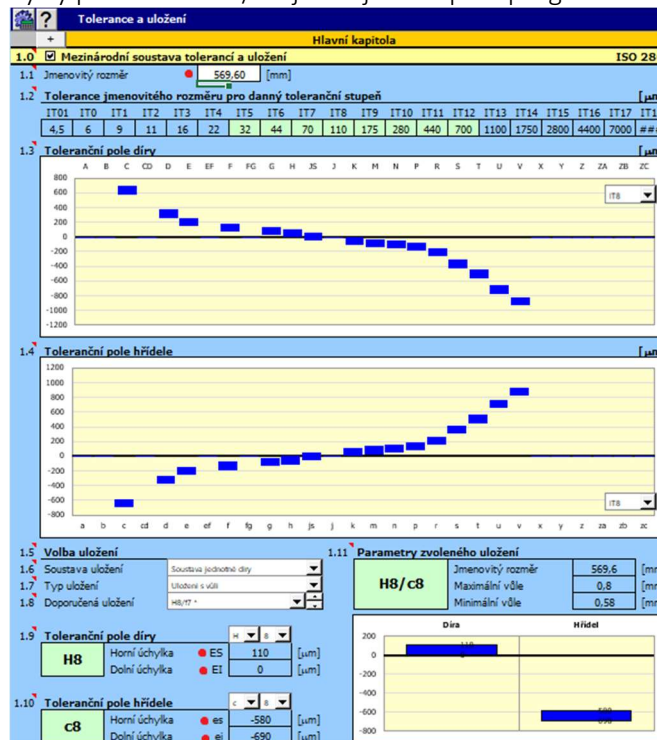
Obr. 103 Definování normálového profilu

Ozubení je doporučeno střídit na hlavu v toleranci c8/H8. Nejprve najdeme společný průměr, na kterém se bude střídit. Proto volme ideální rozměr ozubených kol (bez úchylek na hlavě náboje a na patě objímky). Ve spodním informativním okně lze odečíst rozměr na kterém se bude střídit, případně v reportu.



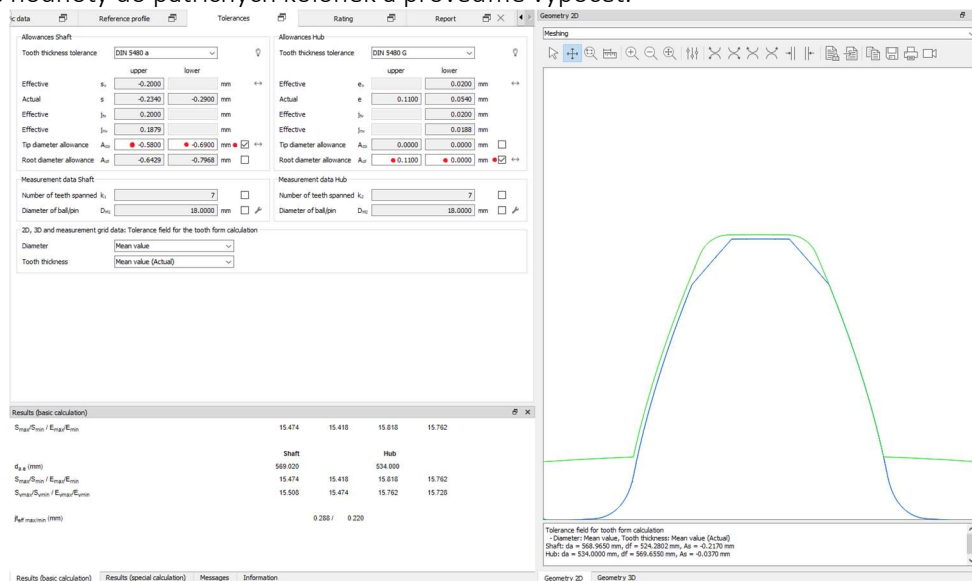
Obr. 104 Odstranění tolerancí na hlavě náboje a patě objímky

Konkrétní toleranční úchylky pro uložení c8/H8 jdou zjistit např. v programu MITCalc.



Obr. 105 Určení mezních rozměrů líčování

Dosaďme hodnoty do patřičných kolonek a provedme výpočet.



Obr. 106 Doplnění mezních rozměrů

Jako poslední je nutné zajistit požadovanou vůli  $j_t$  pro zvolené provozní naklopení spojky. Cílem je najít takovou kombinaci tolerancí tloušťek zubu náboje a objímky, aby hodnota  $j_{tmin}$  v reportu byla nejbližší vyšší než hodnota  $j_{tmin}$  z analytického řešení v excelu. Pro konkrétní případ vychází nejlépe tolerance šířky zubu náboje DIN 5480 b a tolerance šířky zubu objímky DIN5480 G.

### 6.3 Circumferential backlash

Circumferential backlash, transverse section:

-Theoretical, without form errors (mm)	[jt.act]	0.3600/0.2480
-E ffective, with form errors (mm)	[jt.eff]	0.2480/0.1800

Normal backlash:

-Theoretical, without form errors (mm)	[jn.act]	0.3383/0.2330
-E ffective, with form errors (mm)	[jn.eff]	0.2330/0.1691

Radial backlash:

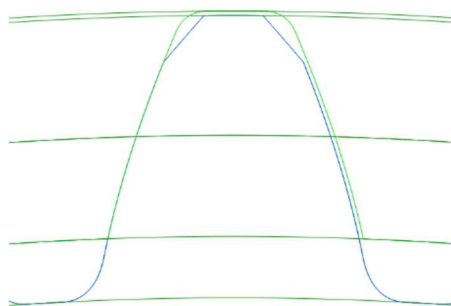
-Theoretical, without form errors (mm)	[jr.act]	0.1691/0.1165
-E ffective, with form errors (mm)	[jr.eff]	0.1165/0.0846

Obr. 107 Odečtení minimální vůle  $j_t$  vygenerovaného ozubení



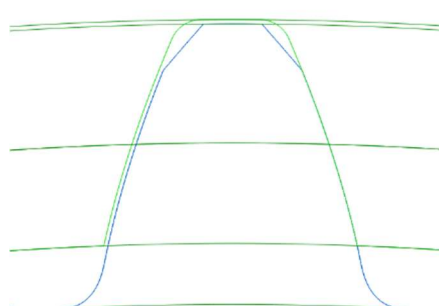
Takto vypadá finální pohled na záběr zubů spojky s přímým ozubením.

Opřeno vlevo



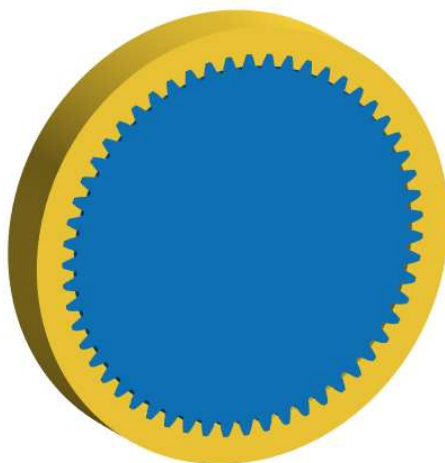
Obr. 108 Finální ozubení - opřeno vlevo

Opřeno vpravo



Obr. 109 Finální ozubení - opřeno vpravo

Pro další zpracování exportujeme stávající 3D model spojky do souboru s příponou .step.



Obr. 110 Exportovaný 3D model spojky s přímými zuby

## 12.2 Zvolení vhodného výpočtového modelu

Program KissSoft je užitečný pro navržení standartních strojních součástí se zaměřením na ozubená kola. Pro návrh speciálních strojních součástí je vhodné přistoupit k pokročilejší technologii – FEM (MKP) analýze. Tento přístup umožňuje detailní rozbor a analýzu dané struktury, bohužel zejména za cenu dlouhého výpočetního času a zvýšených nákladů.

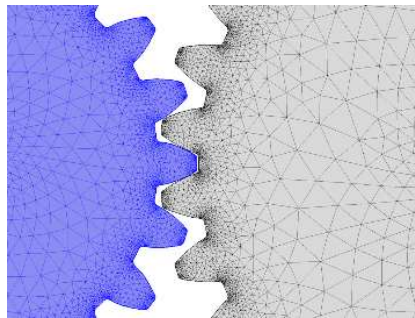
V odborné literatuře se lze setkat s osvědčenými výpočtovými modely pro výpočet ozubení.

- 1) Celistvé, nezjednodušené soukolí
- 2) Celistvé, upravené soukolí
- 3) Segmenty soukolí
- 4) Jeden zub pastorku a segment poháněného kola
- 5) Jeden zub pastorku a jedna zubová mezera poháněného kola

U všech výpočtových modelů je potřebné zajistit vhodný kompromis kvality sítě a výpočetního času. Mezi oblíbenou fintu patří vytvoření „krusty“ ve tloušťce alespoň 3 elementů z kvalitních brickových elementů v okolí kontaktních ploch. Tím se zajistí kvalitní kontaktní povrch a redukuje se počet elementů ve zbytku objemu modelu, který je vyplněn nejčastěji tetraedrovými elementy, které jsou s brickovou sítí propojené pomocí pyramidových elementů.

### 12.2.1 Celistvé, nezjednodušené soukolí

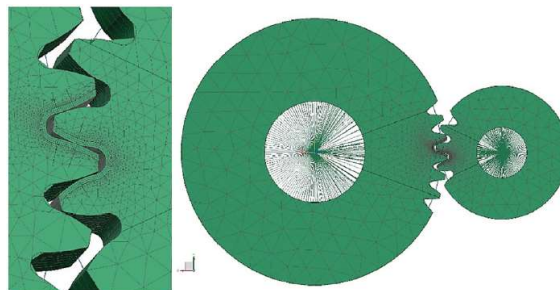
Tato varianta velmi dobře popisuje rozložení materiálu v celém soukolí, bohužel na úkor počtu elementů, potřebného výpočetního výkonu a výpočetního času. Velmi dlouhý čas výpočtu



Obr. 111 Celistvé, nezjednodušené soukolí [51]

### 12.2.2 Celistvé, upravené soukolí

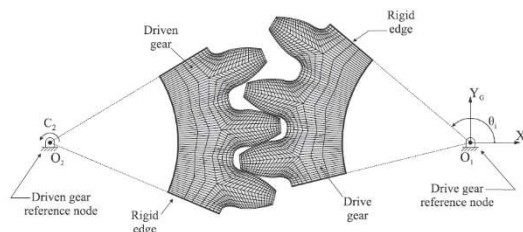
Neopřebné zuby se zjednoduší válcovou plochou, čímž se docílí redukce elementů oproti nezjednodušenému řešení. Tento model dostatečně zahrnuje poddajnost okolního materiálu. Kratší čas výpočtu.



Obr. 112 Celistvé, upravené soukolí [52]

### 12.2.3 Segmenty soukolí

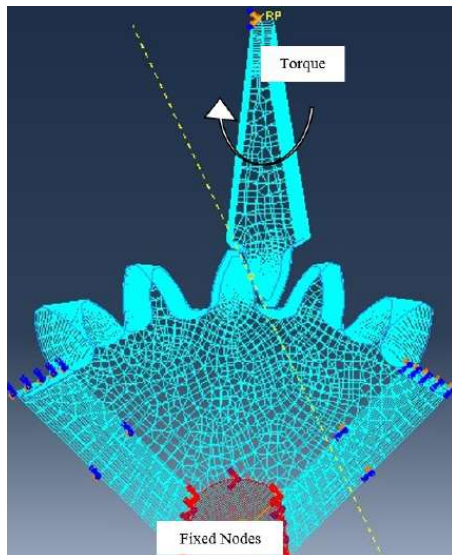
Tento model je velmi častá volba pro vyšetření styku ozubených kol z důvodu menšího počtu elementů a velmi přesných výsledků. Boky segmentů jsou vázány k bodům otáčení pomocí dokonale tuhých 1D prvků. Toto zjednodušení téměř neovlivňuje kvalitu výsledků. Kratší výpočetní čas.



Obr. 113 Segmenty soukolí [53]

### 12.2.4 Jeden zub pastorku a segment poháněného kola

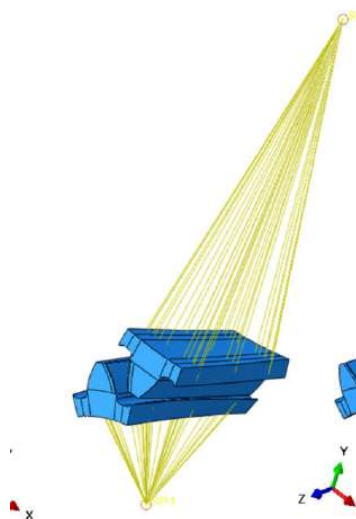
Obdoba verze ze segmentů. Dochází k ušetření dalších elementů, což umožňuje více zahustit síť a získat lepší výsledky. Kratší výpočetní čas.



Obr. 114 Jeden zub pastorku a segment poháněného kola [54]

### 12.2.5 Jeden zub pastorku a jeden zub poháněného kola

V tomto případě jsou použity jen skutečně potřebné 3D elementy a zbytek objemu je nahrazen dokonale tuhými 1D prvky. Toto řešení umožňuje použít velmi jemnou síť. Zjednodušení dokonale tuhými prvky ovlivňuje výsledky úlohy minimálně. Nejrychlejší výpočet.



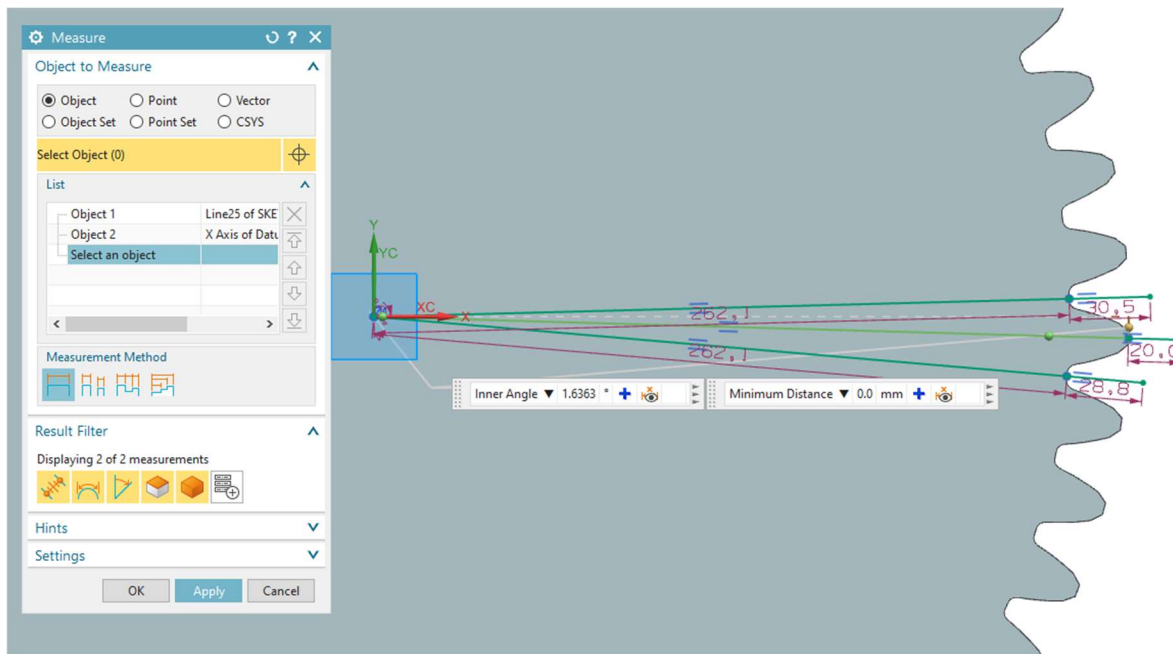
Obr. 115 Jeden zub pastorku a jeden zub poháněného kola [55]

## 12.3 Úprava CAD modelů pro zvolený výpočtový model

Pro výpočet bylo zvoleno řešení 5) a to z důvodu minimálního výpočetního času a možnosti použít nejmenějších elementů (velmi přesný výsledek).

