



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Redesign třístupňové kuželočelní  
převodovky**

**Redesign of The Three-speed Bevel Gearbox**

**Bakalářská práce**

**2023**

**Vojtěch ŽEMLIČKA**

**Studijní program:** B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

**Studijní obor:** 2301R000 Studijní program je bezoborový

**Vedoucí práce:** Ing. Karel Petr, Ph.D.



## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

### I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Žemlička** Jméno: **Vojtěch** Osobní číslo: **501326**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**  
Studijní program: **Teoretický základ strojího inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

### II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Redesign třístupňové kuželočelní převodovky**

Název bakalářské práce anglicky:

**Redesign of The Three-speed Bevel Gearbox**

Pokyny pro vypracování:

Cílem bakalářské práce je redesign třístupňové kuželočelní převodovky. Cílem redesignu je snížení hmotnosti, návrh konstrukčních úprav, metod zvýšení únosnosti apod. vycházejících z parametrů u zadané převodovky. Je nutné, aby student dodržel zástavbové a přípojné rozměry. Student provede přepočty ozubení, ložisek, hřídelí apod. a následně v CAD systému provede potřebné úpravy. Student vlastně provede komplexní optimalizace převodovky s ohledem na současný trend a výrobní možnosti. Součástí práce bude částečná výkresová nebo bezvýkresová dokumentace. Vybrané výkresy budou tištěné pro možnosti diskuze během obhajoby.

Seznam doporučené literatury:

- [1] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
- [2] Joseph E. Shigley: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [3] FREDERICK E. GIESECKE. Technical Drawing with Engineering Graphics. 2014. Pearson New International Edition. ISBN 13: 9781292026183.
- [4] Petr, K. STROJÍRENSKÉ KONSTRUOVÁNÍ – Tvorba výkresové dokumentace dle ISO norem. Praha: ČVUT v Praze (skripta), 08/2020. ISBN 978-80-01-06715-4.
- [5] Katalogy výrobců.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**Ing. Karel Petr, Ph.D. ústav konstruování a částí strojů FS**

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

Datum zadání bakalářské práce: **20.04.2023** Termín odevzdání bakalářské práce: **05.08.2023**

Platnost zadání bakalářské práce: \_\_\_\_\_

Ing. Karel Petr, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. František Lopot, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

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

### III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

\_\_\_\_\_ Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_ Podpis studenta



## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Redesign třístupňové kuželočelní převodovky pro pásový dopravník“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Karla Petra, Ph.D. s použitím literatury uvedené v seznamu na konci mé bakalářské práce.

V Praze 19.05.2023

.....  
Vojtěch Žemlička



## Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval panu Ing. Karlu Petrovi, Ph.D., vedoucímu mé bakalářské práce, za rady, podněty a připomínky, které mi věnoval při konzultacích.

## Anotační list

Jméno autora:	Vojtěch Žemlička
Název BP:	Redesign třístupňové kuželočelní převodovky
Anglický název:	Redesign of The Three-speed Bevel Gearbox
Rok:	2023
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Karel Petr, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 51 počet obrázků 39 počet tabulek 24 počet příloh 7
Klíčová slova	Třístupňová převodovka, čelní ozubená kola, kuželová ozubená kola, reverse engineering, MKP analýza, hřídel
Keywords	Tree-stage gearbox, helical gears, bevel gears, reverse engineering, FEA, shaft

### Anotace:

Rešeršní část práce shrnuje jednotlivé druhy převodovek, ozubených kol, jejich materiálů a druhy převodovek používaných pro pásové dopravníky.

Praktická část se zabývá redesignem třístupňové kuželočelní převodovky pro pásový dopravník.

### Abstract:

The theoretical part of this thesis summarises individual types of gearboxes, gears, their materials, and types of gearboxes used for belt conveyors.

The practical part deals with redesign of the three-stage bevel-helical gearbox for a belt conveyor.



## Obsah

Čestné prohlášení.....	3
Poděkování.....	4
Anotační list .....	5
Obsah .....	6
Seznam zkratk a symbolů .....	1
1. Úvod .....	4
2. Převodovky.....	5
2.1. Rozdělení převodovek.....	5
2.1.1. Rozdělení dle vzájemné polohy os hřídelů .....	5
2.1.2. Rozdělení dle typu převodu .....	7
2.2. Ozubená kola .....	7
2.2.1. Rozdělení ozubených kol.....	7
2.2.1.1. Podle vzájemné polohy os.....	7
2.2.1.2. Podle tvaru boční křivky.....	8
2.2.1.3. Podle kinematických poměrů .....	9
2.2.2. Materiály ozubených kol .....	10
2.2.2.1. Oceli vhodné k cementaci .....	11
2.2.2.2. Oceli vhodné k nitridaci.....	11
2.2.2.3. Ostatní materiály .....	11
2.3. Materiály skříní .....	11
3. Převodovky používané pro dopravníky .....	12
3.1. Válečkové dopravníky .....	12
3.2. Řetězové dopravníky .....	12
3.3. Pásové dopravníky .....	12
4. Známé a zadané parametry .....	13
5. Optimalizace ozubených kol .....	15
5.1. Podmínky výpočtu .....	15
5.2. Optimalizace změnou šířky kol.....	17
5.3. Optimalizace změnou převodového poměru a sklonu zubů.....	19
5.4. Optimalizace změnou materiálu .....	22
5.5. Výsledek optimalizace ozubení .....	24
6. Přepočet a návrh ložisek .....	24
6.1. Výpočet momentů a otáček na hřídelích.....	24
6.2. Výpočet minimálních průměrů hřídelů .....	25
6.3. Výpočet prvků přenášejících kroutící moment.....	25
6.3.1. Pera na vstupu .....	25
6.3.2. Pera na výstupu .....	26
6.3.3. Výpočet spojů pomocí nalisování.....	26
6.4. Výpočet reakcí na hřídelích .....	27
6.5. Zvolená ložiska vs. stávající.....	30
7. Optimalizace skříně .....	31
7.1. Materiály skříně .....	31



7.2.	Koncepty skříní .....	32
7.2.1.	Skříň převodovky jako odlitek.....	32
7.2.2.	Skříň převodovky jako svařenec.....	33
7.3.	Pevnostní kontrola.....	34
7.4.	Porovnání skříní .....	35
8.	Konstrukce hřídelů.....	38
8.1.	Hřídel S1.....	38
8.2.	Hřídel S2.....	38
8.3.	Hřídel S3.....	39
8.4.	Hřídel S4.....	39
9.	Statická pevnostní kontrola hřídelí .....	40
10.	Konstrukce víček a hřídelových těsnění .....	42
11.	Srovnání zadané a nově navržené převodovky .....	43
12.	Závěr .....	45
12.1.	Závěr z optimalizace ozubených kol a ložisek.....	45
12.2.	Závěr z návrhu konstrukčních úprav .....	45
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....	46
	SEZNAM OBRÁZKŮ .....	48
	SEZNAM TABULEK .....	49
	SEZNAM PŘÍLOH.....	49

**SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ**

Zkratka / Symbol	Jednotka	Význam
G1, G2, G3, G4, G5, G6	-	Označení ozubených kol
S1, S2, S3, S4	-	Označení hřídelů
A, B, C, D, E, F	-	Označení ložisek
G12	-	Kuželové soukolí kol G1 a G2
G34	-	Čelní soukolí kol G3 a G4
G56	-	Čelní soukolí kol G5 a G6
$z_1, z_2, z_3, z_4, z_5, z_6$	-	Počet zubů kola G1, G2, G3, G4, G5, G6
$A_{34}$	mm	Osová vzdálenost soukolí G34
$A_{56}$	mm	Osová vzdálenost soukolí G56
$m_{12}$	mm	Normální modul soukolí G12
$m_{34}$	mm	Normální modul soukolí G34
$m_{56}$	mm	Normální modul soukolí G56
$\beta_{12}$	°	Úhel sklonu zubů soukolí G12
$\beta_{34}$	°	Úhel sklonu zubů soukolí G34
$\beta_{56}$	°	Úhel sklonu zubů soukolí G56
$b_1$	mm	Šířka ozubení kola G1
$b_2$	mm	Šířka ozubení kola G2
$b_3$	mm	Šířka ozubení kola G3
$b_4$	mm	Šířka ozubení kola G4
$b_5$	mm	Šířka ozubení kola G5
$b_6$	mm	Šířka ozubení kola G6
$i_{12}$	-	Převodový poměr soukolí G12
$i_{34}$	-	Převodový poměr soukolí G34
$i_{56}$	-	Převodový poměr soukolí G56
$i_c$	-	Skutečný celkový převodový poměr
$\delta$	%	Odchylka převodového poměru od zadaného
$K_A$	-	Aplikační faktor
$F_t$	N	Jmenovité obvodové zatížení
$R_m$	N/mm <sup>2</sup>	Mez pevnosti v tahu
$R_{p0,2}$	N/mm <sup>2</sup>	Smluvní mez kluzu
$R_e$	N/mm <sup>2</sup>	Mez kluzu
$\sigma_{F\lim}$	N/mm <sup>2</sup>	Mez únavy v ohybu
$\sigma_{H\lim}$	N/mm <sup>2</sup>	Mez únavy v dotyku
$Z_E$	-	Faktor elasticity
$Z_H$	-	Faktor zóny
$Z_\varepsilon$	-	Faktor poměrného dotyku



$Z_\beta$	-	Faktor úhlu sklonu zubů
$d_1$	<i>mm</i>	Referenční průměr pastorku
$u$	-	Poměr zubů $z_2/z_1$
$K_H$	-	Součinitel přidavných zatížení
$K_F$	-	Faktor tvaru zubů
$Y_F$	-	Faktor koncentrace napětí
$Y_\beta$	-	Faktor úhlu sklonu zubů
$Y_B$	-	Faktor tloušťky věnce
$Y_{DT}$	-	Faktor paty zubů
$S_F$	-	Součinitel bezpečnosti v ohybu
$S_{Fmin}$	-	Minimální součinitel bezpečnosti v ohybu
$S_H$	-	Součinitel bezpečnosti v dotyku
$S_{Hmin}$	-	Minimální součinitel bezpečnosti v dotyku
$b_i$	<i>mm</i>	Šířka jednotlivých kol
$\varepsilon_\alpha$	-	Součinitel záběru profilu
$\varepsilon_\beta$	-	Součinitel záběru kroku
$b_w$	<i>mm</i>	Výpočtová (společná) šířka ozubení
$m_n$	<i>mm</i>	Normální modul
$\beta$	°	Úhel sklonu zubů
$P_m$	<i>W</i>	Výkon elektromotoru
$n_m$	<i>min<sup>-1</sup></i>	Otáčky elektromotoru
$M_{kI}$	<i>Nm</i>	Kroutící moment na hřídeli S1
$M_{kII}$	<i>Nm</i>	Kroutící moment na hřídeli S2
$n_{II}$	<i>min<sup>-1</sup></i>	Otáčky hřídele S2
$M_{kIII}$	<i>Nm</i>	Kroutící moment na hřídeli S3
$n_{III}$	<i>min<sup>-1</sup></i>	Otáčky hřídele S3
$M_{kIV}$	<i>Nm</i>	Kroutící moment na hřídeli S4
$n_{IV}$	<i>min<sup>-1</sup></i>	Otáčky hřídele S4
$M_{ki}$	<i>Nm</i>	Kroutící moment na i-té hřídeli
$\tau_{Dk}$	<i>N/mm<sup>2</sup></i>	Dovolené napětí v krutu
$d_{mini}$	<i>mm</i>	Návrhový minimální průměr i-té hřídele
$d_I$	<i>mm</i>	Zvolený minimální průměr hřídele S1
$d_{II}$	<i>mm</i>	Zvolený minimální průměr hřídele S2
$d_{III}$	<i>mm</i>	Zvolený minimální průměr hřídele S3
$d_{IV}$	<i>mm</i>	Zvolený minimální průměr hřídele S4
$l_a$	<i>mm</i>	Aktivní délka pera
$h$	<i>mm</i>	Výška pera
$p_D$	<i>MPa</i>	Dovolený dotykový tlak
$b$	<i>mm</i>	Šířka pera

$l$	$mm$	Délka pera
$\tau_s$	$N/mm^2$	Napětí ve smyku
$M_{ti}$	$Nm$	Třecí moment na i-tém nalisování
$k$	-	Bezpečnostní součinitel
$p_{mini}$	$MPa$	Minimální tlak potřebný k i-tému nalisování
$l_i$	$mm$	Délka i-tého nalisování
$f$	-	Součinitel tření
$d_{Hi}$	$mm$	Průměr i-té hřídele pod nalisováním
$D_i$	$mm$	Průměr díry v i-tém náboji pro nalisování
$C_{ni}$	-	Pomocná konstanta i-tého nalisování
$\delta_{mini}$	$mm$	Velikost minimálního potřebného přesahu pro i-té nalisování
$E$	$N/mm^2$	Youngův modul pružnosti
$e_{i_{min}}$	$mm$	Dolní úchylka hřídele
$ES$	$mm$	Horní úchylka díry
$p_{maxi}$	$MPa$	Maximální tlak vyvolaný nalisováním
$\delta_{maxi}$	$mm$	Maximální dosažený přesah
$\Delta T$	$^{\circ}C$	Teplotní rozdíl potřebný k montáži
$v$	$Mm$	Montážní vůle
$\alpha$	$K^{-1}$	Součinitel teplotní roztažnosti
$Z_i$	-	Počet zubů i-tého kola
$F_r$	$N$	Radiální složka síly mezi ozubenými koly
$F_a$	$N$	Axiální složka síly mezi ozubenými koly
CW	-	Směr otáčení po směru hodinových ručiček
CCW	-	Směr otáčení v protisměru hodinových ručiček
$R_x$	$N$	Reakce podpory ve směru osy X
$R_y$	$N$	Reakce podpory ve směru osy Y
$R_z$	$N$	Reakce podpory ve směru osy Z
$R_r$	$N$	Výsledná radiální reakce v podpěře
$L_{10min}$	<i>hod</i>	Minimální základní trvanlivost ložiska
$L_{10}$	<i>hod</i>	Základní trvanlivost ložiska
$\sigma_{Mises}$	$N/mm^2$	Redukované napětí dle von Misesa
$\sigma_{Red}$	$N/mm^2$	Redukované napětí spočteno programem KISSsoft
$k_s$	-	Součinitel statické bezpečnosti
$I$	$kg \cdot mm^2$	Moment setrvačnosti
$I_{red}$	$kg \cdot mm^2$	Redukovaný moment setrvačnosti na vstupní hřídel
$i_c$	-	Předcházející převodový poměr

## 1. Úvod

Předmětem této práce je redesign třístupňové kuželočelní převodovky s označením TS 030-371 04 P1. Tato převodovka má sloužit k přenosu výkonu elektromotoru na buben pásového dopravníku.

Cílem redesignu je přepočítat již navrženou a vyrobenou převodovku, navrhnout jednotlivé konstrukční úpravy, které povedou k redukci jejích rozměrů, snížení její hmotnosti a pokud možno i celkové ceny. To vše za požadavku dodržení připojovacích rozměrů.

Prvním krokem je návrh úprav ozubených soukolí, do kterého je nutné zahrnout výkonové, životnostní, pevnostní i hlukové požadavky. V následujícím kroku je třeba zjistit vhodnost použitých ložisek a případně navrhnout jejich změny. V případě nutnosti je také zapotřebí navrhnout a provést kontrolu převodové skříně. Na závěr je provedena pevnostní kontrola hřídelů a porovnání původní převodovky vůči nově navržené verzi.

Pro vybrané komponenty je třeba provést výkresovou dokumentaci.



*Obr. 1: Fotografie zadané převodovky*

## 2. Převodovky

Převodovky jsou strojní zařízení používaná převážně pro přenos kroutícího momentu za současné redukce či multiplikace otáček hnacího zařízení na požadované otáčky hnaného zařízení. Hlavním dílem převodovky je jedno nebo více ozubených soukolí, uložených v převážně nepropustné skříni. Hřídele jsou nejčastěji uloženy ve valivých ložiskách, v případě vysokých rychlostí nebo velkých a rázových zatíženích v kluzných ložiskách. [1]

### 2.1. Rozdělení převodovek

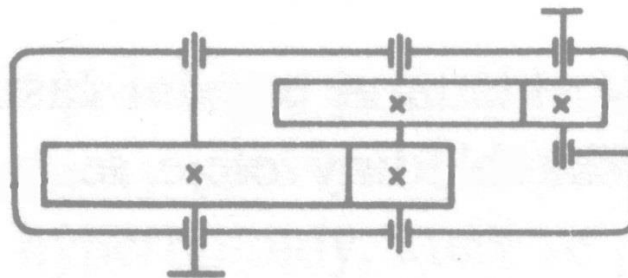
Převodovky lze dělit hned dle několika kritérií, např. dle počtu ozubených soukolí, dle vzájemné polohy os hřídelů, nebo podle typu převodu.

#### 2.1.1. Rozdělení dle vzájemné polohy os hřídelů

Dle tohoto kritéria lze dělit převodovky na:

- **s osami rovnoběžnými**

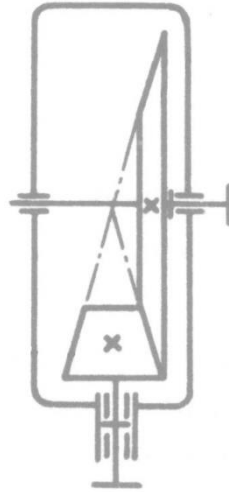
Do této kategorie spadají převodovky s čelním ozubením, kdy osy vstupních a výstupních hřídelů leží v jedné rovině a svírají mezi sebou nulový úhel (Obr. 2). Spadají sem i planetové převodovky, které mají vstupní a výstupní osy totožné.



Obr. 2: Převodovka s rovnoběžnými osami [1] upraveno

- **s osami různoběžnými**

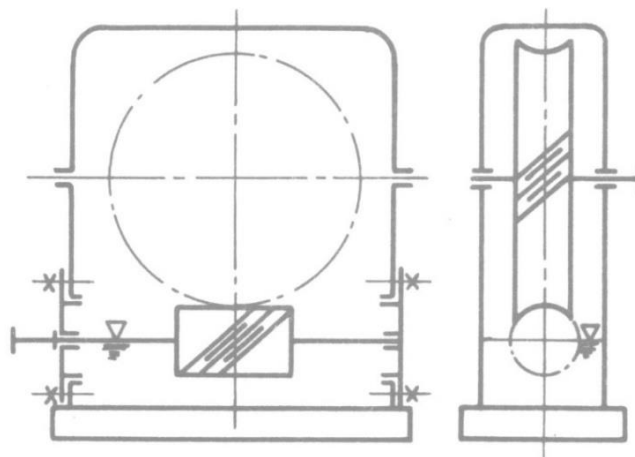
Do této skupiny patří převodovky s kuželovým soukolím. Osy ozubených kol leží v jedné rovině, ale svírají mezi sebou nenulový úhel (Obr. 3).



*Obr. 3: Převodovka z různoběžnými osami [1] upraveno*

- **s osami mimoběžnými**

Osy soukolí neleží v jedné rovině a převážně svírají nenulový úhel. Do této kategorie spadají např. soukolí hypoidní, soukolí šroubová nebo šneková (Obr. 4), u kterých jsou osy navzájem kolmé.



*Obr. 4: Převodovka s mimoběžnými osami [1]*

### **2.1.2. Rozdělení dle typu převodu**

#### **Převodovka s konstantním převodovým převodem**

Hlavní vlastností těchto převodovek je jejich konstantní převodový poměr mezi vstupní a výstupní hřídelí. Jelikož neumožňují změnu převodového poměru, je jejich konstrukce jednodušší.

#### **Převodovka s proměnným převodovým poměrem**

Pro některé aplikace je vhodné, pokud převodovka umožňuje změnu vnitřního převodového poměru. Tato změna se může dít plynule, např. u převodovek s řetězovým nebo řemenovým převodem, a nebo stupňovitě pomocí skokové změny převodového poměru.

## **2.2. Ozubená kola**

Ozubená kola jsou strojní komponenty, které se používají pro přenos točivého pohybu a mechanické energie z jednoho hřídele na druhý. Ozubená soukolí tvoří převod se stálým převodovým poměrem a malou osovou vzdáleností hřídelů. [2]

### **2.2.1. Rozdělení ozubených kol**

Ozubená kola lze dělit hned dle několika kritérií. Ta nejběžnější jsou podle vzájemné polohy os, tvaru boční křivky nebo podle kinematických poměrů při záběru zubů.

#### **2.2.1.1. Podle vzájemné polohy os**

##### **Rovnoběžné**

Pro tento případ uložení os je nejčastější použití čelních soukolí. Tato soukolí lze dále dělit na soukolí s vnějším ozubením (Obr. 5a), kdy spoluzabírající kola mají opačný smysl otáčení, a na soukolí s vnitřním ozubením (Obr. 5b), kdy mají kola totožný smysl otáčení.

