

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

# **Rekonstrukce převodovky pro retardér vozidla Tatra 815**

Reconstruction of a Gearbox for a Truck Tatra 815 Retarder

Student:

Bc. David Tošenovjan

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Daniel Pišřáček, Ph.D.

Ostrava 2018

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra částí a mechanismů strojů

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. David Tošenovjan**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin  
Téma: **Rekonstrukce převodovky pro retardér vozidla Tatra 815**  
**Reconstruction of a Gearbox for a Truck Tatra 815 Retarder**  
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Proveďte konstrukční úpravy pomocné převodovky pro retardér nákladního vozidla dle dokumentace. Zpracujte stručný popis a princip zařízení a rozbor stávající nevyhovující konstrukce a rovněž návrh konstrukčních úprav převodovky. Zadané parametry a obsah práce:

- převodovka pro retardér TELMA FOCAL 3300 (jmenovitý moment 3300 Nm, max. otáčky 3600 1/min),
- rozbor stávajících geometrických parametrů ozubených kol,
- návrh úprav převodovky (kola, ložiska, hřídele),
- výpočty únosností kol, ložisek a hřídelů,
- v přílohách zpracujte výkres sestavy převodovky a vybraný výrobní výkres.

Seznam doporučené odborné literatury:

LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. 3. dopl. vyd. Úvaly: Albra – pedagogické nakladatelství, 2006, 914 s. ISBN 80-7361-033-7.

MORAVEC, V.: *Konstrukce strojů a zařízení II.: Čelní ozubená kola*. 1. vyd. Montanex, a.s. Ostrava, 2001, 291 s. ISBN 80-7225-051-5.

Dokumentace stávající převodovky.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018

prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě ..21.5.2018.....

.....  
Tosémajir David

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem si vědom, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato bakalářská\*) práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě ..... 21.5.2018

.....  
*Tošenovjan David*

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

David Tošenovjan

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Raškovice 294, 739 04 Frýdek-Místek

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

TOŠENOVJAN, D.: *Rekonstrukce převodovky pro retardér vozidla Tatra 815, Diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2018, 53 s. Vedoucí práce: Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Tato diplomová práce se zabývá analýzou a konstrukčními úpravami převodovky pro retardér vozu Tatra 815. V úvodní části je uveden přehled běžně používaných retardérů (brzd). Obsahem práce je posouzení stavu převodovky včetně analýzy ozubeného soukolí pomocí software a návrh možných úprav pro zlepšení provozních vlastností. Jsou zde provedeny výpočty týkající se působení sil v ozubení, které slouží pro stanovení trvanlivosti ložisek. Na závěr je zhotoven výpočet statické a dynamické bezpečnosti výstupní hřídele převodovky. V rámci tvorby výkresové dokumentace je zhotoven 3D model posuzované převodovky v programu Autodesk Inventor 2015.

## **ANOTATION OF MASTER THESIS**

TOŠENOVJAN, D.: *Reconstruction of a Gearbox for a Truck Tatra 815 Retarder, Master thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Mechanical Parts and Mechanisms, 2018, 53 p. Thesis Head: Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

This master thesis deals with the analysis and design modifications of a gearbox for a Truck Tatra 815 retarder. The first part presents the overview of the commonly used retarders (brakes). The main content of the thesis is the assessment of the condition of the gearbox including analysis of the gears using the software and design of possible modifications for improved operational properties. In the next part are done calculations of the forces emerging in the gears which are used for determination of the durability of bearings. In the last part is done a calculation of the static and dynamic safety coefficient of the output shaft of the gearbox. The 3D model which is used for the creation of drawings is created in the Autodesk Inventor 2015.

# Obsah

1	Seznam použitých značek a symbolů .....	7
2	Úvod .....	11
3	Používané retardéry (brzdy) .....	12
3.1	Výfukové brzdy.....	12
3.2	Kompresní motorové brzdy.....	12
3.3	Hydrodynamické brzdy .....	13
3.4	Elektrodynamické brzdy .....	14
4	Popis řešené soustavy .....	15
4.1	Použitý retardér .....	15
4.2	Řešená převodovka .....	16
4.3	Zástavba převodovky .....	17
5	Rozbor stávajícího řešení zadané převodovky .....	18
5.1	Identifikace geometrie ozubení .....	18
5.2	Modifikace geometrie ozubení.....	21
5.3	Pevnostní kontrola ozubení s modifikovanou geometrií.....	24
6	Výpočty.....	25
6.1	Vstupní a výstupní parametry převodovky .....	25
6.2	Výpočet sil vznikajících od ozubení .....	26
6.3	Výpočet reakcí v ložiscích .....	28
6.4	Výpočet trvanlivosti ložisek.....	33
7	Výstupní hřídel .....	39
7.1	Stanovení statické bezpečnosti.....	43
7.2	Stanovení dynamické bezpečnosti .....	46
8	Závěr .....	50
9	Seznam zdrojů .....	51
10	Seznam příloh .....	53

# 1 Seznam použitých značek a symbolů

$a$	Osová vzdálenost pracovní	[mm]
$a_d$	Osová vzdálenost roztečná	[mm]
$b$	Společná šířka kol	[mm]
$c_P^*$	Poměrná hlavová vůle profilu	[mm]
$d_{1,2}$	Průměr roztečné kružnice, kolo a pastorek	[mm]
$d_a$	Průměr hlavové kružnice	[mm]
$d_b$	Průměr základní kružnice	[mm]
$d_f$	Průměr patní kružnice	[mm]
$d_w$	Průměr valivé kružnice	[mm]
$dW$	Kontrolní rozměr měřen na průměru	[mm]
$h$	Výška zubu	[mm]
$h_a$	Výška hlavy	[mm]
$h_{aP}^*$	Poměrná výška hlavy profilu	[mm]
$h_f$	Výška paty	[mm]
$i$	Převodový poměr	[-]
$k_{dA}$	Dynamická bezpečnost výsledná, průřez A-A	[-]
$k_{dB}$	Dynamická bezpečnost výsledná, průřez B-B	[-]
$k_{d\sigma A}$	Dynamická bezpečnost v ohybu, průřez A-A	[-]
$k_{d\tau A}$	Dynamická bezpečnost v krutu, průřez A-A	[-]
$k_{d\sigma B}$	Dynamická bezpečnost v ohybu, průřez B-B	[-]
$k_{d\tau B}$	Dynamická bezpečnost v krutu, průřez B-B	[-]
$k_{sA}$	Statická bezpečnost v průřezu A-A	[-]
$k_{sB}$	Statická bezpečnost v průřezu B-B	[-]
$m$	Modul	[mm]
$m_n$	Normální modul	[mm]
$m_t$	Čelní modul	[mm]
$n_1$	Maximální vstupní otáčky	[min <sup>-1</sup> ]
$n_2$	Otáčka na výstupní hřídeli	[min <sup>-1</sup> ]
$p$	Exponent rovnice trvanlivosti	[-]
$x$	Jednotková korekce	[-]
$z$	Počet zubů	[-]
$z_n$	Počet zubů náhradního kola	[-]

$z_W$	Počet měřených zubů	[-]
$\sqrt{A}$	Neuberova konstanta	[-]
$C$	Základní dynamická únosnost	[kN]
$C_0$	Základní statická únosnost	[kN]
$F_a$	Axiální síla	[N]
$F_{a1}$	Axiální síla na pastorku	[N]
$F_{a2}$	Axiální síla na kole	[N]
$F_r$	Radiální síla	[N]
$F_{r1}$	Radiální síla na pastorku	[N]
$F_{r2}$	Radiální síla na kole	[N]
$F_t$	Obvodová síla	[N]
$F_{t1}$	Obvodová síla na pastorku	[N]
$F_{t2}$	Obvodová síla na kole	[N]
$L_1$	Vzdálenost podpor hřídele kola	[mm]
$L_2$	Vzdálenost podpor hřídele pastorku	[mm]
$L_{10h}$	Základní trvanlivost ložiska v hodinách	[hod]
$M_{A1}$	Moment k bodu A1	[Nm]
$M_{A2}$	Moment k bodu A2	[Nm]
$M_{B1}$	Moment k bodu B1	[Nm]
$M_{B2}$	Moment k bodu B2	[Nm]
$M_{K1}$	Maximální vstupní krouticí moment	[Nm]
$M_{K2}$	Maximální krouticí moment na výstupní hřídeli	[Nm]
$M_{kA}$	Krouticí moment v kritickém průřezu A-A	[Nm]
$M_{kB}$	Krouticí moment v kritickém průřezu B-B	[Nm]
$M_{O1}$	Ohybový moment od působící axiální síly na hřídel pastorku	[Nm]
$M_{O2}$	Ohybový moment od působící axiální síly na hřídel kola	[Nm]
$M_{oA}$	Ohybový moment v kritickém průřezu A-A	[Nm]
$M_{oB}$	Ohybový moment v kritickém průřezu B-B	[Nm]
$P_1$	Výkon na vstupní hřídeli	[kW]
$P_2$	Výkon na výstupní hřídeli	[kW]
$R_m$	Mez pevnosti materiálu	[MPa]
$R_e$	Mez kluzu materiálu	[MPa]



$R_{A1}$	Reakce v bodě A1	[N]
$R_{A2}$	Reakce v bodě A2	[N]
$R_{B1}$	Reakce v bodě B1	[N]
$R_{B2}$	Reakce v bodě B2	[N]
$R_{aA2}$	Reakce axiální síly v bodě A2	[N]
$R_{aB1}$	Reakce axiální síly v bodě B1	[N]
$R_{A1xy}$	Reakce v bodě A1 v rovině x-y	[N]
$R_{A2xy}$	Reakce v bodě A2 v rovině x-y	[N]
$R_{B1xy}$	Reakce v bodě B1 v rovině x-y	[N]
$R_{B2xy}$	Reakce v bodě B2 v rovině x-y	[N]
$R_{A1xz}$	Reakce v bodě A1 v rovině x-z	[N]
$R_{A2xz}$	Reakce v bodě A2 v rovině x-z	[N]
$R_{B1xz}$	Reakce v bodě B1 v rovině x-z	[N]
$R_{B2xz}$	Reakce v bodě B2 v rovině x-z	[N]
$W$	Kontrolní rozměr přes zuby	[mm]
$W_{kA}$	Průřezový modul v krutu, průřez A-A	[mm <sup>3</sup> ]
$W_{kB}$	Průřezový modul v krutu, průřez B-B	[mm <sup>3</sup> ]
$W_{oA}$	Průřezový modul v ohybu, průřez A-A	[mm <sup>3</sup> ]
$W_{oB}$	Průřezový modul v ohybu, průřez B-B	[mm <sup>3</sup> ]
$\alpha_p$	Úhel profilu	[°]
$\alpha_t$	Úhel záběru čelní	[°]
$\alpha_w$	Úhel záběru pracovní	[°]
$\alpha_{\sigma A}$	Součinitel koncentrace napětí, ohyb, průřez A-A	[-]
$\alpha_{\sigma B}$	Součinitel koncentrace napětí, ohyb, průřez B-B	[-]
$\alpha_{\tau A}$	Součinitel koncentrace napětí, krut, průřez A-A	[-]
$\alpha_{\tau B}$	Součinitel koncentrace napětí, krut, průřez B-B	[-]
$\beta$	Úhel sklonu boční křivky zubů	[°]
$\beta_b$	Úhel sklonu zubu základní	[°]
$\beta_{\sigma A}$	Vrubový součinitel, ohyb, průřez A-A	[-]
$\beta_{\sigma B}$	Vrubový součinitel, ohyb, průřez B-B	[-]
$\beta_{\tau A}$	Vrubový součinitel, krut, průřez A-A	[-]

$\beta_{\tau B}$	Vrubový součinitel, krut, průřez B-B	[-]
$\varepsilon_{\alpha}$	Součinitel trvání záběru profilu	[-]
$\varepsilon_{\beta}$	Součinitel trvání záběru krokem	[-]
$\varepsilon_{\gamma}$	Součinitel trvání záběru celkový	[-]
$\varepsilon_{v\sigma A}$	Součinitel velikosti, ohyb, průřez A-A	[-]
$\varepsilon_{v\sigma B}$	Součinitel velikosti, ohyb, průřez B-B	[-]
$\varepsilon_{v\tau A}$	Součinitel velikosti, krut, průřez A-A	[-]
$\varepsilon_{v\tau B}$	Součinitel velikosti, krut, průřez B-B	[-]
$\eta_{P\sigma A}$	Součinitel jakosti povrchu, ohyb, průřez A-A	[-]
$\eta_{P\sigma B}$	Součinitel jakosti povrchu, ohyb, průřez B-B	[-]
$\eta_{P\tau A}$	Součinitel jakosti povrchu, krut, průřez A-A	[-]
$\eta_{P\tau B}$	Součinitel jakosti povrchu, krut, průřez B-B	[-]
$\sigma_{a\sigma A}$	Amplituda napětí v ohybu, průřez A-A	[MPa]
$\sigma_{a\sigma B}$	Amplituda napětí v ohybu, průřez B-B	[MPa]
$\sigma_{Co}$	Základní mez únavy materiálu hřídele v ohybu	[MPa]
$\sigma_{CoA}^{\times}$	Mez únavy reálné součásti v ohybu, průřez A-A	[MPa]
$\sigma_{CoB}^{\times}$	Mez únavy reálné součásti v ohybu, průřez B-B	[MPa]
$\sigma_{\sigma A}$	Napětí v ohybu, průřez A-A	[MPa]
$\sigma_{\sigma B}$	Napětí v ohybu, průřez B-B	[MPa]
$\sigma_{redA}$	Redukované napětí, průřez A-A	[MPa]
$\sigma_{redB}$	Redukované napětí, průřez B-B	[MPa]
$\tau_{akA}$	Amplituda napětí v krutu, průřez A-A	[MPa]
$\tau_{akB}$	Amplituda napětí v krutu, průřez B-B	[MPa]
$\tau_C$	Základní mez únavy materiálu hřídele v krutu	[MPa]
$\tau_{CA}^{\times}$	Mez únavy reálné součásti v krutu, průřez A-A	[MPa]
$\tau_{CB}^{\times}$	Mez únavy reálné součásti v krutu, průřez B-B	[MPa]
$\tau_{kA}$	Napětí v krutu, průřez A-A	[MPa]
$\tau_{kB}$	Napětí v krutu, průřez B-B	[MPa]

## 2 Úvod

Pro brzdění nákladních automobilů se používají přídavné provozní odlehčovací brzdy, jelikož použití konvenčních způsobu brzdění je nedostačující. Tyto provozní odlehčovací brzdy se nazývají retardéry. Retardér funguje na principu přeměny kinetické energie na teplo, avšak oproti běžným brzdám k tomu dochází bez tření.