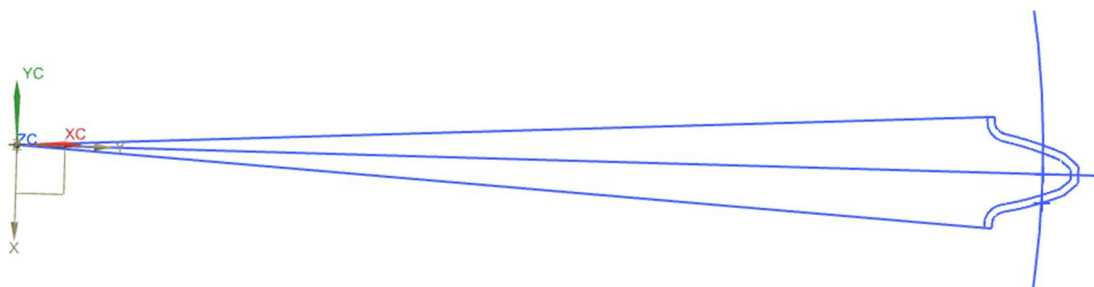
### 12.3.1 Přímé ozubení

Nejprve se importoval soubor náboje spojky s přímými zuby ze softwaru KissSoft. Pomocí promítnutí geometrie se vytvořila skica středního průřezu náboje dle zvolené výpočetní varianty.



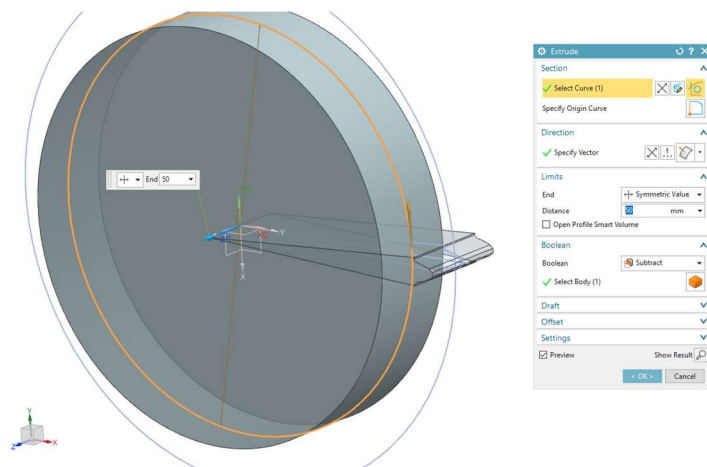
Obr. 116 Promítnutí objemové geometrie náboje

Následně skica byla doplněna o roztečnou kružnici, dotykový bod a odsazení jež bude oddělovat jemnou síť krusty od zbytku objemu. Dotykový bod a roztečná kružnice umožní správné zavazbení dílu v sestavě.



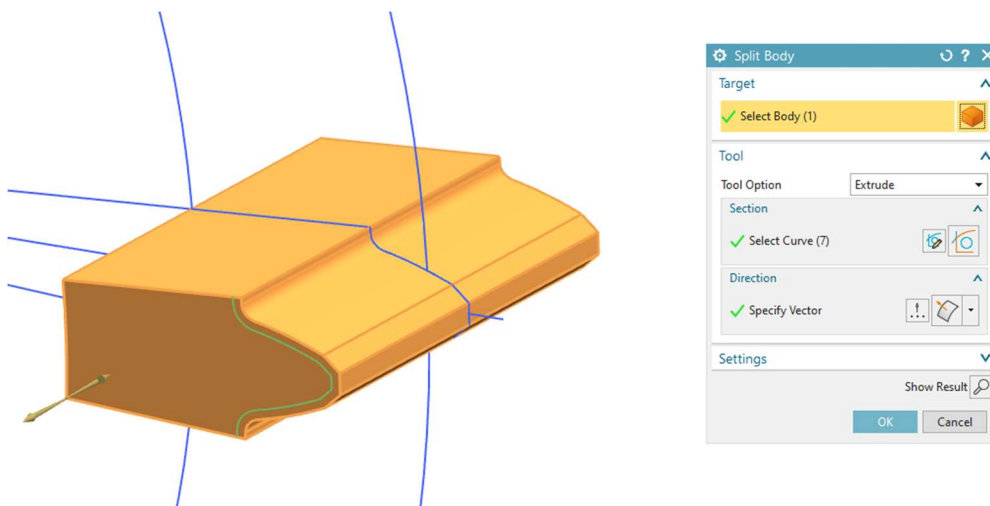
Obr. 117 Skica středního průřezu náboje

Poté se skica vytáhla do požadované tloušťky ozubení a ořízla válcovou geometrií.



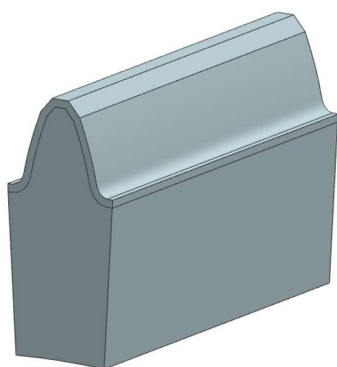
Obr. 118 Oříznutí přebytečného objemu zubu náboje

Následně došlo k rozdělení geometrie pomocí funkce split body podél pomocného odsazení.

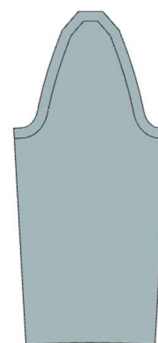


Obr. 119 Rozdělení objemu přímého zubu

Takto vypadá upravený zub náboje spojky vhodný pro nasíťování.



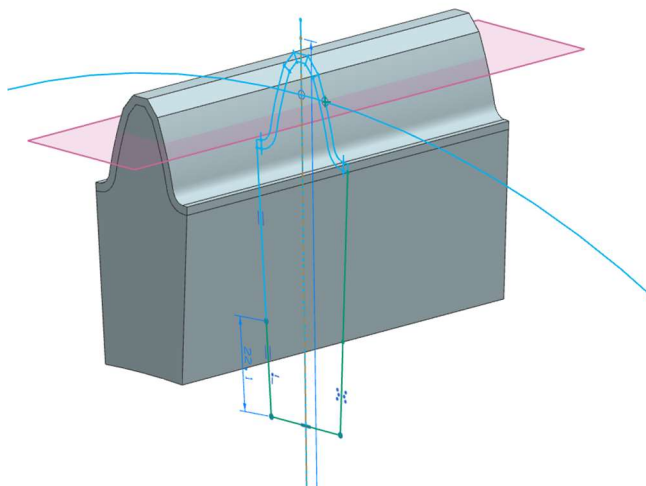
Obr. 120 Izometrický pohled na upravený přímý zub



Obr. 121 Boční pohled na upravený přímý zub

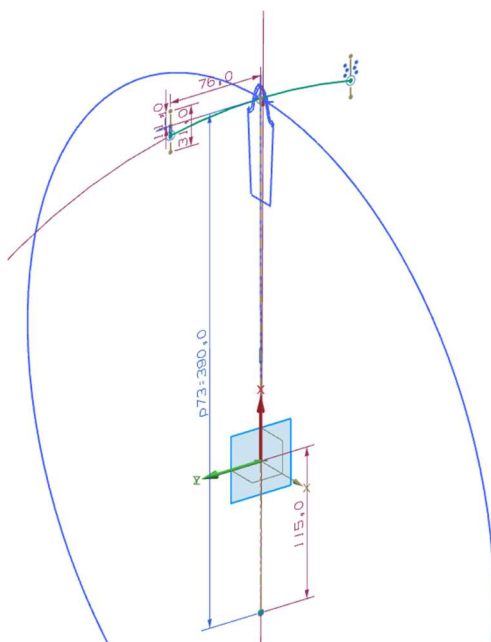
### 12.3.2 Sférické ozubení

Sférické ozubení vychází z přímého ozubení (přesněji ze stejné skici prostředního průřezu). Tato skica byla doplněna přímkami rozdělující vnější krustu na dílčí segmenty. To pomůže při nasíťování složitější sférické plochy.



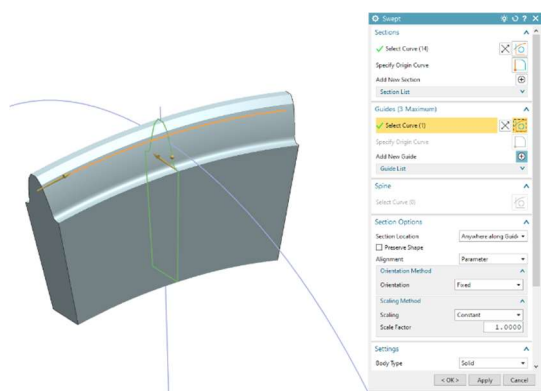
Obr. 122 Výchozí skica pro vytvoření sférického ozubení

Následuje vytvoření křivky pro tažení průřezu. Křivka má největší vrchol v rovině skici, kde je tečná k roztečné kružnici. Střed této křivky leží pod středem roztečné kružnice. Poloměr zakřivení se použil z analytického řešení (rozměr  $R_h$ ).

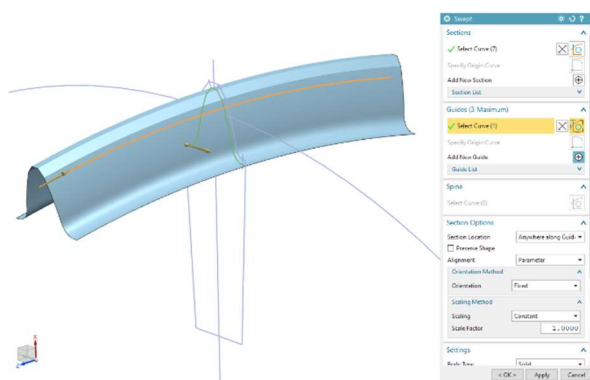


Obr. 123 Křivka tažení normálového průřezu

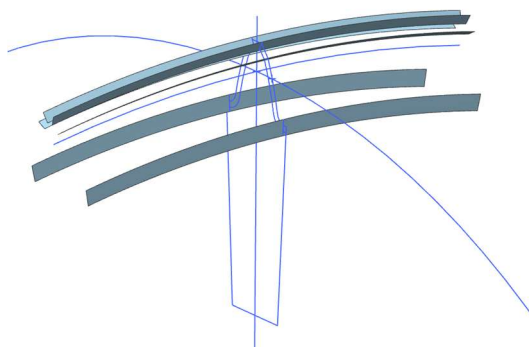
Pomocí funkce sweep se vytvořilo tažené objemové těleso a pomocná geometrie pro nařiznutí objemového tělesa.



Obr. 124 Tažení normálového průřezu

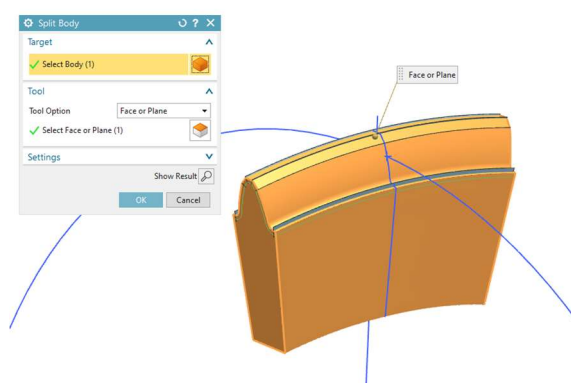


Obr. 125 Tažení pomocné geometrie

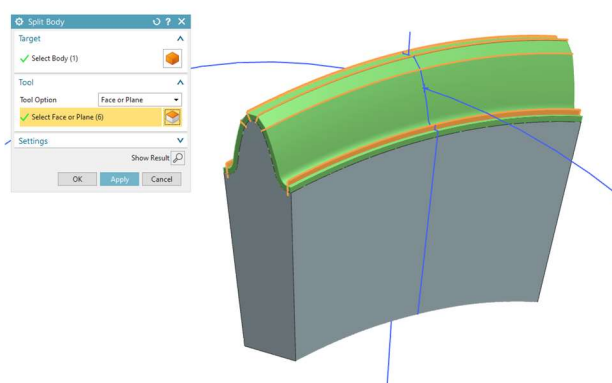


Obr. 126 Tažení pomocné geometrie

Následovalo rozdělení objemu pomocí funkce Split body a pomocné geometrie.

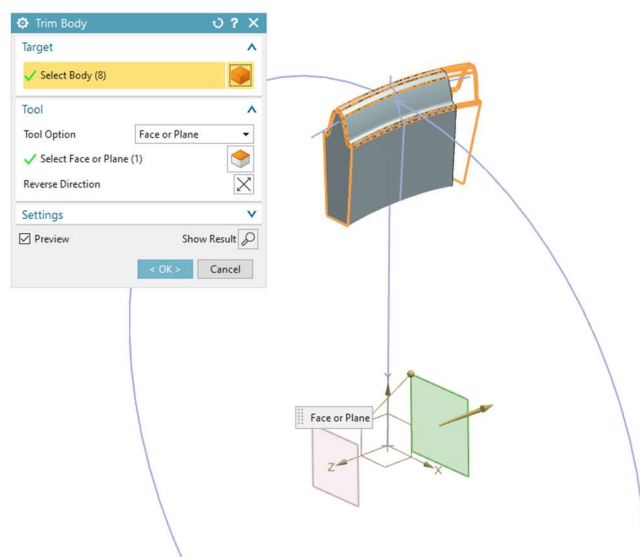


Obr. 127 Rozdělení krusty od zbytku objemu



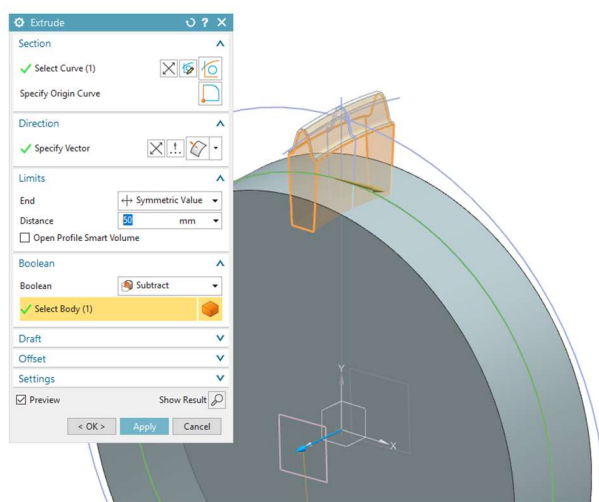
Obr. 128 Rozdělení na segmenty krusty

Poté se těleso ořízlo na správnou šířku pomocí dvou odsazených rovin a funkce Trim body.



Obr. 129 Oříznutí taženého objemu na správnou šířku

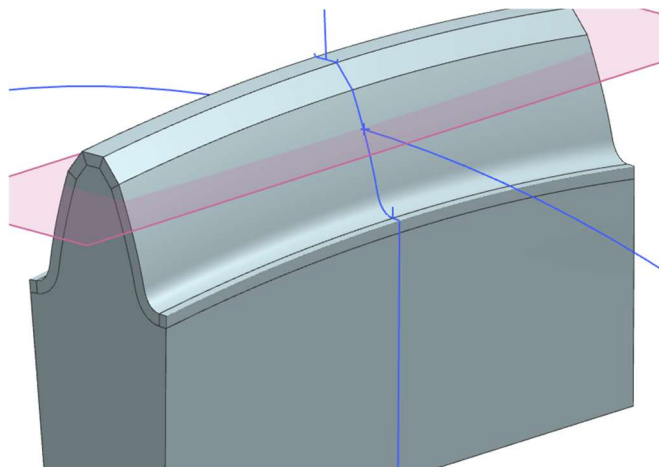
Ke konci se těleso ořízlo válcem o průměru 480 mm.