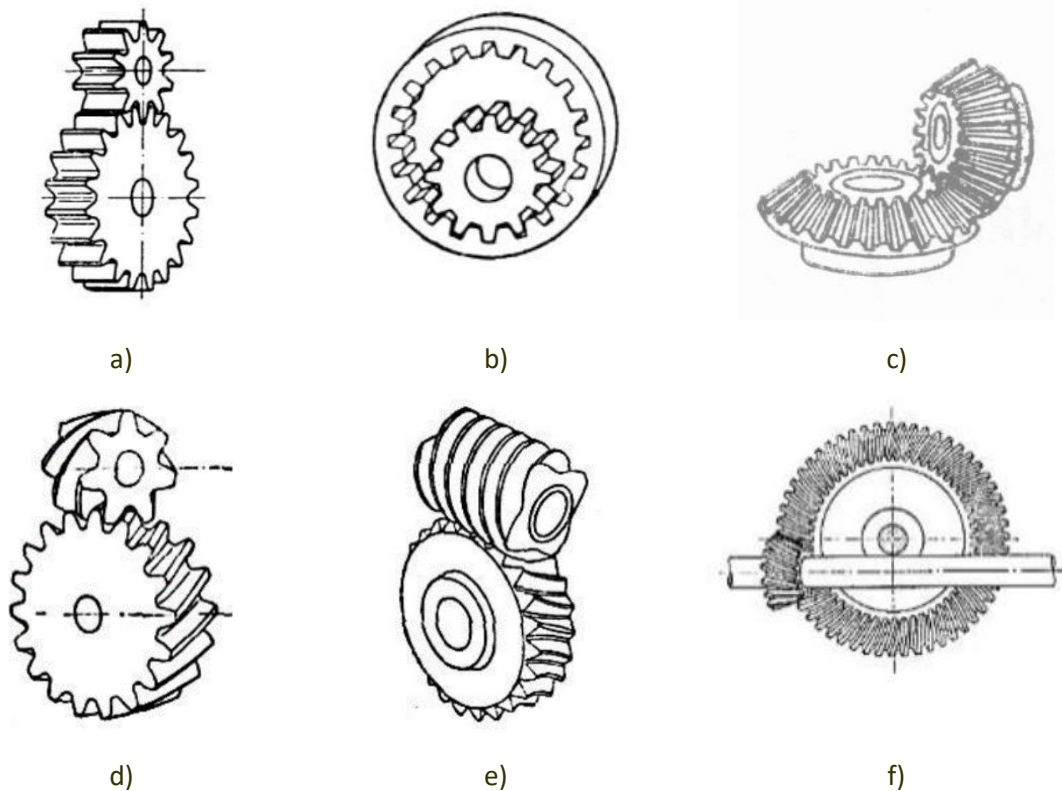
##### **Různoběžné**

Pro hřídele různoběžné se používají především kuželová soukolí (Obr. 5c), u nichž úhel os může být obecně různý, ale nejčastěji bývá 90°.

##### **Mimoběžné**

U hřídelí s mimoběžnými osami se používají soukolí šroubová (Obr. 5d), šneková (Obr. 5e), hypoidní (Obr. 5f) a jiná.





Obr. 5: Typy ozubených soukolí dle vzájemné polohy os. Osy rovnoběžné: a) čelní soukolí s vnějším ozubením, b) čelní soukolí s vnitřním ozubením. Osy různoběžné: c) kuželové soukolí s přímými zuby. Osy mimoběžné: d) šroubové soukolí, e) šnekové soukolí, f) hypoidní soukolí [2]

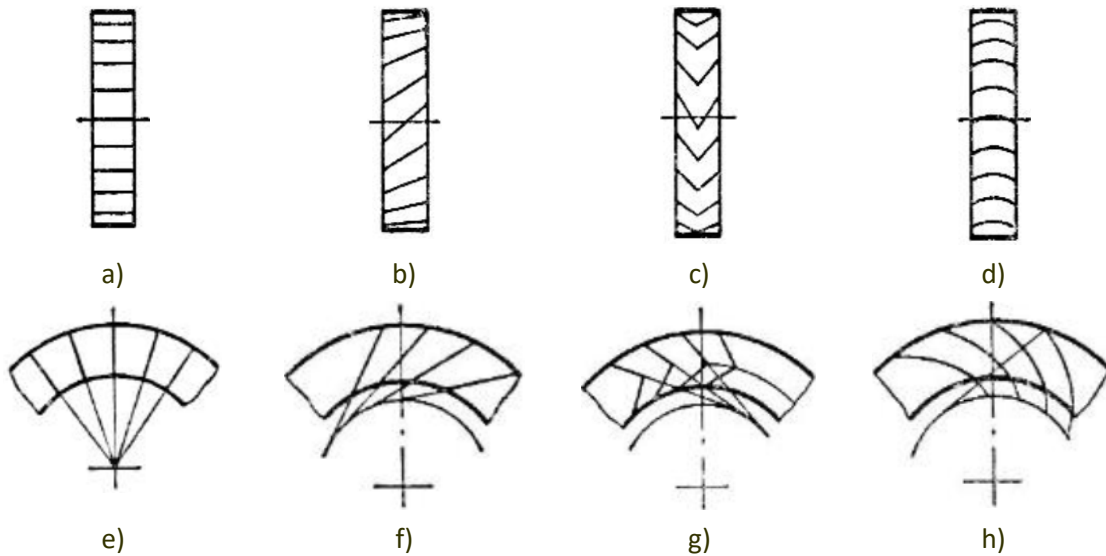
### 2.2.1.2. Podle tvaru boční křivky

#### Čelní ozubení

- a) **s přímými zuby** – nevznikají v nich axiální síly, jsou jednoduchá na výrobu, ale mají nižší únosnost a vysokou hlučnost,
- b) **se šikmými zuby** – oproti přímým zubům lze vhodnou kombinací dosáhnout delšího trvání záběru, a proto plynulejší záběr, mohou přenášet větší zatížení, a i při vyšších rychlostech jsou tišší. Jejich nevýhodou je však vznik axiálních sil, které rostou s úhlem sklonu zubů  $\beta$ ,
- c) **s dvojnásobně šikmými zuby, se šípovými zuby, s dvojnásobně šípovými zuby** – uvedené druhy ozubení mají stejné vlastnosti jako ozubení se šikmými zuby, ale eliminují axiální sílu. Používají se pro přenos největších výkonů.
- d) **Jiné typy zubů**

#### Kuželová ozubení

- a) **s přímými zuby,**
- b) **se šikmými a šípovitými zuby** – oproti ozubení s přímými zuby mají delší záběr a tím i klidnější chod, větší únosnost a životnost, jejich výroba je však náročná,
- c) **se zakřivenými zuby** – stejné vlastnosti jako s šikmými či šípovitými zuby, jsou však méně citlivé na nepřesnost uložení a deformaci hřídelí. [1][2]



Obr. 6: Typy ozubených soukolí dle tvaru boční křivky. Čelní ozubení: a) s přímými zuby, b) se šikmými zuby, c) se šípovými, d) se zakřivenými zuby. Kuželová ozubení: e) s přímými zuby, f) se šikmými zuby, g) se šípovými zuby, h) se zakřivenými zuby [2]

### 2.2.1.3. Podle kinematických poměrů

#### - soukolí valivá

Tato soukolí se během vzájemného pohybu boku zubů po sobě odvalují s poměrně malým skluzem v radiálním směru. Jedná se o běžnější případ konstrukce soukolí,

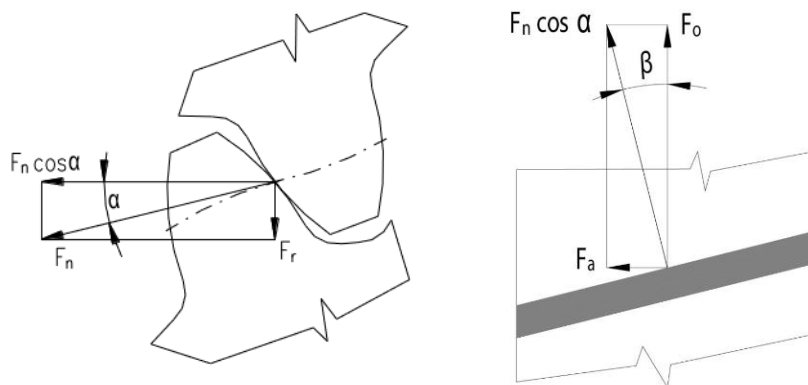
#### - soukolí šroubová

Během pohybu boku zubů dochází ke vzájemnému odvalování, navíc vzniká velký skluz podél zubů, příkladem je šnekové soukolí.



### 2.2.2. Materiály ozubených kol

Boky zubů ozubených kol jsou geometricky navrženy tak, že se po sobě dvě spoluzabírající kola odvalují pouze v pólu pohybu na roztečné kružnici a na zbytku boku zubu se po sobě smýkají. Hlavní síly, kterými je ozubené kolo namáháno, jsou síly, které vyvozuje kroutící moment [3]. Kola jsou namáhána normálovou silou ( $F_n$ ), která se rozkládá do tří složek, tj. radiální ( $F_r$ ), obvodové/tečné ( $F_o/F_t$ ) a axiální ( $F_a$ ), která je vyvolána sklonem zubů  $\beta$  viz. Obr. 7.



Obr. 7: Silové poměry na šikmém ozubení [3]

Zuby ozubených kol jsou namáhány od obvodové síly na ohyb, proto musí materiál disponovat určitou houževnatostí, aby nedošlo ke křehkému lomu.

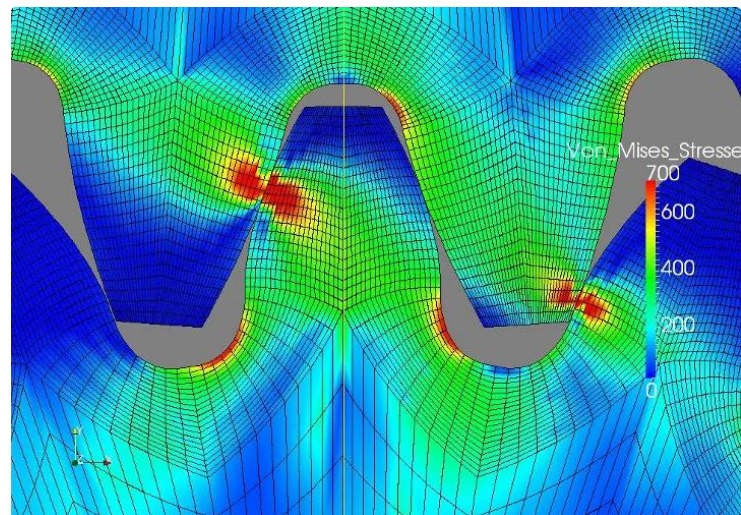
Dále při odvalu spoluzabírajících kol dochází ke kombinaci odvalu a vzájemnému skluzu zubů po sobě, proto se vyžaduje, aby boky zubů měly dostatečnou tvrdost povrchu a odolnost proti otláčení.

S vysokou tvrdostí úzce souvisí vhodnost materiálu k chemicko-tepelnému zpracování, jelikož tvrdost povrchové vrstvy běžně nelze jinak dosáhnout.

Zuby spoluzabírajících kol na sebe vzájemně působí také tlakovou silou, proto i odolnost proti otláčení je jednou z důležitých vlastností.

Průběh napětí mezi spoluzabírajícími koly je znázorněn na Obr. 8.

Vzhledem k výše zmíněným způsobům namáhání se často volí takové materiály, které disponují vlastnostmi, jako je houževnatost v jádře zubu a současně dostatečná tvrdost a odolnost proti opotřebení na povrchu zubu. Těchto vlastností se dosahuje především chemicko-tepelným zpracováním.



Obr. 8: Kontaktní namáhání mezi hnacím a poháněným kolem [4]

### 2.2.2.1. Oceli vhodné k cementaci

Pro kola přenášející nejvyšší zatížení se používají cementační oceli. Jejich povrchová tvrdost je 58 až 62 HRC. U Cr-Ni ocelí je pevnost jádra 1000 až 1500  $N/mm^2$ . Používají se oceli C15 (12 020), 16MnCr5 (14 220), 17CrNi6-6 (16 220), 18CrNiMo7-6 [2]

### 2.2.2.2. Oceli vhodné k nitridaci

Oceli po nitridaci mají velmi tenkou tvrdou povrchovou vrstvu, proto jsou i přes její tvrdost dovolená zatížení poloviční oproti cementačním ocelím. Dále s nitridací klesá vrubová houževnatost jádra. Hlavně kvůli tenké vrstvě nitridace se používají nitridační oceli pro kola, která nelze následně brousit. Používají se především oceli 34CrAl6 (14 340), 30CrMoV9 (15 330), 41CrAlMo7 (15 340) [2].

### 2.2.2.3. Ostatní materiály

Pro ozubená kola, přenášející malá zatížení se běžně používají kola vyrobená z plastu, která mohou sloužit i jako bezpečnostní pojistka proti přetížení.

## 2.3. Materiály skříní

Materiál skříně převodovky se běžně volí dle užití a provedení. Pro účely automobilů se běžně používají slitiny hliníku (AlSi7Mg, AlSi10Mg) nebo slitiny hořčíku (Mg-Al-Zn-Mn) pro jejich nízkou hmotnost. Pro skříně průmyslových převodovky jsou běžně používané litiny (EN-GJL-200, EN-GJL-250), oceli na odlitky (GS 240) nebo konstrukční ocel (S235JR, S355J2). S rozvojem 3D kovového tisku, se začínají objevovat i převodovky vyráběné právě touto metodou a tedy s použitím sintrovaných prášků (20MnCr5). Pro snížení hmotnosti a zlepšení tlumení vibrací se zkoumají hybridní převodové skříně tvořené ložiskovými domky vlepěnými do kompozitního „obalu“ viz. [19].

### 3. Převodovky používané pro dopravníky

Volba převodovky pro dopravníky závisí hlavně na druhu poháněného dopravníku, na požadovaném přenášeném výkonu, převodovém poměru nebo na zástavbovém prostoru. Na převodovky pohánějící dopravníky se často instalují zadržující brzdy, aby se v případě poruchy dopravník zastavil.

#### 3.1. Válečkové dopravníky

Jelikož jsou válečkové dopravníky tvořeny jednotlivými válečky, pohání se většinou pouze některé z nich. Z tohoto důvodu jsou kladeny nároky hlavně na kompaktnost s dobrým převodem. K tomu se používají především čelní převodovky, planetové převodovky nebo šnekové převodovky. [5][6]

#### 3.2. Řetězové dopravníky

Řetězové dopravníky nejčastěji pohání čelní nebo kuželočelní převodovky. [5][6]

#### 3.3. Pásové dopravníky

Pásové dopravníky jsou nejpoužívanější typ dopravníků pro dopravu velkého množství materiálu. Pro jejich pohon se používají čelní, kuželočelní (Obr. 9), šnekové, ale i planetové převodovky. [5][6]



*Obr. 9: Kuželočelní převodovka pro pásové dopravníky [7]*

#### 4. Známé a zadané parametry

Dle štítku uvedeného na Obr. 10 a vlastního měření převodovky byly zjištěny parametry viz. Tab. 1. Další odměřené hodnoty jsou uvedeny v Tab. 2.

Materiál ozubených kol byl zjištěn dle vyražení na bocích kol a materiál skříně byl odhadnut.

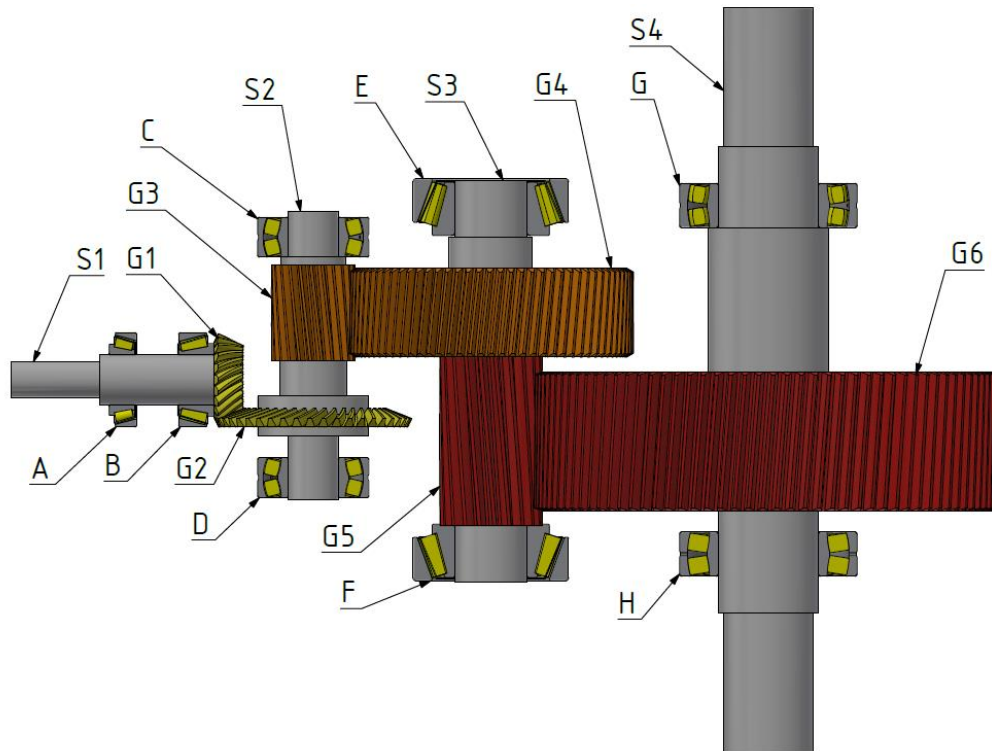
Tab. 1: Parametry zadané převodovky

Vstupní otáčky	$n_1 = 1000 \text{ ot}/\text{min}$
Převodový poměr	$i_{cz} = 35,5$
Vstupní výkon	$P_{in} = 21 \text{ kW}$
Průměr vstupní hřídele	$d_{in} = 35 \text{ mm}$
Průměr výstupních hřídelí	$d_{out} = 80 \text{ mm}$
Hmotnost	470 kg
Rok výroby	1962
Materiál ozubených kol a hřídelů	16MnCr5 (14 220)
Materiál skříně	EN-GJL-200



Obr. 10 : Výrobní štítek stávající převodovky

Aby bylo možné optimalizovat stávající převodovku, byla nejprve odměřena a vymodelována jak ve výpočetním programu KISSsys, tak v CAD programu Autodesk Inventor. Odměřené hodnoty ozubení jsou uvedeny v Tab. 2. Pro snazší orientaci byla jednotlivá ozubená kola očíslována dle Obr. 11 (G1-G6), jednotlivá soukolí označena dle kombinace čísel přiřazených jednotlivým kolům např. G12. Dále jsou na Obr. 11 označeny hřídele (S1-S2) a ložiska (A-H).



Obr. 11: Schématický obrázek s označením ozubených kol, hřídelí a ložisek

Tab. 2: Oměřené hodnoty ozubení

1. stupeň – G12						2. stupeň – G34						
$z_1$	$z_2$	$m_{nm}$	$\beta_{12}$	$b_1$	$b_2$	$z_3$	$z_4$	$A_{34}$	$m_{34}$	$\beta_{34}$	$b_3$	$b_4$
22	45	3,5	30	25	25	23	82	160	3	6	86	80

3. stupeň – G56						
$z_5$	$z_6$	$A_{56}$	$m_{56}$	$\beta_{56}$	$b_5$	$b_6$
21	104	250	4	4,5	156	125

Při tomto uspořádání vychází převodové poměry následovně:

$$\text{Pastorek G1 – kolo G2} \quad i_{12} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{22}{45} = 2,05 \quad (1)$$

$$\text{Pastorek G3 – kolo G4} \quad i_{34} = \frac{z_3}{z_4} = \frac{23}{82} = 3,57 \quad (2)$$

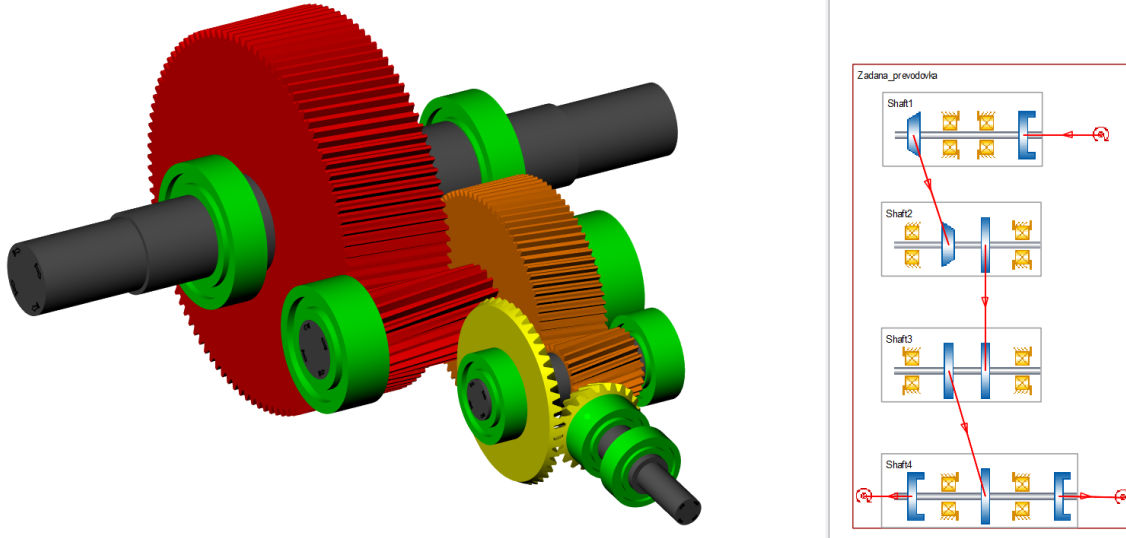
$$\text{Pastorek G5 – kolo G6} \quad i_{56} = \frac{z_5}{z_6} = \frac{21}{104} = 4,95 \quad (3)$$

$$\text{Celkový převodový poměr} \quad i_c = i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} = 2,05 \cdot 3,57 \cdot 4,95 = 36,1152 \quad (4)$$

$$\text{Odchylka od požadovaného poměru} \quad \delta = \left(1 - \frac{i_{cZ}}{i_c}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{36,1152}{35,5}\right) \cdot 100 = 1,73\% \quad (5)$$

## 5. Optimalizace ozubených kol

Pro případnou optimalizaci ozubených soukolí, je třeba je přepočítat a zjistit jejich únosnost. Tento přepočet byl proveden v softwaru KISSsys viz. Obr. 12, do kterého ale bylo třeba zjistit některé doplňující informace o ozubení.