Tato diplomová práce se zabývá rekonstrukcí jednostupňové převodovky s čelními ozubenými koly se šikmými zuby, která slouží pro montáž elektromagnetického retardéru od firmy TELMA. Tento retardér se montuje na zadní nápravu nákladního automobilu Tatra 815. Rekonstrukce zahrnuje identifikaci ozubení převodového soukolí, analýzu působících sil, posouzení uložení hřídele. V rámci rekonstrukce lze navrhnout modifikace jednotlivých částí pro optimálnější provozní vlastnosti.

### 3 Používané retardéry (brzdy)

Existuje řada používaných retardérů (brzd) a jejich kombinace. V následujících podkapitolách jsou shrnuty nejrozšířenější druhy těchto retardérů.

#### 3.1 Výfukové brzdy

Motor sám o sobě působí na vozidlo jako brzda jestliže v situaci kdy je potřeba brzdného účinku (sjíždění svahu) odstavíme dodávku paliva do motoru (sundání nohy z plynu). Pro zvýšení tohoto účinku se používají výfukové brzdy, které omezí či zcela zabrání průchodu spalin výfukovým potrubím. K uzavření výfukového potrubí může být použita klapka nebo šoupátko. Brzdící účinek je vyvolán třecími a čerpacími ztrátami motoru. Ty jsou zvýšeny již zmíněným prvkem umístěným na výfukovém potrubí. [7]



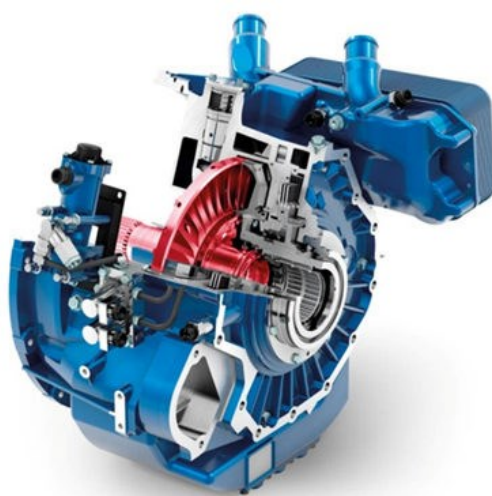
obr. 1 – Příklad výfukové brzdy (klapky) [13]

#### 3.2 Kompresní motorové brzdy

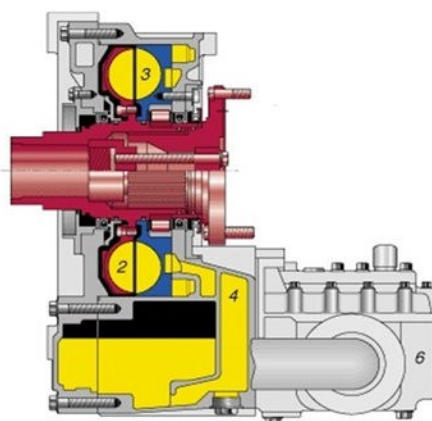
Kompresní motorová brzda způsobuje brzdný účinek zásahem do časování rozvodu výfukových ventilů. Na konci komprese dochází k pootvření výfukového ventilu a upuštění vzduchu stlačovaného pístem do výfukového potrubí, takže stlačený vzduch nemůže většinu nabyté energie pístu svým rozpínáním vrátit a následně během expanze dochází v motoru ke vzniku podtlaku, čímž motor klade větší odpor a vzniká brzdný účinek. Dalšího zlepšení je dosaženo kombinací dekompresní brzdy s klapkou ve výfuku - to omezí hluk způsobený odpouštěním stlačeného vzduchu na konci komprese a zvýšení tlaku v potrubí přenesení další efekt ve zvýšeném odporu pohybu pístu při výfukovém zdvihu. [8]

### 3.3 Hydrodynamické brzdy

Hydrodynamická brzda funguje na principu přeměny kinetické energie na energii tepelnou v uzavřeném okruhu. Princip je stejný jako u hydrodynamické spojky s tím rozdílem, že zde je zablokováno turbínové kolo. Brzda se skládá ze statoru a rotoru, který je poháněn hnacím hřídelem. Stator i rotor jsou opatřeny lopatkami. Rotor unáší kapalinu a ta odstředivou silou směřuje na stator, kde se brzdí a opět se vrací k rotoru a má snahu stator roztočit. Tím vzniká brzdný účinek. Jako brzdné médium se používá hydraulický olej. Olej se tímto prouděním zahřívá a je nutné ho chladit. Brzdný účinek je plynulý a bez rázů. Nejrozšířenějším výrobcem těchto retardérů je firma Voith. [9]



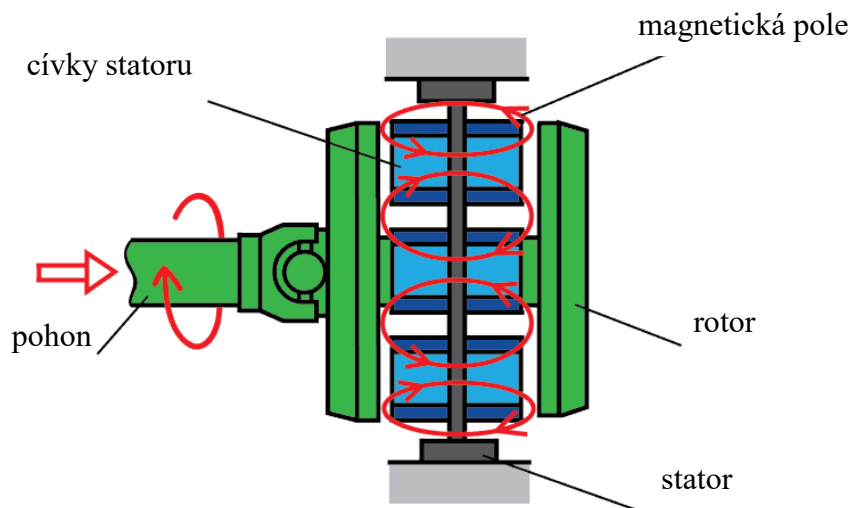
obr. 2 – Příklad retardéru firmy Voith [14]



obr. 3 – Řez hydrodynamickým retardérem [15]

### 3.4 Elektrodynamické brzdy

Nejrozšířenější typ elektrodynamické brzdy je založen na principu vířivých proudů. Elektrodynamická brzda taktéž mění kinetickou energii na energii tepelnou. Brzda se skládá z kovového rotoru a elektromagnetů. Rotor se otáčí v magnetickém poli, tím v něm vznikají vířivé proudy a tím jej zahřívají. Brzdný účinek závisí na intenzitě magnetického pole. Tedy na rychlosti pohybu rotoru. Další vliv na brzdný účinek mají rozměry a materiál rotoru. Brzdný účinek lze regulovat intenzitou magnetického pole, to znamená velikostí proudu v elektromagnetech. Rotor je většinou opatřen žebry nebo lopatkami, které zlepšují odvod tepla při rotaci. [10]



obr. 4 – Schéma elektromagnetického retardéru [16]

## 4 Popis řešené soustavy

V následujících kapitolách je uveden popis řešené soustavy. Specifikace použitého retardéru, popis převodovky a způsob montáže na vozidlo Tatra 815.

### 4.1 Použitý retardér

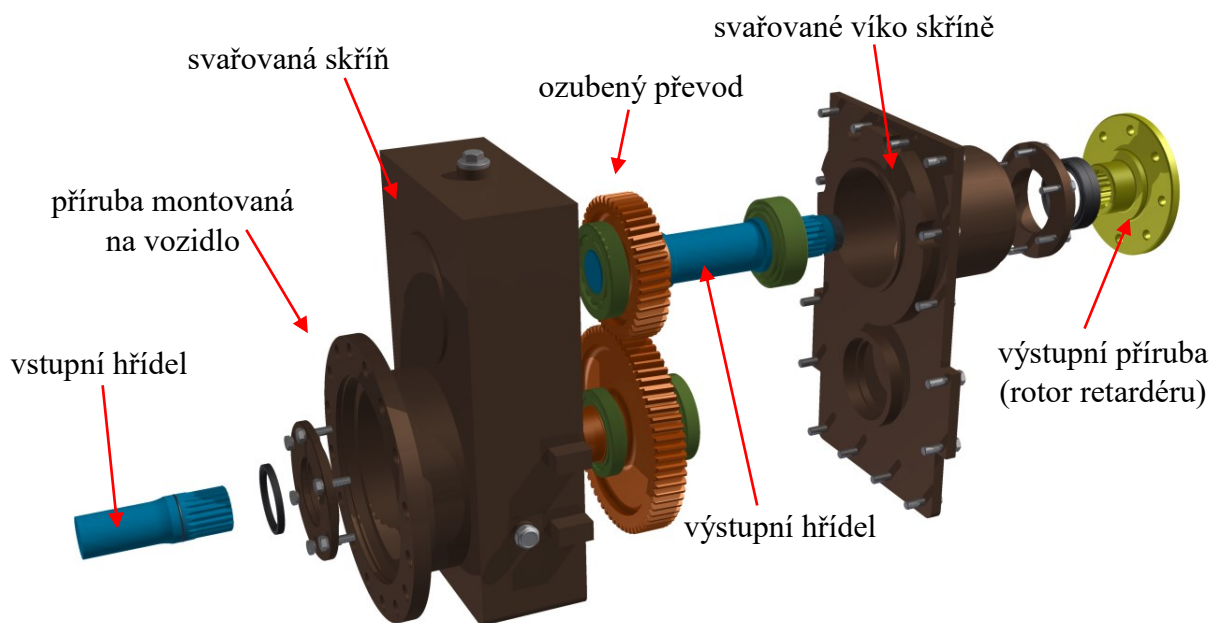
Převodovka, která je tématem této diplomové práce je určena pro montáž elektromagnetického retardéru francouzské firmy TELMA. Tento retardér má označení TELAM FOCAL 3300. Primárně je určen pro nákladní vozidla o celkové hmotnosti v rozsahu 32 – 40 tun. Retardér dokáže poskytnout brzdný moment o velikosti 3300 Nm při maximálních otáčkách  $3600 \text{ min}^{-1}$ . Retardér v provedení FOCAL můžeme vidět na obr. 5



obr. 5 – Retardér TELMA FOCAL [17]

## 4.2 Řešená převodovka

Zadaná převodovka je jednostupňová s čelními ozubenými koly se šikmými zuby. Ozubený převod je umístěn ve svařované skříni. Přenos krouticího momentu mezi hřídeli a ozubenými koly je zajištěn pomocí evolventního drážkování. Hřídel pastorku je uložena v ložiscích, zatímco vstupní hřídel je volná a v ložiscích je uloženo samotné kolo. Přenos krouticího momentu mezi výstupní přírubou a výstupní hřídeli také zajišťuje evolventní drážkování.

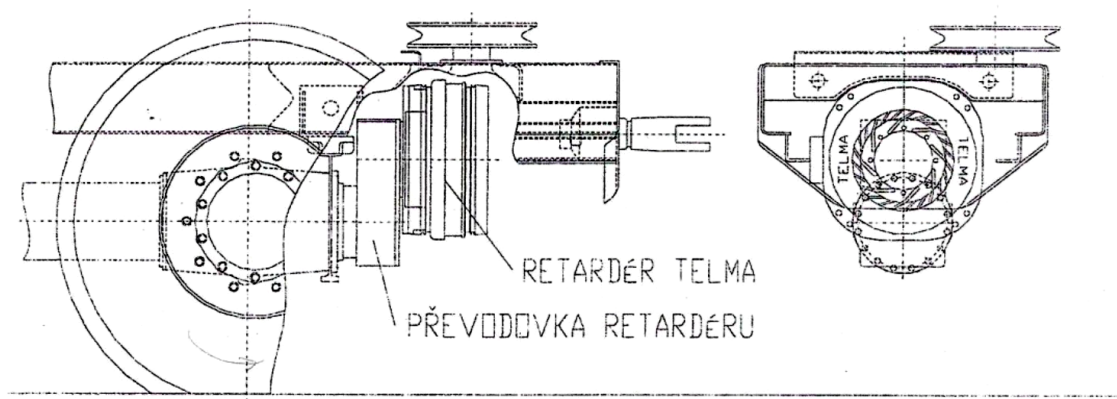


obr. 6 – Popis zadané převodovky



### 4.3 Zástavba převodovky

Převodovka se montuje na zadní nápravu vozu Tatra 815. Není potřeba žádných speciálních úprav. Je nutno pouze demontovat víko diferenciálu a místo tohoto víka se připevní převodovka s retardérem.



obr. 7 – Zástavba retardéru - schéma



obr. 8 – Zástavba retardéru [18]

## 5 Rozbor stávajícího řešení zadané převodovky

Tato kapitola se věnuje rozboru stávajícího stavu zadané převodovky. Převodovka je jednostupňová, rychloběžná s ozubenými koly se šikmými zuby.