Obr. 130 Finální oříznutí sférického zubu



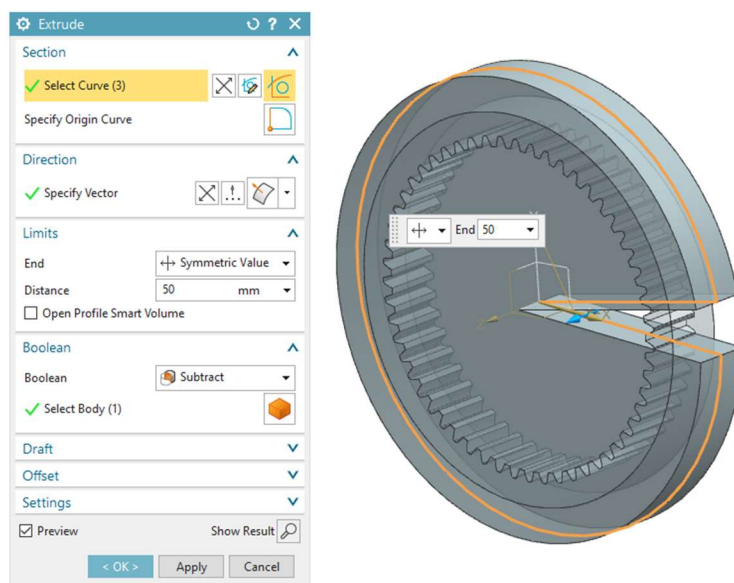
A na konec se přidala skica s pomocnou geometrií pro správné zavazbení v sestavě. Takto vypadá zub sférického náboje vhodný pro nasítování.



Obr. 131 Přidání pomocné geometrie

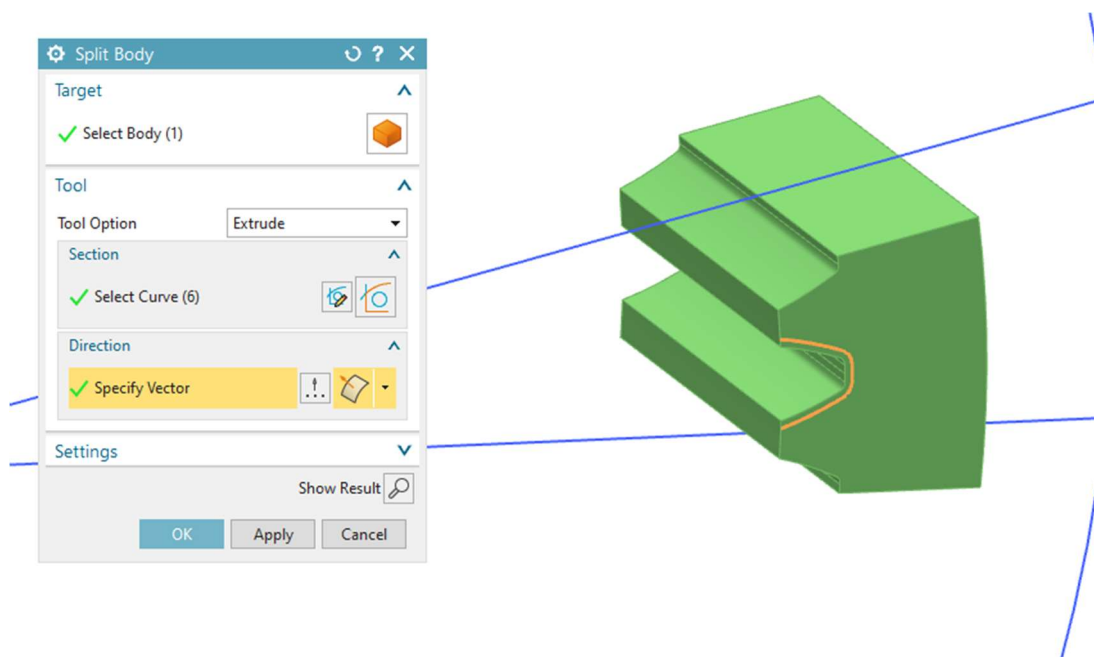
### 12.3.3 Objímka

Nejprve se importoval soubor objímky spojky. Poté došlo k odebrání nepotřebného materiálu



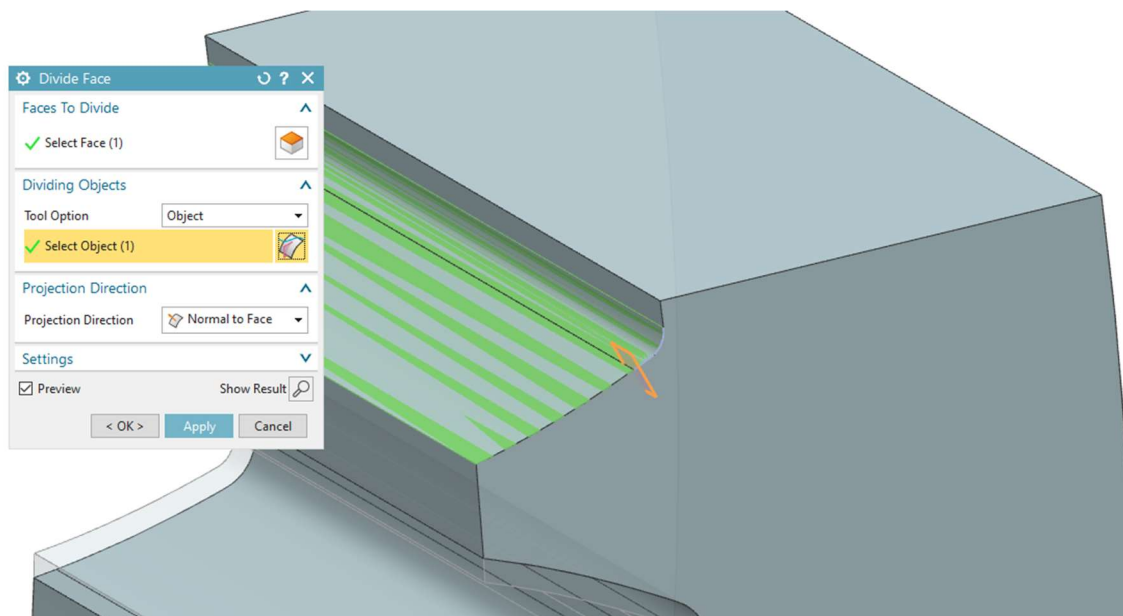
Obr. 132 Odebrání nepotřebného materiálu objímky

Dále se vytvořilo pomocné odsazení, jež bude rozdělovat těleso i sítě na 2 kusy. Opět pomocí funkce split body.



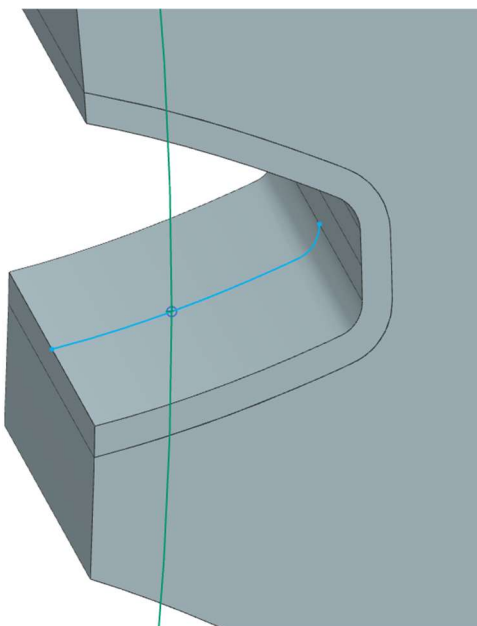
Obr. 133 Rozdělení krusty od zbytku objemu objímky

Vnější síť bude hrubší než síť v kontaktu. Protože je důležité ze simulace odečíst i napětí v patě bylo nutné lokálně zajmnit síť. Oblast se definovala nařiznutím geometrie pomocí funkce Divide Face



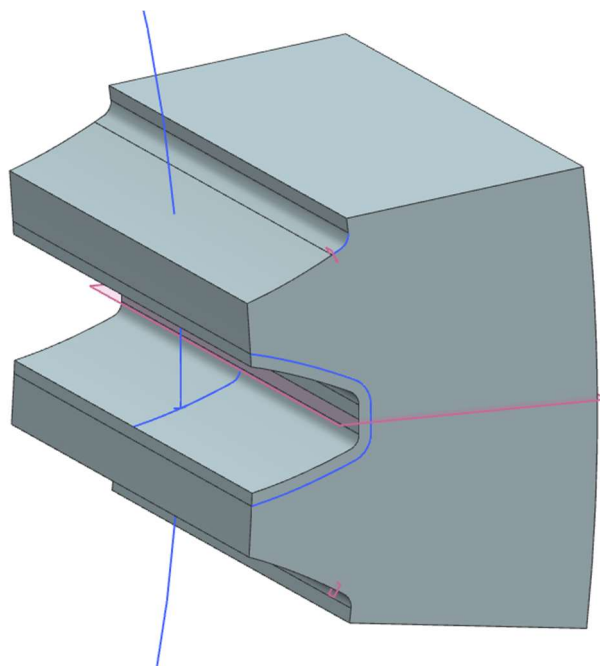
Obr. 134 Nařiznutí geometrie z důvodu lokálního zjemnění sítě

Pro umožnění správného zavazbení dílu v sestavě se přidala pomocná geometrie – dotykový bod a roztečná kružnice.



Obr. 135 Pomocná geometrie objímky

Takto vypadá upravená objímka vhodná pro nasíťování.

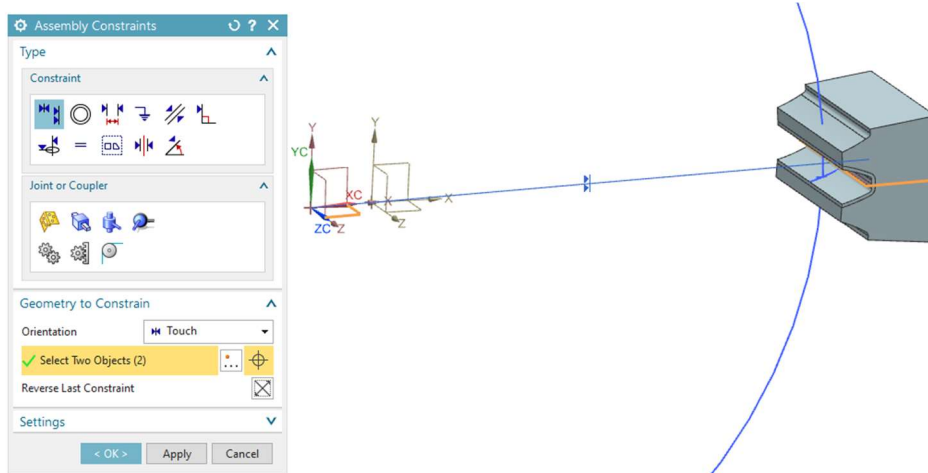


Obr. 136 Model upravené objímky

## 12.4 Sestava

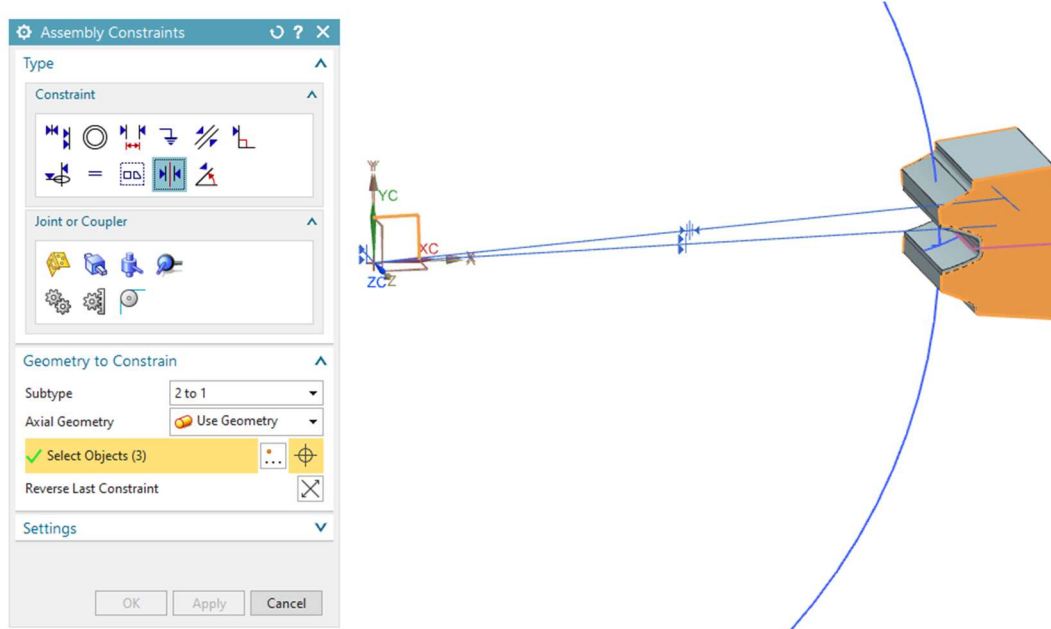
Správně udělané simulaci předchází správně udělaná sestava. Je důležité, aby se zuby náboje a objímky dotýkaly ve společném dotykovém bodu a osy otáčení obou těles byly totožné.

Nejprve se vytvořil soubor se sestavou a vložil díl objímky. Prostřední rovina objímky byla zavazbena k rovině XZ globálního souřadného systému.



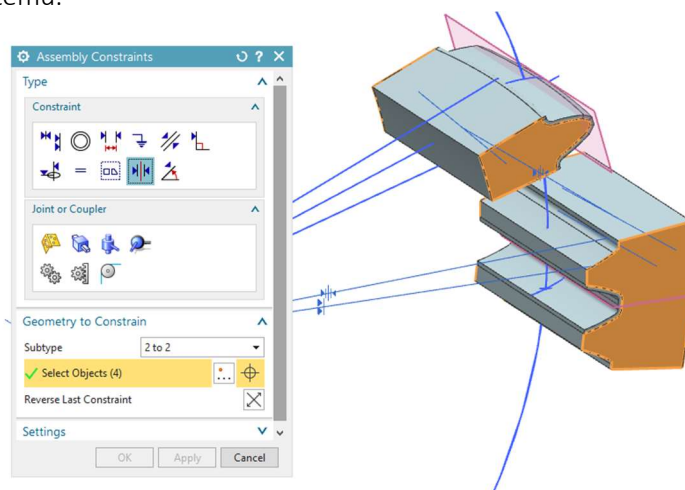
Obr. 137 Zavazbení objímky k rovině XZ

Dále byla zavazbena osa objímky na osu Z globálního souřadného systému. Potom se použila funkce symetrického zavazbení typu 2 to 1 tj. boční plochy objímky jsou souměrné s rovinou XY globálního souřadného systému.



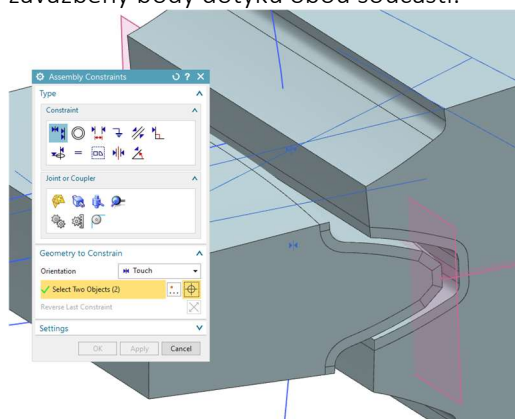
Obr. 138 Definování symetrie objímky vůči rovině XY

Poté byl do sestavy přidán sférický zub. Osa sférického zubu byla zavazbena na osu Z globálního souřadného systému. Dále se definovala společná symetrie boků náboje a objímky oproti rovině XY globálního souřadného systému.



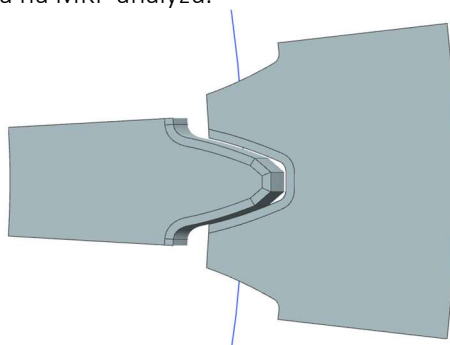
Obr. 139 Definování symetrie sférického zubu vůči rovině XY

Jako finální krok na sebe byly zavazbeny body dotyku obou součástí.