Obr. 12: Model a diagram uspořádání zadané převodovky v programu KISSsys

### 5.1. Podmínky výpočtu

Jednou z nejdůležitějších informací je použitý aplikační faktor.

„Faktor  $K_A$  přizpůsobuje jmenovité zatížení  $F_t$  tak, aby se kompenzovaly přírůstky zatěžování soukolí z vnějších zdrojů. Tato přídatná zatížení jsou většinou závislá na provozním charakteru hnacího a hnaného stroje jakož i na hmotách a tuhostech systému včetně hřídelů a použitých spojek“ [7]. Pro jeho výpočet se používá metoda pomocí Wöhlerovy křivky poškození, ale pro sestavení této křivky nemáme potřebné hodnoty, a proto se určí hodnota  $K_A$  z Tab. 3. Jako hnací zařízení je v našem případě použit elektromotor, kterému náleží pracovní charakteristika s rovnoměrným provozem viz. Příloha 1. Pásovému dopravníku poté dle Příloha 2 je přivlastňována pracovní charakteristika s lehkými otřesy, a proto je výsledný faktor volen  $K_A = 1,25$ .



*Tab. 3: Tabulka doporučených aplikačních faktorů [12]*

Pracovní charakteristika pohonného zařízení (Working characteristic of driving machine)	Pracovní charakteristika poháněného zařízení (Working characteristic of driven machine)			
	Rovnoměrný provoz (Uniform)	Lehké otřesy (Light shocks)	Střední otřesy (Moderate shocks)	Těžké otřesy (Heavy shocks)
Rovnoměrný provoz (Uniform)	1,00	1,25	1,50	1,75
Lehké otřesy (Light shocks)	1,10	1,35	1,60	1,85
Střední otřesy (Moderate shocks)	1,25	1,50	1,75	2,00
Těžké otřesy (Heavy shocks)	1,50	1,75	2,00	2,25

Jelikož nám není známo, s jakým základním profilem byla vyrobena ozubení stávající převodovky, jsou voleny nejpříznivější profily s největším rádiusem v patě zubu. Pro kuželová kola to je profil D dle ISO 53 a pro čelní ozubení profil dle DIN 3972 III.

Pevnostní výpočet kuželových kol byl proveden dle ISO 10300 a čelních ozubení dle ISO 6336.

Ze zadání víme pouze druh materiálu, tedy 16MnCr5 (14 220), ale nevíme, zda a jak byl chemicko-tepelně upraven. Jelikož se jedná o ocel vhodnou k cementaci, budeme pro výpočty uvažovat stav po cementaci a následném zakalení s těmito mechanickými vlastnostmi uvedenými v materiálové databázi programu KISSsoft:

- Tvrdost povrchu 59 HRC
- Tvrdost jádra  $\geq 25$  HRC
- $R_m = 1000 \text{ N/mm}^2$
- $R_{p0,2} = 695 \text{ N/mm}^2$
- $\sigma_{F_{lim}} = 430 \text{ N/mm}^2$
- $\sigma_{H_{lim}} = 1500 \text{ N/mm}^2$

Pro posouzení únosnosti ozubení je vhodné se zaměřit na dva základní součinitele, a to na součinitel bezpečnosti v dotyku  $S_H$  a součinitel bezpečnosti v ohybu  $S_F$ . Norma ISO 6336 [7] pouze sděluje doporučení k volbě minimálních hodnot těchto součinitelů, ale nikoliv jejich hodnoty. Po doporučení výpočtářů z firmy Wikov jsou hodnoty voleny:

$$S_{F_{min}} = 1,4 \text{ a } S_{H_{min}} = 1.$$

Pro všechna kola jsou součinitele bezpečnosti, uvedené v Tab. 4, vyšší než minimální, a proto lze vyvozovat, že jsou ozubení naddimenzována a schopna přenést vyšší zatížení.

Dalšími iteracemi výpočtů lze dosáhnout závěru, že stávající převodovka dokáže přenést až o 38 % vyšší výkon, tedy 29 kW, aniž by hodnoty součinitelů bezpečnosti klesly pod minimální hodnoty. Jak je zřejmé z Tab. 5, některá ozubení mají stále vysoké  $S_F$  a  $S_H$ . Tudiž by dokázala přenést ještě vyšší výkon, ale jako celek by již převodovka neobstála.

Tab. 4: Hodnoty součinitelů bezpečnosti zadané převodovky ( $P = 21 \text{ kW}$ )

Součinitele bezpečnosti	Kolo					
	G1	G2	G3	G4	G5	G6
$S_F$	2,050	2,093	3,383	2,365	2,576	2,431
$S_H$	1,348	1,378	1,423	1,483	1,138	1,223

Tab. 5: Hodnoty součinitelů bezpečnosti zadané převodovky přenášející výkon  $P = 29 \text{ kW}$

Součinitele bezpečnosti	Kolo					
	G1	G2	G3	G4	G5	G6
$S_F$	1,585	1,619	2,755	1,926	1,535	1,422
$S_H$	1,185	1,212	1,287	1,341	1,094	1,132

Ted, když už víme, že jsou současná ozubení předdimenzovaná, můžeme provést první kroky k jejich optimalizaci.

## 5.2. Optimalizace změnou šířky kol

Dle [12] se vypočítá „napětí v dotyku v roztečném bodě“ [9] dle (6)[9] a „jmenovité napětí v patě zubu“ [10] dle (8)[10]. V obou výpočtech je použita společná šířka ozubení  $b$ , kterou se nyní pokusím snížit u jednotlivých soukolí tak aby se součinitele bezpečnosti  $S_F$  a  $S_H$  blížily k minimálním zvoleným hodnotám. Výsledné hodnoty součinitelů byly opět spočteny v programu KISSsoft.

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad (6)$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} \quad (7)$$

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot Y_S \cdot Y_B \cdot Y_\beta \cdot Y_{DT} \cdot F_t}{b \cdot m_n} \quad (8)$$

Šířku kuželového soukolí G12 lze redukovat na 16 mm, tedy o 36 %. Hodnoty součinitelů bezpečností jsou uvedeny v Tab. 6. Hmotnost modelu původního soukolí je 2,327 kg. Hmotnost redukováného soukolí je 1,659 kg, tudíž došlo k redukcí hmotnosti o 28,7 %.

Oproti kuželovému soukolí, lze šířku jednotlivých čelních kol redukovat relativně nezávisle na sobě a tím i dosáhnout vyššího stupně optimalizace. Pouze při výpočtu je důležitá společná šířka  $b$ .



Šířku soukolí G34 lze snížit na 30 mm, respektive na 31 mm. Oproti původní šířce, 86 mm, respektive 80 mm, je hodnota snížena o 65,1 %, respektive o 61,25 %. Hodnoty součinitelů bezpečností jsou v Tab. 7. Hmotnost modelu původního soukolí je 30,17 kg. Hmotnost redukovaného soukolí je 11,6 kg, tudíž došlo ke snížení hmotnosti o 61,6 %.

Šířku obou kol soukolí G56 lze redukovat na 65 mm. Oproti původní šířce, 156 mm, respektive 125 mm, je hodnota snížena o 58,3 %, respektive o 48 %. Hodnoty součinitelů bezpečností jsou v Tab. 8. Hmotnost modelu původního soukolí je 128,77 kg. Hmotnost redukovaného soukolí je 66,2 kg, tudíž došlo k redukcí hmotnosti o 48,58 %.

Jak lze vidět z výše uvedených hodnot, pouhou redukcí šířky ozubení, při dodržení podmínky, aby  $S_F$  a  $S_H$  byly větší nebo rovny  $S_{F_{min}}$ , respektive  $S_{H_{min}}$ , dojde ke snížení celkové hmotnosti všech ozubených kol z 161,27 kg na 79,45 kg, tedy o 49,27 %.

Tab. 6: Hodnoty součinitelů bezpečnosti kuželového soukolí 12 s redukovanou šířkou

Součinitele bezpečnosti	Kolo	
	G1	G2
$S_F$	1,432	1,463
$S_H$	1,134	1,159
Šířka $b_i$	16	16

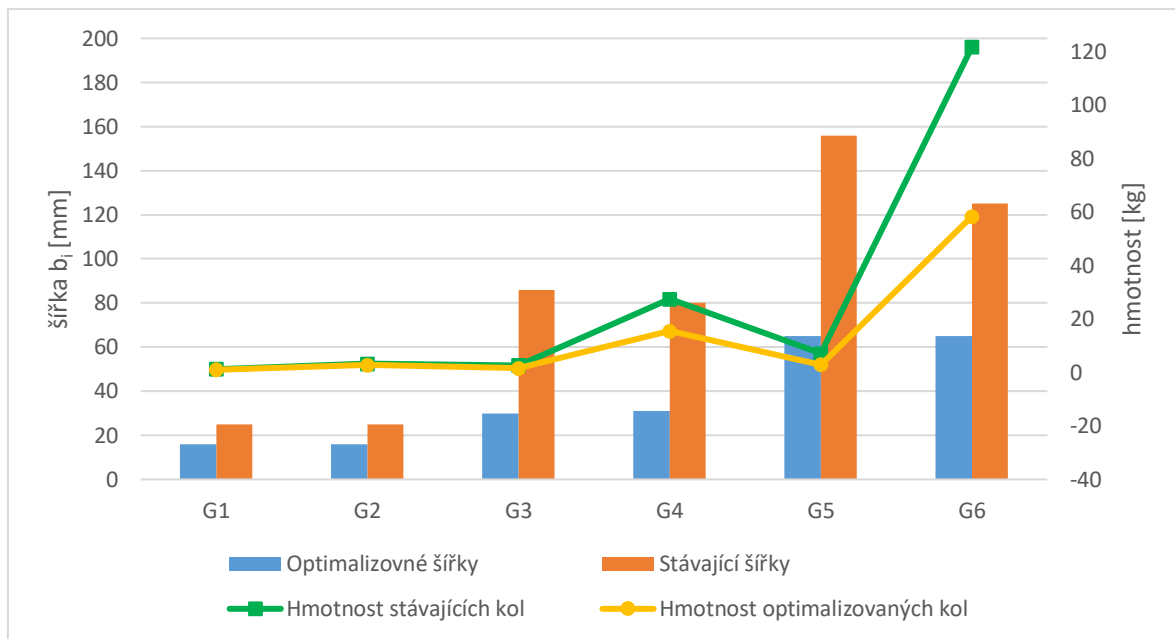
Tab. 7: Hodnoty součinitelů bezpečnosti soukolí 34 s redukovanou šířkou

Součinitele bezpečnosti	Kolo	
	G3	G4
$S_F$	1,438	1,423
$S_H$	1,011	1,067
Šířka $b_i$	30	31

Tab. 8: Hodnoty součinitelů bezpečnosti soukolí 56 s redukovanou šířkou

Součinitele bezpečnosti	Kolo	
	G5	G6
$S_F$	1,553	1,559
$S_H$	1,005	1,080
Šířka $b_i$	65	65

Graf 1: Znáznornění změny šířky a hmotnosti jednotlivých kol



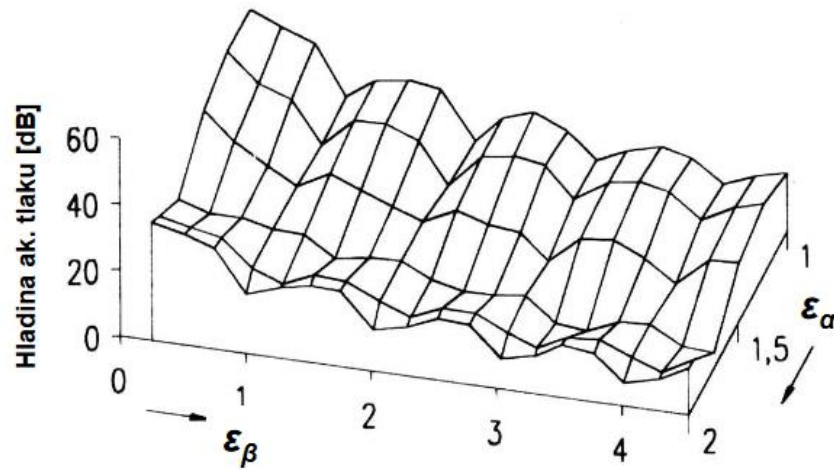
### 5.3. Optimalizace změnou převodového poměru a sklonu zubů

Cílem změny počtu zubů je dosažení přesnější hodnoty štítkového převodového poměru. Za tímto účelem byly navrženy čtyři varianty viz Tab. 9. Počty zubů kol pro jednotlivé varianty převodových poměrů jsou společně s moduly, součiniteli bezpečnosti a odchylky poměrů také uvedeny v Tab. 9. Jedním z nejčastějších požadavků na průmyslové převodovky, a tudíž i na převodovku pásového dopravníku, je jejich hlučnost. Mezi největší zdroje hluku v převodovkách patří vibrace ozubených kol, které se přenáší přes ložiska do skříně.

Hlučnost ozubených soukolí je způsobena postupným vstupem boků zubů do záběru, dále nepřesností ozubení či nepřesností a deformací v uložení. Na hladinu akustického tlaku vyvozené ozubením, má vliv  $\varepsilon_\alpha$ ,  $\varepsilon_\beta$ , obvodová rychlost a stupeň přesnosti výroby. Jak je zřejmé z Obr. 13, čím vyšší je hodnota  $\varepsilon_\alpha$  a  $\varepsilon_\beta$ , tím je hladina hluku nižší. Zároveň pokud je  $\varepsilon_\beta$  celé číslo, dochází k lokálním minimům hladiny hluku.

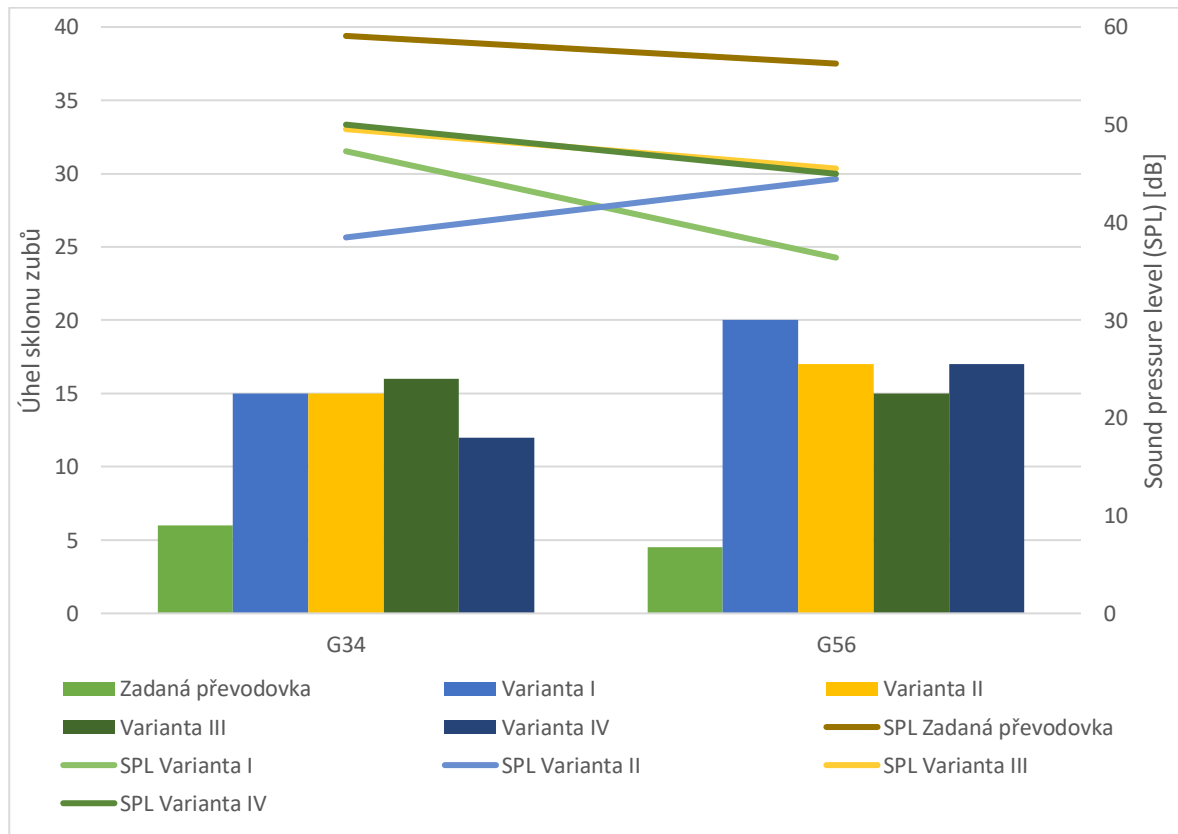
Součinitel záběru kroku  $\varepsilon_\beta$ , který vyjadřuje „průměrný počet párů zubů v záběru po šířce, jinde než v čelní rovině“ [13], je dle (9) závislý hlavně na  $b_w$ ,  $m_n$  a  $\beta$ . Proto byla snaha při navrhování soukolí přihlížet k tomuto faktu a pokusit se dosáhnout celočíselné hodnoty tohoto součinitele současně při zachování minimálních hodnot součinitelů bezpečnosti dle kapitoly 5. Hodnoty pro jednotlivé varianty jsou v Tab. 9 společně s orientačními hodnotami akustického tlaku (SPL).

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n} \quad (9)$$



Obr. 13: Závislos hladiny hluku na součinitelích záběru kroku a záběru profilu [13]

Graf 2: Znárodnění změny počtu zubů a hlučnosti čelních soukolí



*Tab. 9: Navržené varianty soukolí*

Varianta	Kolo	z	$m_n/m_{nm}$	$S_F$	$S_H$	$\beta$	b	$\varepsilon_\alpha$	$\varepsilon_\beta$	SPL
Zadaná převodovka $\delta = -1,73\%$	G1	22	3,5	2,144	1,367	30	25	1,354	0,984	-
	G2	45		2,190	1,397					
	G3	23	3	3,383	1,423	6	86	1,543	0,887	59,09
	G4	82		2,365	1,483					
	G5	21	4	2,025	1,244	4,5	156	1,634	0,78	56,26
	G6	104		1,83	1,287					
I $\delta = -0,68\%$	G1	19	3	1,542	1,107	30	30	1,331	1,384	-
	G2	45		1,581	1,136					
	G3	22	3	1,783	1,008	15	47	1,52	1,291	47,29
	G4	83		1,699	1,049					
	G5	21	4,5	1,504	1,155	20	50	1,473	1,034	36,4
	G6	84		1,414	1,155					
II $\delta = -0,48\%$	G1	19	3,25	1,437	1,065	30	24	1,335	0,911	-
	G2	45		1,477	1,094					
	G3	21	3	1,723	1,002	15	38	1,473	1,044	38,47
	G4	81		1,653	1,045					
	G5	21	4,5	1,501	1,15	17	51	1,481	1,055	44,45
	G6	82		1,415	1,189					
III $\delta = 0,46\%$	G1	19	3,5	1,447	1,073	30	20	1,335	0,782	-
	G2	43		1,488	1,1					
	G3	20	3	1,897	1,005	16	44	1,485	1,287	49,55
	G4	73		1,535	1,045					
	G5	18	4	1,475	1,053	15	75	1,467	1,524	45,52
	G6	77		1,429	1,093					
IV $\delta = -0,48\%$	G1	19	3,25	1,612	1,125	30	24	1,335	1,005	-
	G2	45		1,657	1,155					
	G3	20	3	1,809	1,01	12	41	1,545	0,904	50,01
	G4	73		1,781	1,054					
	G5	18	4,5	1,501	1,15	17	51	1,481	1,055	44,98
	G6	77		1,415	1,189					

Jako nejvíce optimální varianta z hlediska únosnosti, předpokládané hlučnosti a odchylce převodového poměru, se jeví varianta II s odchylkou převodu 0,48 %. V průběhu následujících výpočtů však úhel sklonu zubů  $\beta_{34}$  způsoboval příliš velké axiální reakce v podporách, a proto se pro další výpočty vytvořila varianta IV se stejným počtem zubů, ale s menším úhlem  $\beta_{34}$ .