### 5.1 Identifikace geometrie ozubení

Identifikace geometrie ozubení je prováděná dle údajů uvedených na výrobních výkresech, pomocí softwaru Geometrie [19]

#### Údaje čitelné z výkresů ozubených kol

Tab. 1 – Údaje z výkresu ozubeného kola

Modul	$m$	4
Počet zubů	$z$	67
Úhel sklonu boční křivky zubů	$\beta$	3°
Smysl stoupání boční křivky zubů	-	LEVÝ
Rozměr přes zuby kola	$W$	79.46
Průměr patní kružnice	$d_f$	253.726
osová vzdálenost	$a$	220
Průměr hlavové kružnice	$d_a$	273.3

Tab. 2 – Údaje z výkresu pastorku

Modul	$m$	4
Počet zubů	$z$	44
Úhel sklonu boční křivky zubů	$\beta$	3°
Smysl stoupání boční křivky zubů	-	PRAVÝ
Rozměr přes zuby kola	$W$	55.18
Průměr patní kružnice	$d_f$	164.422
osová vzdálenost	$a$	220
Průměr hlavové kružnice	$d_a$	183

Jelikož nejsou uvedeny veškeré potřebné údaje, bylo nutno při zadávání vstupních hodnot do programu Geometrie tyto hodnoty odhadovat. Hlavní odhadovaná položka byly korekce ozubení. Postupnou snahou získat odpovídající průměry patních kružnic bylo zjištěno, že se pravděpodobně nejedná o standardní profil ozubení, bylo tedy potřeba odhadnout hodnoty poměrné výšky hlavy kola a pastorku nebo poměrné hlavové vůle kola a pastorku.

Vstupní hodnoty při identifikaci:

Zadáání | *Míry ozubení* | *Identifikace* |  **Vnější** |  Vnitřní |  Kuželové

**Povinný vstup :**

Normální modul	$m_n$	4.0000	[mm]
Počet zubů pastorku	$z_1$	44.0	
Počet zubů kola	$z_2$	67.0	
Sklon zubů roztečný	$\beta$	3.0000	[°]
Společná šířka zubů	$b$	42.00	[mm]

**Výpočetní vstup :**

Součet korekcí	$x_\Sigma$	-0.552809	
Korekce pastorku	$x_1$	-0.099441	
Korekce kola	$x_2$	-0.453368	
Osová vzdálenost pracovní	$a$	220.00000	[mm]
Úhel záběru pracovní	$\alpha_{wt}$	18.307551	[°]
Boční vůle	$j_n$	0.000	[mm]

Nuluj | Rozděl korekce | Vyr.skluzy |  $\beta$

**Základní profil :**

Standard |  Nestandard |  Kruhová pata

Poměrná výška hlavy pastorku	$h_{ap1}^*$	1.0000	
Poměrná výška hlavy kola	$h_{ap2}^*$	1.0000	
Poměrná hlavová vůle pastorku	$c_{p1}^*$	0.3780	
Poměrná hlavová vůle kola	$c_{p2}^*$	0.3780	
Poměrný rádius paty pastorku	$\rho_{fp1}^*$	0.3800	
Poměrný rádius paty kola	$\rho_{fp2}^*$	0.3800	
Úhel profilu	$\alpha_p$	20.0000	[°]

Nástroje

**Nepovinný vstup :**

Hlavový průměr pastorku	$d_{a1}$	183.00000	[mm]
Hlavový průměr kola	$d_{a2}$	273.30000	[mm]

Výpočetní hlavové průměry

**KOMPLEXNÍ KONTROLA** |  DEC |  DMS | Uložit vstupy | Načíst vstupy | Help | Konec

obr. 9 – Program Geometrie ozubení - Vstupní parametry [19]

Nejblíže odpovídající geometrie ozubení dle zadaných parametrů jsou uvedeny v tabulce tab. 3

Tab. 3 – Parametry identifikovaného soukolí – vybrané hodnoty [19]

			PASTOREK		KOLO
Typ ozubení		[mm]	Vnější		Vnější
Počet zubů	$z$	[-]	44		67
Počet zubů náhradního kola	$z_n$	[-]	44,167		67,255
Normální modul	$m_n$	[mm]		4	
Čelní modul	$m_t$	[mm]		4,005	
Úhel sklonu zubu roztečný	$\beta$	[°]		3	
Úhel sklonu zubu základní	$\beta_b$	[°]		2,81893	
Úhel záběru čelní	$\alpha_t$	[°]		20,02527	
Úhel záběru pracovní	$\alpha_{wt}$	[°]		18,30755	
Osová vzdálenost pracovní	$a$	[mm]		220	
Osová vzdálenost roztečná	$a_d$	[mm]		222,30466	
Jednotková korekce	$x$	[-]	-0,0994	$\Sigma = -0,55281$	-0,45337
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	-0,39776		-1,81347
Průměr patní kružnice	$d_f$	[mm]	164,422		253,71684
Průměr základní kružnice	$d_b$	[mm]	165,58627		252,14273
Průměr valivé kružnice	$d_w$	[mm]	174,41441		265,58559
Průměr roztečné kružnice	$d$	[mm]	176,24153		268,36779
Průměr hlavové kružnice	$d_a$	[mm]	183		273,3
Výška paty	$h_f$	[mm]	5,90976		7,32547
Výška hlavy	$h_a$	[mm]	3,37923		2,46611
Výška zubu	$h$	[mm]	9,289		9,79158
Společná šířka kol	$b$	[mm]		42	
Měrný skluz na patě		[-]	-1,11266		-0,96745
Měrný skluz na hlavě		[-]	0,49173		0,52666
Součinitel trvání záběru profilu	$\varepsilon_\alpha$	[-]		1,90887	
Součinitel trvání záběru krokem	$\varepsilon_\beta$	[-]		0,17492	
Součinitel trvání záběru celkový	$\varepsilon_\gamma$	[-]		2,18379	
<b>KONTROLNÍ ROZMĚRY</b>					
Kontrolní rozměr přes zuby	$W$	[mm]	67,19464		91,09167
měřeno na průměru	$dW$	[mm]	178,65317		268,05518
Počet měřených zubů	$z_W$	[mm]	6		8
<b>ZÁKLADNÍ PROFIL</b>					
Poměrná výška hlavy profilu	$h_{ap}^*$	[mm]	1		1
Poměrná hlavová vůle profilu	$c_p^*$	[mm]	0,378		0,378
Poměrný rádius paty profilu	$\rho_{fp}^*$	[mm]	0,38		0,38
Úhel profilu	$\alpha_p$	[°]	20		20

## 5.2 Modifikace geometrie ozubení

Jelikož bylo nutno některé hodnoty odhadovat a nebylo možné jednoznačně určit geometrii ozubení, byla provedena modifikace vstupních hodnot. Nově je použit standardní profil ozubení. K zadané osové vzdálenosti bylo určeno nové rozdělení korekcí na vyrovnání měrných skluzů. Modifikací bylo dosaženo celočíselného celkového součinitele trvání záběru (Tab. 4), což je oproti původnímu stavu geometrie zlepšení. Úhel sklonu zubů je zachován  $\beta = 3^\circ$ . Tento sklon zubu slouží pro zlepšení vynášení maziva do horní části skříně, aby bylo možno pomocí speciální drážky přivádět mazivo k ložisku výstupní hřídele.

Modifikované vstupní hodnoty:

Section	Parameter	Value	Unit
Povinný vstup :	Normální modul $m_n$	4.0000	[mm]
	Počet zubů pastorku $z_1$	67.0	
	Počet zubů kola $z_2$	44.0	
	Sklon zubů roztečný $\beta$	3.0000	[°]
	Společná šířka zubů $b$	42.00	[mm]
Výpočetní vstup :	Součet korekcí $x_\Sigma$	-0.552809	
	Korekce pastorku $x_1$	-0.436431	
	Korekce kola $x_2$	-0.116379	
	Osová vzdálenost pracovní $a$	220.00000	[mm]
	Úhel záběru pracovní $\alpha_{wt}$	18.307551	[°]
	Boční vůle $j_n$	0.000	[mm]
		<input type="button" value="Nuluj"/> <input type="button" value="Rozděl korekce"/> <input type="button" value="Vyr.skluzy"/> <input type="checkbox"/>	
Základní profil :	<input checked="" type="radio"/> Standard <input type="radio"/> Nestandard <input type="checkbox"/> Kruhá pata		
	Poměrná výška hlavy pastorku $h_{aP1}^*$	1.0000	
	Poměrná výška hlavy kola $h_{aP2}^*$	1.0000	
	Poměrná hlavová vůle pastorku $c_{P1}^*$	0.2500	
	Poměrná hlavová vůle kola $c_{P2}^*$	0.2500	
	Poměrný rádius paty pastorku $\rho_{fP1}^*$	0.3800	
	Poměrný rádius paty kola $\rho_{fP2}^*$	0.3800	
Úhel profilu $\alpha_p$	20.0000	[°]	
	<input type="button" value="Nástroje"/>		
Nepovinný vstup :	Hlavový průměr pastorku $d_{a1}$	272.60000	[mm]
	Hlavový průměr kola $d_{a2}$	183.10000	[mm]
	<input type="button" value="Výpočetní hlavové průměry"/>		

KOMPLEXNÍ KONTROLA     DEC     DMS               

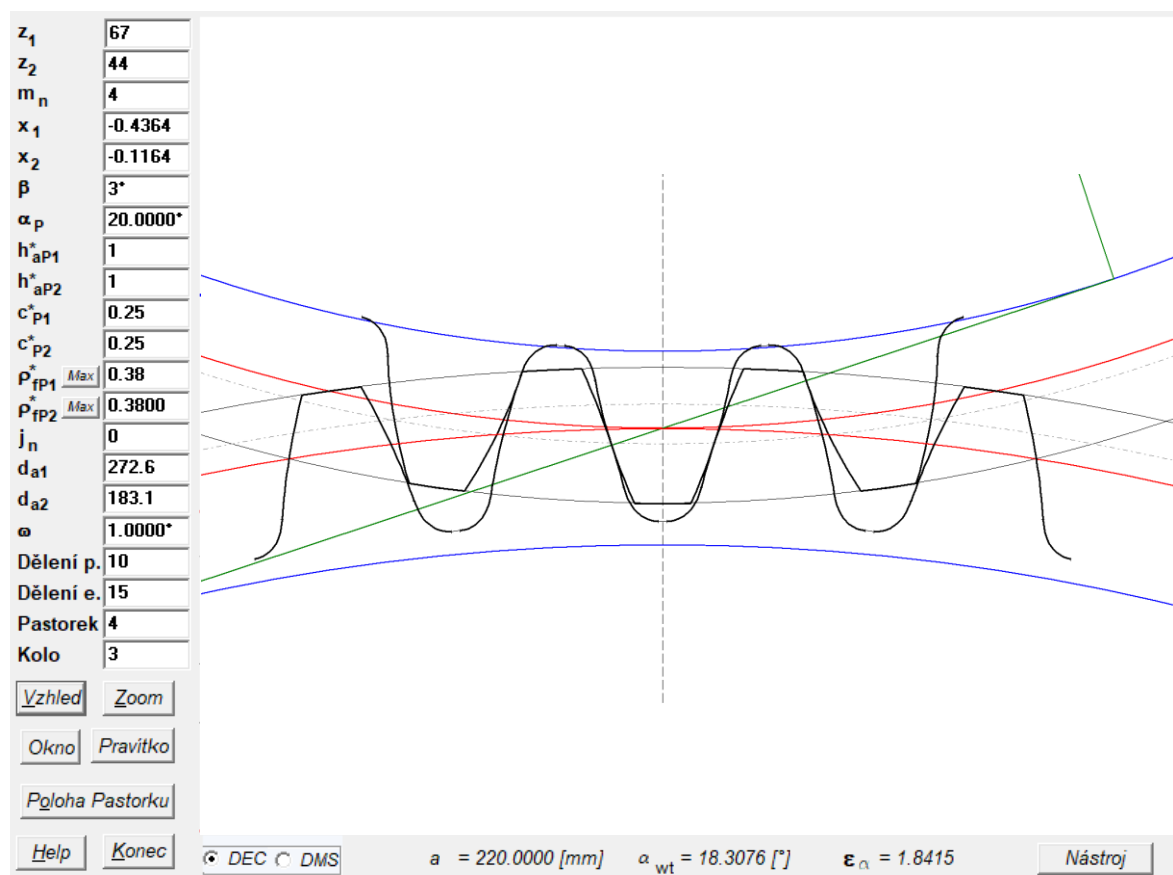
obr. 10 – Program Geometrie ozubení - Vstupní parametry [19]

Vybrané hodnoty rozměrů modifikovaného ozubeného soukolí jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 4 - Parametry modifikovaného soukolí – vybrané hodnoty [19]