Obr. 140 Zavazbení bodů dotyku

Takto vypadá sestava připravená na MKP analýzu.



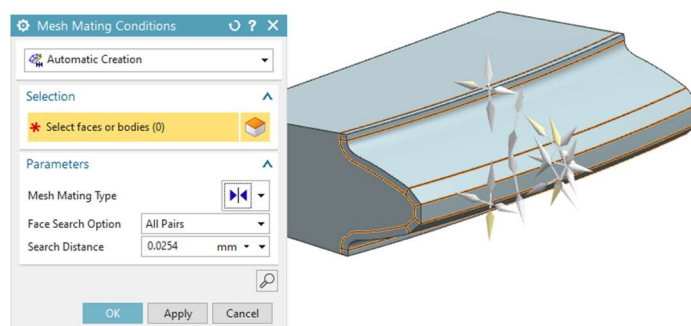
Obr. 141 Sestava připravená pro MKP analýzu

## 12.5 Tvorba MKP modelu

Po vytvoření sestavy je nutné dílům přiřadit kvalitní síť a aplikovat okrajové podmínky. U použitého softwaru Siemens NX s nadstavbou Pre/Post a řešičem NX NASTRAN se operace se sítí provádí v souboru s koncovkou .fem a okrajové podmínky se aplikují v souboru s koncovkou .sim. Je tedy vhodné tyto 2 hlavní kroky při popisu také oddělit. Začneme se síťováním.

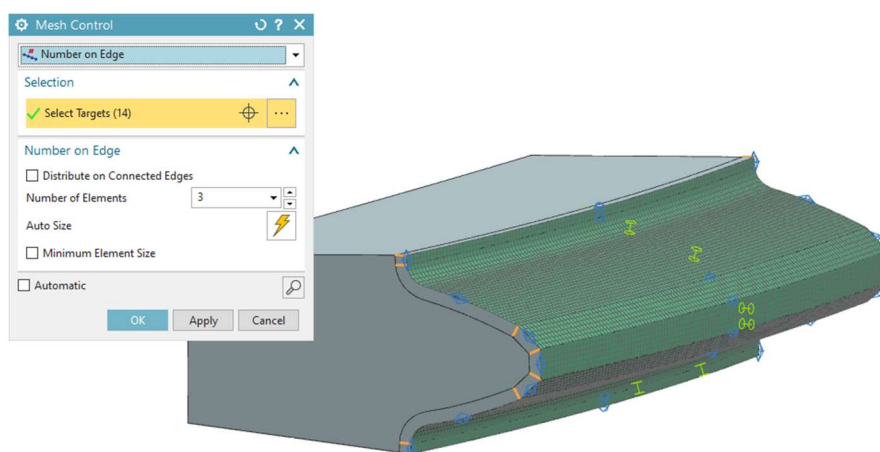
### 12.5.1 Sférické ozubení

Jako první krok se importovala polygonní geometrie sestavy. Jelikož se řešil nejprve sférický zub objemové tělesa objímky byly schovány. Na začátku je nutné všechny oddělené sítě (objemové tělesa) spojit. K tomu se používá funkce Mesh Mating Condition, zvolila se metoda uzel na uzel.



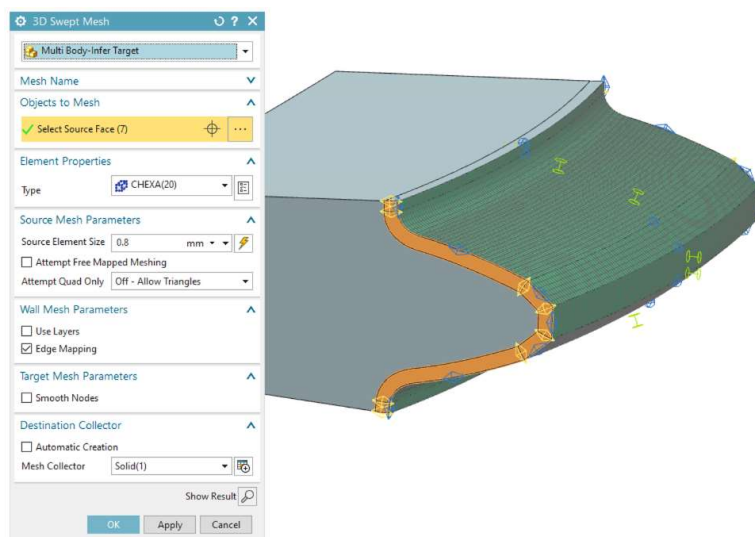
Obr. 142 Spojení sítí rozdělených objemů náboje

Pro zajištění ucelené a kvalitní sítě krusty byla použita pomocná 2D síť, která nevstupuje do výpočtu. Na oranžově zvýrazněných hranách se z obou stran definoval počet elementů na hraně. Tímto způsobem se kontroluje počet elementů skrz tloušťku.



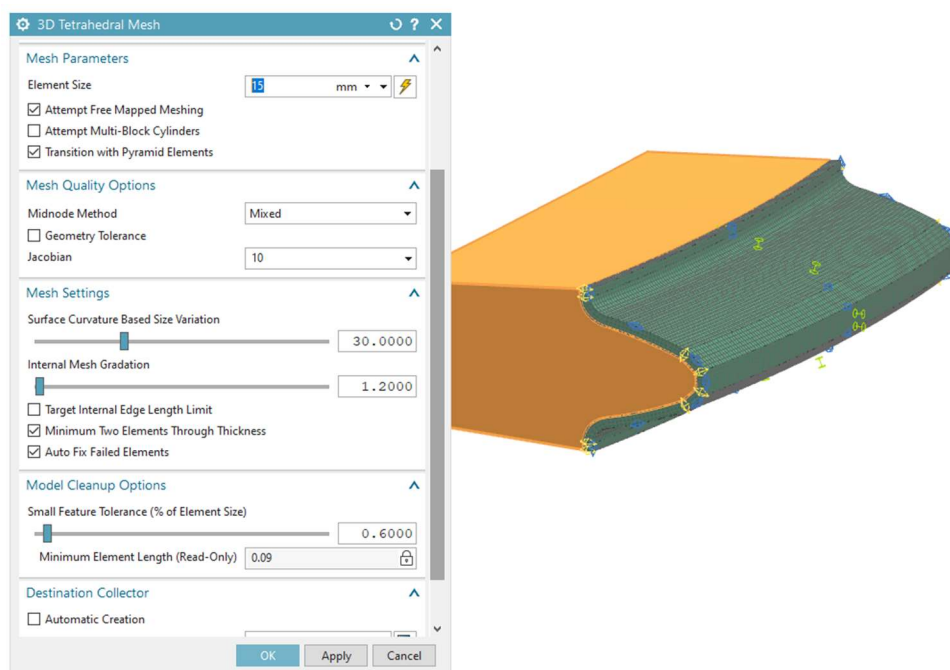
Obr. 143 Definování pomocné 2D sítě náboje

Poté již šlo definovat brickovou síť krusty. Použila se 3D tažená síť typu Multi Body-Infer Target.



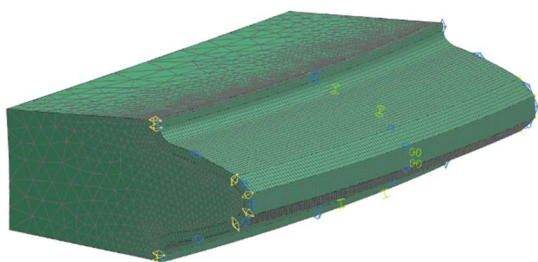
Obr. 144 Definování brickové sítě krusty náboje

Dále se definoval zbylý objem. Zbylý objem vyplňuje tetraedrová síť. Přechod mezi tetraedrovou sítí a brickovou sítí je proveden pomocí pyramidových elementů.

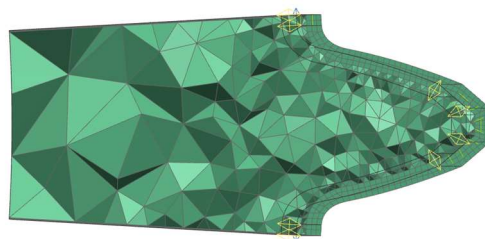


Obr. 145 Definování elementů zbytkového objemu náboje

Takto vypadá MKP model sférického zubu připraveného na provedení simulace.



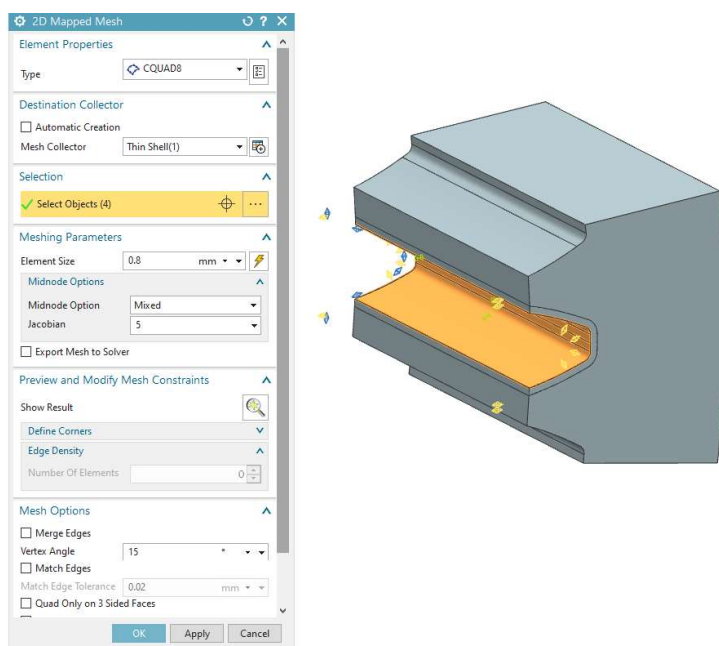
Obr. 146 Izometrický pohled na MKP model sférického zubu



Obr. 147 Poloviční průřez sítě sférického zubu

### 12.5.2 Objímka

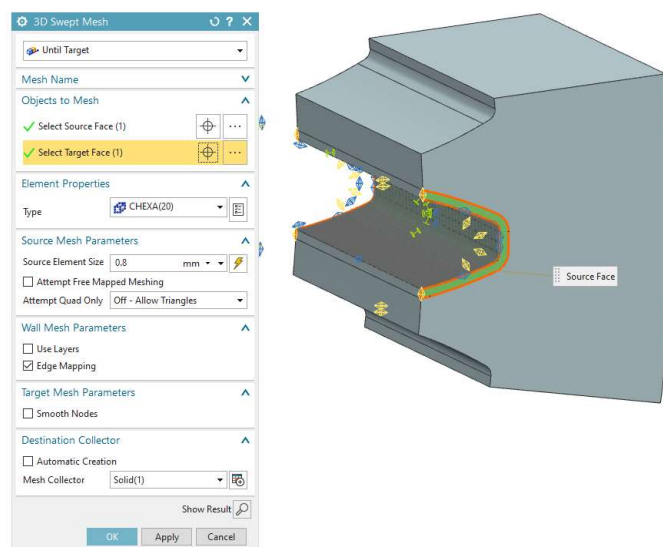
Oddělené objemové segmenty objímky byly spolu provázány obdobně jako u sférického zubu pomocí funkce Mesh Mating Condition. Dále se aplikovala pomocná 2D síť na oranžovou plochu.



Obr. 148 Spojení sítě rozdělených objemů objímky

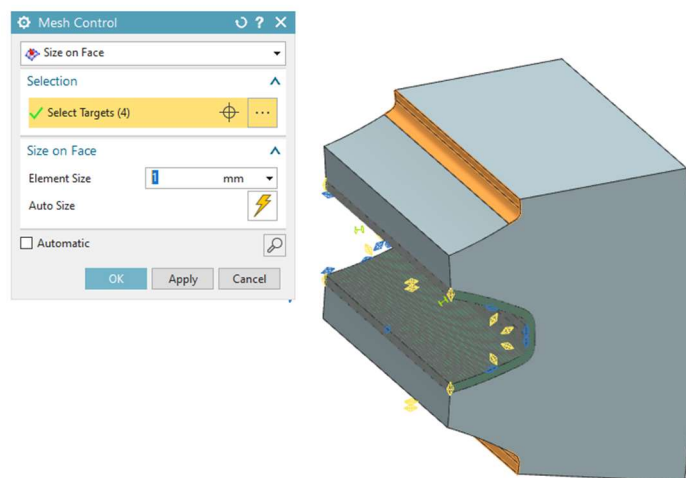


Poté bylo možné definovat taženou 3D síť typu Until Target pro vnější krustu.



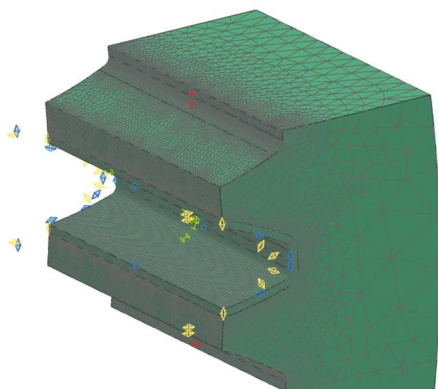
Obr. 149 Definování brickové sítě krusty objímky

Před zasítováním zbylého objemu tetraedrovou sítí bylo důležité definovat velikost elementů na patě zubu na předem naseknuté ploše.

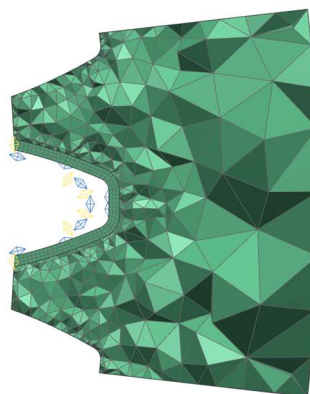


Obr. 150 Definování lokálního zahuštění sítě v patě objímky

Takto vypadá MKP model objímky připravený na provedení simulace.



Obr. 151 Izometrický pohled na MKP model objímky

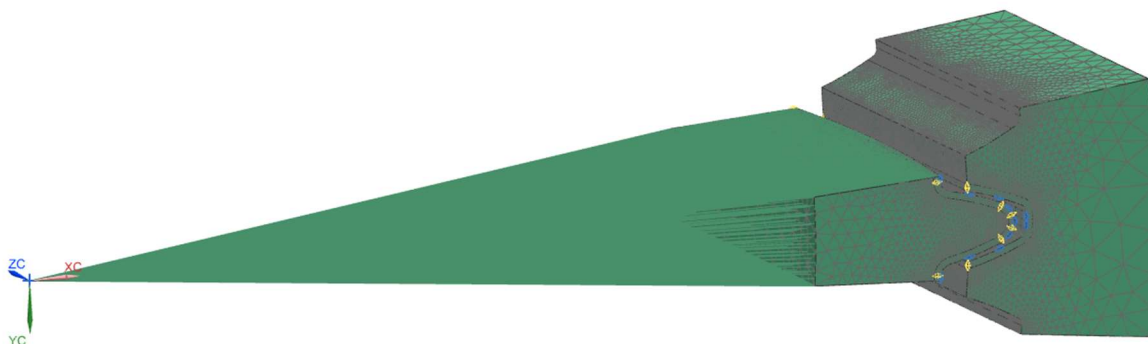


Obr. 152 Poloviční průřez sítě objímky

### 12.5.3 Sestava

Nakonec se aplikovaly dokonalé tuhé 1D elementy na boční plochy sférického zubu dle výpočtového modelu 5). Zub je navíc vyztužen na vnitřní válcové ploše opět dokonale tuhými 1D elementy. Jelikož v simulaci budou objímce odebrány všechny stupně volnosti 1D elementy pro ni není nutné definovat. Všem sítím byl přiřazen materiál ocel.

Takto vypadá MKP model připravený na aplikaci okrajových podmínek.