#### 5.4. Optimalizace změnou materiálu

Jak již bylo zmíněno výše, známe pouze označení materiálu, 14 220 (16MnCr5), nikoliv však jeho chemicko-tepelné zpracování, a tudíž jeho výsledné mechanické vlastnosti. Pro výpočet součinitele bezpečnosti v ohybu (10) je důležitá materiálová hodnota  $\sigma_{Flim}$  a pro součinitel bezpečnosti v dotyku (11) je důležitá hodnota  $\sigma_{Hlim}$ .

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim}}{\sigma_F} \cdot Y_N \cdot Y_Q \cdot Y_X \quad (10)$$

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_H} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \quad (11)$$

Proto byli vybráni následující kandidáti z materiálové databáze softwaru KISSsoft, s podobnými nebo s vyššími hodnotami mechanických vlastností, hlavně s již zmíněnými  $\sigma_{Flim}$   $\sigma_{Hlim}$  (viz. Tab. 10).

##### **18CrNiMo7-6**

Jedná se o ocel k cementování používanou na „velmi namáhané strojní součásti s cementovaným povrchem. Cementovaná vrstva po tepelném zpracování dosahuje na povrchu tvrdosti 62–64 HRC, zatímco jádro cementované součásti je i při relativně vysoké pevnosti značně houževnaté.“[15] Mechanické hodnoty jsou obsaženy v Tab. 10.

Velký vliv na volbu materiálu má také jeho cena. A proto je volena jako zastupitel ekonomičtějších materiálů ocel C45.

##### **C45 (12 050)**

Jedná se o nelegovanou ušlechtilou ocel k zušlechťování, používanou pro výrobu méně namáhaných strojních dílů ve stavu zušlechťeném nebo normalizačně žíhaném.[16] Pro výpočty byla předpokládána ocel po povrchovém kalení indukci.

V Tab. 10 jsou uvedeny zjištěné ceny zvolených materiálů za kilogram kruhové tyče o průměru 100 mm.

Tab. 10: Mechanické hodnoty navržených materiálů

	16MnCr5	18CrNiMo7-6	C45
$R_m$	1000	1200	700
$R_{p0,2}$	695	850	490
$\sigma_{Flim}$	430	500	370
$\sigma_{Hlim}$	1500	1500	1220
Tvrdost povrchu [HRC]	59	61	57
Tvrdost jádra [HRC]	≤25	30	12
Cena [kč/kg]	38	65	30,5

Pro porovnání vlivu změny materiálu byl proveden přepoččet ozubených kol varianty II zmíněné v kapitole 5.3, s výše zmíněnými materiály. Výsledné hodnoty součinitelů bezpečností jsou uvedeny v Tab. 11. U materiálu 18CrNiMo7-6 je zvýšena hodnota  $\sigma_{F_{lim}}$  a tudíž se mění i hodnoty bezpečnosti v ohybu. Změnou materiálu lze u soukolí G12 a G56 dále snižovat šířku v rámci několika mm. Rozdíl mezi váhou kol z materiálu 16MnCr5 a zúženými koly z 18CrNiMo7-6 není natolik výrazný a ekonomicky by se nevyplatil. Rozdíl v ceně mezi C45 a 16MnCr5 je 24,5 %, ale kvůli nižším mechanickým vlastnostem je třeba navýšit šířku kol a tím i jejich hmotnost o 34 %, grafické znázornění viz. Graf 3. Proto se pro další výpočty bude využívat navržená varianta IV s původním materiálem **16MnCr5** (14 220).

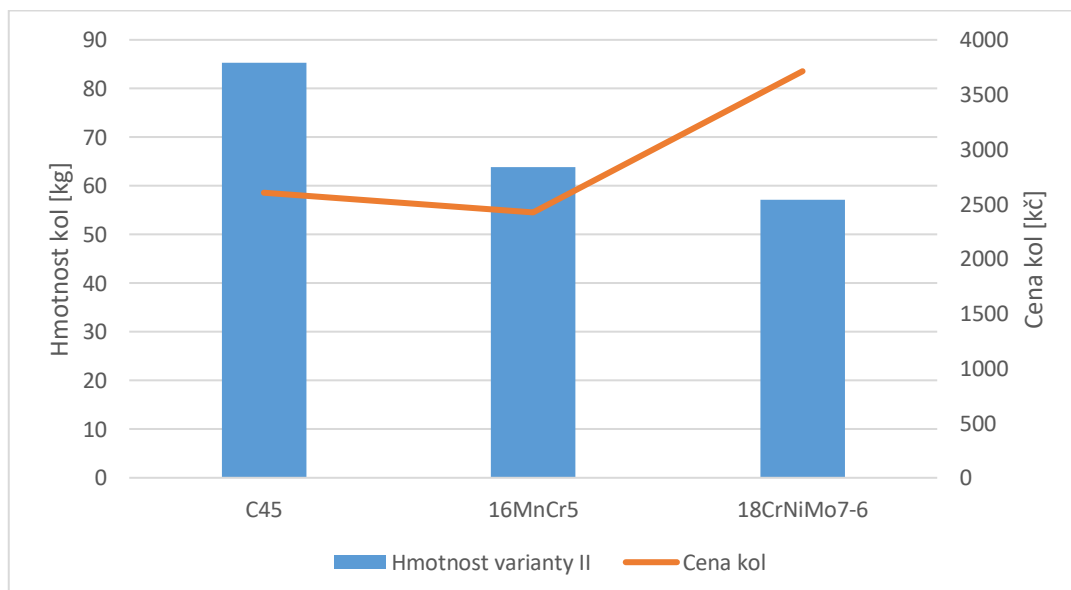
Tab. 11: Hodnoty součinitelů bezpečností pro ozubení varianty II s navrženými materiály

Kolo	16MnCr5		18CrNiMo7-6		C45		
	$S_F$	$S_H$	$S_F$	$S_H$	$S_F$	$S_H$	$b_i$
G1	1,447	1,069	1,683	1,069	1,717	1,007	34
G2	1,488	1,098	1,73	1,098	1,764	1,034	
G3	1,723	1,002	2,004	1,002	2,281	1,011	70
G4	1,653	1,045	1,922	1,045	2,187	1,053	
G5	1,501	1,150	1,745	1,150	1,496	1,007	60
G6	1,415	1,189	1,645	1,189	1,411	1,041	

Tab. 12: Porovnání hmotnosti a ceny ozubených kol varianty II pro různé materiály

	Hmotnost kol varianty II	Cena materiálu ozubených kol
C45	85,327	2602,47
16MnCr5	63,785	2423,83
18CrNiMo7-6	57,124	3713,06

Graf 3: Grafické znázornění hmotností a ceny ozubených kol a pastorků pro různé materiály



## 5.5. Výsledek optimalizace ozubení

Nejdříve byla provedena optimalizace změnou šířky ozubení, tímto způsobem bylo dosaženo snížení hmotnosti původních kol o 49,27 %. Následně byl proveden návrh variant s odlišnými počty zubů a jejich sklonem. Jako nejpříznivější z hlediska únosnosti a reakcí vyvozených v ložiskách byla zvolena varianta **IV** s parametry viz. Tab. 13. Pro variantu **II**, která je rozměrově obdobná, byla provedena i optimalizace změnou materiálu. Z té jako ekonomicky nejvýhodnější vyšel původní materiál 16MnCr5.

Tab. 13: Parametry zvolené varianty IV

Kolo	$z$	$m_n$	$\beta$	$b$	SPL	$\delta$
G1	19	3,231	30	24	-	-0,483
G2	43					
G3	20	3	12	41	50,01	
G4	73					
G5	18	4,5	17	51	44,98	
G6	77					

## 6. Přepočítání a návrh ložisek

V této kapitole jsou vypočteny minimální průměry hřídelů, prvků přenášející kroučící moment, reakce v podporách a trvanlivost ložisek pro variantu IV navrženou v kapitole 5.3.

### 6.1. Výpočet momentů a otáček na hřídelích

Na vstupu převodovky je umístěn elektromotor s výkonem  $P_m = 21 \text{ kW}$  a s otáčkami  $n_m = 1000 \text{ min}^{-1}$ . Kroučící moment na vstupním hřídeli se vypočte jako:

$$M_{kl} = \frac{30 \cdot P_m}{\pi \cdot n_m} = 200,54 \text{ Nm} \quad (12)$$

Při zanedbání ztrát v ozubení je poté kroučící moment a otáčky na hřídeli S2 spočten:

$$M_{kII} = M_{kl} \cdot i_{12} = 474,95 \text{ Nm} \quad (13)$$

$$n_{II} = \frac{n_m}{i_{12}} = 422,22 \text{ min}^{-1} \quad (14)$$

Při zanedbání ztrát v ozubení je poté kroučící moment a otáčky na hřídeli S3 vypočten:

$$M_{kIII} = M_{kl} \cdot i_{12} \cdot i_{34} = 1831,96 \text{ Nm} \quad (15)$$

$$n_{III} = \frac{n_m}{i_{12} \cdot i_{34}} = 109,47 \text{ min}^{-1} \quad (16)$$

Při zanedbání ztrát v ozubení je poté kroučící moment a otáčky na hřídeli S4 spočten:

$$M_{kIV} = M_{kl} \cdot i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} = 7153,36 \text{ Nm} \quad (17)$$

$$n_{IV} = \frac{n_m}{i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56}} = 28,034 \text{ min}^{-1} \quad (18)$$

## 6.2. Výpočet minimálních průměrů hřídelů

Jelikož je na většině hřídelů ozubený pastorek, je pro návrhový výpočet volen materiál 16MnCr5. Mez kluzu pro krut je dle pevnostní teorie HMH  $\tau_k = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{695}{\sqrt{3}} = 401,26 \text{ N/mm}$ . Předběžný návrh průměrů je proveden z výpočtu pro namáhání prostým krutem, proto je volena bezpečnost 2, z čehož vyplývá dovolené napětí v krutu  $\tau_{Dk} = 200 \text{ N/mm}^2$ .

Návrhový minimální průměr hřídelů je následně vypočten jako:

$$d_{\text{mini}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{ki} \cdot 10^3}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} \quad (19)$$

Hodnoty vypočtených minimálních průměrů jsou uvedeny v Tab. 14.

Tab. 14 : Hodnoty minimálních návrhových průměrů

Hřídel	$d_{\text{mini}}$
S1	17,20
S2	22,93
S3	35,96
S4	56,63

## 6.3. Výpočet prvků přenášejících krutící moment

### 6.3.1. Pera na vstupu

Vstupní hřídel je spojen s elektromotorem pomocí per. V předchozí kapitole pro ni byl spočten minimální průměr hřídele  $d_{\text{mini}} = 17,2 \text{ mm}$ . Dle ČSN 01 4990 je volen průměr  $d_I = 30 \text{ mm}$ , kterému náleží pero ČSN 02 2562 8x7. Pro zkrácení délky hřídele, na kterou by mohly působit neočekávané radiální síly, jsou volena 2 pera pootočená o  $120^\circ$ . Aktivní délka jednoho pera se spočte z kontrolního výpočtu na otláčení jako:

$$l_a = \frac{4 \cdot M_{kI} \cdot 10^3}{d_I \cdot h \cdot p_D \cdot i} = \frac{4 \cdot 200,54 \cdot 10^3}{30 \cdot 7 \cdot 70 \cdot 2} = 34,1 \text{ mm} \quad (20)$$

kde:

výška pera  $h = 7 \text{ mm}$

dovolený dotykový tlak je volen  $p_D = 70 \text{ MPa}$

počet per  $i = 2$

Celková délka pera tvaru A je pak:

$l = l_a + b = 34,1 + 8 = 42,1 \text{ mm}$  → volena normalizovaná délka 45 mm.

**Kontrola na smyk:**

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_{kI} \cdot 10^3}{d_I \cdot l_a \cdot b} = 22,6 \text{ N/mm}^2 \quad (21)$$

Doporučené hodnoty maximálního smykového napětí se pohybují v intervalu  $60 \div 100 \text{ N/mm}^2$ , což navržené pero splňuje.



### 6.3.2. Pera na výstupu

Převodovka má výstup jak vlevo, tak vpravo. Tato konstrukce je použita, jelikož jedna strana pohání přímo pásový dopravník a na druhé je připevněna bezpečnostní brzda. Proto je předpokládán přenos celkového kroutícího momentu přes jedinou stranu hřídele.

Pro výstupní hřídel byl spočten minimální průměr  $d_{minIV} = 56,63 \text{ mm}$ , dle ČSN 01 4990 je volen průměr  $d_{IV} = 80 \text{ mm}$ , pro který náleží pero ČSN 02 2562 22x14. Za účelem zkrácení délky hřídele, jsou volena 3 pera natočena o  $120^\circ$ . Aktivní délka jednoho pera se vypočítá obdobně jako výše:

$$l_a = \frac{4 \cdot M_{kIV} \cdot 10^3}{d_{IV} \cdot h \cdot p_D \cdot i} = \frac{4 \cdot 7153,36 \cdot 10^3}{80 \cdot 14 \cdot 80 \cdot 3} = 106,45 \text{ mm} \quad (22)$$

kde:

výška pera  $h = 14 \text{ mm}$

dovolený dotykový tlak je volen  $p_D = 80 \text{ MPa}$

počet per  $i = 3$

Celková délka pera tvaru A je pak:

$l = l_a + b = 106,45 + 22 = 128,4 \text{ mm} \rightarrow$  volena normalizovaná délka 140 mm.

**Kontrola na smyk:**

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_{kIV} \cdot 10^3}{l_a \cdot b \cdot i} = 22,96 \text{ N/mm}^2 \quad (23)$$

Navržené pero splňuje doporučené hodnoty maximálního smykového napětí viz. kapitola 6.3.1.

### 6.3.3. Výpočet spojů pomocí nalisování.

Uložení kol G2, G4 a G6 na hřídelích je pomocí nalisování. Výpočet těchto spojů je proveden dle teorie nalisování tlustostěnných nádob.[17]

Aby byla zaručena přenositelnost požadovaných kroutících momentů jsou potřebné třecí momenty zvětšeny o bezpečnost  $k = 1,25$ .

$$M_{ti} = M_{ki} \cdot k \quad (24)$$

Minimální potřebný tlak pro přenos třecího momentu je:

$$p_{mini} = \frac{2 \cdot M_{ti} \cdot 10^3}{\pi \cdot l_i \cdot f \cdot d_{Hi}^2} \quad (25)$$

Minimální přesah při lisování za tepla se vypočítá dle (28).

$$C_{ni} = \frac{R_i^2 + r_i^2}{R_i^2 - r_i^2} \quad (26)$$

$$R_i = \frac{D_i}{2} \quad r_i = \frac{d_{Hi}}{2} \quad (27)$$

$$\delta_{mini} = \frac{d_{Hi}}{E} \cdot p_{mini} \cdot (C_{ni} + 1) \quad (28)$$

Pro určení tolerance hřídelů jsou voleny tolerance nábojů v uložení jednotné díry. Tolerance hřídele se poté volí tak, aby dolní úchylka hřídele byla větší nebo rovna součtu minimálního přesahu a horní úchylky díry.

$$ei_{mini} \geq \delta_{mini} + ES_i \quad (29)$$

Pro následnou kontrolu hřídelů je spočten maximální tlak vyvozený nalisováním jako:

$$p_{maxi} = \frac{\delta_{maxi} \cdot E}{d_{Hi} \cdot (C_{ni} + 1)} \quad (30)$$

Jelikož se dle [14] ocel 16CrMn5 popouští při teplotě 150 °C, je vypočtena potřebná změna teploty při montáži, která by neměla tuto teplotu překročit.

$$\Delta T_i = \frac{\delta_{maxi} + v}{\alpha \cdot d_{Hi}} \quad (31)$$

Hodnoty pro výpočet a vypočtené hodnoty jednotlivých nalisování jsou uvedeny v Tab. 15.

Tab. 15: Hodnoty výpočtu nalisovaných spojů

Spoj	G2-S2	G4-S3	G6-S4
$M_{ki}$	200,5352	474,9519	7153,3565
$d_{Hi}$	50	75	110
$D_i$	80	120	180
$l_i$	26	40	100
$\delta_{mini} [\mu m]$	12,79	13,1266	52,441
Tolerance náboje [ $\mu m$ ]	H6 ( $0^{+16}$ )	H6 ( $0^{+19}$ )	H6 ( $0^{+22}$ )
Tolerance hřídele [ $\mu m$ ]	r5 ( $+45$ / $+34$ )	r5 ( $+56$ / $+43$ )	s5 ( $+94$ / $+79$ )
$\delta_{maxi} [\mu m]$	45	56	94
$p_{maxi}$	57,585	47,775	56,218
$\Delta T$	95,65	76,521	82,21

#### 6.4. Výpočet reakcí na hřídelích

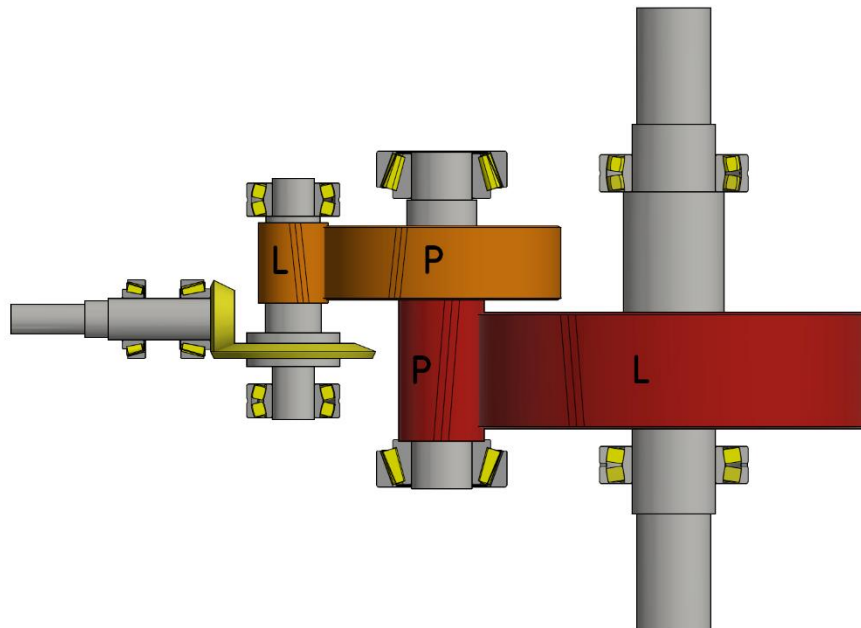
Jelikož byly pro jejich výhody navržena ozubená kola se šikmými zuby, je třeba rozhodnout o smyslu sklonu zubů. Zvolené smysly jsou uvedeny na Obr. 14, pro levé zuby je zvoleno označení L a pro pravé označení P.

Velikosti sil na čelních kolech se dle [1] stanoví z přenášeného kroutícího momentu pomocí následujících vztahů. Při zanedbání třecích ztrát platí zákon akce a reakce, tudíž na sebe spoluzabírající kola působí stejnou silou opačného smyslu.

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{ki}}{D_w} = \frac{2 \cdot M_{ki} \cdot \cos\beta}{z_i \cdot m_n} \quad (32)$$

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg}\alpha_n}{\cos\beta} = \frac{2 \cdot M_{ki} \cdot \operatorname{tg}\alpha_n}{z_i \cdot m_n} \quad (33)$$

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}\beta = \frac{2 \cdot M_{ki} \cdot \sin\beta}{z_i \cdot m_n} \quad (34)$$



Obr. 14: Označení smyslu sklonu ozubení

Velikosti sil byly spočteny za pomoci výpočtového softwaru KISSsoft. Výsledné hodnoty jak pro kladný smysl otáčení vstupního hřídele (CW) a záporný smysl (CCW) jsou uvedeny v Tab. 16. Pro porovnání jsou uvedeny v Tab. 17 hodnoty pro zadanou převodovku.

Z velikostí sil je zřejmé, že zvýšením úhlu  $\beta$  pro zlepšení součinitele záběru kroku, se také zvýšily axiální síly.