			PASTOREK		KOLO
Typ ozubení		[mm]	Vnější		Vnější
Počet zubů	$z$	[-]	44		67
Počet zubů náhradního kola	$z_n$	[-]	44,167		67,255
Normální modul	$m_n$	[mm]		4	
Čelní modul	$m_t$	[mm]		4,005	
Úhel sklonu zubu roztečný	$\beta$	[°]		3	
Úhel sklonu zubu základní	$\beta_b$	[°]		2,81893	
Úhel záběru čelní	$\alpha_t$	[°]		20,02527	
Úhel záběru pracovní	$\alpha_{wt}$	[°]		18,30755	
Osová vzdálenost pracovní	$a$	[mm]		220	
Osová vzdálenost roztečná	$a_d$	[mm]		222,30466	
Jednotková korekce	$x$	[-]	-0,11638	$\Sigma = -0,55281$	-0,43643
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	-0,46551		-1,74573
Průměr patní kružnice	$d_f$	[mm]	165,31051		254,87634
Průměr základní kružnice	$d_b$	[mm]	165,58627		252,14273
Průměr valivé kružnice	$d_w$	[mm]	174,41441		265,58559
Průměr roztečné kružnice	$d$	[mm]	176,24153		268,36779
Průměr hlavové kružnice	$d_a$	[mm]	183,1		272,6
Výška paty	$h_f$	[mm]	5,46551		6,74573
Výška hlavy	$h_a$	[mm]	3,42923		2,11611
Výška zubu	$h$	[mm]	8,89475		8,86183
Společná šířka kol	$b$	[mm]		42	
Měrný skluz na patě		[-]	-0,96636		-0,98108
Měrný skluz na hlavě		[-]	0,49522		0,49145
Součinitel trvání záběru profilu	$\varepsilon_\alpha$	[-]		1,84149	
Součinitel trvání záběru krokem	$\varepsilon_\beta$	[-]		0,17492	
Součinitel trvání záběru celkový	$\varepsilon_\gamma$	[-]		2,01641	
<b>KONTROLNÍ ROZMĚRY</b>					
Kontrolní rozměr přes zuby	$W$	[mm]	67,10311		91,13801
měřeno na průměru	$dW$	[mm]	178,6358		268,07089
Počet měřených zubů	$z_W$	[mm]	6		8
<b>ZÁKLADNÍ PROFIL</b>					
Poměrná výška hlavy profilu	$h_{aP}^*$	[mm]	1		1
Poměrná hlavová vůle profilu	$c_P^*$	[mm]	0,25		0,25
Poměrný rádius paty profilu	$\rho_{fP}^*$	[mm]	0,38		0,38
Úhel profilu	$\alpha_P$	[°]		20	

Vykreslení modifikované geometrie profilu ozubeného soukolí pomocí software Profil [21] je možno vidět na obr. 11.



obr. 11 – Znázornění profilu pomocí software [21]

### 5.3 Pevnostní kontrola ozubení s modifikovanou geometrií

Pevnostní kontrola je provedena v programu CSNw [20]

Úplný výpočet Zjednodušený výpočet  ČSN  DIN (B)  DIN (C)

Typ ozubení  
 Vnější  
 Vnitřní

OHYB		DOTYK	
$\sigma_{F1}$	= 640.1	$\sigma_{F2}$	= 642.9
$\sigma_{FP1}$	= 700.0	$\sigma_{FP2}$	= 700.0
$S_{F1}$	= 1.094	$S_{F2}$	= 1.089
$\sigma_{Fmax1}$	= 1280.3	$\sigma_{Fmax2}$	= 1285.8
$\sigma_{FPmax1}$	= 1400.0	$\sigma_{FPmax2}$	= 1400.0
$K_F$	= 1.214	$K_{Fv}$	= 1.000
$K_{F\alpha}$	= 1.200	$K_{F\beta}$	= 1.012
$Y_\epsilon$	= 0.650	$Y_\beta$	= 0.996
$Y_{FS1}$	= 3.656	$Y_{FS2}$	= 3.671
$Y_{Fa1}$	= 2.421	$Y_{Fa2}$	= 2.509
$Y_{Sa1}$	= 1.510	$Y_{Sa2}$	= 1.463
$\sigma_{H1}$	= 1315.2	$\sigma_{H2}$	= 1315.2
$\sigma_{HP1}$	= 1270.0	$\sigma_{HP2}$	= 1270.0
$S_{H1}$	= 0.966	$S_{H2}$	= 0.966
$\sigma_{Hmax1}$	= 1860.0	$\sigma_{Hmax2}$	= 1860.0
$\sigma_{HPmax1}$	= 2600.0	$\sigma_{HPmax2}$	= 2600.0
$\sigma_{HO1}$	= 1193.8	$\sigma_{HO2}$	= 1193.8
$K_H$	= 1.214	$K_{Hv}$	= 1.000
$K_{H\alpha}$	= 1.200	$K_{H\beta}$	= 1.012
$K_A$	= 1.000	$K_{AS}$	= 2.000
$Z_\epsilon$	= 0.823	$Z_H$	= 2.615
$Z_{R1}$	= 1.000	$Z_{R2}$	= 1.000
$Z_E$	= 191.646	$Z_\beta$	= 0.999

obr. 12 – Program ČSNw - zjednodušený pevnostní výpočet [20]

#### Výsledná bezpečnost:

Ohyb:  $S_{F1} = 1,094$

Dotyk:  $S_{H1} = 0,966$

Výsledné bezpečnosti se pohybují okolo hodnoty 1 (viz obr. 12). Jelikož k výpočtu není k dispozici spektrum zatížení a je nutno počítat pouze s maximálním zatížením, ke kterému nebude docházet trvale, lze považovat tyto bezpečnosti za více než vyhovující.



## 6 Výpočty

V této kapitole jsou provedeny vybrané výpočty. Nejprve jsou stanoveny síly působící v ozubení. Následně vypočteny výsledné reakce těchto sil v ložiscích. A na závěr výpočet trvanlivosti ložisek.

### 6.1 Vstupní a výstupní parametry převodovky

#### **Zadáno**

Maximální krouticí moment na výstupní hřídeli:

$$M_{K2} = 3300 \text{ Nm}$$

Otáčka na výstupní hřídeli:

$$n_2 = 3600 \text{ min}^{-1}$$

Převodový poměr:

$$i = 0,6567$$

#### **Dopočteno**

Výkon na výstupní hřídeli:

$$P_2 = M_{K2} \cdot 2\pi \cdot \frac{n_2}{60} \quad (1)$$

$$P_2 = 3300 \cdot 2\pi \cdot \frac{3600}{60}$$

$$P_2 = 1,244 \text{ kW}$$

Výkon na vstupní hřídeli:

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta} \quad (2)$$

$$P_1 = \frac{1244}{0,98}$$

$$P_1 = 1,270 \text{ kW}$$

Kde  $\eta$  (účinnost) zahrnuje ztráty v ozubeném převodu, ložiscích a ztráty broděním.[5]

Maximální vstupní otáčky:

$$n_1 = n_2 \cdot i \quad (3)$$

$$n_1 = 3600 \cdot 0,6567$$

$$n_1 = 2365 \text{ min}^{-1}$$

Maximální vstupní krouticí moment:

$$M_{K1} = \frac{60 \cdot P_1}{2\pi \cdot n_1} \quad (4)$$

$$M_{K1} = \frac{60 \cdot 1270}{2\pi \cdot 2365}$$

$$M_{K1} = 5128 \text{ Nm}$$

## 6.2 Výpočet sil vznikajících od ozubení

Zatížení ložisek vychází ze sil vznikajících záběrem čelního ozubeného soukolí se šikmými zuby, tudíž vznikají i síly axiální, které je třeba zachytit.

Výpočet obvodové síly:

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_2} \quad (5)$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 3300000}{176,242}$$

$$F_t = 37448,5 \text{ N}$$

Výpočet radiální síly:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \quad (6)$$

$$F_r = \frac{37448,5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 3^\circ}$$

$$F_r = 13649 \text{ N}$$

Výpočet axiální síly:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (7)$$

$$F_a = 37448,5 \cdot \operatorname{tg} 3^\circ$$

$$F_a = 1962,6 \text{ N}$$

Ohybový moment od působící axiální síly:

$$M_{O1} = F_a \cdot \frac{d_1}{2} \quad (8)$$

$$M_{O1} = 1962,6 \cdot \frac{268,368}{2}$$

$$M_{O1} = 263,35 \text{ Nm}$$

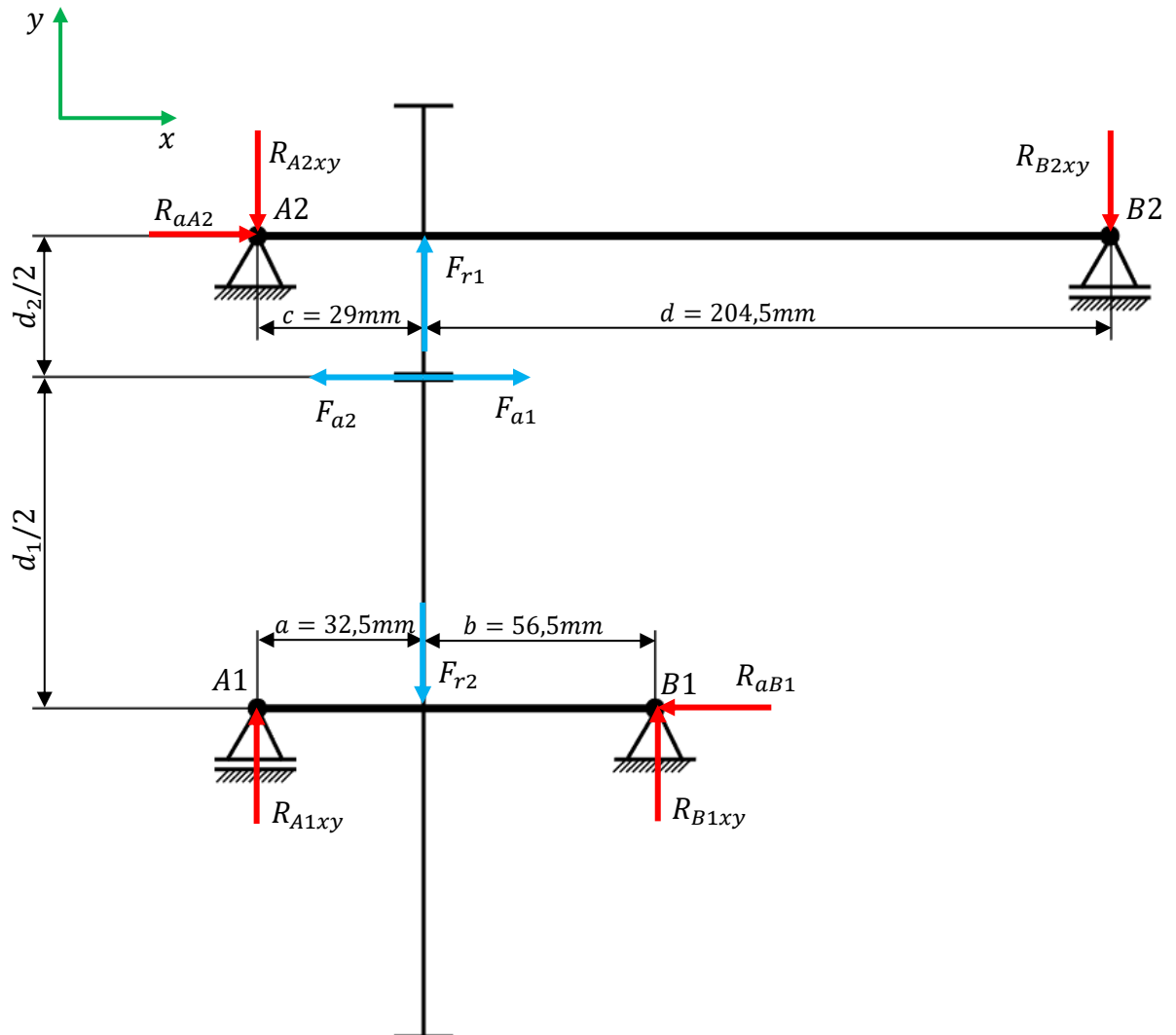
$$M_{O2} = F_a \cdot \frac{d_2}{2} \quad (9)$$

$$M_{O2} = 1962,6 \cdot \frac{176,242}{2}$$

$$M_{O2} = 172,95 \text{ Nm}$$

### 6.3 Výpočet reakcí v ložiscích

Rovina x-y



obr. 13 – Znázornění působících sil a reakcí

Výpočet reakce  $R_{B1xy}$  z momentové rovnováhy k bodu A1:

$$\sum M_{A1} = R_{B1xy} \cdot L_1 - F_r \cdot a - M_{O1} \quad (10)$$

$$R_{B1xy} = \frac{F_r \cdot a + M_{O1}}{L_1} = \frac{13648,9 \cdot 32,5 \cdot 10^{-3} + 263,348}{89 \cdot 10^{-3}}$$

$$R_{B1xy} = 7943,1 \text{ N}$$

Výpočet reakce  $R_{A1xy}$  z momentové rovnováhy k bodu B1:

$$\sum M_{B1} = -R_{A1xy} \cdot L_1 - F_r \cdot b - M_{o1} \quad (11)$$

$$R_{A1xy} = \frac{F_r \cdot b - M_{o1}}{L_1} = \frac{13648,9 \cdot 56,5 \cdot 10^{-3} - 263,348}{89 \cdot 10^{-3}}$$

$$R_{A1xy} = 5705,8 \text{ N}$$

Výpočet reakce  $R_{B2xy}$  z momentové rovnováhy k bodu A2:

$$\sum M_{A2} = -R_{B2xy} \cdot L_2 - F_r \cdot c - M_{o2} \quad (12)$$

$$R_{B2xy} = \frac{F_r \cdot c - M_{o2}}{L_2} = \frac{13648,9 \cdot 29 \cdot 10^{-3} - 172,946}{233,5 \cdot 10^{-3}}$$

$$R_{B2xy} = 954,5 \text{ N}$$

Výpočet reakce  $R_{A2xy}$  z momentové rovnováhy k bodu B2:

$$\sum M_{B2} = R_{A2xy} \cdot L_2 - F_r \cdot d - M_{o2} \quad (13)$$

$$R_{A2xy} = \frac{F_r \cdot d - M_{o2}}{L_2} = \frac{13648,9 \cdot 204,5 \cdot 10^{-3} - 172,946}{233,5 \cdot 10^{-3}}$$

$$R_{A2xy} = 12693,6 \text{ N}$$

Reakce axiální síly  $F_a$  pro obě hřídele, součet všech sil v ose x se musí rovnat nule:

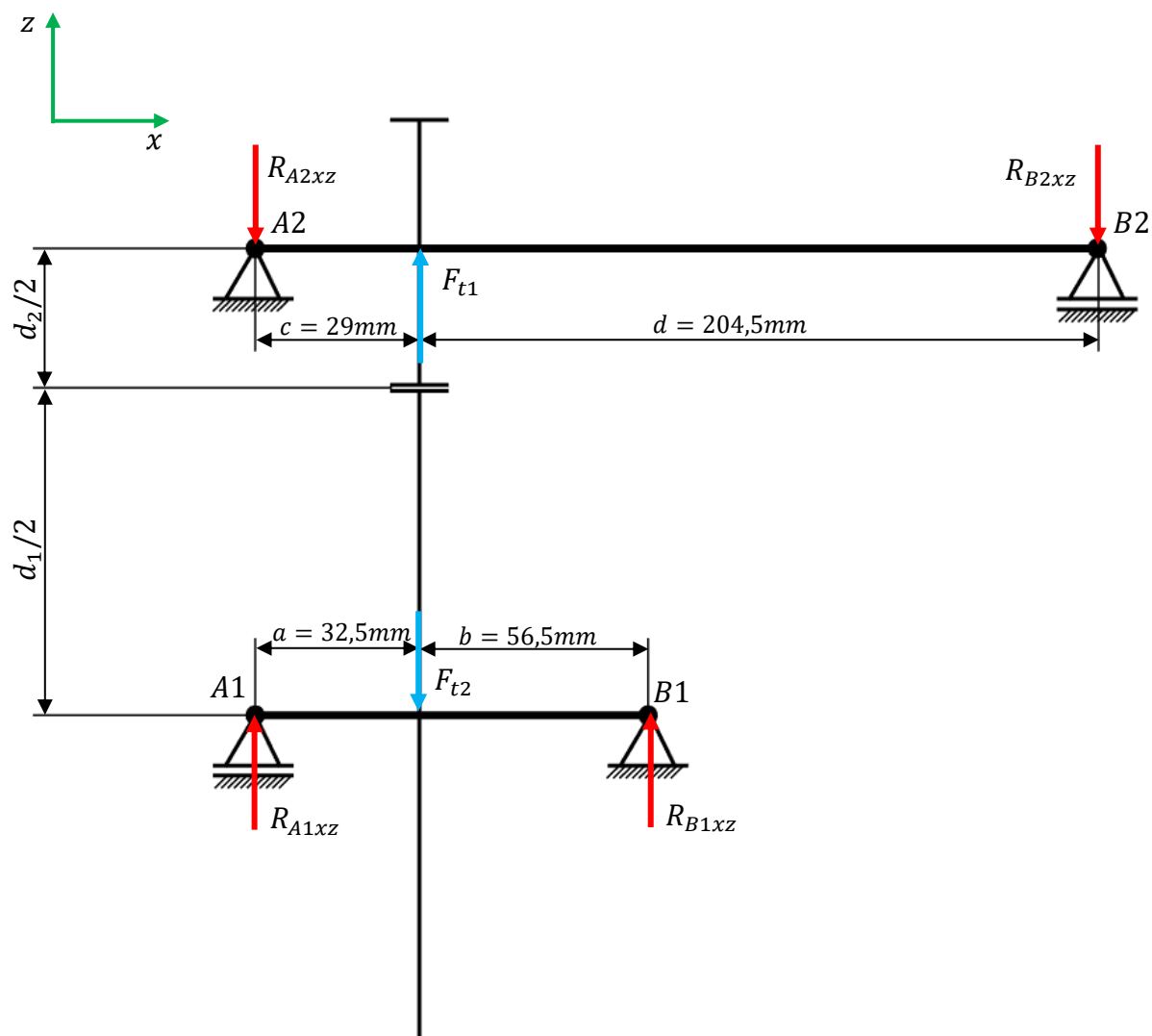
$$\sum F_{x1} = -R_{aB1} + F_{a1} = 0 \quad (14)$$

$$R_{aB1} = F_{a1} = 1962,6 \text{ N}$$

$$\sum F_{x2} = -R_{aA2} + F_{a2} = 0 \quad (15)$$

$$R_{aA2} = F_{a2} = 1962,6 \text{ N}$$

## Rovina x-z



obr. 14 – Znázornění působících sil a reakcí

Výpočet reakce  $R_{B1xz}$  z momentové rovnováhy k bodu A1:

$$\sum M_{A1} = -R_{B1xz} \cdot L_1 - F_t \cdot a \quad (16)$$

$$R_{B1xz} = \frac{F_t \cdot a}{L_1} = \frac{37448,5 \cdot 32,5}{89}$$

$$R_{B1xz} = 13675 \text{ N}$$

Výpočet reakce  $R_{A1xz}$  z momentové rovnováhy k bodu B1:

$$\sum M_{B1} = -R_{A1xz} \cdot L_1 - F_t \cdot b - M_{01} \quad (17)$$

$$R_{A1xz} = \frac{F_t \cdot b}{L_1} = \frac{37448,5 \cdot 56,5}{89}$$

$$R_{A1xz} = 23773,5 \text{ N}$$

Výpočet reakce  $R_{B2xz}$  z momentové rovnováhy k bodu A2:

$$\sum M_{A2} = -R_{B2xz} \cdot L_2 - F_t \cdot c - M_{02} \quad (18)$$

$$R_{B2xz} = \frac{F_t \cdot c}{L_2} = \frac{37448,5 \cdot 29}{233,5}$$

$$R_{B2xz} = 4651 \text{ N}$$

Výpočet reakce  $R_{A2xz}$  z momentové rovnováhy k bodu B2:

$$\sum M_{B2} = R_{A2xz} \cdot L_2 - F_t \cdot d - M_{02} \quad (19)$$

$$R_{A2xz} = \frac{F_t \cdot d}{L_2} = \frac{37448,5 \cdot 204,5}{233,5}$$

$$R_{A2xz} = 32797,5 \text{ N}$$

Výslednice sil:

$$R_{A1} = \sqrt{R_{A1xy}^2 + R_{A1xz}^2} = \sqrt{5705,8^2 + 23773,5^2} \quad (20)$$

$$R_{A1} = 24448,6 \text{ N}$$

$$R_{B1} = \sqrt{R_{B1xy}^2 + R_{B1xz}^2} = \sqrt{7943,1^2 + 13675^2} \quad (21)$$

$$R_{B1} = 15814,5 \text{ N}$$

$$R_{A2} = \sqrt{R_{A2xy}^2 + R_{A2xz}^2} = \sqrt{12693,6^2 + 32797,5^2} \quad (21)$$

$$R_{A2} = 35168,2 \text{ N}$$

$$R_{B2} = \sqrt{R_{B2xy}^2 + R_{B2xz}^2} = \sqrt{954,5^2 + 4651^2} \quad (22)$$

$$R_{B2} = 4747,9 \text{ N}$$

Tab. 5 – Přehled vypočtených hodnot

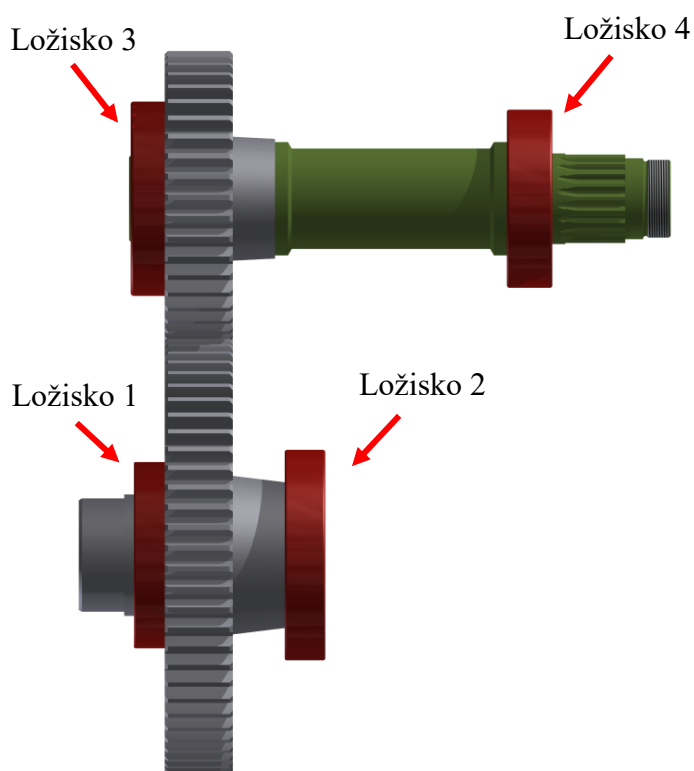
$R_{A1}$	24448,6 N
$R_{B1}$	15814,5 N
$R_{A2}$	35168,2 N
$R_{B2}$	4747,9 N
$R_{aB1}$	1962,6 N
$R_{aA2}$	1962,6 N



## 6.4 Výpočet trvanlivosti ložisek

### Výběr Ložisek

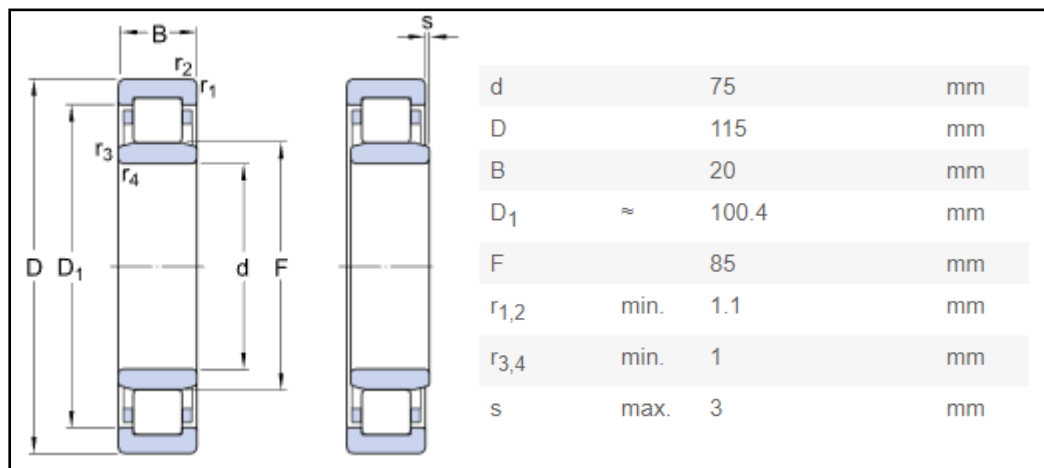
Jelikož ozubené soukolí má úhel sklonu zubu pouze  $3^\circ$  vznikají v ozubení pouze velmi malé axiální síly. Z tohoto důvodu jsou původní kuželíková ložiska nahrazeny kuličkovými ložisky v kombinaci s válečkovými ložisky. Montáž kuželíkových ložisek je složitá a vyžaduje velmi vysokou přesnost. Nahrazením ložisek se zjednoduší montáž a případná údržba či výměna ložisek. Ložiska jsou volena z katalogu firmy SKF.



obr. 15 – Zobrazení ložisek

## Ložisko 1

### Válečkové ložisko SKF NU 1015



obr. 16 – Schéma ložiska SKF NU 1015 se základními rozměry [8]

Základní dynamická únosnost:  $C = 58,3 \text{ kN}$

Základní statická únosnost:  $C_0 = 71 \text{ kN}$

Ekvivalentní statické zatížení ložiska dle [8]:  $P_0 = F_r = R_{A2} = 24448,6 \text{ N}$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska dle [8]:  $P = F_r = R_{A2} = 24448,6 \text{ N}$

Statická kontrola ložiska:

$$S_0 = \frac{C_0}{R_{A2}} = \frac{71000}{24448,6} = 2,9 \quad (23)$$

Základní trvanlivost ložiska v hodinách:

$$L_{10h} = \left( \frac{C}{R_{A1}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \quad (24)$$

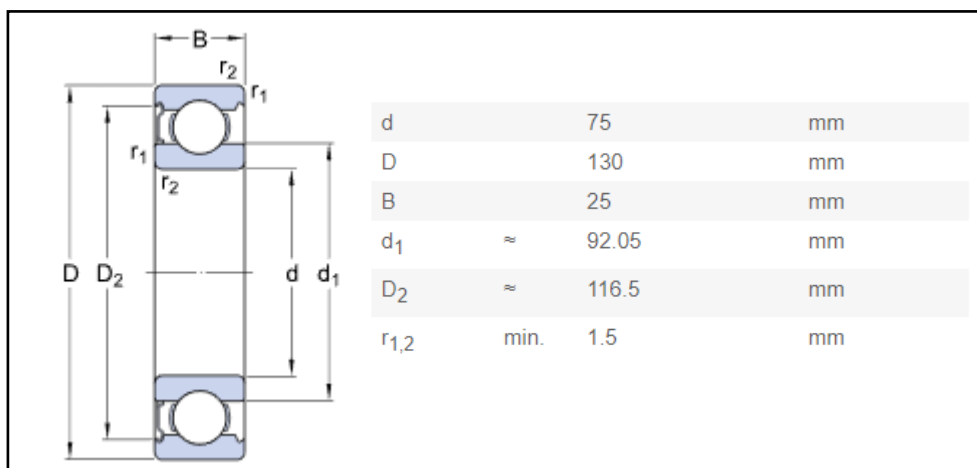
$$L_{10h} = \left( \frac{58300}{24448,6} \right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2365}$$

$$L_{10h} = 1276,6 \text{ hod.}$$

$p$  - exponent rovnice trvanlivosti;  $p = 10/3$  pro ložiska s čárovým stykem, dle [8]