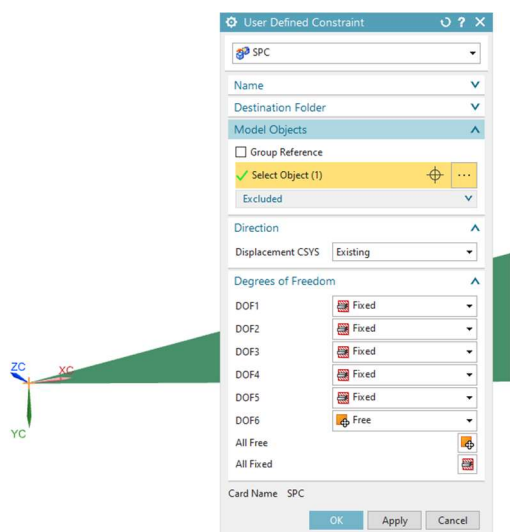


Obr. 153 MKP model připravený na aplikaci okrajových podmínek

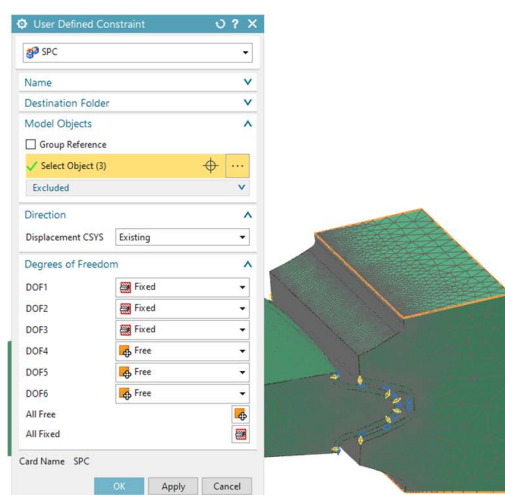
## 12.6 Simulace

Simulace a aplikace okrajových podmínek se provádí v souboru .sim. Nejprve se odebraly stupně volnosti jednotlivých těles. Sférický zub je pomocí dokonale tuhých 1D elementů propojen s bodem v počátku globálního souřadného systému. Bod má obecně 6 stupňů volnosti. V tomto případě byly odebrány všechny stupně volnosti kromě rotace okolo osy Z globálního souřadného systému.

Těleso objímky je tvořeno pouze z 3D elementů, ty disponují 3 stupni volnosti (posuny). V tomto případě se odebraly všechny stupně volnosti na vnějších plochách objímky.

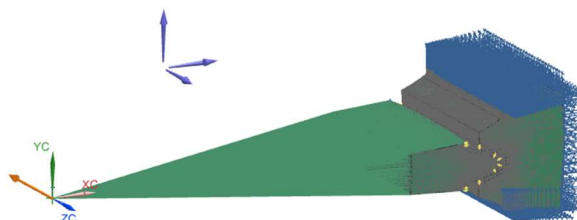
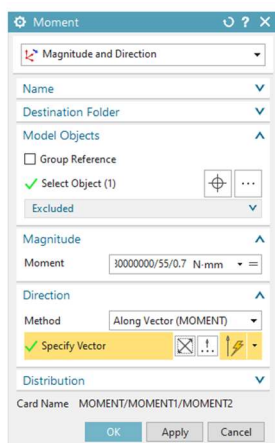


Obr. 154 Definování stupňů volnosti pro bod náboje



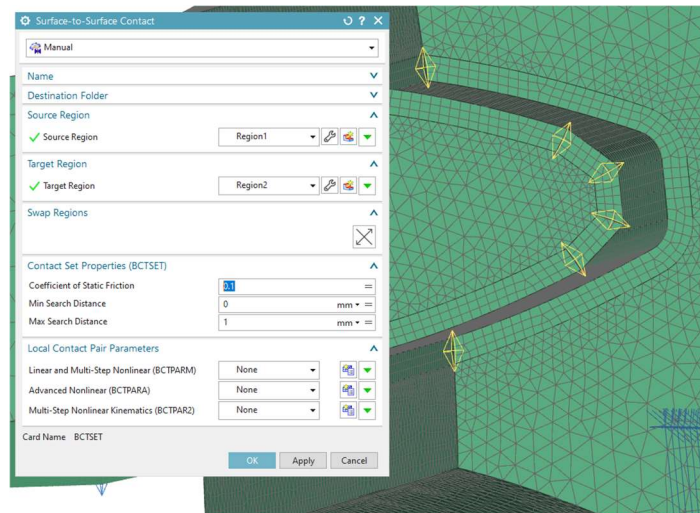
Obr. 155 Definování stupňů volnosti na vnějším povrchu objímky

Dále je nutné definovat zatížení. Úloha je zatížena momentem, který působí v bodě počátku globálního souřadného systému ve směru -ZC. Jeho velikost je rovna  $\frac{M_k}{z \cdot k_z}$ , zatížení tedy zahrnuje rozdělení na počet zubů spojky a procento zubů v záběru.



Obr. 156 Definování zátěžného momentu

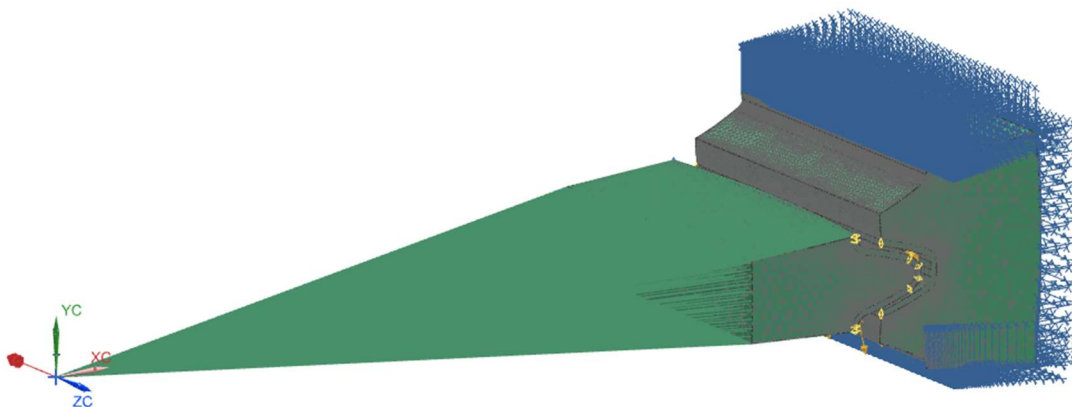
Před spuštěním simulace už pouze zbývalo definovat kontakt mezi sférickým zubem a objímkou. Ručně se vybrali kontaktní páry a uvažoval se součinitel tření  $f=0,1$ .



Obr. 157 Definování tření v kontaktu

Vlivem nepřesnosti geometrie a diskretizace může docházet k počátečnímu proniknutí na kontaktu ploch. Proto se pro úplnost dodefinoval kontakt podmínkou potlačení případné počáteční penetrace.

Takto vypadá model před výpočtem



Obr. 158 Model před výpočtem

Následně byla spuštěna simulace pomocí řešiče SOL101. Simulace byla provedena za následujících předpokladů:

- Lineárně elastický materiál
- Malé posunutí
- Ideální geometrie a technická přesnost
- Ustálený zátěžný stav
- Nezaběhané ozubení
- Případné počáteční penetrace potlačeny

Posledním krokem bylo odlazení velikosti elementů, z tohoto důvodu se provedla citlivostní analýza pro hlavní výpočet (sférické ozubení 480 kNm), kde se výpočet provedl pro různě velké elementy. Cílem je najít kompromis mezi přesností výsledků a výpočetním časem. V tab. 3. je shrnutí citlivostní analýzy. Je vidět, že maximální velikost napětí v patě objímky konverguje k číslu okolo 343 MPa, náboje 330 MPa a tlaku konverguje k číslu okolo 285 MPa. Rozdíl výsledků je od pětihodinového výpočtu minimální. Jelikož při použití 1 a 1,2 mm elementů jsou na šířku krusty pouze 2 elementy a kontaktní plocha je už poměrně hrubě diskretizována, jsou pro finální analýzu zvoleny elementy o velikosti 0,8 mm.

Tab. 3 Citlivostní analýza výpočtového modelu

Čas výpočtu	Velikost elementů	Kontaktní tlak	Max. napětí v patě náboje	Max. napětí v patě objímky
12 min	1,2	285 MPa	324 MPa	339 MPa
35 min	1	288 MPa	317 MPa	339 MPa
<b>50 min</b>	<b>0,8</b>	<b>285 MPa</b>	<b>329 MPa</b>	<b>343 MPa</b>
5h	0,6	282 MPa	333 MPa	347 MPa

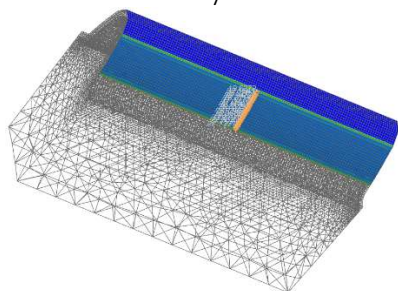
### 12.6.1 Zhodnocení výsledků simulace

Pro názorné porovnání rozdílů mezi sférickým a běžným přímým ozubením byla kromě simulace sférického ozubení provedena i simulace přímého ozubení. V tabulce 4 jsou uvedeny výsledky pro obě řešení pro zatížení nominálním točivým momentem 480 kNm.

Je patrné, že díky sférizaci ozubení došlo k redukci dotykové plochy mezi zuby náboje a objímky. Jak se předpokládalo v případě sférického ozubení se kontaktní tlak roznáší do okolí čárového styku náboje s objímkou v nejtlustší části ozubení náboje – uprostřed. Redukce dotykové plochy způsobuje značný nárůst kontaktního tlaku. Kromě kontaktního tlaku narůstá i redukované napětí v patě náboje i objímky, které je vzhledem ke kontaktní ploše soustředěno také doprostřed ozubení.

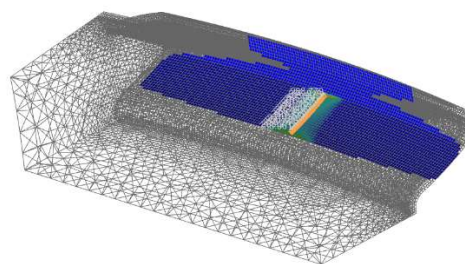
Spojka je dimenzována na nominální točivý moment 480kNm. Krátkodobě by ale měla přenášet maximální točivý moment 960 kNm. Zvýšený točivý moment se může objevit během rozběhu, doběhu, či jako důsledek jiných dynamických jevů. Z tohoto důvodu byla vytvořena ještě simulace sférického ozubení namáhaného maximálním točivým momentem. Porovnání výsledků pro nominální a maximální zatížení je shrnuto v tab. 5.

Přímý zub



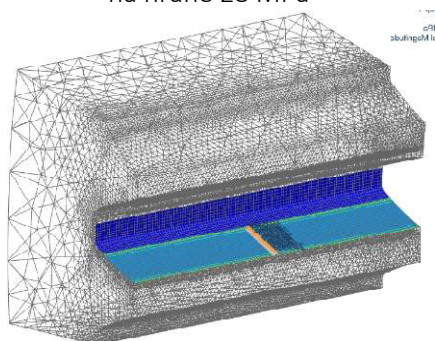
Obr. 159 Kontaktní tlak náboj - přímý zuby

Sférický zuby



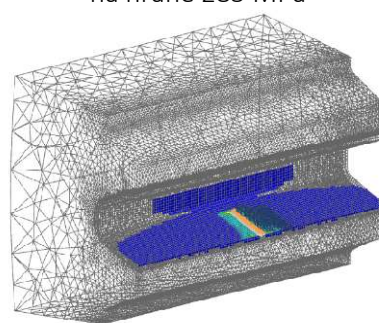
Obr. 160 Kontaktní tlak náboj - sférický zub

Průměrný kontaktní tlak se zanedbáním hodnot na hraně 28 MPa



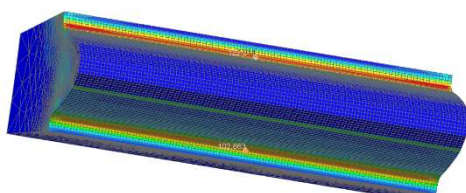
Obr. 161 Kontaktní tlak objímka - přímý zub

Průměrný kontaktní tlak se zanedbáním hodnot na hraně 285 MPa



Obr. 162 Kontaktní tlak objímka - sférický zub

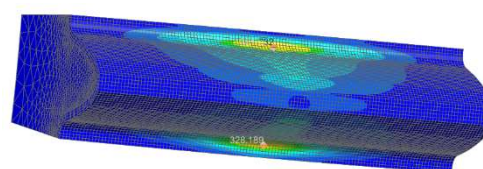
Průměrný kontaktní tlak se zanedbáním hodnot na hraně 28 MPa



Obr. 163 Redukované napětí v patě přímého zubu

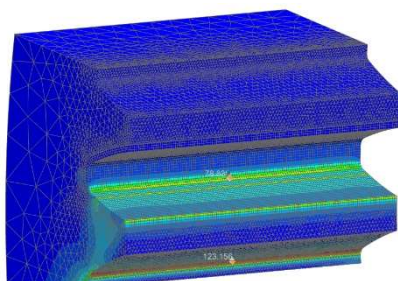
Největší redukované napětí v patě nahoře 123 MPa, dole 103 MPa. Se zanedbáním hodnot na hraně.

Průměrný kontaktní tlak se zanedbáním hodnot na hraně 285 MPa

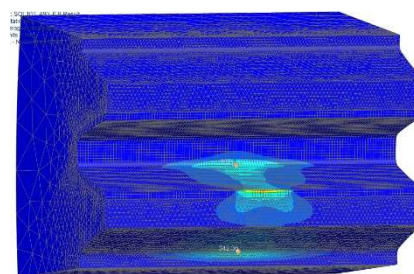


Obr. 164 Redukované napětí v patě sférického zubu

Největší redukované napětí v patě nahoře 322 MPa, dole 329 MPa. Se zanedbáním hodnot na hraně.

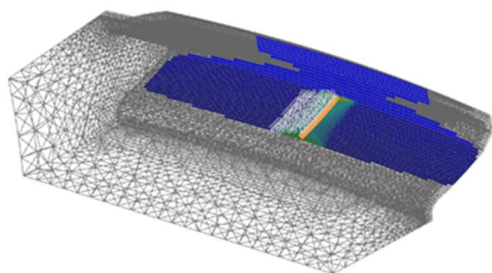


Obr. 165 Redukované napětí v patě objímky - přímý zub  
Největší redukované napětí v patě nahoře 79 MPa, dole 124 MPa. Se zanedbáním hodnot na hraně.



Obr. 166 Redukované napětí v patě objímky - sférický zub  
Největší redukované napětí v patě nahoře 313 MPa, dole 343 MPa. Se zanedbáním hodnot na hraně.