Tab. 16 : Velikosti sil v jednotlivých ozubeních pro výpočtovou variantu IV

	CW			CCW		
	$F_r$ [N]	$F_a$ [N]	$F_t$ [N]	$F_r$ [N]	$F_a$ [N]	$F_t$ [N]
G1	-920,01	3934,26	5657,89	-3461,23	-2084,41	-5657,89
G2	-2084,41	3461,23	5657,89	3934,15	920,01	-5657,89
G3	-5632,6	-3134,85	14693,68	-5632,6	3134,85	-14693,7
G4	5632,6	-3134,85	14693,68	5632,6	3134,85	-14693,7
G5	-14757,8	11335,71	36825,05	-14757,8	-11335,7	-36825,1
G6	14757,79	11335,71	36825,05	14757,79	-11335,7	-36825,1

Tab. 17: Velikosti sil v jednotlivých ozubeních pro zadanou převodovku

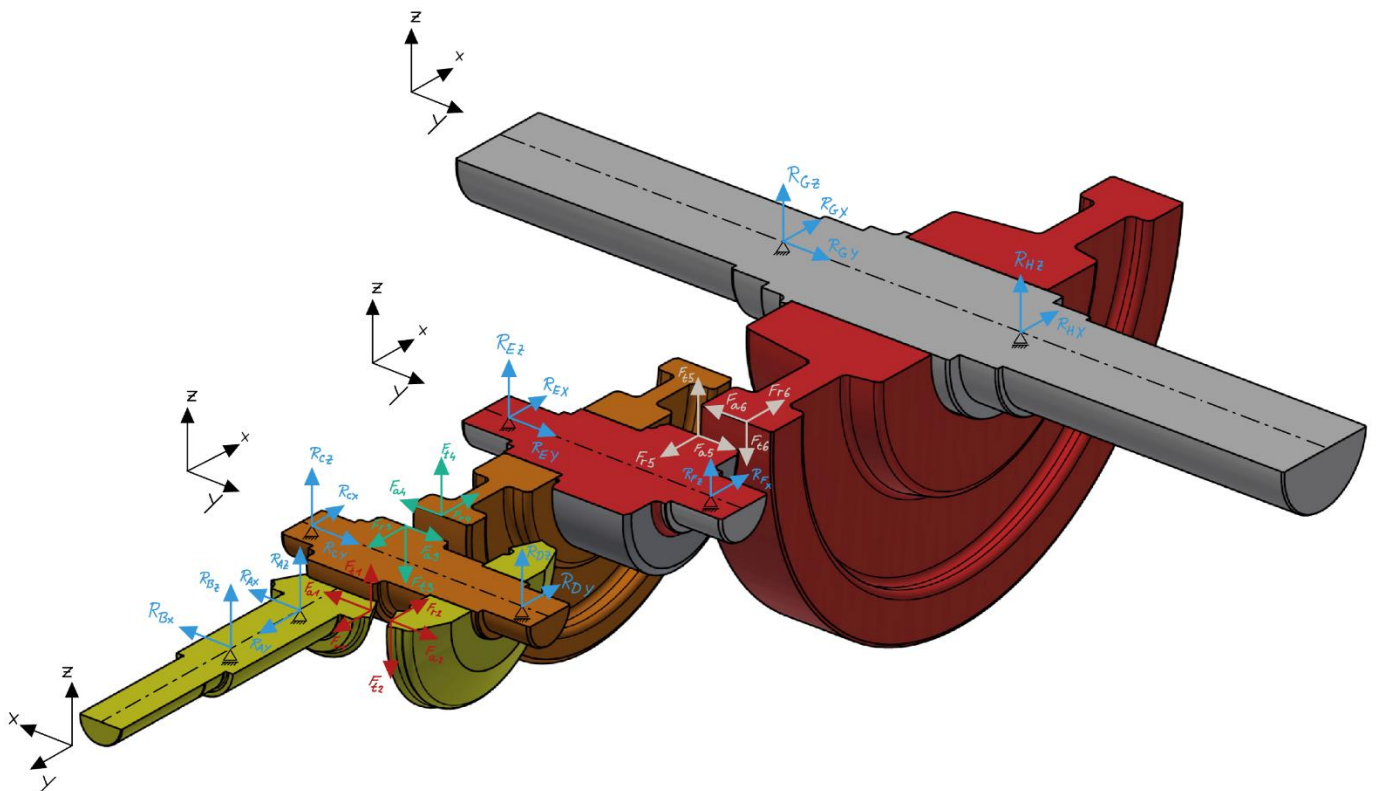
	CW			CCW		
	$F_r$ [N]	$F_a$ [N]	$F_t$ [N]	$F_r$ [N]	$F_a$ [N]	$F_t$ [N]
G1	-2900,04	-1535,11	4594,87	-569,72	3231,45	-4594,87
G2	-3231,45	-569,72	-4594,87	1535,11	-2900,04	4594,87
G3	4643,79	-1242,78	-11703,7	4643,79	1242,78	11703,67
G4	-4643,79	-1242,78	-11703,7	-4643,79	1242,78	11703,67
G5	12375,15	-2731,87	-34819,1	12375,15	2731,87	34819,07
G6	-12375,2	-2731,87	-34819,1	-12375,2	2731,87	34819,07

Výpočet reakcí spočívá v analytickém řešení hřídele jako staticky určitého nosníku na dvou podporách ve dvou na sebe kolmých rovinách XY (Radiální-Axiální směr) a rovině YZ (Axiální-Tečný směr).

Na Obr. 15 jsou znázorněny jednotlivé síly působící v ozubení a reakce v uložení hřídelů pro směr otáčení vstupního hřídele CW. Z tohoto schémata byly dále spočteny reakce v podporách pro jednotlivé hřídele v programu KISSsoft. Jejich hodnoty jsou uvedeny v Tab. 18 jak pro CW, tak pro CCW smysl otáčení. Znaménko “-“ má pouze informativní vlastnost ohledně správnosti volby směru působení reakce.

Tab. 18: Hodnoty reakčních sil v podporách

Podpora	CW				CCW			
	$R_x$ [N]	$R_y$ [N]	$R_z$ [N]	$R_r$ [N]	$R_x$ [N]	$R_y$ [N]	$R_z$ [N]	$R_r$ [N]
A	-907	-3934,26	-8744	8791	6583	2084,41	8744	10945
B	1827	0	3086	3586	3122	0	-3056	4369
C	440	-326,38	-8563	8574	-897	-4054,86	8563	8610
D	7275	0	-11785	13850	2595	0	11785	12067
E	-5181	-8200,86	-22421	23012	7463	8200,86	22483	23689
F	14303	0	-29013	32347	1659	0	29087	29134
G	11472	-11336	-12075	16656	-21440	11336	12653	24895
H	-26230	0	-24051	35587	6682	0	24444	25341



Obr. 15: Znázornění sil působících v ozubení spolu s reakcemi v podpěrách

## 6.5. Zvolená ložiska vs. stávající

Pro volbu ložisek je hlavní celková velikost radiální sily působící v podpěře, která se spočte dle (35). Jelikož axiální sily  $R_y$  vycházejí poměrně vysoké v porovnání s celkovými radiálními silami, jsou volena ložiska kuželíková. Ložiska byla volena tak, aby jejich základní trvanlivost v hodinách byla alespoň  $L_{10min} = 20\,000\,hod.$  Výsledné trvanlivosti byly spočteny ve výpočtovém programu KISSsoft dle ISO 281 [11]. Výpočty byly provedeny pro oba směry otáčení a pro každé ložisko jsou uvedeny nejnižší z obou hodnot v Tab. 19. Stejným způsobem byly provedeny výpočty i pro zadanou převodovku. Délky trvanlivostí společně s typem a orientační cenou ložisek jsou v Tab. 20. Při porovnání zmíněných výsledků zjistíme, že stávající ložiska mají několikanásobně vyšší trvanlivost, než požadovaných 20 000 hodin. Znak  $\infty$  značí, že ložisko vydrží déle jak  $10^6$  hodin. Celková cena všech nově zvolených ložisek je pouhých 39 % ceny ložisek stávajících.

$$R_r = \sqrt{R_x^2 + R_z^2} \quad (35)$$

Tab. 19: Navržená ložiska, jejich trvanlivost a cena

Podpora	Ložisko	Typ ložiska	Únosnost $L_{10}$ [hod]	Cena [Kč]
A	33208	Kuželíkové	43 212	811
B	32208	Kuželíkové	24 764	544
C	33208	Kuželíkové	34 606	811
D	32208	Kuželíkové	20 582	544
E	32309	Kuželíkové	23 912	1113
F	32309	Kuželíkové	23 084	1113
G	32918	Kuželíkové	20 998	1980
H	32918	Kuželíkové	20 754	1980

Tab. 20: Stávající ložiska, jejich trvanlivost a cena

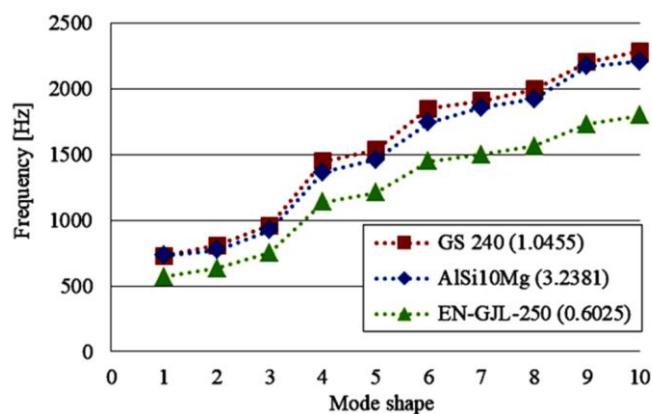
Podpora	Ložisko	Typ ložiska	Únosnost $L_{10}$ [hod]	Cena [Kč]
A	33209	Kuželíkové	161 487	920
B	33209	Kuželíkové	279 751	556
C	22309 E	Soudečkové	311 899	2640
D	22309 E	Soudečkové	$\infty$	2640
E	32313	Kuželíkové	464 529	2832
F	32313	Kuželíkové	413 416	2832
G	22218 E	Soudečkové	$\infty$	5175
H	22218 E	Soudečkové	$\infty$	5175

## 7. Optimalizace skříně

### 7.1. Materiály skříně

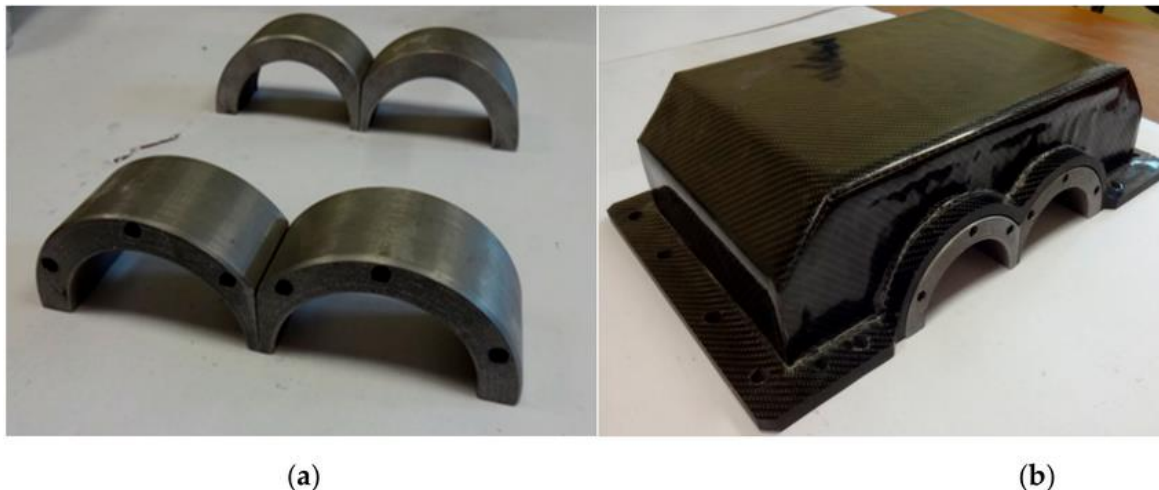
Jak již bylo zmíněno v kapitole 2.3, skříně průmyslových převodovek se nejčastěji odlévají z litin, ocelí na odlitky nebo jsou svařované s konstrukčních ocelí. Jelikož skříně tvoří většinu hmotnosti převodovek, lze při požadavku na její snížení odlévat skříně také ze slitin hliníku či hořčíku.

V [18] byl porovnáván vliv materiálu skříně na její vlastní frekvence. Z výsledku je vidět, že oproti výchozí litině s lupínkovým grafitem, se při volbě oceli na odlitky (GS 240) či slitiny hliníku (EN AC-ALSi10Mg) posunou vlastní frekvence skříně průměrně o 27,42 %, respektive o 22,86 % k vyšším hodnotám.



Obr. 16: Graf vlastních frekvencí pro různé materiály skříně [18]

V [19] byly testovány koncepty horních vík skříní vytvořené z ocelových ložiskových domků a kompozitních stěn. Závěrem studie bylo zjištění, že použitím vlákny vyztuženého polymeru lze snížit váhu až o 60 % a získat i lepší vibrační vlastnosti.



Obr. 17: Obrázek ložiskových domků: a) před spojením, b) K<sub>3</sub> skříně s ložiskovými domky připravenými na lepení [19] upraveno

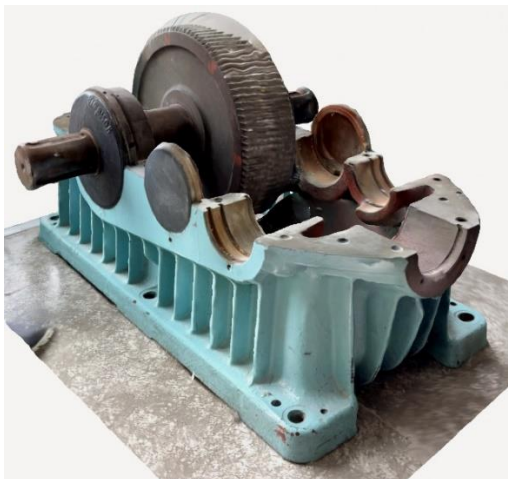


## 7.2. Koncepty skříní

### 7.2.1. Skříň převodovky jako odlitek

Zadaná převodovka má skříň koncipovanou jako odlitek z litiny. Jelikož nebylo možné skříň zvažít, byl po oměření a základním skenu (Obr. 18) vytvořen 3D model viz. Obr. 19. Hmotnost spodní části je  $m_{spod} = 154 \text{ kg}$  a hmotnost horního dílu je  $m_{hor} = 99 \text{ kg}$ .

Jelikož se během přepočtu ozubených kol dosáhlo jejich zúžení, je s ohledem na tuhost hřídelů praktické zúžit také skříň převodovky.



Obr. 18: Základní sken zadané převodovky



Obr. 19: Zjednodušený model odlitku stávající skříně převodovky

Nejdříve byl navržen předběžný odlitek stejné konstrukce jako původní skříň s vhodně redukovanými celkovými rozměry viz. Obr. 20. Tloušťka stěny a žeber byla zvolena 8 mm. Materiál byl použit také stejný, tedy litina s lupínkovým grafitem (EN-GJL-200) s minimální pevností v tahu  $R_{m_{min}} = 200 \text{ N/mm}^2$  [20]. Hmotnost spodní části byla snížena na  $m_{Od-Lit-S} = 82,4 \text{ kg}$  a hmotnost horního dílu skříně na  $m_{Od-Lit-H} = 41,2 \text{ kg}$ , což odpovídá úspoře 51,14 % hmotnosti.

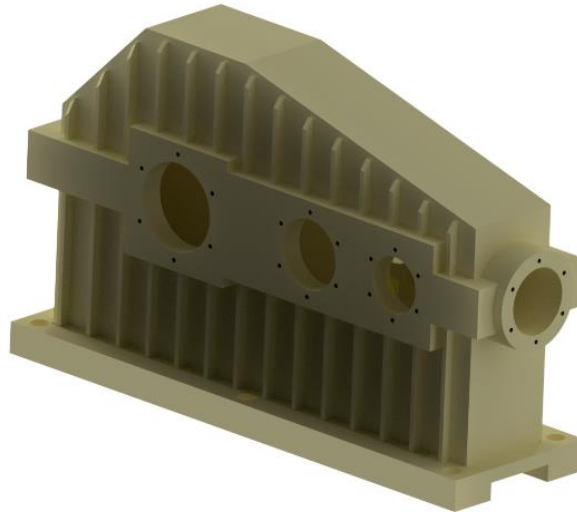
Dále byl změněn materiál na slitinu hliníku EN AC-ALSi10Mg T6 odlévaný do pískové formy s  $R_m = 220 \text{ N/mm}^2$  a  $R_{p0,2} = 180 \text{ N/mm}^2$  [21]. Hmotnost spodní části byla snížena na  $m_{Od-Al-S} = 30,67 \text{ kg}$  a hmotnost horního dílu skříně na  $m_{Od-Al-H} = 15,4 \text{ kg}$ . Hmotnost skříně se tak snížila o 81,79 % oproti zadané.



Obr. 20: Porovnání odlitků zadané (zelené) a nově navržené (šedé) skříně ze stejné litiny

### 7.2.2. Skříň převodovky jako svařenec

Jako další koncept byla skříň navržena jako svařenec z konstrukční oceli S235JRG1 (11 373) s  $R_m = 340 \text{ N/mm}^2$  a  $R_{emin} = 186 \text{ N/mm}^2$  [22] viz. Obr. 21. Hmotnost spodní části svařence je  $m_{Svar-S} = 95,5 \text{ kg}$  a hmotnost horního dílu skříně je  $m_{Svar-H} = 47 \text{ kg}$ . Hmotnost skříně se tak snížila o 43,67 %.



Obr. 21: Koncept skříně převodovky jako svařenec



### 7.3. Pevnostní kontrola

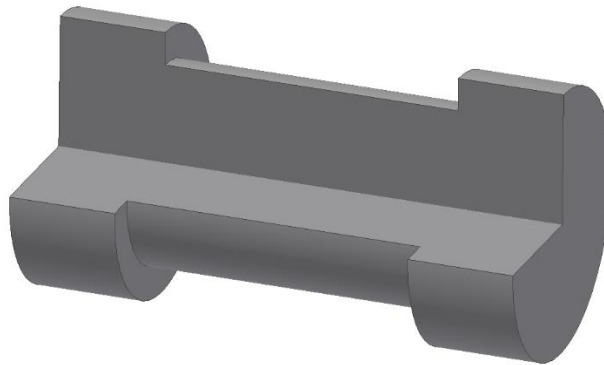
Pro zhodnocení únosnosti navržených skříní byla provedena pevnostní kontrola metodou konečných prvků (MKP) v softwaru Autodesk Inventor.

Aby bylo dosaženo co nejrealističtějších výsledků, byly pro upřesnění tuhosti do skříně vloženy náhrady hřídelů a ložisek jako jednoduché válce viz. Obr. 22.

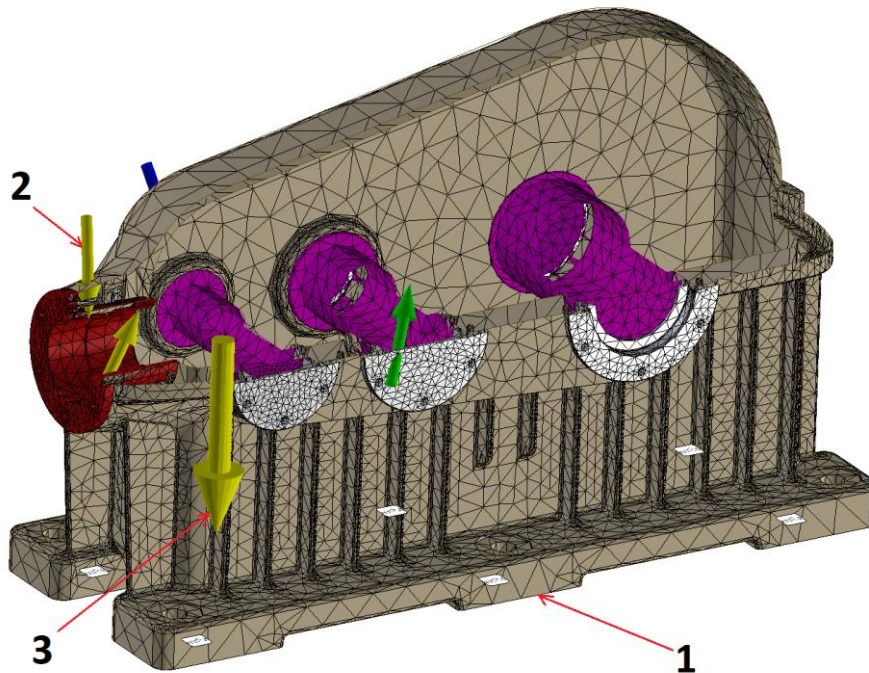
Pro upevnění skříně v prostoru byla použita pevná vazba na spodní část skříně viz. pozice 1 na Obr. 23.