## Ložisko 2

### Kuličkové ložisko SKF 6215



obr. 17 – Schéma ložiska SKF 6215 se základními rozměry [7]

Základní dynamická únosnost:  $C = 68,9 \text{ kN}$

Základní statická únosnost:  $C_0 = 49 \text{ kN}$

Ekvivalentní statické zatížení ložiska dle [7]:  $P_0 = F_T = R_{A2} = 15814,5 \text{ N}$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska dle [7]:  $P = F_T = R_{A2} = 15814,5 \text{ N}$

Statická kontrola ložiska:

$$S_0 = \frac{C_0}{R_{A2}} = \frac{49000}{15814,5} = 3,1 \quad (25)$$

Základní trvanlivost ložiska v hodinách:

$$L_{10h} = \left( \frac{C}{R_{B1}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \quad (26)$$

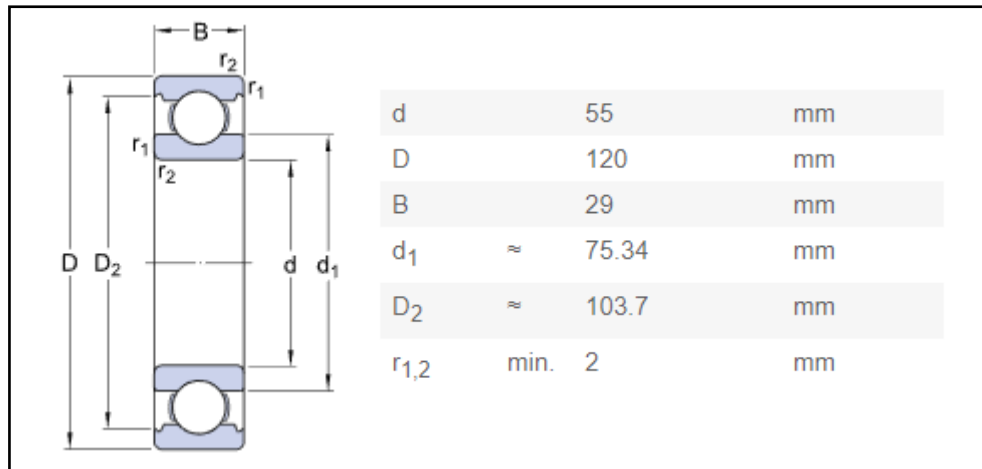
$$L_{10h} = \left( \frac{68900}{15814,5} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2365}$$

$$L_{10h} = 582,8 \text{ hod.}$$

$p$  - exponent rovnice trvanlivosti;  $p = 3$  pro kuličková ložiska, dle [7]

### Ložisko 3

#### Kuličkové ložisko SKF 6311



obr. 18 – Schéma ložiska SKF 6311 se základními rozměry [7]

Základní dynamická únosnost:  $C = 74,1 \text{ kN}$

Základní statická únosnost:  $C_0 = 62 \text{ kN}$

Ekvivalentní statické zatížení ložiska dle [7]:  $P_0 = F_r = R_{A2} = 35168,2 \text{ N}$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska dle [7]:  $P = F_r = R_{A2} = 35168,2 \text{ N}$

Statická kontrola ložiska:

$$S_0 = \frac{C_0}{R_{A2}} = \frac{62000}{35168,2} = 1,76 \quad (27)$$

Základní trvanlivost ložiska v hodinách:

$$L_{10h} = \left( \frac{C}{R_{A2}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \quad (28)$$

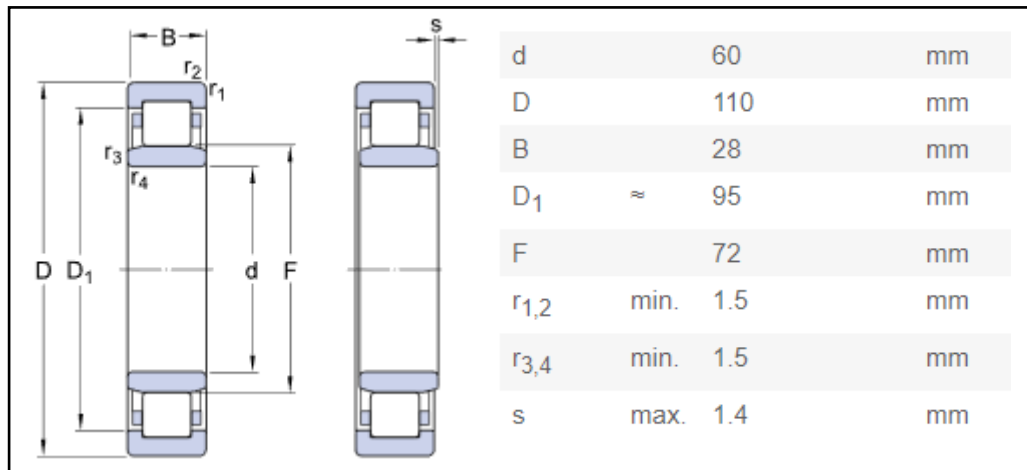
$$L_{10h} = \left( \frac{74100}{35168,2} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3600}$$

$$L_{10h} = 433,1 \text{ hod.}$$

$p$  - exponent rovnice trvanlivosti;  $p = 3$  pro kuličková ložiska, dle [7]

## Ložisko 4

### Válečkové ložisko SKF NU 2212



obr. 19 – Schéma ložiska SKF NU 2212 se základními rozměry [8]

Základní dynamická únosnost:  $C = 146 \text{ kN}$

Základní statická únosnost:  $C_0 = 153 \text{ kN}$

Ekvivalentní statické zatížení ložiska dle [8]:  $P_0 = F_T = R_{A2} = 35168,2 \text{ N}$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska dle [8]:  $P = F_T = R_{A2} = 35168,2 \text{ N}$

Statická kontrola ložiska:

$$S_0 = \frac{C_0}{R_{A2}} = \frac{153000}{4747,9} = 32,2 \quad (29)$$

Základní trvanlivost ložiska v hodinách:

$$L_{10h} = \left( \frac{C}{R_{A2}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \quad (30)$$

$$L_{10h} = \left( \frac{146000}{4747,9} \right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3600}$$

$$L_{10h} = 4218,5 \text{ hod.}$$

$p$  - exponent rovnice trvanlivosti;  $p = 10/3$  pro ložiska s čárovým stykem, dle [8]

Tab. 6 Přehled statických bezpečností ložisek

	$S_0$
Ložisko 1	2,9
Ložisko 2	3,1
Ložisko 3	1,7
Ložisko 4	32,2

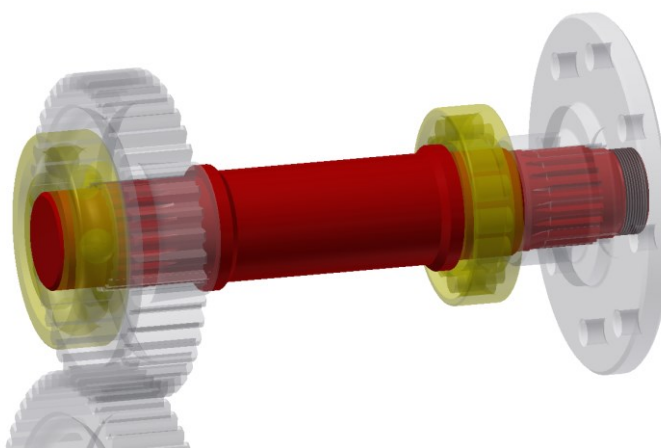
Tab. 7 Přehled trvanlivostí ložisek

	$L_{10h}$ [hod.]
Ložisko 1	1276,6
Ložisko 2	582,8
Ložisko 3	433,1
Ložisko 4	4218,5

Přehled vypočtených hodnot statických bezpečností a trvanlivostí ložisek je uveden v tabulkách (Tab. 6 a Tab. 7). Nejnižší trvanlivost  $L_{10h} = 433,1$  hodin je dle očekávání u ložiska číslo 3. V tomto místě působí největší síly. Trvanlivost ložiska není příliš vysoká, avšak musí se brát v potaz, že výpočet je prováděn na maximální zatížení a nikoliv na spektrum zatížení. K maximálnímu zatížení bude docházet velmi zřídka. Z těchto důvodů je trvanlivost ložiska považována za dostačující.

## 7 Výstupní hřídel

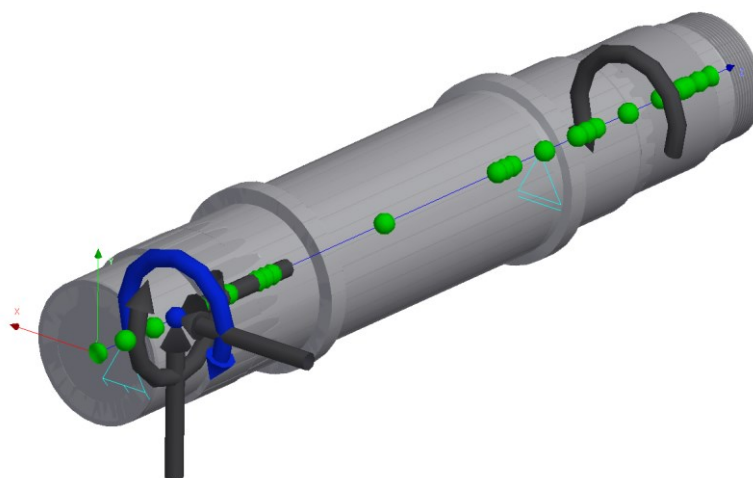
Výstupní hřídel slouží pro přenos krouticího momentu z pastorku ozubeného soukolí na přírubu rotoru retardéru. K přenosu krouticího momentu z pastorku a příruby na hřídel dochází pomocí evolventního drážkování. Hřídel je uložena ve valivých ložiscích. Na straně pastorku se jedná o ložisko kuličkové, které umožní zachytit malé axiální síly vznikající v ozubeném soukolí se šikmými zuby. Na straně příruby je použito ložisko válečkové axiálně volné.



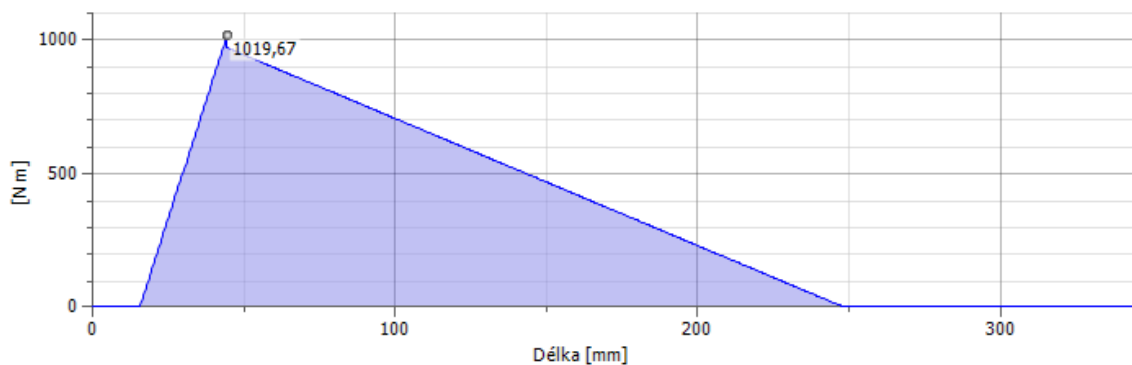
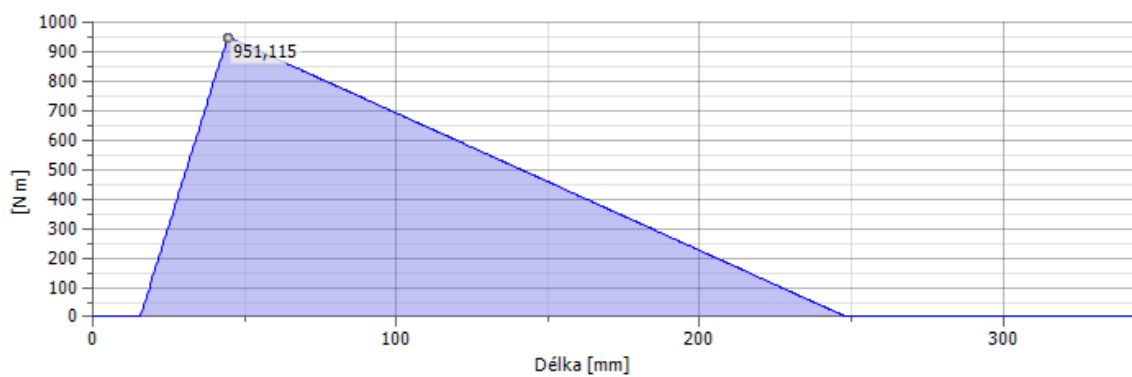
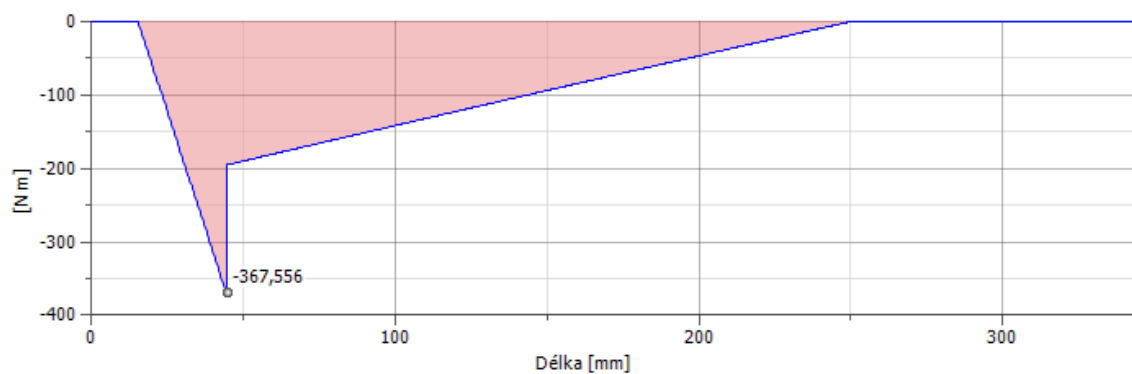
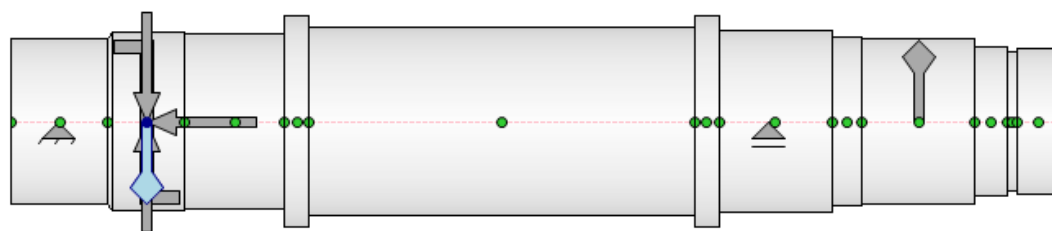
obr. 20 – Výstupní hřídel

### **Ohybový moment**

Výpočet průběhu ohybového momentu a jeho znázornění je provedeno pomocí software Autodesk Inventor.