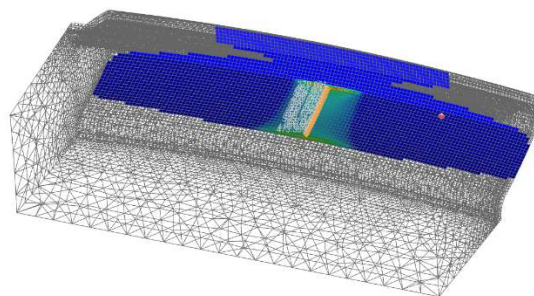
480 kNm



Obr. 167 Kontaktní tlak náboj 480 kNm

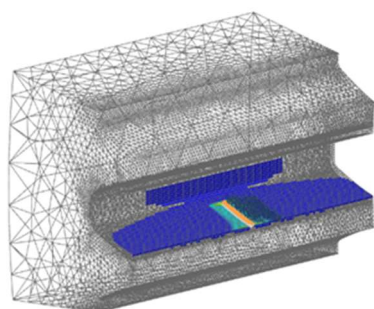
Průměrný kontaktní tlak se zanedbáním hodnot na hraně 285 MPa

960 kNm



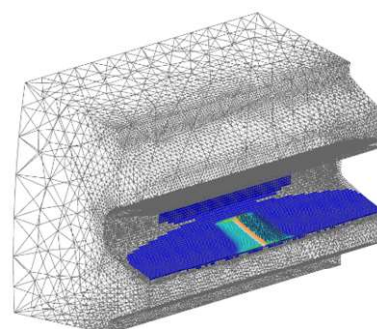
Obr. 168 Kontaktní tlak náboj 960 kNm

Průměrný kontaktní tlak se zanedbáním hodnot na hraně 400 MPa



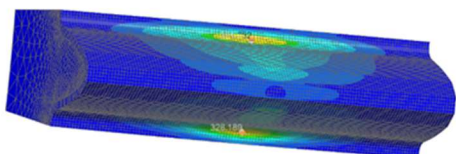
Obr. 169 Kontaktní tlak objímka 480 kNm

Průměrný kontaktní tlak se zanedbáním hodnot na hraně 285 MPa



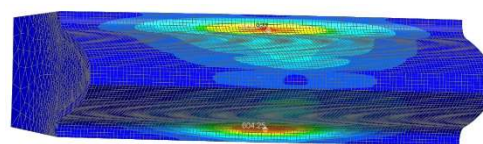
Obr. 170 Kontaktní tlak objímka 960 kNm

Průměrný kontaktní tlak se zanedbáním hodnot na hraně 400 MPa



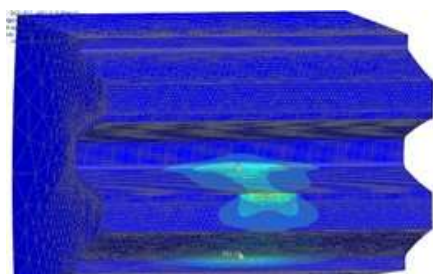
Obr. 171 Redukované napětí náboj 480 kNm

Největší redukované napětí v patě nahoře 322 MPa, dole 329 MPa. Se zanedbáním hodnot na hraně.

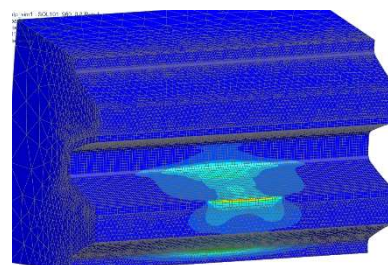


Obr. 172 Redukované napětí náboj 960 kNm

Největší redukované napětí v patě nahoře 622 MPa, dole 605 MPa. Se zanedbáním hodnot na hraně.



Obr. 173 Redukované napětí objímka 480 kNm  
Největší redukované napětí v patě nahoře 313 MPa, dole 343 MPa. Se zanedbáním hodnot na hraně



Obr. 174 Redukované napětí objímka 960 kNm  
Největší redukované napětí v patě nahoře 559 MPa, dole 655 MPa. Se zanedbáním hodnot na hraně.

S ohledem na namáhání součástí volme jako materiál náboje a objímky ocel vhodnou k nitridování 36NiCrMo16, která má ve stavu +QT bez nanitridování  $R_e = 800 \text{ MPa}$  [33].

### Číselné shrnutí výsledů MKP analýzy

Tab. 4 Přímé vs Sférické pro 480 kNm

Typ ozubení	Přímé	Sférické
Průměrný kontaktní tlak náboj	28 MPa	285 MPa
Průměrný kontaktní tlak objímka	28 MPa	285 MPa
Maximální redukované napětí v patě zubu náboje	123 MPa (nahore)	329 MPa (dole)
Maximální redukované napětí v patě zubu objímky	124 MPa (dole)	343 MPa (dole)
Bezpečnost kontaktního tlaku (nitridování)	42,85	4,21
Bezpečnost vůči $R_e$ mat. náboje	6,50	2,43
Bezpečnost vůči $R_e$ mat. objímky	6,45	2,33

Tab. 5 Nominální zatížení vs přetížení sférické

Zatížení	480 kNm	960 kNm
Průměrný kontaktní tlak náboj	285 MPa	400 MPa
Průměrný kontaktní tlak objímka	285 MPa	400 MPa
Maximální redukované napětí v patě zubu náboje	329 MPa (dole)	622 MPa (nahore)
Maximální redukované napětí v patě zubu objímky	343 MPa (dole)	655 MPa (dole)
Bezpečnost kontaktního tlaku	4,21	3
Bezpečnost vůči $R_e$ mat. náboje	2,43	1,28
Bezpečnost vůči $R_e$ mat. objímky	2,33	1,22

Bezpečnost vůči mezi kluzu  $R_e$  v patě zubů objímky i náboje při maximálním zatížení 960 kNm se přibližuje kritické hodnotě. Jelikož k tomuto stavu dochází pouze občas a krátkodobě (při rozběhu/naplnění studenou hmotou) lze tuto hodnotu prohlásit za vyhovující. Bezpečnosti při běžném provozu jsou plně vyhovující.



## 13 Porovnání s analytickým výpočtem Hertzova tlaku

Tab. 6 Porovnání při zatížení 480 kNm

Typ ozubení	Přímé ozubení		Sférické ozubení	
Způsob výpočtu	Analytika	MKP	Analytika	MKP
Kontaktní tlak [MPa]	34,5	28	344,31	285
Bezpečnost kont. tlaku (nitrid.)	34,78	42,85	3,48	4,21

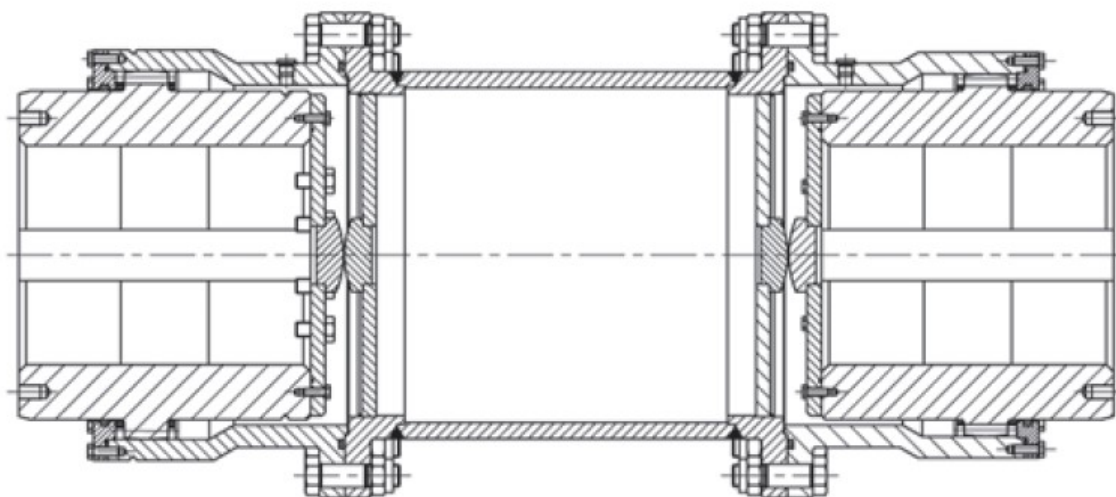
Tab. 7 Porovnání při zatížení 960 kNm

Zatížení	Přímé ozubení		Sférické ozubení	
Způsob výpočtu	Analytika	MKP	Analytika	MKP
Kontaktní tlak [MPa]	68,9	56	486,92	400
Bezpečnost kont. tlaku (nitrid.)	17,41	21,42	2,46	3

Je až překvapivé, jak blízko k výsledkům MKP analýzy je analytické řešení, které obsahuje řadu zjednodušení. Shrnutí výsledků obou přístupů pro obě zatížení je v tabulkách 6 a 7. Analytické řešení má ve všech případech horší výsledky, což v praxi nemusí být na škodu – nepatrné naddimenzování. Výsledek z MKP by měl být přesný a je velmi názorný. Odhaluje kromě velikosti kontaktního tlaku také jeho rozložení. Součástí MKP řešení jsou i výsledky napětí, které se můžou hodit pro kontrolu napětí v patě zubů. Na druhou stranu je výpočet mnohonásobně pomalejší a je nutné pro jakoukoli změnu parametrů upravit sestavu a MKP model, což je také časově náročné a poměrně pracné. Pokud se analytické řešení zakomponuje např. do MS Excelu, lze libovolně upravovat vstupní parametry a téměř okamžitě znát výsledky. Proto je ideální pomocí analytického řešení navrhnout parametry spojky a následně provést kontrolní výpočet pomocí MKP, který kromě kontaktního tlaku odhalí také ostatní výsledky a umožní danou spojku analyzovat do podrobnosti.

## 14 Návrh konstrukce zubové spojky pro gumárenský hnětič na kroučící moment 480 kNm.

Konstrukční návrh je založen na ZAKU-N H od výrobce KWD. Odlišný počet zubů jednotlivých polovin tlumí vibrace u paralelních pohonů [27]. Paralelní pohon gumárenského hnětiče je zřejmý z obr. 21. v kapitole 8.



Obr. 175 Zubová spojka ZAKU-N H od výrobce KWD [27]

Desky s čoučkou slouží jednak jako doraz a opěrný bod a jednak k ohraničení prostoru pro mazivo.

### 14.1 Navržení průměru hřídele

Rozměry náboje vyplývají z použitého hřídele pohonu, zadavatelem úlohy byl určen průměr hnacího a výstupního hřídele 360 mm a jeho materiál 18CrNiMo7+QT. Z tohoto důvodu se provedla pouze kontrola vstupního hřídele na krut.

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dk}$$

$$\frac{M_k}{\frac{\pi d^3}{16}} \leq \tau_{Dk}$$

Dovolené hodnoty namáhání jsou určeny s bezpečností 3 vůči mezi kluzu.

Pro 18CrNiMo7+QT tedy uvažujeme [34]:

$$R_e = 785 \text{ MPa}, k=3, \sigma_d = 261 \text{ MPa}, \tau_d = 157 \text{ MPa}, p_d = 200 \text{ MPa}$$

$$\frac{480000000}{\frac{\pi \cdot 360^3}{16}} = 52,4 \text{ MPa} \leq 157 \text{ MPa}$$

Bezpečnosti vůči dovolenému napětí v krutu je 2,99 při běžném zatížení a při přetížení 1,49.

**Hřídel pevnostně vyhovuje.**

## 14.2 Kontrola únosnosti drážkování

Kontrolní výpočet byl proveden za pomoci softwaru MITCalc. Z důvodu požadovaných rozměrů a požadované únosnosti bylo voleno normalizované evolventní drážkování 358.0 – 10 x 34 dle DIN5480 – 30° dlouhé 400 mm, z čehož funkční plocha činí 380 mm. Toto drážkování s přehledem přenesení nominální zatížení. Pokud dojde k maximálnímu přetížení 960 kNm, drážkování vyhovuje s bezpečností na otláčení 2,64 vůči dovolenému otláčení a s bezpečností 1,03 vůči dovolenému napětí v krutu. Hodnoty dovolených napětí byly na základě doporučení firmy voleny s bezpečností 3 vůči  $R_e$  a maximálnímu přípustnému tlaku konkrétních materiálů. Předpoklady pro zjištění provozních koeficientů a materiálové charakteristiky jsou zřejmé z obr. 176. Zvolené drážkování pak na obr. 177.

Pro zajištění polohy a bezrázovosti drážkování mezi nábojem a hřídelí se použil mírný přesah 8H/8s dle DIN 5480

**Výpočet tvarových spojů hřídele s nábojem**

**i** Výpočet: A = Chyba; B = Chyba; C = Chyba; D = OK

**ii**  Informace o projektu

**1.0**  Společné vstupní údaje

1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	
1.2	Přenášený výkon	P	5026,80 [kW]
1.3	Otáčky hřídele	n	50,0 [/min]
1.4	Krouticí moment	T	960048,08 [Nm]

**1.5** Způsob zatížení, provozní parametry

1.6	Charakter pohonu	Rovnoměrný
1.7	Typ zatížení	Lehké rázy
1.8	Charakter provozu	Jednosměrný
1.9	Počet rozběhů v tisících	10
1.10	Požadovaná životnost spoje	50000 [h]

**1.11** Provedení spoje, předběžný návrh průměru hřídele

1.12	Provedení spoje	Pevný spoj	
1.13	Vnitřní průměr dutého hřídele	$d_h$	0,000 [mm]
1.14	Požadovaná bezpečnost	$S_F$	1,00
1.15	Minimální průměr hřídele	$d_{min}$	334,4 [mm]

**1.16** Materiál hřídele (min. pevnost v tahu) [tvrdość]

1.17	B...Uhlíková ocel zušlechťená (500) [HB 220-270]		
1.18	Minimální pevnost v tahu	$R_{min}$	500 [MPa]
1.19	Dovolený tlak	$p_D$	200 [MPa]
1.20	Dovolené napětí v krutu	$\tau_D$	157 [MPa]

**1.21** Materiál náboje (min. pevnost v tahu) [tvrdość]

1.22	B...Uhlíková ocel zušlechťená (500) [HB 220-270]		
1.23	Minimální pevnost v tahu	$R_{min}$	500 [MPa]
1.24	Dovolený tlak	$p_D$	200 [MPa]

**1.26** Provozní koeficienty

1.27	Koeficient provedení spoje	$K_d$	1,0
1.28	Koeficient využití spoje	$K_s$	1,2
1.29	Koeficient životnosti	$K_f$	1,0
1.30	Koeficient opotřebení	$K_w$	1,0

Obr. 176 Vstupní parametry výpočtu drážkování

**D** + **Evolutionární drážkování**

**8.0**  Parametry spoje, návrh rozměrů

**8.1** Parametry spoje

8.2 Drážkování N ... DIN 5480 - 30°

8.3 Koeficient rozložení zatížení  $K_L$  0,75

8.4 Celkový provozní koeficient  $K_S$  1,20

**8.5** Automatický návrh spoje

8.6 Filtr pro návrh drážkování Kompletní řada

8.7 Výsledky návrhu třídít dle Vnější průměr

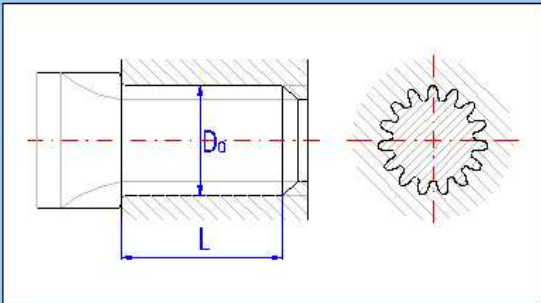
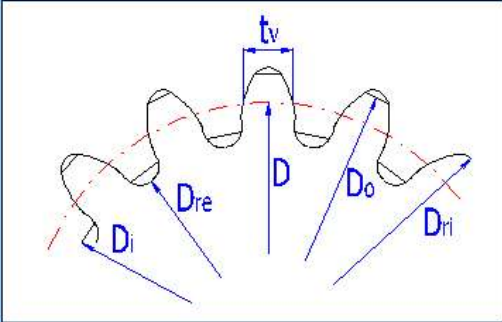
8.8  Maximální délka náboje  $L_{max}$  30,000 [mm]

8.9 Start návrhu Automatický návrh

ID.	m/P	n	$D_o$	$D_{re}$	$L_{min}$	L	$S_T$	$S_p$
12.	10.00	34	358.0	338.0	71.9	220.0	1.84	3.06

**8.11** Rozměry spoje

8.12	Min. průměr hřídele	$D_{remin}$	334,4 [mm]
8.13	Drážkování	358.0 - 10 x 34	
8.14	Modul / Počet zubů	m / n	10 / 34 [mm]
8.15	Rozečtný / základní průměr	D / $D_b$	340 / 294,45 [mm]
8.16	Jmenovitý průměr / posunutí	$D_d$ / $x_m$	360 / 4,5 [mm]
8.17	Průměry vnějšího drážkování	$D_o$ / $D_{re}$	358 / 338 [mm]
8.18	Průměry vnitřního drážkování	$D_i$ / $D_{ri}$	340 / 360 [mm]
8.19	Tloušťka zubu / šířka drážky	$t_v$ / $s_v$	20,9 / 20,9 [mm]
8.20	Obvod. rozeč / tvarová vůle	p / $c_f$	31,42 / 1 [mm]
8.21	Min. funkční délka drážkování	$L_{min}$	143,9 [mm]
8.22	Zvolená délka drážkování	L	380,000 / 45 [mm]

**9.0**  Pevnostní kontroly spoje

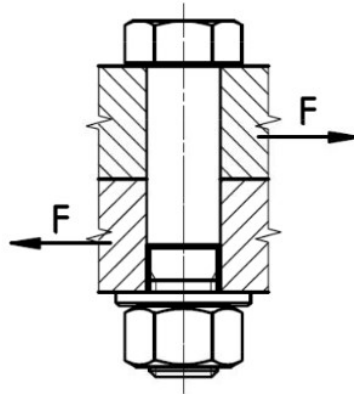
9.1	<b>Kontrola hřídele na krut</b>			9.5	<b>Kontrola otláčení na bocích drážkování</b>		
9.2	Dovolené napětí v krutu	$\tau_D$	157 [MPa]	9.6	Dovolený tlak	$p_D$	200 [MPa]
9.3	Srovnávací napětí	$\tau$	151,9 [MPa]	9.7	Srovnávací tlak	p	75,7 [MPa]
9.4	Bezpečnost		1,03	9.8	Bezpečnost		2,64

Obr. 177 Výsledné drážkování

### 14.3 Lícovaný šroub

Z důvodu dobrého zachycení proměnlivých obvodových sil byl pro spojení přírub spojky volen lícovaný šroub.