Jako zatěžující elementy byly použity reakce vypočtené v ložiskách z kapitoly 6.4 a umístěné na plochy ložisek viz. pozice 2 a gravitační síla viz. pozice 3 na Obr. 23.

Jelikož výše zmíněné reakce již započítávají hmotnosti kol a hřídelů, není již třeba je do modelu přidávat, navíc jimi vyvolané zatížení je oproti reakcím v ložiskách zanedbatelné.



*Obr. 22: Náhrada hřídele a ložiska*



*Obr. 23: Příklad vysítované skříně s komponenty*

Z výsledků analýz bylo zjištěno zatížení dle von Misesa a posunutí skříně. Pro přehlednost obrázků byly pouze zneviditelněny víčka a náhrady hřídelů.

Na modelu odlévané skříně bylo zjištěno maximální napětí  $\sigma_{Mises} = 19,08 \text{ MPa}$ , zbytek skříně je téměř bez vyšších napětí, jak vyplývá z Obr. 24.

Maximální posunutí na skříně je 0,01767 mm viz. Obr. 25.

Se stejnými podmínkami byl výpočet proveden i pro svařovanou skříně, kde bylo zjištěno nejvyšší napětí  $\sigma_{Mises} = 15,32 \text{ MPa}$  viz. Obr. 26.

Maximální posunutí na skříně je 0,01681 mm viz. Obr. 27.

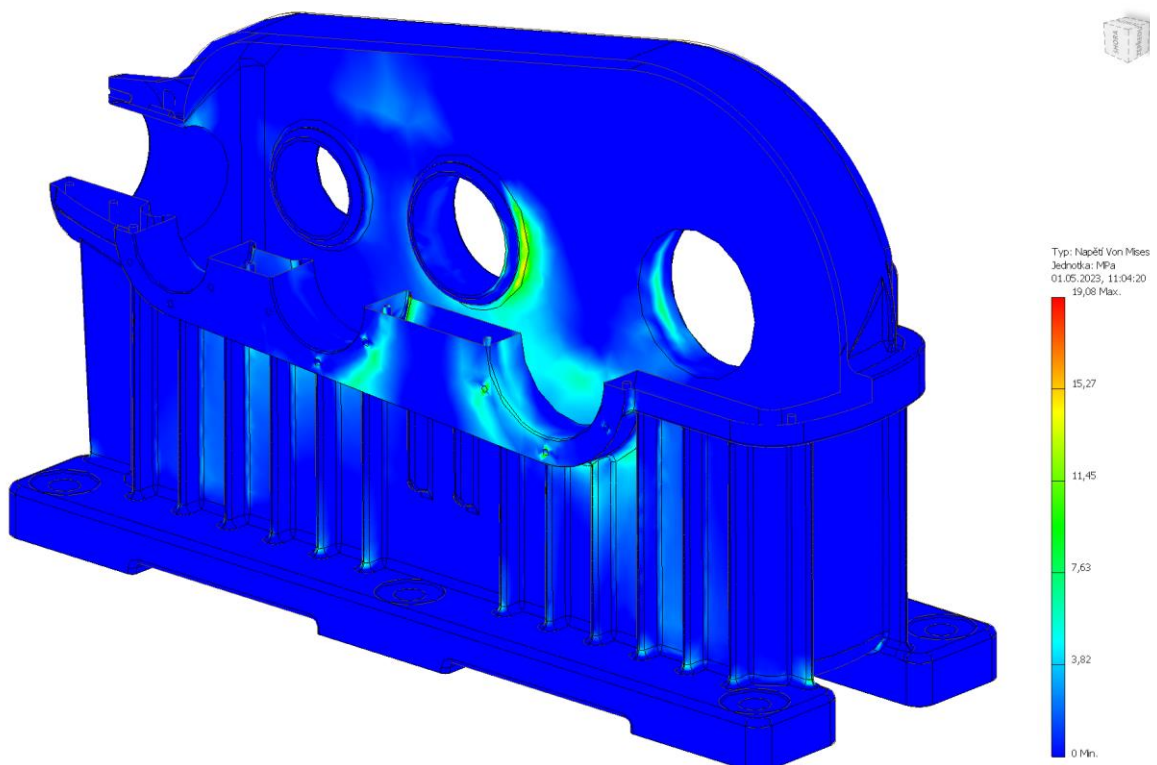
Za účelem ekonomického zhodnocení úspory za materiál by bylo vhodné znát cenu za kilogram materiálu, ale přes snahu jsem se k cenám nedostal.

#### 7.4. Porovnání skříní

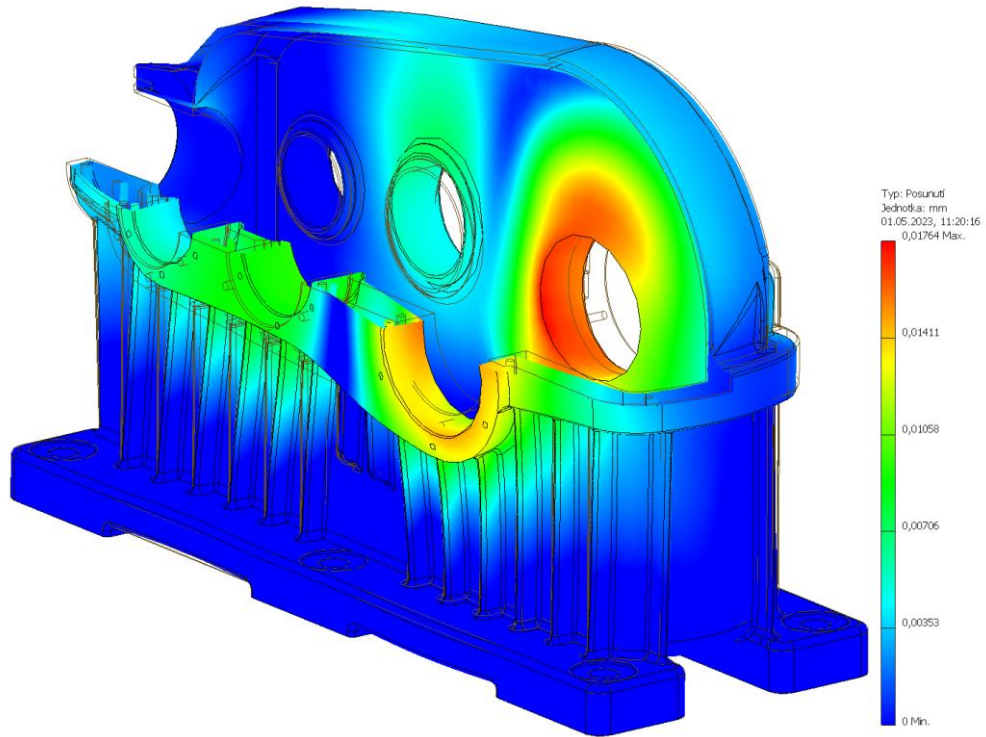
Všechny koncepty skříně převodovky splnily předpoklad snížení hmotnosti při udržení relativně velké tuhosti. Jako nejlehčí vyšla varianta odlévané skříně ze slitiny hliníku. Pro volbu této skříně by však bylo třeba znát cenu jednotlivých materiálů.

Co se týká napětí a deformací vyšly koncepty svařované a odlévané skříně podobně. Pro kusovou výrobu by nejspíše byl neefektivnější koncept svarku, naopak pro sériovou výrobu by se pravděpodobně volil odlitek.

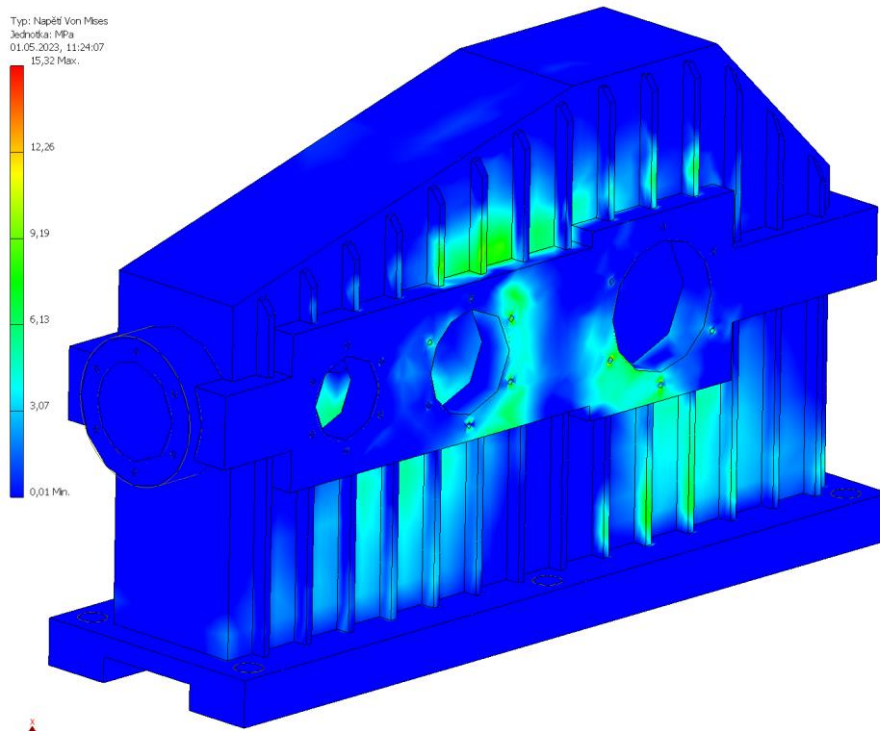
V mém případě jsem si pro další práci a výkresovou dokumentaci zvolil koncept skříně odlévané z litiny s lupínkovým grafitem EN-GJL-200.



Obr. 24: Výsledky MKP analýzy –Napětí dle von Misesa na odlévané skříně

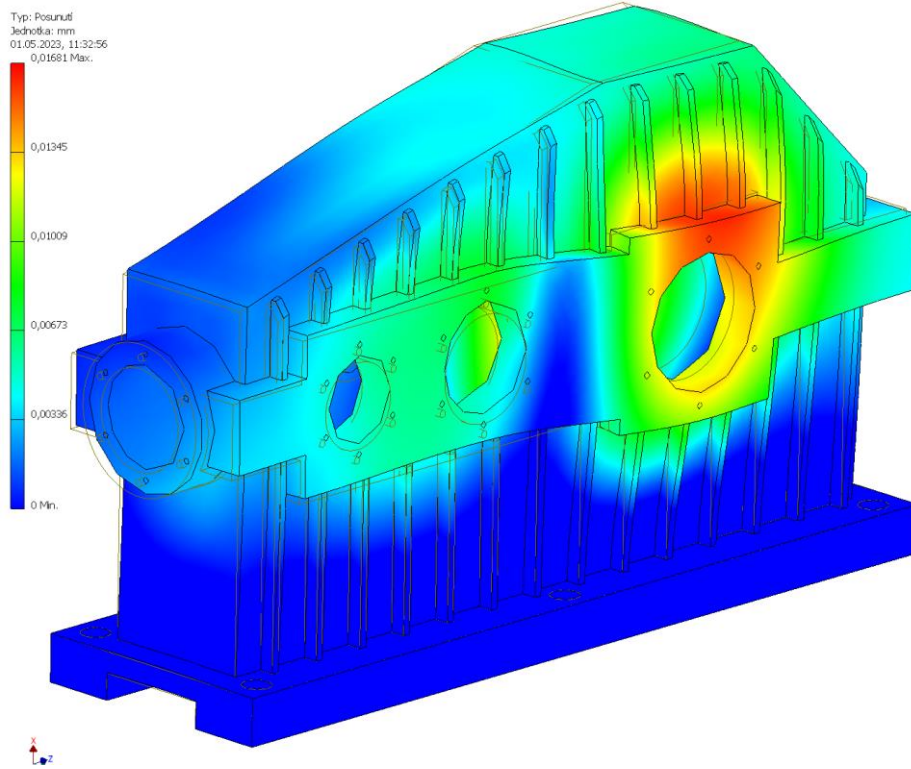


Obr. 25: Výsledky MKP analýzy – posunutí na odlévané skříní



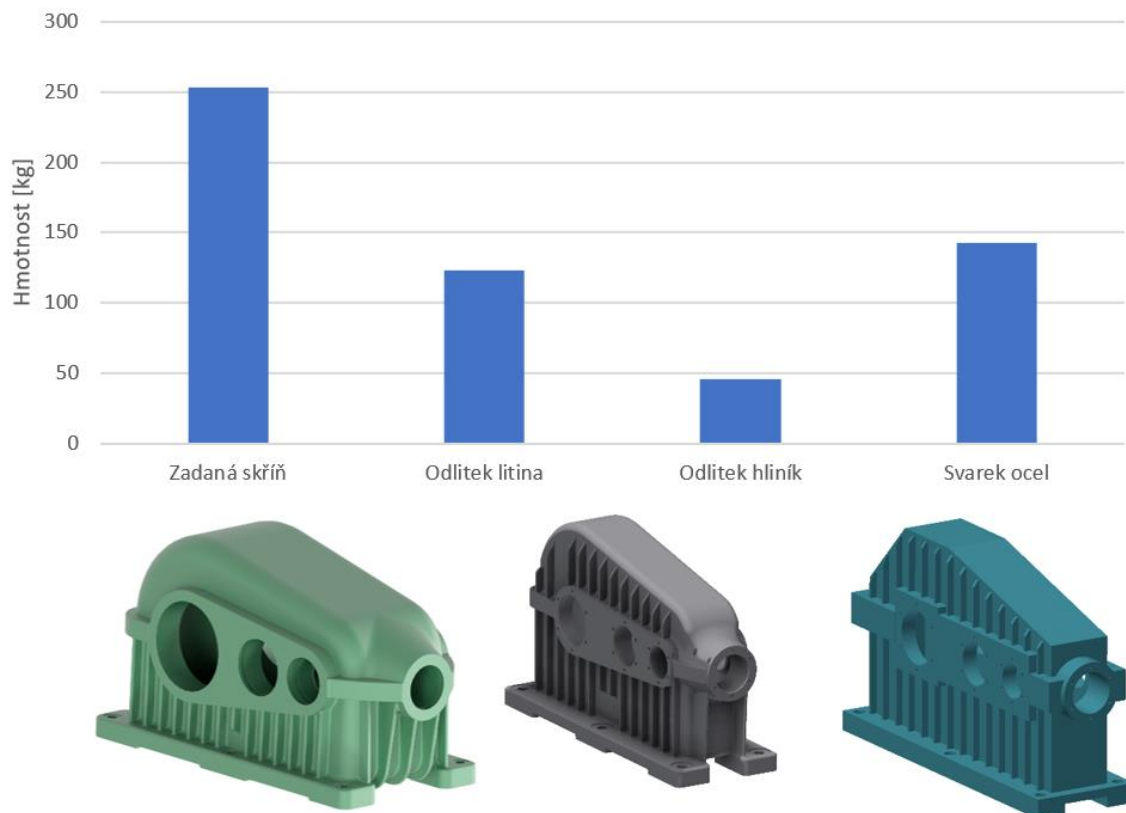
Obr. 26: Detail výsledků MKP analýzy – napětí dle von Misesa na svařované skříní





Obr. 27: Výsledky MKP analýzy – posunutí na svařované skříni

Graf 4: Hmotnostní porovnání skříni převodovky

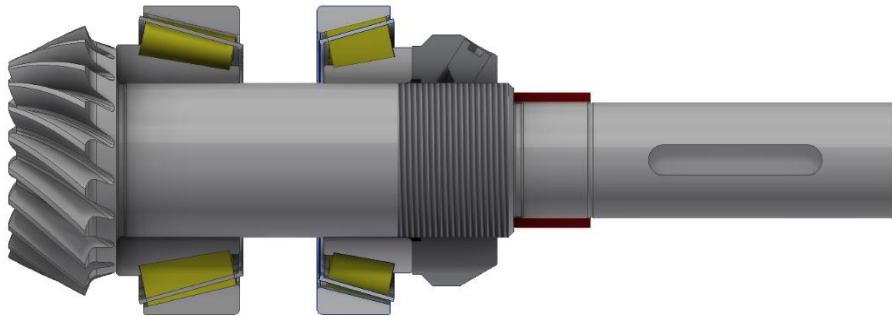


## 8. Konstrukce hřídelů

V následující kapitole jsou předvedeny 3D modely nově navržených hřídelů vymodelovaných v programu Autodesk Inventor a jejich osazení.

### 8.1. Hřídel S1

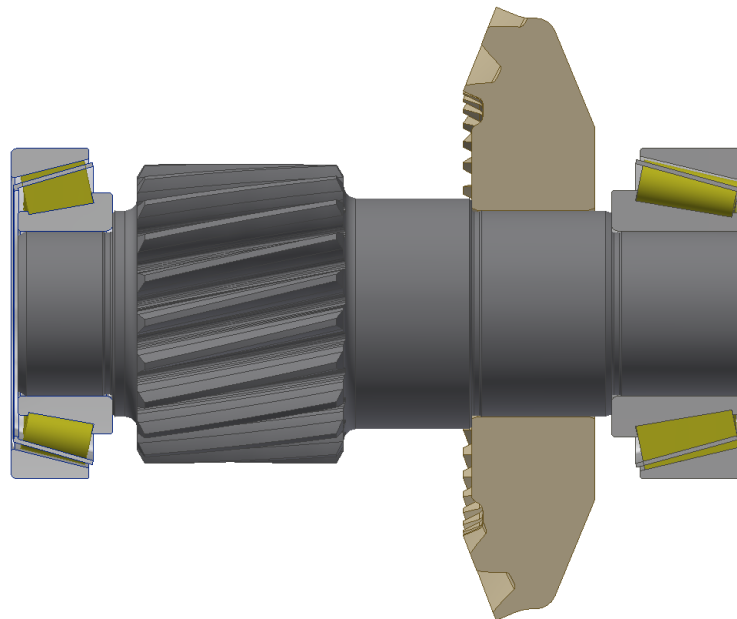
Vstupní hřídel je koncipován jako pastorek kuželového soukolí. Je uložen do ložisek 33208 a 32208 na průměru 40 mm, která jsou uspořádána zády k sobě do „O“. Zajištění a vymezení ložisek je zajištěno pomocí KMT matice. Pro zvýšení životnosti hřídele v místě dotyku hřídelového těsnění, je nalisován výměnný IR kroužek, o který se také může opřít hřídelová spojka. Pro spojení s motorem je volen dlouhý konec hřídele dle ČSN 01 4990.



Obr. 28: 3D model Hřídele S1

### 8.2. Hřídel S2

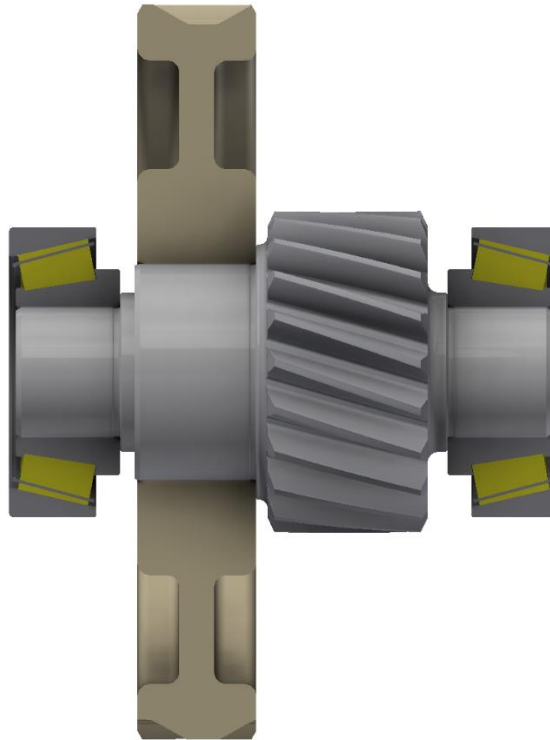
Hřídel S2 je také navržen jako pastorek čelního soukolí G34. Je uložen do kuželíkových ložisek 32208 a 33208. Ta jsou uspořádána čely k sobě do „X“ a vymezována víčky skříně. Dále je na průměru 50 mm nalisováno kuželové kolo G2 s uložením H6/r5.