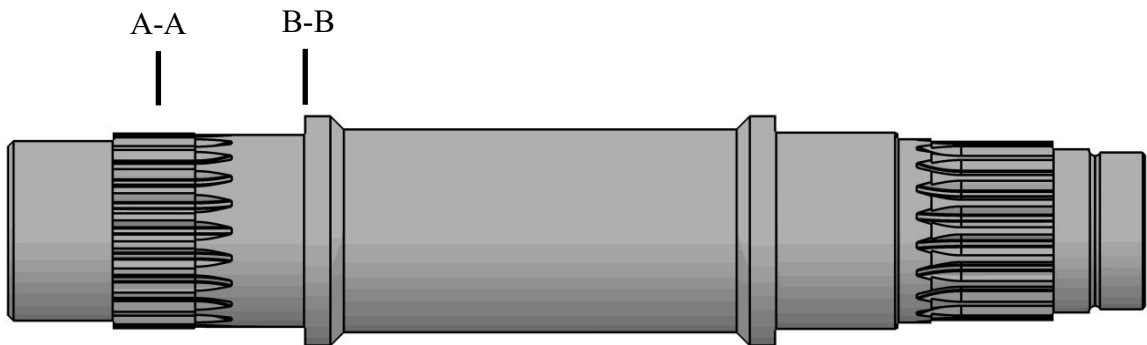
obr. 21 – Výpočtový model výstupního hřídele



obr. 22 – Průběh ohybových momentů výstupní hřídele



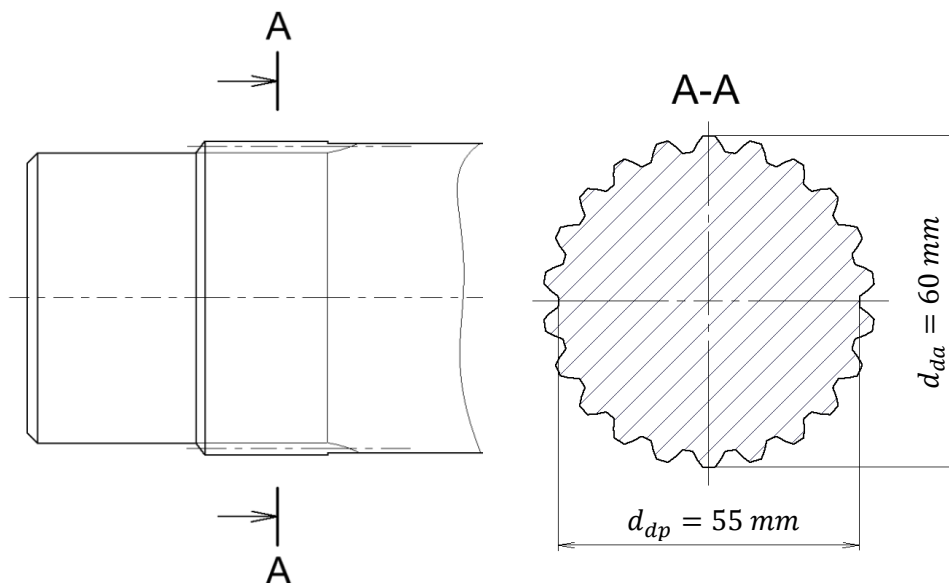
## Stanovení kritických průřezů



obr. 23 – Znáznornění zvolených kritických průřezů výstupní hřídele

### Kritický průřez A-A

Jedná se o místo působení maximálního ohybového momentu. V tomto místě je evolventní drážkování sloužící pro přenos krouticího momentu mezi pastorkem a hřídelí viz obr. 24.



obr. 24 – Kritický průřez A

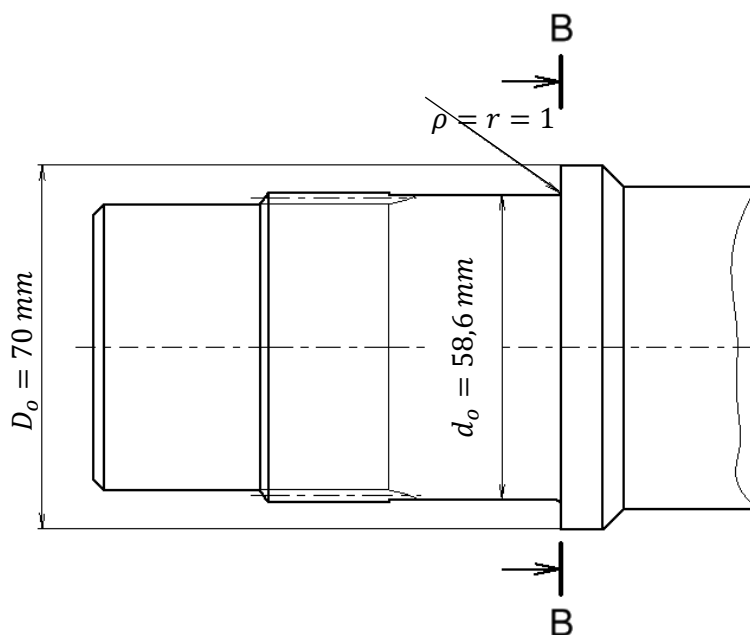
Ohybový a krouticí moment v kritickém průřezu A-A:

$$M_{oA} = 1020 \text{ Nm}$$

$$M_{kA} = M_{k2} = 3300 \text{ Nm}$$

### Kritický průřez B-B

Jedná se o místo se změnou průřezu (osazení pro ozubené kolo) viz obr. 25.



obr. 25 – Kritický průřez B

Ohybový a kroučící moment v kritickém průřezu A-A:

$$M_{oB} = 750 \text{ Nm}$$

$$M_{kB} = M_{k2} = 3300 \text{ Nm}$$

### **Materiál výstupní hřídele**

Hřídel je vyroben z materiálu **14 220**

Mez pevnosti materiálu  $R_m = 785 \text{ MPa}$  dle [20]

Mez kluzu materiálu  $R_e = 588 \text{ MPa}$  dle [20]

Mez kluzu materiálu v krutu  $R_{ek} = 0,65 \cdot R_e = 0,65 \cdot 588 = 382,2 \text{ MPa}$  dle [6]

## 7.1 Stanovení statické bezpečnosti

Kontrola statické bezpečnosti spočívá často ve stanovení bezpečnosti oproti plastické deformaci v maximálně namáhaném místě nebezpečného průřezu. Jde o výpočtový bodový mezní stav, kterého je dosaženo, dostoupí-li hodnoty napětí v kterémkoliv místě nebezpečného průřezu hodnoty napětí na mezi kluzu  $R_e$ .

Výpočet je proveden pro dva stanovené kritické průřezy znázorněné v předchozí kapitole.

### **Výpočet statické bezpečnosti pro kritický průřez A-A**

#### Součinitel koncentrace napětí pro evolventní drážkování

Odhadnuto z vrubového součinitele  $\beta$  pro evolventní drážkování dle [3]

$$\text{ohyb: } \alpha_{\sigma A} = 2$$

$$\text{krut: } \alpha_{\tau A} = 1,9$$

Výpočtový průměr evolventního drážkování  $d_A = \frac{d_{dp} + d_{da}}{2} = \frac{55 + 60}{2} = 57,5$  mm viz obr. 23

#### Napětí v ohybu

$$\sigma_{oA} = \frac{M_{oA}}{W_{oA}} \cdot \alpha_{\sigma A} \quad (31)$$

$$\sigma_{oA} = 32 \cdot \frac{M_{oA}}{\pi \cdot d_A^3} \cdot \alpha_{\sigma A} = 32 \cdot \frac{1020000}{\pi \cdot 57,5^3} \cdot 2$$

$$\sigma_{oA} = 109,3 \text{ MPa}$$

#### Napětí v krutu

$$\tau_{kA} = \frac{M_{kA}}{W_{kA}} \cdot \alpha_{\sigma B} \quad (32)$$

$$\tau_{kA} = 16 \cdot \frac{M_{kA}}{\pi \cdot d_A^3} \cdot \alpha_{\sigma A} = 16 \cdot \frac{3300000}{\pi \cdot 57,5^3} \cdot 1,9$$

$$\tau_{kA} = 167,97 \text{ MPa}$$

#### Redukované napětí

$$\sigma_{redA} = \sqrt{\sigma_{oA}^2 + 4 \cdot \tau_{oA}^2} \quad (33)$$

$$\sigma_{redA} = \sqrt{109,3^2 + 4 \cdot 167,97^2}$$

$$\sigma_{redA} = 353,28 \text{ MPa}$$

### Statická bezpečnost (A-A)

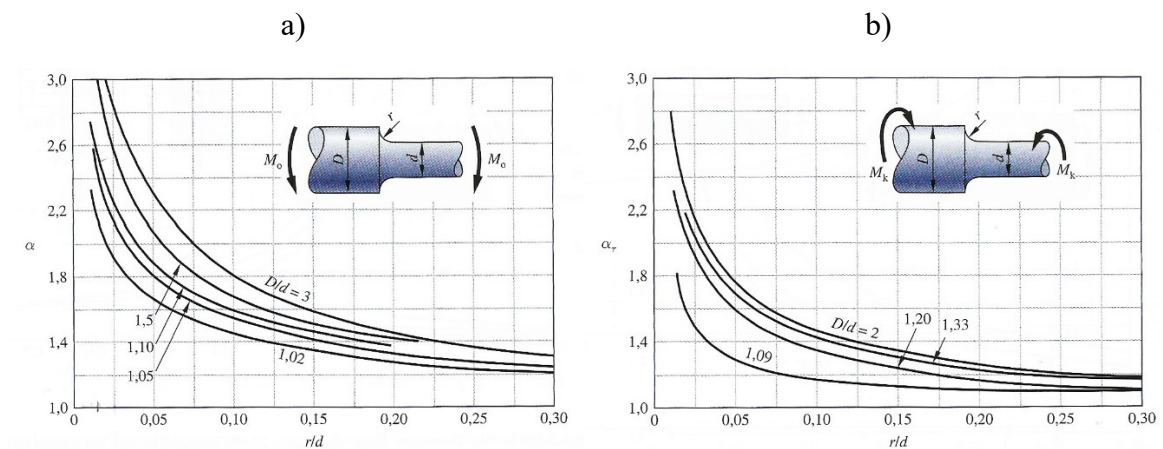
$$k_{sA} = \frac{R_e}{\sigma_{redA}} \quad (34)$$

$$k_{sA} = \frac{588}{353,28}$$

$$k_{sA} = 1,66$$

### Výpočet statické bezpečnosti pro kritický průřez B-B

#### Součinitel koncentrace napětí osazeného hřídele



obr. 26 – Součinitel koncentrace napětí (a - pro ohyb, b - pro krut) [5]