Dimenzování lícovaného šroubu vychází z namáhání na stěh. Zvolený šroub se poté kontroluje na otláčení. [4]



Obr. 178 Lícovaný šroub [55]

Nejprve se určila obvodová síla na jeden šroub působící na roztečném průměru děr šroubů

$$F_{o\dot{s}} = \frac{2M_k}{iD}$$

Kde:

$M_k$  – přenášený kroutící moment spojky

$i$  – počet lícovaných šroubů spojující příruby

$D$  – roztečný průměr děr šroubů

Následně se dimenzoval průměr dříku  $d_d$  z pevnostní podmínky na stěh

$$\tau_s = \frac{F_{o\dot{s}}}{S_d} = \frac{F_{o\dot{s}}}{\frac{\pi d_d^2}{4}} = \frac{\frac{2M_k}{iD}}{\frac{\pi d_d^2}{4}} = \frac{8M_k}{\pi d_d^2 i D} \leq \tau_{ds}$$

$$d_d \geq \sqrt{\frac{8M_k}{\tau_{ds} \pi i D}}$$

Byla zvolena třída pevnosti šroubu 12.9, pro kterou platí  $Re = 900$  MPa [37], uvažujeme opět bezpečnost  $k = 3$ , takže  $\sigma_d = 300$  MPa a  $\tau_d = 180$  MPa a  $p_{dz}, p_d = 200$  MPa. Volím 18 šroubů.

$$d_d \geq \sqrt{\frac{8 \cdot 480000000}{180 \cdot \pi \cdot 18 \cdot 705}} = 23,13 \text{ mm}$$

Volím šroub M30x3,5 dle DIN 609 s průměrem dříku 32 mm.

Poté se zvolený šroub zkontroloval na otláčení. Obě příruby jsou stejně tlusté, takže  $l_1=l_2=l$ . Tloušťka přírub se zvolila s ohledem na zbytek konstrukce 40 mm.

$$p = \frac{F_{o\dot{s}}}{S} = \frac{\frac{2M_k}{iD}}{d_d \cdot l} \leq p_d$$

$$\frac{2 \cdot 480000000}{\frac{18 \cdot 705}{32 \cdot 40}} = 59,1 \text{ MPa} \leq 200 \text{ MPa}$$

Bezpečnost vůči dovolenému tlaku je při běžném zatížení 3,3 a při přetížení 1,69.

### Zvolený šroub vyhovuje na otláčení.

Lícovaný šroub příruby u sebe nedrží přitlačnou osovou silou ve šroubu. Spojení je zajištěno zalisováním – obdobně jako u kolíků. Matice zde plní zejména zajišťovací funkci. Z tohoto důvodu byl utahovací moment matice navrhnout z ergonomie a rozměru klíče.

Dle ergonomických studií [38] byla síla od pracovníka zvolena 290 N.

Rozměr klíče pro M30 je dle [39] 422 mm.

Vyvozený utahovací moment činí

$$M_{ut} = F_{erg} \cdot l_{klí\check{c}} = 290 \cdot 422 = 122380 \text{ Nmm} \rightarrow \text{zvoleno } 122500 \text{ Nmm}$$

Pomocí známého vztahu [4] lze z utahovacího momentu zjistit tah ve šroubu. Moment vyvozený od klíče se dá při zanedbání přídavného tření mezi maticí a podložkou a přídavného momentu potřebného pro dosednutí ploch porovnat s pravou stranou.

$$M_{ut} = \frac{F_p \cdot d_2}{2} \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi') \rightarrow F_p = \frac{2M_{ut}}{d_2 \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi')}$$

Kde:

$\alpha$  – úhel stoupání závitu

$\varphi'$  – třecí úhel v závitu

Platí

$$\varphi' = \text{arctg}(f_z) \cong 7,97^\circ$$

$$\alpha = \text{arctg}\left(\frac{s}{\pi d_2}\right) \cong 2,3^\circ$$

Kde:

$f_z$  – součinitel tření v závitu, dle Wikovu je doporučeno volit 0,14

$s$  – stoupání závitu dle [8] pro M30x3,5 = 3,5 mm

$d_2$  – střední průměr závitu dle [8] pro M30x3,5 = 27,727 mm

$$F_p = \frac{2M_{ut}}{d_2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi')} = \frac{2 \cdot 122500}{27,727 \cdot \operatorname{tg}(2,3 + 7,97)} \cong 48767,34 \text{ N}$$

Nyní lze přistoupit ke kontrole tlaku v závitu. Tlak v závitu se spočte z osové síly ve šroubu a plochy závitu [4]

$$p_{zav} = \frac{F_p}{S_{zav}} = \frac{F_p}{0,5 \cdot \pi d_2 H_1 n_z} = \frac{F_p}{0,5 \cdot \pi d_2 \cdot \left(\frac{d - D_1}{2}\right) \cdot \left(\frac{l_{mat}}{s}\right)} \leq p_{dz}$$

$$\frac{48764,7}{0,5 \cdot \pi \cdot 27,727 \cdot \left(\frac{30 - 26,211}{2}\right) \cdot \left(\frac{24}{3,5}\right)} = 86,2 \text{ MPa} \leq 200 \text{ MPa}$$

Podmínka dovoleného tlaku v závitu je splněna s bezpečností 2,32 vůči dovolenému tlaku  $p_{dz}$ .

Jako poslední byla provedena kontrola redukovaného napětí v závitu a dříku šroubu.

Během montáže je nejvíce namáhán závit šroubu a to tahem od  $F_p$  a krutem od  $M_{ut}$ .

Během provozu je nejvíce namáhán dřík a to smykovou silou  $F_{oš}$  a tahem od  $F_p$ .

Pro první případ tedy platí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_t)^2 + 3(\tau_k)^2} \cong 113,5 \text{ MPa}$$

Kde:

$$\sigma_t = \frac{F_p}{S_{zmin}} = \frac{F_p}{\frac{\pi d_3^2}{4}} = \frac{48767,34}{\frac{\pi \cdot 25,706^2}{4}} \cong 94 \text{ MPa}$$

$$\tau_k = \frac{M_{ut}}{W_k} = \frac{M_{ut}}{\frac{\pi d_3^3}{16}} = \frac{122500}{\frac{\pi \cdot 25,706^3}{16}} \cong 36,73 \text{ MPa}$$

a pro druhý:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_t)^2 + 3(\tau_s)^2} \cong 173,9 \text{ MPa}$$

Kde:

$$\sigma_t = \frac{F_p}{S_d} = \frac{F_p}{\frac{\pi d_d^2}{4}} = \frac{48767,34}{\frac{\pi \cdot 32^2}{4}} \cong 60,64 \text{ MPa}$$

$$\tau_s = \frac{F_{oš}}{S_d} = \frac{\frac{2 \cdot 480000000}{18 \cdot 705}}{\frac{\pi \cdot 32^2}{4}} \cong 94,1 \text{ MPa}$$

K největšímu namáhání dochází v dříku během provozu.

Při zatížení nominálním momentem 480 kNm je bezpečnost vůči dovolenému napětí

$$k = \frac{\sigma_d}{\sigma_{red}} = \frac{300}{173,9} \cong 1,72$$

Při zatížení maximálním možným momentem 960 kNm je bezpečnost vůči mezi kluzu

$$k = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{900}{331,5} \cong 2,71$$

**Navržený spoj pevnostně vyhovuje.**

## 14.4 Tupý svar

Pro spojení příruby s trubicou se obvykle používá tupý svar. Svar je nutné pevnostně zkontrolovat. Uvažujeme pouze namáhání krutem. Vnější průměr svaru  $D$  má 620 mm a vnitřní průměr svaru  $d$  má 555 mm. Uvažujeme bezpečnostní součinitel  $\alpha_\tau$  dle [56] 0,7.

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi}{16D}(D^4 - d^4)} = \frac{480000000}{16 \cdot 620(620^4 - 555^4)} \cong 28,66 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_\xi + \sigma_\theta)^2 + 3\left(\frac{\tau_k}{\alpha_\tau} + \tau_s\right)^2} = \sqrt{3} \cdot \frac{\tau_k}{\alpha_\tau} = \sqrt{3} \cdot \frac{28,66}{0,7} \cong 70,92 \text{ MPa}$$

Jako základní materiál obou částí volme konstrukční ocel S355JR vhodnou ke svařování, pro kterou platí [40]  $Re = 345 \text{ MPa}$ ,  $k = 3$ , takže  $\sigma_d = 115 \text{ MPa}$  a  $\tau_d = 69 \text{ MPa}$  a  $p_d = 200 \text{ MPa}$ .

Při zatížení nominálním momentem 480 kNm je bezpečnost vůči dovolenému napětí

$$k = \frac{\sigma_d}{\sigma_{red}} = \frac{115}{70,92} \cong 1,62$$

Při zatížení maximálním momentem 960 kNm je bezpečnost vůči mezi kluzu

$$k = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{345}{141,83} \cong 2,43$$

**Tupý svar pevnostně vyhovuje.**

Jelikož se ke spojení přírub použily lícované šrouby, je nutné zkontrolovat otláčení i u příruby.

$$\frac{2M_k}{\frac{iD}{d_d \cdot l}} \leq p_d$$

$$\frac{2 \cdot 480000000}{\frac{18 \cdot 705}{32 \cdot 40}} \cong 59,1 \text{ MPa} \leq 200 \text{ MPa}$$

. Bezpečnost vůči dovolenému tlaku při standardním zatížení je 3,3 a při přetížení 1,69

**Příruba vyhovuje na otláčení.**



## 14.5 Ostatní svary

Koutové svary ustavující čochku v disku a disk v osazení pomocné příruby nejsou zvláště mechanicky namáhané. Jejich účel je pouze zafixování součástí ve správné pozici. Z tohoto důvodu není potřebné provádět jejich pevnostní kontrolu.

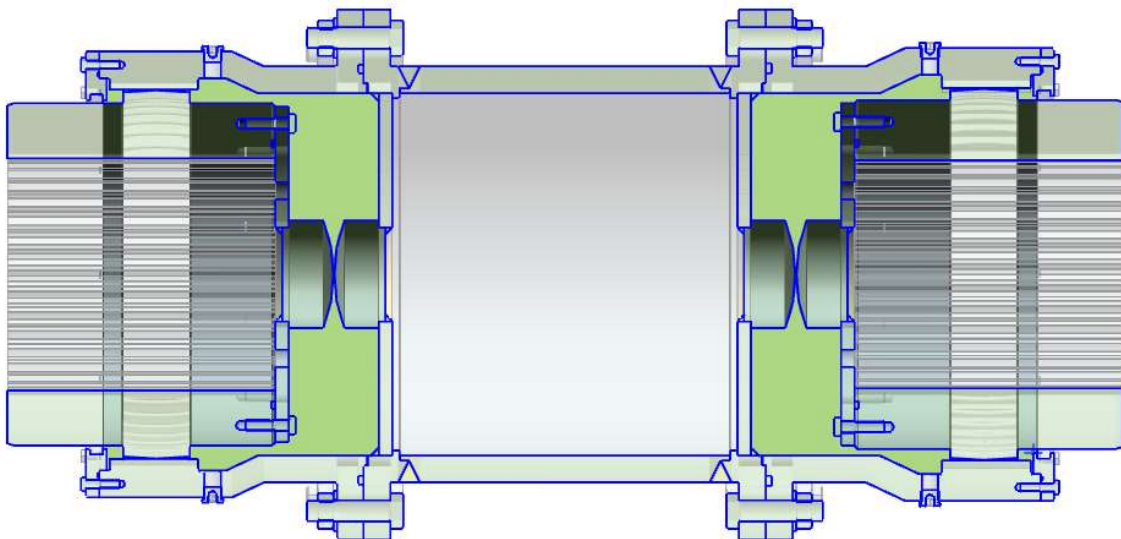
## 14.6 Mazivo

Spojka vyžaduje dobré mazání, neboť nejsou-li hřídele souosé, zuby náboje a objímky se po sobě při každé otáčce posouvají [2]. Mazivo nejen že maže, ale také napomáhá k odvedení tepla při tomto jevu. Mazání je v tomto případě provedeno pomocí plastického maziva.

Plastické mazivo se nachází v celém těsněném objemu. Pomocí funkcí CAD je možno získat celý uzavřený objem ve kterém se bude mazivo nacházet. Pokud se určí objem, lze dopočítat i hmotnost požadovaného maziva.

Zeleně na obr. 179 je označený průřez objemem maziva. Celkový objem se zjistil za pomoci funkce Measure body a to  $71143009,5698 \text{ mm}^3$ , tedy zaokrouhlo na 71143 ml. Před finálním určením typu maziva je nutné konzultovat výběr s výrobcem maziv a provést jeho otestování. Firma Wikov pro mazání svých zubových spojek používá plastické mazivo Klübelub BE 41-1501 jež má hustotu při  $20^\circ\text{C}$  zhruba  $0,92\text{g/cm}^3$  [41]. Při pokojové teplotě je tedy nutno tuto konkrétní zubovou spojku naplnit cca 65452 gramy tohoto plastického maziva.

Postup plnění je následující. Napřed se sundají obě zátky. Jeden port se nechá volný a do druhého se přivede mazivo. Plní se, dokud mazivo nezačne vystupovat z druhého plnicího portu. Poté se volný port opět zašroubuje. Následně se vyndá boční víčko a pokračuje se v plnění. Po vyplnění zbylého prostoru mezi zuby a u víčka se víčko opět nasadí a plnicí port se uzavře zátkou.