Obr. 29: 3D model Hřídele S2

### 8.3. Hřídel S3

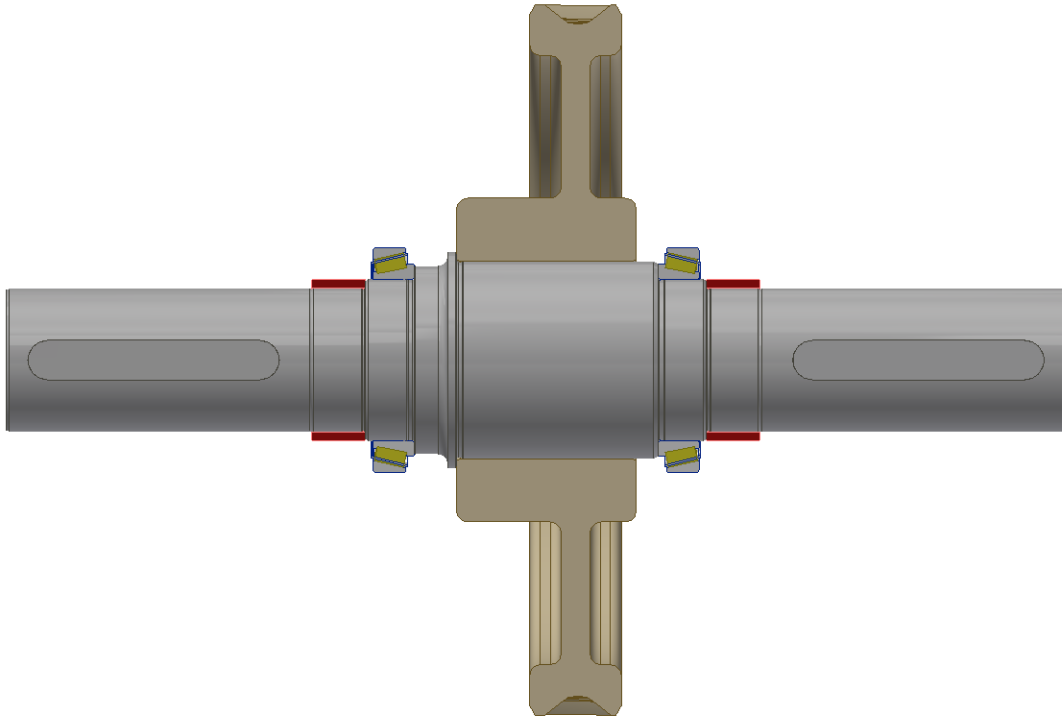
Hřídel S3 je zároveň pastorkem pro soukolí G56. Uložení je obstaráno dvojicí kuželíkových ložisek 32309 uspořádanými čely k sobě. Na průměru 75 mm je nalisováno kolo G4 s uložením H6/r5.



*Obr. 30: 3D model Hřídele S3*

### 8.4. Hřídel S4

Jelikož na hřídeli S4 není pastorek žádného ze soukolí, je zvolena z levnějšího materiálu C45 (12 050). Přenos reakcí obstarává dvojice kuželíkových ložisek 32918 uspořádaných do „X“. Jelikož není hřídel chemicko-tepelně zpracována není dosažena předepsaná tvrdost pod hřídelovými těsněními. Z tohoto důvodu jsou na hřídeli v místech styku těsnění nalisovány IR kroužky. Na průměru 110 mm je nalisováno čelní kolo G6 s uložením H6/s5. Pro spojení s dopravníkem jsou navrženy dlouhé konce hřídelů dle ČSN 01 4990.



Obr. 31: 3D model Hřídele S4

## 9. Statická pevnostní kontrola hřídelí

Na hřídele může být použita statická pevnostní kontrola, která bere v potaz smykové napětí  $\tau_k$ , ohybové napětí na povrchu hřídele  $\sigma_o$ , tahové/tlakové napětí  $\sigma_N$  a i napětí způsobené tlakem od nalisování náboje  $p_{max}$ . Z těchto hodnot se získá celkové redukované napětí dle von Misesse viz. (36).

$$\sigma_{Mises} = \sqrt{(\sigma_o + \sigma_N + p_{max})^2 + 3\tau_k^2} \quad (36)$$

Pro výpočtovou náročnost jsou průběhy namáhání hřídelů provedeny v softwaru KISSsoft viz. elektronická CD

Příloha 3. Hodnoty a grafy jím spočtené však neobsahují namáhání tlakem od nalisování, proto je třeba tyto hodnoty následně dopočítat v místech nalisování.

$$\sigma_{Mises} = \sqrt{p_{max}^2 + \sigma_{Red}^2} \quad (37)$$

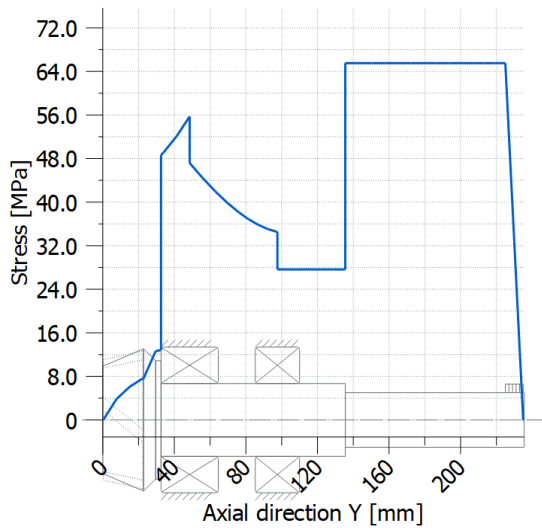
$$\sigma_{Red} = \sqrt{(\sigma_o + \sigma_N)^2 + 3\tau_k^2} \quad (38)$$

Stanovení statické bezpečnosti spočívá v porovnání výsledného redukovaného napětí vzhledem k mezi kluzu materiálu (39). Její minimální hodnota je volena  $k_{smin} = 1,3$  [23].

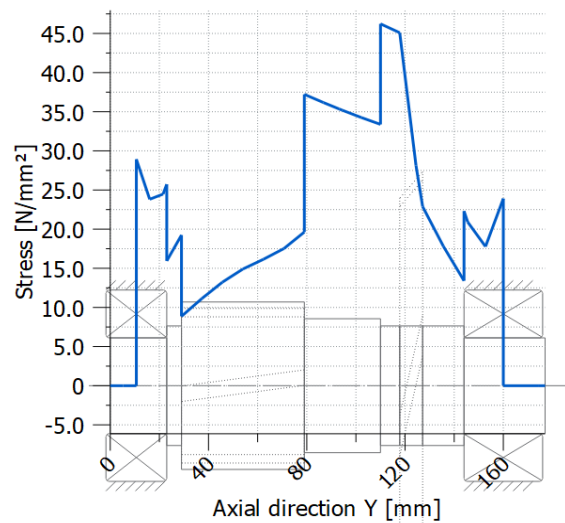
$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{Mises}} \quad (39)$$

Průběh redukovaného napětí  $\sigma_{Red}$  na hřídeli S1 je znázorněn na Obr. 32. Na tomto hřídeli není žádný lisovaný spoj a proto se  $\sigma_{Red} = \sigma_{Mises}$  a dosahuje maximální hodnoty  $\sigma_{Redmax} = 65,52 \text{ N/mm}^2$ .

Obr. 33 znázorňuje průběh napětí na hřídeli S2. V intervalu  $Y = < 110; 160 > \text{ mm}$  je nalisováno kolo G2 a přidává tak k napětí tlak  $p_{max} = 57,585 \text{ MPa}$ . Maximální hodnota výsledného napětí na hřídeli je  $\sigma_{MisesMax} = 103,815 \text{ N/mm}^2$ .



Obr. 32: Průběh redukovaného napětí  $\sigma_{Red}$  na hřídeli S1

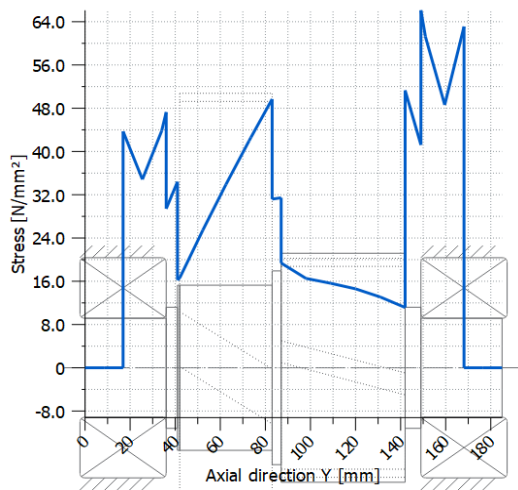


Obr. 33: Průběh redukovaného napětí  $\sigma_{Red}$  na hřídeli S2

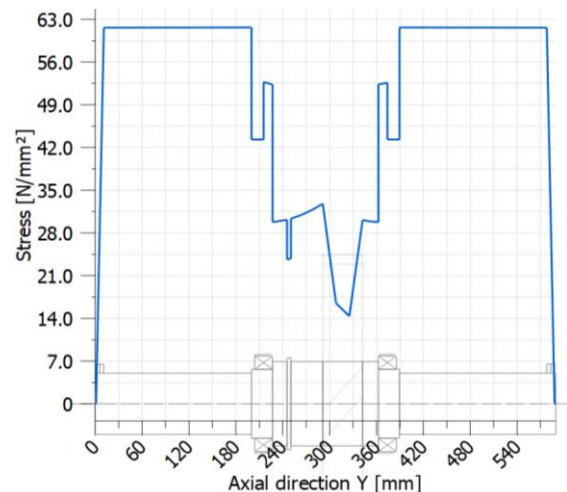
Obr. 34 znázorňuje průběh napětí na hřídeli S3. V intervalu  $Y = < 41; 83 > \text{ mm}$  je nalisováno kolo G4 a přidává tak k napětí tlak  $p_{max} = 47,78 \text{ MPa}$ . Maximální hodnota výsledného napětí na hřídeli je  $\sigma_{MisesMax} = 97,45 \text{ N/mm}^2$ .

Průběh redukovaného napětí  $\sigma_{Red}$  na hřídeli S4 je znázorněn na Obr. 35. V intervalu  $Y = < 250,5; 350,5 > \text{ mm}$  je nalisováno kolo ozubené G6 a přidává tak k napětí tlak  $p_{max} = 56,3 \text{ MPa}$ . Maximální hodnota výsledného napětí je  $\sigma_{MisesMax} = 88,97 \text{ N/mm}^2$ .

Velikosti statických bezpečností jsou uvedeny v Tab. 21.



Obr. 34: Průběh redukovaného napětí  $\sigma_{Red}$  na hřídeli S3



Obr. 35: Průběh redukovaného napětí  $\sigma_{Red}$  na hřídeli S4

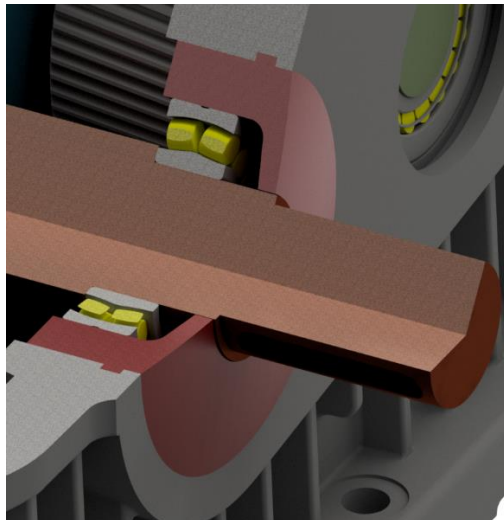


Tab. 21: Hodnoty redukovaných napětí pod nalisovanými spoji a jejich statická bezpečnost

	S1	S2	S3	S4
$\sigma_{Red}$	65,52	46,23	49,68	32,75
$p_{max}$	0	57,585	47,775	56,218
$\sigma_{Mises}$	65,52	103,815	97,455	88,968
$R_e$	695	695	695	490
$k_s$	10,61	6,7	7,13	5,5

## 10. Konstrukce víček a hřídelových těsnění

U stávající převodovky jsou ložiska hřídelů S2 a S4 vložena do ložiskových domků. Ty jsou ve skříni fixovány za pomoci osazení viz. Obr. 36 a Obr. 37. Ložiska hřídele S3 jsou vkládána mezi víčka, která jsou také zajištěna osazením. Jelikož se víčka musí vkládat před uzavřením skříně, nejsou příliš praktická pro kontrolu vymezení, jež značně závisí na dodržené výrobní toleranci.



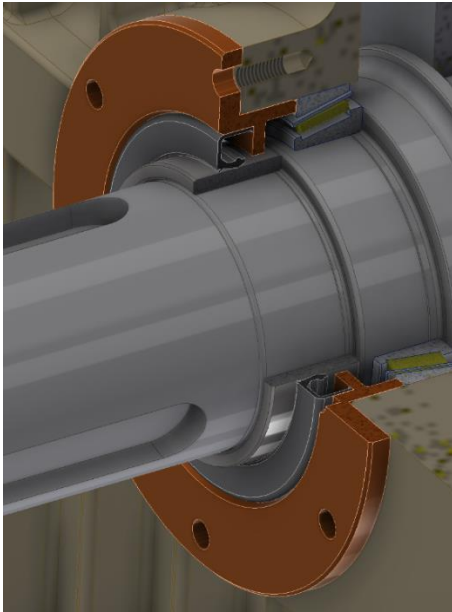
Obr. 36: Model lokalizace ložiskového domku pomocí osazení na výstupním hřídeli



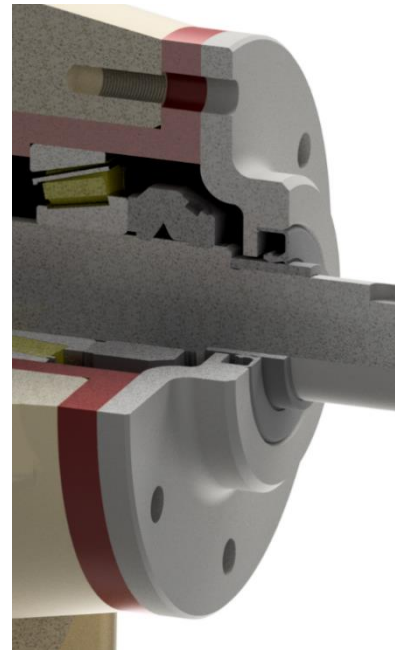
Obr. 37: Foto lokalizace ložiskového domku pomocí osazení na výstupním hřídeli

Z těchto důvodů byla víčka pro upravenou převodovku konstruována jako montována ze stran skříně a zajištěna šrouby. Rozměry víček doléhajících na ložiska byly navrženy dle doporučení z katalogu [24].

Ve víčkách pro vstupní a výstupní hřídel jsou z vnější strany zapuštěna hřídelová těsnění viz. Obr. 38 a Obr. 39. Jelikož se může pásový dopravník nacházet v prašném prostředí, jsou navržena těsnění typu CRWA1 R s přídatným protiprachovým břítem. Pro snadnější demontáž jsou do víček zafrézovány drážky.



Obr. 38: Umístění hřídelového těsnění na výstupním hřídeli



Obr. 39: Umístění hřídelového těsnění na vstupním hřídeli

## 11. Srovnání zadané a nově navržené převodovky

Pro zhodnocení úspory materiálu, byla na základě údajů z 3D modelu převodovky provedena přibližná hmotnostní analýza jednotlivých součástí viz Tab. 24. Při porovnání štítkové hmotnosti (470 kg) a hmotnosti odměřené z mnou vytvořeného modelu (514 kg), dochází k rozdílu téměř 44 kg. V průběhu let byla zadaná převodovka již revidována a dle katalogu [26] váží rozměrově obdobná převodovka 490 kg a teoretický rozdíl je tedy již pouhých 24 kg.

Co se týká hmotnostní úspory mezi modelem původní a nově navržené převodovky, došlo ke snížení hmotnosti o cca 273 kg, z toho cca 127 kg je rozdíl mezi skříněmi a cca 100,5 kg je rozdíl v hmotnosti kol a hřídelů vyrobených z 16CrMn5. Tento rozdíl vede při ceně uvedené v Tab. 10 k finanční úspoře na materiálu cca 3800,- Kč.

Při případném dimenzování pohonného či brzdného ústrojí je důležité znát momenty setrvačnosti  $I$ . Jejich hodnoty jsou uvedeny v Tab. 22. Pro výpočet velikosti motoru a pro výpočet vlastních frekvencí soustavy převodovky je výhodné, aby redukované momenty setrvačnosti rotačních částí, které se vypočtou dle (40) [23], byly co nejnižší. V Tab. 23 jsou uvedeny tyto momenty pro hřídele s již nalisovanými koly.

$$I_{red} = \frac{I}{i_c^2} \quad (40)$$

*Tab. 22: Tabulka momentů setrvačnosti rotačních hmot*

	$I [kg \cdot mm^2]$		Rozdíl
	Původní	Nová	
S1	934,006	475,486	49,1
S2	11401,1	4140,61	63,7
S3	249402	83369	66,6
S4	2890162	594820	79,4

*Tab. 23: Tabulka redukovaných momentů setrvačnosti rotačních hmot*

	$I_{red} [kg \cdot mm^2]$		Rozdíl
	Původní	Nová	
S1	934,006	475,486	49,1
S2	2724,992	738,1523	72,9
S3	4689,734	998,9772	78,7
S4	2215,86	467,4631	78,9

*Tab. 24: Hmotnosti jednotlivých součástí dle 3D modelů*

	Zadaná převodovka			Nově navržená převodovka	
	Položka	Hmotnost [kg]		Položka	Hmotnost [kg]
S1	Hřídel s G1	2,854	S1	Hřídel s G1	2,1
	Ložisko 32209	0,567		Ložisko 32208	0,517
	Ložisko 33209	0,771		Ložisko 33208	0,74
	Domek S1	4,8		Domek s víčkem	3,344
S2	Hřídel s G3	6,8	S2	Hřídel s G3	3,1
	Kolo G2	1,867		Kolo G2	1,27
	2x Ložisko 22309 E	2,616		Ložisko 32208	0,517
	Domky S2	5,3		Ložisko 33208	0,74
S3	Hřídel s G5	13	S3	Víčka S2	1,441
	Kolo G4	28		Hřídel s G5	6,23
	2x Ložisko 32313 B	7,26		Kolo G4	31,14
	2x Víčko S3	1,6		2x Ložisko 32309	2,7
S4	Hřídel	36	S4	2x Víčko S3	1,7
	Kolo G6	123		Hřídel	27,4
	2x Ložisko 22218E	6,542		Kolo G6	31,14
	2x Domek S4	23		2x Ložisko 32918	1,61
	Skříň	250		2x Víčko S4	2,04
	<b>Celkem</b>	<b>513,977</b>		Skříň	122,8
				<b>Celkem</b>	<b>240,529</b>

## 12. Závěr

V úvodní části této bakalářské práce byla provedena stručná rešerše na problematiku ozubených kol a převodovek. V následující části byly přepočteny ozubené převody zadané převodovky v programu KISSsys. Na základě vypočtených dat byly navrženy varianty ozubení s obecně lepšími vlastnostmi, při dodržení přenositelnosti požadovaného výkonu. Z těchto variant byla zvolena jedna pro další výpočty. Následně byla analyzována ložiska původního soustrojí a pro zvolenou variantu navržena nová, která splňují podmínku minimální trvanlivosti.

Jelikož došlo k významné změně velikosti ozubení, byly navrženy nové koncepty skříně. Oba koncepty byly zanalyzovány pomocí MKP výpočtu v programu Autodesk Inventor. V závěru práce byla provedena bezpečnostní kontrola hřídelů na statické namáhání. Ze všech vypočtených a zvolených parametrů byl vytvořen 3D model převodovky a jako podklad pro výuku byly zhotoveny výkresy postupného obrábění skříně převodovky, které jsou obsaženy v přílohách.

### 12.1. Závěr z optimalizace ozubených kol a ložisek

V úvodu praktické části (kapitola 5.1) bylo zjištěno, že zadanou převodovkou lze dlouhodobě přenášet až o 38 % vyšší výkon, tedy 29 kW. Následnými výpočty bylo zjištěno, že pouhou změnou šířky kol lze zredukovat celkovou hmotnost kol o 49,27 %. Dále byly navrženy varianty ozubení z odlišným počtem zubů jednotlivých kol, z nichž byla jedna zvolena a použita pro další výpočty. Následně byla snaha o optimalizaci změnou materiálu. Tato změna se však dle zjištěných cen za různé materiály nevyplatila.

Na závěr optimalizace byla přepočtena ložiska a navržena nová, která mají životnost navrženou blíže ke zvolené hodnotě 20 000 hodin a jejichž společná cena je pouhých 39 % ceny původních ložisek.

### 12.2. Závěr z návrhu konstrukčních úprav

Vzhledem k velké redukci šířky ozubených kol byly navrženy dva koncepty převodkovových skříní. Jedna jako svařenec z S235JRG1. U této varianty je dle MKP nejvyšší napětí a deformace. Její hmotnost je snížena oproti původní o 43,76 %.

Pro další práci však byl zvolen návrh skříně odlévané z EN-GJL-200. U této varianty vyšly dle MKP deformace o jednotky procent vyšší, avšak hmotnostní redukce je o 51,16 %.

Dále byla provedena statická kontrola hřídelů a spočten redukovaný moment setrvačnosti hřídelů s nalisovanými koly vztažený k vstupnímu hřídeli. Ten byl zredukován průměrně o 69,9 %.