Pro  $\frac{D}{d} = \frac{D_o}{d_o} = 1,2$  a  $\frac{r}{d} = 0,02$  dle obr. 25 je součinitel koncentrace napětí:

$$\text{ohyb: } \alpha_{\sigma B} = 2,6$$

$$\text{krut: } \alpha_{\tau B} = 2,1$$

#### Napětí v ohybu

$$\sigma_{oB} = \frac{M_{oB}}{W_{oB}} \cdot \alpha_{\sigma B} \quad (35)$$

$$\sigma_{oB} = 32 \cdot \frac{M_{oB}}{\pi \cdot d^3} \cdot \alpha_{\sigma B} = 32 \cdot \frac{750000}{\pi \cdot 58,6^3} \cdot 2,6$$

$$\sigma_{oB} = 98,7 \text{ MPa}$$

### Napětí v krutu

$$\tau_{kB} = \frac{M_{kB}}{W_{kB}} \cdot \alpha_{\sigma B} \quad (36)$$

$$\tau_{kB} = 16 \frac{M_{kB}}{\pi \cdot d_o^3} \cdot \alpha_{\sigma B} = 16 \frac{3300000}{\pi \cdot 58,6^3} \cdot 2,1$$

$$\tau_{kB} = 175,39 \text{ MPa}$$

### Redukované napětí

$$\sigma_{redB} = \sqrt{\sigma_{oB}^2 + 4 \cdot \tau_{oB}^2} \quad (37)$$

$$\sigma_{redB} = \sqrt{98,7^2 + 4 \cdot 175,39^2}$$

$$\sigma_{redB} = 364,4 \text{ MPa}$$

### Statická bezpečnost (B-B)

$$k_{sB} = \frac{R_e}{\sigma_{redB}} \quad (38)$$

$$k_{sB} = \frac{588}{364,4}$$

$$k_{sB} = 1,61$$

## 7.2 Stanovení dynamické bezpečnosti

Základní mez únavy materiálu hřídele v ohybu dle [6]

$$\sigma_{Co} = 0,44 \cdot R_m = 0,44 \cdot 785 = 345,4 \text{ MPa} \quad (39)$$

### **Výpočet dynamické bezpečnosti pro kritický průřez A-A**

Vrubový součinitel  $\beta$  pro evolventní drážkování dle [3]

$$\text{ohyb: } \beta_{\sigma A} = 1,64$$

Součinitel velikosti  $\varepsilon$  pro charakteristický rozměr dle [6]

$$\text{ohyb: } \varepsilon_{v\sigma A} = 0,68$$

Součinitel jakosti povrchu dle [6]

$$\text{ohyb: } \eta_{P\sigma A} = 0,77$$

Mez únavy reálné součásti v ohybu

$$\sigma_{CoA}^{\times} = \sigma_{Co} \cdot \frac{\varepsilon_{v\sigma A} \cdot \eta_{P\sigma A}}{\beta_{\sigma A}} \quad (40)$$

$$\sigma_{CoA}^{\times} = 345,4 \cdot \frac{0,68 \cdot 0,77}{1,64}$$

$$\sigma_{CoA}^{\times} = 110,3 \text{ MPa}$$

Amplituda napětí

$$\sigma_{aoA} = \frac{M_{oA}}{W_{oA}} \quad (41)$$

$$\sigma_{aoA} = 32 \cdot \frac{M_{oA}}{\pi \cdot d_A^3} = 32 \cdot \frac{1020000}{\pi \cdot 57,5^3}$$

$$\sigma_{aoA} = 54,65 \text{ MPa}$$

$$\tau_{akA} = \frac{M_{kA}}{W_{kA}} \quad (42)$$

$$\tau_{akA} = 16 \frac{M_{kA}}{\pi \cdot d_A^3} = 16 \frac{3300000}{\pi \cdot 57,5^3}$$

$$\tau_{akA} = 197,3 \text{ MPa}$$

$$d_A - \text{Výpočtový průměr evolventního drážkování } d_A = \frac{d_{da} + d_{dp}}{2} = \frac{60 + 55}{2} = 57,5 \text{ mm}$$

### Dynamická bezpečnost v ohybu a krutu

$$k_{d\sigma A} = \frac{\sigma_{CoA}^{\times}}{\sigma_{aoA}} = \frac{110,3}{54,65} = 2,02 \quad (43)$$

Pokud je u kombinovaného namáhání kmitavá pouze jedna složka a druhá je statická, potom bezpečnost příslušné statické složky vypočteme podle vztahu [6]:

$$k_{d\tau A} = \frac{Rek}{\tau_{akA}} = \frac{382,2}{197,3} = 1,94 \quad (44)$$

### Výsledná dynamická bezpečnost pro průřez A-A

$$k_{dA} = \frac{k_{d\sigma A} \cdot k_{d\tau A}}{\sqrt{k_{d\sigma A}^2 + k_{d\tau A}^2}} = \frac{2,02 \cdot 1,94}{\sqrt{2,02^2 + 1,94^2}} = 1,4 \quad (45)$$

## Výpočet dynamické bezpečnosti pro kritický průřez B-B

Vrubový součinitel  $\beta$  dle Neubergera [6]

Ohyb:

$$\beta_{\sigma B} = 1 + \frac{\alpha_{\sigma B} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho}}} = 1 + \frac{2,6 - 1}{1 + \frac{0,26}{1}} = 2,27 \quad (46)$$

$\rho$  – poloměr vrub;  $\rho = 1$  mm

$\sqrt{A}$  – Neubergerova konstanta vrubové citlivosti;  $\sqrt{A} = 0,26$  dle [6]

Součinitel velikosti  $\varepsilon$  pro charakteristický rozměr dle [6]

$$\text{ohyb: } \varepsilon_{v\sigma B} = 0,67$$

Součinitel jakosti povrchu dle [6]

$$\text{ohyb: } \eta_{P\sigma B} = 0,8$$

Mez únavy reálné součásti

$$\sigma_{CoB}^{\times} = \sigma_{Co} \cdot \frac{\varepsilon_{v\sigma B} \cdot \eta_{P\sigma B}}{\beta_{\sigma B}} = 345,4 \cdot \frac{0,67 \cdot 0,8}{2,27} = 81,56 \text{ MPa} \quad (47)$$

Amplituda napětí

$$\sigma_{aoB} = \frac{M_{oB}}{W_{oB}} \quad (48)$$

$$\sigma_{aoB} = 32 \cdot \frac{M_{oB}}{\pi \cdot d^3} = 32 \cdot \frac{1020000}{\pi \cdot 58,6^3}$$

$$\sigma_{aoB} = 37,96 \text{ MPa}$$

$$\tau_{akB} = \frac{M_{kB}}{W_{kB}} \quad (49)$$

$$\tau_{akB} = 16 \cdot \frac{M_{kB}}{\pi \cdot d^3} = 16 \cdot \frac{3300000}{\pi \cdot 58,6^3}$$

$$\tau_{akB} = 184,44 \text{ MPa}$$



### Dynamická bezpečnost v ohybu a krutu

$$k_{d\sigma B} = \frac{\sigma_{\text{CoB}}^{\times}}{\sigma_{\text{aoB}}} = \frac{81,56}{37,96} = 2,15 \quad (50)$$

Pokud je u kombinovaného namáhání kmitavá pouze jedna složka a druhá je statická, potom bezpečnost příslušné statické složky (v tomto případě se jedná o krut) vypočteme podle vztahu [6]:

$$k_{d\tau B} = \frac{Rek}{\tau_{\text{akB}}} = \frac{382,2}{184,44} = 2,07 \quad (51)$$

### Výsledná dynamická bezpečnost pro průřez B-B

$$k_{dB} = \frac{k_{d\sigma B} \cdot k_{d\tau B}}{\sqrt{k_{d\sigma B}^2 + k_{d\tau B}^2}} = \frac{2,15 \cdot 2,07}{\sqrt{2,15^2 + 2,07^2}} = 1,49 \quad (52)$$

Tab. 8 – Porovnání výsledných bezpečností výstupního hřídele

Průřez	Statická bezpečnost - $k_s$	Dynamická bezpečnost - $k_d$
A-A	1,66	1,4
B-B	1,61	1,49

Výsledná dynamická bezpečnost by měla nabývat hodnot  $k_d \geq 1,2$  [6] tudíž výsledné hodnoty dynamické bezpečnosti tuto podmínku splňují (viz Tab. 8). Avšak musí se brát v úvahu, že výpočet je prováděn pro maximální zatížení, tedy maximální krouticí moment na výstupní hřídeli. K tomuto jevu bude docházet velmi zřídka, tudíž reálná bezpečnost bude vyšší.

## 8 Závěr

Diplomová práce se věnuje rekonstrukci převodovky pro retardér vozu Tatra 815. Na úvod je zmíněno několik druhů retardérů, které se v praxi běžně používají a popis řešené soustavy včetně parametrů převodovky a zadaného retardéru od firmy TELMA.

V rámci rekonstrukce převodovky byla provedena identifikace ozubeného soukolí dle zadané výkresové dokumentace. Bylo zjištěno, že původní soukolí má pravděpodobně upravený základní profil, tudíž se jednalo o nestandardní ozubení. Následně byla provedena modifikace geometrie tohoto soukolí. Za použití standardního profilu byly znovu rozděleny korekce na vyrovnání měrných skluzů. Bylo dosaženo celočíselného celkového součinitele trvání záběru oproti původnímu návrhu. Následně byl proveden pevnostní výpočet nově navrženého ozubeného soukolí v programu ČSNw [20]. Jelikož není k dispozici spektrum zatížení ale pouze maximální hodnota brzdného momentu retardéru, jsou tedy veškeré výpočty prováděny na toto maximální zatížení. Výsledné hodnoty bezpečností se pohybují okolo hodnoty 1. Za těchto podmínek je možno tyto hodnoty považovat za dostačující.

Následující část je věnována výpočtům. Pro stanovení trvanlivosti ložisek bylo potřeba vypočítat reakce působících sil od ozubeného převodu v místech uložení ložisek. Původní kuželíková ložiska byly nahrazeny kuličkovými ložisky v kombinaci s válečkovými ložisky. Jelikož úhel sklonu zubů je pouze  $3^\circ$  tak od ozubení vznikají jen velmi malé axiální síly, proto bylo možné použít kuličková ložiska. Ve výsledných trvanlivostech ložisek došlo k poklesu oproti původním ložiskům, nicméně hodnoty jsou s ohledem na způsob výpočtu dostačující. Došlo také ke zjednodušení montáže ložisek. V závěrečné části je provedena analýza výstupního hřídele. Pomocí software Autodesk Inventor je znázorněn průběh ohybových momentů řešeného výstupního hřídele. Dále jsou stanoveny dva kritické průřezy. Jeden v místě působení maximálního ohybového momentu, tedy ve středu šířky ozubení a druhý v místě osazení hřídele. V těchto průřezích je stanovena statická a dynamická bezpečnost.

## 9 Seznam zdrojů

- [1] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [2] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů II: hřídele, tribologie, ložiska*. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1983.
- [3] KŘÍŽ, Rudolf a Pavel VÁVRA. *Strojírenská příručka: svazek 5*. Praha: Scientia, 1994. ISBN 80-85827-59-X.
- [4] MORAVEC, Vladimír. *Konstrukce strojů a zařízení II.: čelní ozubená kola : teorie, výpočet, konstrukce, výroba, kontrola*. Ostrava: Montanex, 2001. ISBN 80-7225-051-5.
- [5] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [6] PIŠŤÁČEK, Daniel a Vladimír MORAVEC. 2013. *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí, Vybraná statě*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava
- [7] *SKF Katalog, Kuličková ložiska* [online]. [cit. 2018-05-10]. Dostupné z: [http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni\\_katalog\\_SKF/6000\\_CS\\_01\\_Kulickova%20loziska.pdf](http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_01_Kulickova%20loziska.pdf)
- [8] *SKF Katalog, Válečková ložiska* [online]. [cit. 2018-05-10]. Dostupné z: [http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni\\_katalog\\_SKF/6000\\_CS\\_04\\_Valeckova%20loziska.pdf](http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_04_Valeckova%20loziska.pdf)
- [9] *Výfuková brzda* [online]. [cit. 2018-05-10]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/V%C3%BDfukov%C3%A1\\_brzda](https://cs.wikipedia.org/wiki/V%C3%BDfukov%C3%A1_brzda)
- [10] *Dekompresní motorová brzda* [online]. [cit. 2018-05-10]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Motorov%C3%A1\\_brzda](https://cs.wikipedia.org/wiki/Motorov%C3%A1_brzda)
- [11] *Hydrodynamická brzda* [online]. [cit. 2018-05-10]. Dostupné z: [http://domes.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY\\_32\\_INOVACE\\_14-19.pdf](http://domes.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_14-19.pdf)

- [12] *Elektrodynamická brzda* [online]. [cit. 2018-05-10]. Dostupné z:  
[https://cs.wikipedia.org/wiki/Elektrodynamick%C3%A1\\_brzda](https://cs.wikipedia.org/wiki/Elektrodynamick%C3%A1_brzda)
- [13] *Výfuková klapka* [online]. [cit. 2016-05-10]. Dostupné z:  
[http://www.autocarro.cz/data/zbozi/img/3/3577\\_341-540001.jpg](http://www.autocarro.cz/data/zbozi/img/3/3577_341-540001.jpg)
- [14] *Hydrodynamický retardér - model* [online]. [cit. 2018-05-10]. Dostupné z:  
<http://atpsgroup.com/2015/wp-content/uploads/2016/12/voith-gearbox-600x387.jpg>
- [15] *Hydrodynamický retardér - schéma* [online]. [cit. 2018-05-10]. Dostupné z:  
<http://atpsgroup.com/2015/wp-content/uploads/2016/12/voith-gearbox2-600x387.jpg>
- [16] *Elektromagnetický retardér – schéma* [online]. [cit. 2018-05-10]. Dostupné z:  
[http://images.slideplayer.cz/42/11408550/slides/slide\\_4.jpg](http://images.slideplayer.cz/42/11408550/slides/slide_4.jpg)
- [17] *Elektromagnetický retardér TELMA* [online]. [cit. 2018-05-10]. Dostupné z:  
[https://norwoodequipment.com/Portals/0/Images/Products/TEL\\_focal\\_1.jpg](https://norwoodequipment.com/Portals/0/Images/Products/TEL_focal_1.jpg)
- [18] *Zástavba retardéru* [online]. [cit. 2018-05-10]. Dostupné z:  
<http://www.parma.cz/de/referenzen/nove-vozy/97/tatra-t815-231-r25-6x6-2-371-eu5-kobit-rz.html>
- [19] NĚMČEK, M. *Geometrie* [počítačový program]. Ver. 4.2. Ostrava, 2017
- [20] NĚMČEK, M. *CSNw* [počítačový program]. Ver. 3.0. Ostrava, 2011
- [21] NĚMČEK, M. *Profil* [počítačový program]. Ver. 2.12. Ostrava, 2017

## 10 Seznam příloh

Označení	Název	Číslo dokumentu
Příloha A	Výkres sestavy	DP-S01
Příloha B	Výkres ozubeného kola	DP-V01
Příloha C	Výkres pastorku	DP-V02