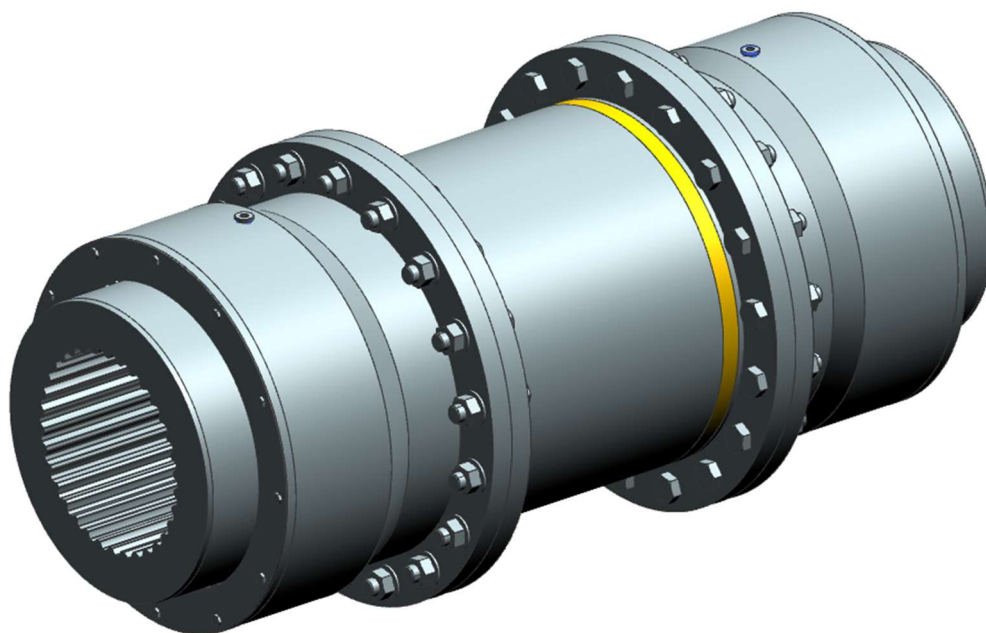


Obr. 179 Průřez objemem maziva

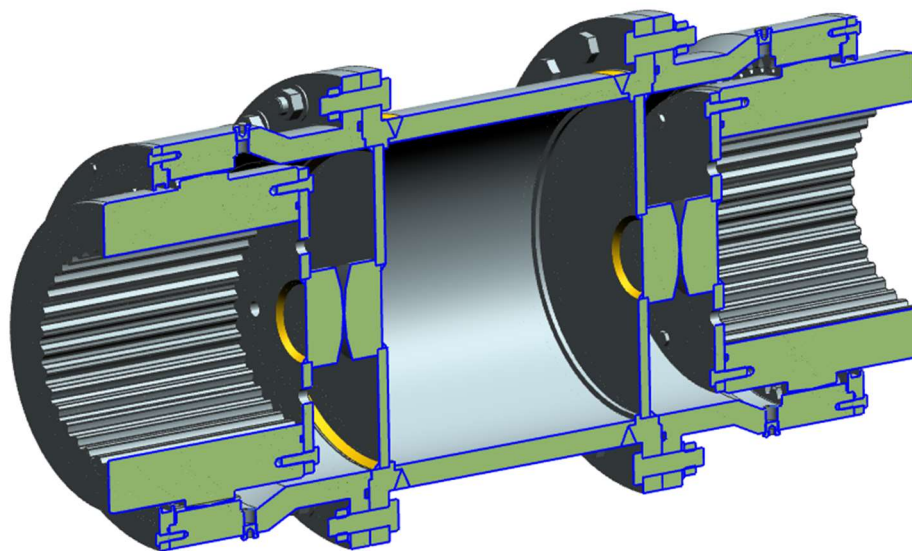
## 15 Zpracování sestavného výkresu a výrobní dokumentace náboje a objímky

Požadovaná výrobní dokumentace je součástí přílohy diplomové práce.

Takto vypadá navrhnutá zubová spojka:



Obr. 180 Izometrický pohled na navrhnutou zubovou spojku



Obr. 181 Zubová spojka v řezu

Cílem této práce bylo vypracování návrhu výpočtu sférického ozubení pomocí MKP, porovnání výsledků s analytickým řešením společnosti Wikov a navržené ozubení využít pro konstrukční návrh konkrétní zubové spojky. Všechny cíle byly splněny. Výsledky obou přístupů jsou si podobné, ovšem pro stoprocentní potvrzení je nutné provést fyzické otestování.

## Reference

- [1] O Wikovu. Online. Dostupné z: <https://www.wikov.com/cs/o-nas/>. [cit. 2024-05-19].
- [2] KLEPŠ, Zdeněk. Hřídelové spojky: Určeno [také] studentům. 1. vyd. Praha: SNTL, 1966. 97, [1] s. Kurs technických znalostí; Sv. 83.
- [3] BOLEK, Alfred et al. Hřídelové spojky. Vyd. 1. Praha: SNTL, 1967. 529 s.
- [4] BOLEK, Alfred a KOCHMAN, Josef. Části strojů. Sv. 1. 5., přeprac. vyd. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL, 1989. 775 s. Technický průvodce; Sv. 6. Česká matice technická; Čís. 349. ISBN 80-03-00046-7
- [5] KRÓNEROVÁ, Eva a Jaroslav KRÁTKÝ. Pohonný systém z hlediska specifikace požadovaných vlastností. Plzeň, 2014.
- [6] HOSNEDL, Stanislav a KRÁTKÝ, Jaroslav. Příručka strojního inženýra: obecné strojní části. Edice strojaře. Praha: Computer Press, 1999. ISBN 80-7226-055-3.
- [7] What are Gear Couplings? Online. Dostupné z: [https://www.brighthubengineering.com/machine-design/62180-types-of-flexible-coupling-gear-couplings/?utm\\_content=cmp-true](https://www.brighthubengineering.com/machine-design/62180-types-of-flexible-coupling-gear-couplings/?utm_content=cmp-true). [cit. 2024-05-19].
- [8] LEINVEBER, Jiří a VÁVRA, Pavel. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4
- [9] MEHR, Andreas a YODERS, Scott. Efficient Hard Finishing of Asymmetric Tooth Profiles and Topological Modifications. Online. Gear Technology Magazine. Roč. 2017, č. August, s. 8. Dostupné z: <https://www.geartechnology.com/ext/resources/issues/0817x/asymmetric-grinding.pdf>. [cit. 2024-05-19].
- [10] SHIGLEY, Joseph Edward, MISCHKE, Charles R. a BUDYNAS, Richard G. Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Brno: VUTIUM, 2010. xxv, 1159 s. Překlady vysokoškolských učebnic; sv. 3. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [11] Designing Spur Gear Backlash Allowance. Online. 2022. Dostupné z: <https://help.autodesk.com/view/INVNTOR/2023/ENU/?guid=GUID-8EC5D4D4-0AAA-4DE1-8F8A-DFFD19354BEE>. [cit. 2024-05-19].
- [12] HRABA, Martin. Návrh komory hnětiče "intermix" 200l. Online, Diplomová práce. PLZEŇ: Západočeská univerzita v Plzni, 2017. Dostupné z: [https://dspace5.zcu.cz/bitstream/11025/28910/1/DP\\_Martin\\_Hraba.pdf](https://dspace5.zcu.cz/bitstream/11025/28910/1/DP_Martin_Hraba.pdf). [cit. 2024-05-19].
- [13] MALÁČ, Jiří. Gumárenská technologie 5. Procesy. Online. Dostupné z: <https://docplayer.cz/16222517-Jiri-malac-gumarenska-technologie-5-procesy-1-obsah.html>. [cit. 2024-05-19].
- [14] Internal mixer. Online. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/internal-mixer>. [cit. 2024-05-20].
- [15] Advanced Intermeshing Mixers for Energy Saving and Reduction of Environmental Impact. Online. Mitsubishi Heavy Industries Technical Review. 2012, s. 6. Dostupné z: <https://www.mhi.co.jp/technology/review/pdf/e494/e494038.pdf>. [cit. 2024-05-19].
- [16] A Comprehensive Guide to Rubber Mixing Techniques. Online. 2023. Dostupné z: <https://legenday.com.cn/rubber-mixing/>. [cit. 2024-05-19].

- [17] About Flender. Online. 2024. Dostupné z: <https://www.flender.com/en/company/about-flender>. [cit. 2024-05-19].
- [18] Catalog FLE 10.1. Online. Flender GmbH. 2023. Dostupné z: <https://www.flender.com/en/media-documents?search=Torsion%20Rigid&sort=prio-and-name#>. [cit. 2024-05-19].
- [19] CMD Company profile. Online. CMD GEARS, 2011. Dostupné z: <https://easyfairsassets.com/sites/186/2022/03/CMD-PRESENTATION-2011-CMD-profile-mail.pdf>. [cit. 2024-05-19].
- [20] Flexident CMD Couplings. Online. 2024. Dostupné z: <https://cmdcouplings.com/en/flexident-gear-couplings/>. [cit. 2024-05-19].
- [21] Flexident Senior Catalog. Online. Dostupné z: <https://cmdcouplings.com/wp-content/uploads/Flexident-Senior-en.pdf>. [cit. 2024-05-19].
- [22] CMD Flexident Catalog. Online. Dostupné z: <https://cmdcouplings.com/wp-content/uploads/Full-Range-Flexident-Senior.pdf>. [cit. 2024-05-19].
- [23] CMD Flexident Junior and Z Catalog. Online. Dostupné z: <https://cmdcouplings.com/wp-content/uploads/Flexident-Junior-Z-en-de.pdf>. [cit. 2024-05-19].
- [24] CMD KT7LP Catalog. Online. Dostupné z: <https://cmdcouplings.com/wp-content/uploads/K7TLP-Shear-Pins-Torque-Limiter.pdf>. [cit. 2024-05-19].
- [25] About KWD Couplings. Online. Dostupné z: [https://www.zeer.com.cn/En\\_Pr\\_d\\_gci\\_139\\_id\\_34.html](https://www.zeer.com.cn/En_Pr_d_gci_139_id_34.html). [cit. 2024-05-20].
- [26] KWD Company portrait. Online. Dostupné z: <https://www.kupplungswerk-dresden.de/en/company-portrait/company-portrait.html>. [cit. 2024-05-19].
- [27] Gear couplings with crowned toothing ZAKU-N. Online. Dostupné z: <https://www.kupplungswerk-dresden.de/en/products/industry/gear-couplings.html?file=files/kwd/pdf/kupplungen-en/2016/ZAKU-ENGL-web.pdf&cid=225>. [cit. 2024-05-19].
- [28] About SKF. Online. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/organisation/about-skf>. [cit. 2024-05-19].
- [29] SKF. Online. In: Wikipedia: the free encyclopedia. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-. Dostupné z: <https://en.wikipedia.org/wiki/SKF>. [cit. 2024-05-19].
- [30] SKF Couplings Catalog. Online. SKF, 2023. Dostupné z: <https://www.skf.com/mm/094e20a34cf10d47>. [cit. 2024-05-19].
- [31] ČSN 01 4950, Evolventní drážkování. 04/1963.
- [32] Contact mechanics. Online. In: Wikipedia: the free encyclopedia. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Contact\\_mechanics](https://en.wikipedia.org/wiki/Contact_mechanics). [cit. 2024-05-19].
- [33] 36NiCrMo16 Datasheet. Online. Dostupné z: [https://www.steelnumber.com/en/steel\\_composition\\_eu.php?name\\_id=339](https://www.steelnumber.com/en/steel_composition_eu.php?name_id=339). [cit. 2024-05-19].
- [34] 18CrNiMo7 Datasheet. Online. Dostupné z: [https://bgh.de/media/4d/1e/99/1710317401/16587\\_BGH\\_en.pdf](https://bgh.de/media/4d/1e/99/1710317401/16587_BGH_en.pdf). [cit. 2024-05-19].

- [35] HBW to HRC Calculator. Online. Dostupné z: <https://calculator.academy/hbw-to-hrc-calculator/>. [cit. 2024-05-19].
- [36] Hardness Conversion Chart. Online. Dostupné z: [https://steelselector.sij.si/calculators/hardness/hardness\\_table.html](https://steelselector.sij.si/calculators/hardness/hardness_table.html). [cit. 2024-05-19].
- [37] Mechanické vlastnosti šroubů. Online. Dostupné z: <https://www.killich.cz/stranky/technicke-info/ocelovy-spojovaci-material/mechanicke-vlastnosti-sroubu>. [cit. 2024-05-19].
- [38] CCOHS Pushing and Pulling. Online. Dostupné z: [https://www.ccohs.ca/oshanswers/ergonomics/push1.html?fbclid=IwAR1PoX8aqv4\\_asryd79X9gDtCvdByaN\\_68cNnOU9pHvpoAHiAvsB-HNCW93o](https://www.ccohs.ca/oshanswers/ergonomics/push1.html?fbclid=IwAR1PoX8aqv4_asryd79X9gDtCvdByaN_68cNnOU9pHvpoAHiAvsB-HNCW93o). [cit. 2024-05-19].
- [39] Klíč maticový otevřený oboustranný DIN 895 46x50 Tona Expert. Online. Dostupné z: <https://www.prumex.cz/klic-maticovy-otevreny-oboustranny-din-895-46x50-tona-expert/>. [cit. 2024-05-20].
- [40] S355JR datasheet. Online. Dostupné z: [https://www.steelnumber.com/en/steel\\_composition\\_eu.php?name\\_id=8](https://www.steelnumber.com/en/steel_composition_eu.php?name_id=8). [cit. 2024-05-19].
- [41] Klüberlub BE 41-1501 datasheet. Online. Dostupné z: [https://www.imlubrificanti.it/images/KLUBER/pdf\\_schede\\_tecniche/Kl%C3%BCberlub\\_BE\\_41-1501.pdf](https://www.imlubrificanti.it/images/KLUBER/pdf_schede_tecniche/Kl%C3%BCberlub_BE_41-1501.pdf). [cit. 2024-05-19].
- [42] Princip spojky. Online. Dostupné z: <https://www.theengineerspost.com/shaft-coupling>. [cit. 2024-05-19].
- [43] Shaft coupling: Misalignment types. Online. Dostupné z: <https://www.ksb.com/en-global/centrifugal-pump-lexicon/article/shaft-coupling-1116320>. [cit. 2024-05-19].
- [44] Spherical gear coupling: highly crowned hub and straight sleeve. Online. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0094114X22001069>. [cit. 2024-05-19].
- [45] KTR Kupplungstechnik Logo. Online. In: Wikipedia: the free encyclopedia. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-. Dostupné z: [https://commons.wikimedia.org/wiki/File:KTR\\_Kupplungstechnik\\_Logo.svg](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:KTR_Kupplungstechnik_Logo.svg). [cit. 2024-05-19].
- [46] Rexnord Logo. Online. In: Wikipedia: the free encyclopedia. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-. Dostupné z: <https://en.m.wikipedia.org/wiki/File:Rexnord.svg>. [cit. 2024-05-19].
- [47] Lovejoy Logo. Online. Dostupné z: <https://www.facebook.com/100068238379707/posts/10157490280296112/>. [cit. 2024-05-19].
- [48] ESCO Logo. Online. Dostupné z: <https://www.escogroup.com/>. [cit. 2024-05-19].
- [49] Rokee Logo. Online. Dostupné z: <https://www.rokeecoupling.com/en/>. [cit. 2024-05-19].
- [50] RENK logo. Online. In: Wikipedia: the free encyclopedia. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/File:RENK\\_Logo\\_RGB.svg](https://en.wikipedia.org/wiki/File:RENK_Logo_RGB.svg). [cit. 2024-05-19].
- [51] Finite element mesh gear pair. Online. Dostupné z: <https://www.comsol.com/blogs/how-to-evaluate-gear-mesh-stiffness-in-a-multibody-dynamics-model/>. [cit. 2024-05-19].

- [52] Mesh generation. Online. MM Science Journal. June 2015, s. 3. Dostupné z: <https://www.mmscience.eu/journal/issues/june-2015/articles/comparison-of-capabilities-of-finite-element-method-and-specialized-software-programs-in-evaluation-of-gears>. [cit. 2024-05-19].
- [53] Definition of the finite element model for the loaded tooth contact analysis. Online. ScienceDirect. 2019, s. 16. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0094114X18315520>. [cit. 2024-05-19].
- [54] Spur Gear Boundary Conditions. Online. ResearchGate. April 2016, s. 7. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/figure/Spur-Gear-Boundary-Conditions\\_fig1\\_301303738](https://www.researchgate.net/figure/Spur-Gear-Boundary-Conditions_fig1_301303738). [cit. 2024-05-19].
- [55] Model with distributing couplings. Online. SpringerLink. December 2022, s. 34. Dostupné z: <https://link.springer.com/article/10.1007/s11044-023-09926-4>. [cit. 2024-05-19].
- [55] Šroubové spoje zatížené silou kolmou k ose šroubu s tvarovým stykem. Online. Střední průmyslová škola a Vyšší odborná škola technická Brno, Sokolská 1. Červenec 2012, s. 18. Dostupné z: [https://www.sokolska.cz/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY\\_32\\_INOVACE\\_13-07.pdf](https://www.sokolska.cz/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_13-07.pdf). [cit. 2024-05-19].
- [56] DYNBYL, Vojtěch. Části a mechanismy strojů 1 [přednášky]. Plzeň 2021: FST ZČU