Jedním z požadavků ze zadání byla možnost jednoduchého nahrazení za stávající převodovku. Jak již bylo zmíněno v práci, byly rozměry skříně, hřídelů a tím i připojovacích rozměrů zmenšeny, kvůli tuhosti. Náhrada je tedy možná za předpokladu připojení pomocí dalších jednoduchých konstrukčních prvků prodlužujících připojovací hřídele a nastavení skříně do správné polohy.

## SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] KŘÍŽ, Rudolf a . Stavba a provoz strojů II: Převody. 1. Praha: SNTL, 1978.
- [2] ČERNOCH, Svatopluk. Strojně technická příručka. 13., upravené vyd. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1977.
- [3] Pevnostní výpočet ozubených převodů, [online] [cit. 2022-12-20]. Dostupné z: [https://www.sspu-opava.cz/static/UserFiles/File/\\_sablony/SPS\\_III/VY\\_32\\_INOVACE\\_C-08-09.pdf](https://www.sspu-opava.cz/static/UserFiles/File/_sablony/SPS_III/VY_32_INOVACE_C-08-09.pdf)
- [4] APAKIDZE, Timur. Saturation Dive: Manual Transmission Gear Design. *The Truth About Cars* [online]. 2014 [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: <https://www.thetruthaboutcars.com/2014/07/saturation-dive-manual-transmission-gear-design/>
- [5] The Types Of Gearboxes Used In Conveyor Systems. Amarillo Gear Service [online]. 2017 [cit. 2022-12-20]. Dostupné z: <https://www.amarilogearservice.com/types-gearboxes-used-conveyor-systems/>
- [6] Conveyor Gearbox. All Torque [online]. 2015 [cit. 2022-12-20]. Dostupné z: <https://www.alltorquetransmissions.com/conveyor-gearbox/>
- [7] Gearboxes for belt conveyors: Engineered Drien Solutions for Extreme Conditions [online]. 2015 [cit. 2022-12-20]. Dostupné z: [https://www.wikov.com/file/edee/prilohy/conveyors\\_wikov\\_en\\_201504.pdf](https://www.wikov.com/file/edee/prilohy/conveyors_wikov_en_201504.pdf)
- [8] ISO 6336-1 Výpočet únosnosti čelních ozubených kol a přímými a šikmými zuby: Část 1: Základní principy, doporučené a obecně ovlivňující faktory. Přeloženo úřadem pro normalizaci, metrologii a státním zkušebnictvím, Překlad z roku 2014.
- [9] ISO 6336-2 Výpočet únosnosti čelních ozubených kol a přímými a šikmými zuby: Část 2: Výpočet trvanlivosti povrchu (pitting). Přeloženo úřadem pro normalizaci, metrologii a státním zkušebnictvím, Překlad z roku 2014.
- [10] ISO 6336-3 Výpočet únosnosti čelních ozubených kol a přímými a šikmými zuby: Část 3: Výpočet pevnosti v ohybu zubu. Přeloženo úřadem pro normalizaci, metrologii a státním zkušebnictvím, Překlad z roku 2014.
- [11] ISO 281 Valivá ložiska: Dynamická únosnost a trvanlivost. Přeloženo Českým normalizačním institutem, Překlad z roku 2008.
- [12] ISO 6336-6 Výpočet únosnosti čelních ozubených kol a přímými a šikmými zuby: Část 6: Výpočet provozní životnosti při proměnném zatížení. Přeloženo úřadem pro normalizaci, metrologii a státním zkušebnictvím, Překlad z roku 2014.
- [13] KLAPKA, Milan. Ozubená kola. *Shigley* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně [cit. 2023-04-19]. Dostupné z: [https://kke.zcu.cz/export/sites/kke/about/projekty/enazp/projekty/02\\_Silnicni-vozidla\\_4-6/5\\_MMP/004\\_Ozubena-kola---Klapka---P1.pdf](https://kke.zcu.cz/export/sites/kke/about/projekty/enazp/projekty/02_Silnicni-vozidla_4-6/5_MMP/004_Ozubena-kola---Klapka---P1.pdf)
- [14] Přehled vlastností oceli 16MnCr5 ( 16MnCrS5 ). In: BBolzano [online]. Kladno, 2020 [cit. 2023-04-07]. Dostupné z: <https://bbolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/oceli-k-cementovani-podle-en-10084/prehled-vlastnosti-oceli-16mncr5>

- [15] Přehled vlastností oceli 18CrNiMo7-6. In: BBolzano [online]. Kladno, 2020 [cit. 2023-04-07]. Dostupné z: <https://bbolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/oceli-k-cementovani-podle-en-10084/prehled-vlastnosti-oceli-18crnimo7-6>
- [16] Přehled vlastností oceli C45E ( C45 R ). In: BBolzano [online]. Kladno, 2020 [cit. 2023-04-07]. Dostupné z: <https://bbolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/oceli-k-zuslechtovani-podle-en-10083-1/prehled-vlastnosti-oceli-c45>
- [17] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: příklady. Vyd. 2. přeprac. Praha: České vysoké učení technické, 1995. ISBN 80-01-01354-5.
- [18] COJOCARU, Vasile a Calin-Octavian MICLOSINA. Modal - Based Design Optimization of a Gearbox Housing. Romanian Journal of Acoustics and Vibration [online]. 2019, 16(1), 58-65 [cit. 2023-03-14]. ISSN 1584-7284. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/profile/Zoltan-Korka/publication/335619188\\_Modal\\_Based\\_Design\\_Optimization\\_of\\_a\\_Gearbox\\_Housing/links/5d70b2e1a6fdcc9961afa0f5/Modal-Based-Design-Optimization-of-a-Gearbox-Housing.pdf?origin=publication\\_detail](https://www.researchgate.net/profile/Zoltan-Korka/publication/335619188_Modal_Based_Design_Optimization_of_a_Gearbox_Housing/links/5d70b2e1a6fdcc9961afa0f5/Modal-Based-Design-Optimization-of-a-Gearbox-Housing.pdf?origin=publication_detail)
- [19] FIGLUS, KOZIOŁ a KUCZYŃSKI. Impact of Application of Selected Composite Materials on the Weight and Vibroactivity of the Upper Gearbox Housing. Materials [online]. 2019, 12(16), 1-16 [cit. 2023-03-14]. ISSN 1996-1944. Dostupné z: doi:10.3390/ma12162517
- [20] Výroba odlitků. Slévárna ANAH Prostějov, s.r.o [online]. [cit. 2023-04-07]. Dostupné z: <http://www.slevarna-anah.cz/vyroba-odlitku-clanek>
- [21] ENAC-AISi10Mg(a) ( ENAC-43000 ). Steel Number: European Steel and Alloy Grades/Numbers [online]. 2023 [cit. 2023-04-07]. Dostupné z: [http://www.steelnumber.com/en/steel\\_alloy\\_composition\\_eu.php?name\\_id=1227](http://www.steelnumber.com/en/steel_alloy_composition_eu.php?name_id=1227)
- [22] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [23] KUGL, Otmar. Projekt - III. ročník. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005. ISBN 80-010-3205-1.
- [24] Valivá ložiska [online]. SKF, 2019 [cit. 2023-04-07]. Dostupné z: [https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---17000\\_1-CS\\_tcm\\_54-121486.pdf](https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---17000_1-CS_tcm_54-121486.pdf)
- [25] Industrial shaft seals [online]. SKF, 2021 [cit. 2023-04-07]. Dostupné z: [https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/09433a92e9164581/pdf\\_preview\\_medium/09433a92e9164581\\_pdf\\_preview\\_medium.pdf#cid-524179](https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/09433a92e9164581/pdf_preview_medium/09433a92e9164581_pdf_preview_medium.pdf#cid-524179)
- [26] Katalogový list převodovek TSA 031-371. SERVO-DRIVE [online]. [cit. 2023-04-08]. Dostupné z: [http://www.tsa031.cz/prevodovka\\_tsa031-371.php](http://www.tsa031.cz/prevodovka_tsa031-371.php)
- [27] PETR, Karel. Strojírenské konstruování: tvorba výkresové dokumentace dle ISO norem. V Praze: České vysoké učení technické, 2020. ISBN 978-80-01-06715-4



## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1: Fotografie zadané převodovky .....	4
Obr. 2: Převodovka s rovnoběžnými osami [1] upraveno .....	5
Obr. 3: Převodovka z různoběžnými osami [1] upraveno.....	6
Obr. 4: Převodovka s mimoběžnými osami [1] .....	6
Obr. 5: Typy ozubených soukolí dle vzájemné polohy os. Osy rovnoběžné: a) čelní soukolí s .....	8
Obr. 6: Typy ozubených soukolí dle tvaru boční křivky. Čelní ozubení: a) s přímými zuby, b) se .....	9
Obr. 7: Silové poměry na šikmém ozubení [3] .....	10
Obr. 8: Kontaktní namáhání mezi hnacím a poháněným kolem [4].....	11
Obr. 9: Kuželočelní převodovka pro pásové dopravníky [7] .....	12
Obr. 10 : Výrobní štítek stávající převodovky .....	13
Obr. 11: Schématický obrázek s označením ozubených kol, hřídelí a ložisek .....	14
Obr. 12: Model a diagram uspořádání zadané převodovky v programu KISSsys .....	15
Obr. 13: Závislost hladiny hluku na součinitelích záběru kroku a záběru profilu [13] .....	20
Obr. 14: Označení smyslu sklonu ozubení .....	28
Obr. 15: Znázornění sil působících v ozubení spolu s reakcemi v podpěrách .....	29
Obr. 16: Graf vlastních frekvencí pro různé materiály skříně [18] .....	31
Obr. 17: Obrázek ložiskových domků: a) před spojením, b) K_3 skříň s ložiskovými domky připravenými na lepení [19] upraveno .....	31
Obr. 18: Základní sken zadané převodovky .....	32
Obr. 19: Zjednodušený model odlitku stávající skříně převodovky .....	32
Obr. 20: Porovnání odlitků zadané (zelené) a nově navržené (šedé) skříně ze stejné litiny.....	33
Obr. 21: Koncept skříně převodovky jako svařenec .....	33
Obr. 22: Náhrada hřídele a ložiska .....	34
Obr. 23: Příklad vysítované skříně s komponenty.....	34
Obr. 24: Výsledky MKP analýzy –Napětí dle von Misesse na odlévané skříně .....	35
Obr. 25: Výsledky MKP analýzy – posunutí na odlévané skříně.....	36
Obr. 26: Detail výsledků MKP analýzy – napětí dle von Misesse na svařované skříně .....	36
Obr. 27: Výsledky MKP analýzy – posunutí na svařované skříně .....	37
Obr. 28: 3D model Hřídele S1 .....	38
Obr. 29: 3D model Hřídele S2 .....	38
Obr. 30: 3D model Hřídele S3 .....	39
Obr. 31: 3D model Hřídele S4 .....	40
Obr. 32: Průběh redukovaného napětí $\sigma_{Red}$ na hřídeli S1.....	41
Obr. 33: Průběh redukovaného napětí $\sigma_{Red}$ na hřídeli S2.....	41
Obr. 34: Průběh redukovaného napětí $\sigma_{Red}$ na hřídeli S3.....	41
Obr. 35: Průběh redukovaného napětí $\sigma_{Red}$ na hřídeli S4.....	41
Obr. 36: Model lokalizace ložiskového domku pomocí osazení na výstupním hřídeli .....	42
Obr. 37: Foto lokalizace ložiskového domku pomocí osazení na výstupním hřídeli .....	42
Obr. 38: Umístění hřídelového těsnění na výstupním hřídeli .....	43
Obr. 39: Umístění hřídelového těsnění na vstupním hřídeli.....	43



## SEZNAM TABULEK

Tab. 1: Parametry zadané převodovky.....	13
Tab. 2: Oměřené hodnoty ozubení .....	14
Tab. 3: Tabulka doporučených aplikačních faktorů [12] .....	16
Tab. 4: Hodnoty součinitelů bezpečnosti zadané převodovky ( $P = 21 \text{ kW}$ ) .....	17
Tab. 5: Hodnoty součinitelů bezpečnosti zadané převodovky přenášející výkon $P = 29 \text{ kW}$ .....	17
Tab. 6: Hodnoty součinitelů bezpečnosti kuželového soukolí 12 s redukovanou šířkou.....	18
Tab. 7: Hodnoty součinitelů bezpečnosti soukolí 34 s redukovanou šířkou .....	18
Tab. 8: Hodnoty součinitelů bezpečnosti soukolí 56 s redukovanou šířkou .....	18
Tab. 9: Navržené varianty soukolí .....	21
Tab. 10: Mechanické hodnoty navržených materiálů .....	22
Tab. 11: Hodnoty součinitelů bezpečností pro ozubení varianty II s navrženými materiály.....	23
Tab. 12: Porovnání hmotnosti a ceny ozubených kol varianty II pro různé materiály .....	23
Tab. 13: Parametry zvolené varianty IV.....	24
Tab. 14 : Hodnoty minimálních návrhových průměrů.....	25
Tab. 15: Hodnoty výpočtu nalisovaných spojů .....	27
Tab. 16 : Velikosti sil v jednotlivých ozubeních pro výpočtovou variantu IV .....	28
Tab. 17: Velikosti sil v jednotlivých ozubeních pro zadanou převodovku .....	28
Tab. 18: Hodnoty reakčních sil v podporách .....	29
Tab. 19: Navržená ložiska, jejich trvanlivost a cena .....	30
Tab. 20: Stávající ložiska, jejich trvanlivost a cena .....	30
Tab. 21: Hodnoty redukováných napětí pod nalisovanými spoji a jejich statická bezpečnost .....	42
Tab. 22: Tabulka momentů setrvačnosti rotačních hmot.....	44
Tab. 23: Tabulka redukováných momentů setrvačnosti rotačních hmot.....	44
Tab. 24: Hmotnosti jednotlivých součástí dle 3D modelů .....	44

## SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Příklady pohonů strojů s proměnnou pracovní charakteristikou [12] .....	50
Příloha 2: Průmyslová ozubená kola - Příklady pracovních charakteristik pohonů strojů [12] .....	51
Příloha 3: Výsledky přepočtů v programu KISSsys pro variantu IV – elektronicky na CD .....	CD
Příloha 4: Výkres BP-18-2023-02 – Sestava poloobrobené skříně – elektronicky na CD.....	CD
Příloha 5: Výkres BP-08-2023-03 – Doobrobení setavy skříně – elektronicky na CD .....	CD
Příloha 6: Výkres BP-08-2023-04 – Skříň dolní poloobrobení – elektronicky na CD.....	CD
Příloha 7: Výkres BP-08-2023-05 – Skříň horní poloobrobení – elektronicky na CD .....	CD

*Příloha 1: Příklady pohonů strojů s proměnnou pracovní charakteristikou [12]*

<b>Pracovní charakteristika</b> <i>(Working characteristic)</i>	<b>Pohony stroje</b> <i>(Driving machine)</i>
Rovnoměrný provoz <i>(Uniform)</i>	Elektrický motor (tj. stejnosměrný motor), parní nebo plynová turbína s jednotnou obsluhou <sup>a</sup> a malými vzácně se vyskytujícími výchozími točivými momenty <sup>b</sup> . <i>(Electric motor (e.g. d.c. motor), steam or gas turbine with uniform operation<sup>a</sup> and small rarely occurring torques<sup>b</sup>)</i>
Lehké otřesy <i>(Light shocks)</i>	Parní turbína, plynová turbína, hydraulický nebo elektrický motor (velké, často se vyskytující výchozí momenty <sup>b</sup> ) <i>(Steam turbine, gas turbine, hydraulic or electric motor (large, frequently occurring starting torques<sup>b</sup>.)</i>
Střední otřesy <i>(Moderate shocks)</i>	Více válcové spalovací motory. <i>(Multiple cylinder internal combustion engines.)</i>
Těžké otřesy <i>(Heavy shocks)</i>	Jednoválcové spalovací motory. <i>(Single cylinder internal combustion engines.)</i>
<sup>a</sup> Na základě zkoušek nebo zkušenosti se stabilně provedenou instalací <i>(<sup>a</sup> Based on vibration tests or on experience gained from similar installations.)</i> <sup>b</sup> Viz grafy životnosti, $Z_{NT}$ , $Y_{NT}$ , pro materiály v ISO 6336-2 a ISO 6336-3. V úvahu jsou brány okamžité aktivity nezatížení točivými momenty, viz následující příklady tabulka B.1. <i>(<sup>b</sup> See service life graphs, <math>Z_{NT}</math>, <math>Y_{NT}</math>, for the materials in ISO 6336-2 and ISO 6336-3. Consideration of momentarily acting overload torques, see examples following Table B.1.)</i>	

*Příloha 2: Průmyslová ozubená kola - Příklady pracovních charakteristik pohonů strojů [12]*

Pracovní charakteristiky (Working characteristic)	Pohony stroje (Driven machines)
Rovnoměrný provoz (Uniform)	Stále zatížení zdroje proudu (generátory); rovnoměrné zatížení dopravníkového pásu nebo plošiny dopravníku; šnekový dopravník; lehké výtahy; balící stroje; pohony posuvu pro obráběcí stroje; ventilátory; lehké odstředivky; odstředivá čerpadla; míchadla a míchačky lehkých kapalin nebo materiálů jednotných hustot, nůžky; lisy, lisovací stroje <sup>a</sup> , vertikální převodovky, pojezdové ústrojí <sup>b</sup> . (Steady load current generator; uniformly loaded conveyor belt or platform conveyor; worm conveyor; light lifts; packing machinery; feed drives for machine tools; ventilators; light-weight centrifuges; centrifugal pumps; agitators and mixers for light liquids or uniform density materials; shears; presses, stamping machines <sup>a</sup> ; vertical gear, running gear <sup>b</sup> .)
Lehké otřesy (Light shocks)	Nestejně zatížené (tj. částí nebo dávkou složek) dopravníkové pásy nebo plošné dopravníky, hlavní pohony obráběcích strojů, těžké výtahy, převodovky otočných jeřábů, průmyslové a důlní ventilátory, těžké odstředivky, odstředivá čerpadla, míchadla a mixéry pro viskózní kapaliny nebo látky nestejně hustoty, víceválcová pístová čerpadla, distribuční čerpadla, protlačovací stroje (obecně), kandelábrы, otočné pece, válcovací stolice <sup>c</sup> (kontinuální válcovny zinkových a hliníkových pásů, tažirny drátů a tyčí). (Non-uniformly (i. e. with piece or batched components) loaded conveyor belts or platform conveyors; machine-tool main drives; heavy lifts; crane slewing gear; industrial and mine ventilators; heavy centrifuges; centrifugal pumps; agitators and mixers for viscous liquids or substances of non-uniform density; multi-cylinder piston pumps; distribution pumps; extruders (general); calendars; rotating kilns; rolling mill stands <sup>c</sup> , (continuous zinc and aluminium strip mills, wire and bar mills).)
Střední otřesy (Moderate shocks)	Vytláčovací lisy na gumu, průběžné provozní mixéry pro zpracování pryže a plastů, kulové mlýny (lehké), dřevozpracující stroje (rámové pily, soustruhy), válcovny sochorů <sup>c,d</sup> , převodovky výtahů, jednoválcová pístová čerpadla. (Rubber extruders; continuously operating mixers for rubber and plastics; ball mills (light); wood-working machines (gang saws, lathes); billet rolling mills <sup>c,d</sup> ; lifting gear; single cylinder piston pumps.)
Těžké otřesy (Heavy shocks)	Exkavátory (kolesové rýpadlo); korečkové rýpadlo, pohony sít, lopatové rýpadlo, kulové mlýny (těžké), hnětače gumy, drtiče (kamene, rudy), slévárenské stroje, těžká distribuční čerpadla, rotační vrtačky, lisy cihel, odkorňovací stroje; odlupovací stroje; válcování pásů za studena <sup>c,e</sup> , briketovací lisy, drtiče. (Excavators (bucket wheel drives); bucket chain drives; sieve drives; power shovels; ball mills (heavy); rubber kneaders; crushers (stone, ore); foundry machines; heavy distribution pumps; rotary drills; brick presses; de-barking mills; peeling machines; cold strip <sup>c,e</sup> ; briquette presses; breaker mills.)
<sup>a</sup> Jmenovitý točivý moment = maximální řezný, lisovací nebo pěchovací točivý moment. ( <sup>a</sup> Nominal torque = maximum cutting, pressing or stamping torque.) <sup>b</sup> Jmenovitý točivý moment = maximální rozběhový točivý moment. ( <sup>b</sup> Nominal torque = maximum starting torque.) <sup>c</sup> Jmenovitý točivý moment = točivý moment pro válcování. ( <sup>c</sup> Nominal torque = maximum rolling torque.) <sup>d</sup> Proudové omezení točivého momentu ( <sup>d</sup> Torque from current limitation.) <sup>e</sup> $K_A$ do 2,0 vzhledem k častým trhlinám pásů. ( <sup>e</sup> $K_A$ up to 2,0 because of frequent strip cracking.)	