



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

Návrh 2st převodovky pro vůz metra M1 dle prostorového omezení

**Design of Two-stage Gearbox for Metro Cars M1 According to
Space Limitations**

Bakalářská práce

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Karel Petr, PhD.

Tomáš Hlavajčík

Praha 2015



Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh dvou-stupňové převodovky pro vozy metra M1“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Karla Petra, Ph.D. s použitím literatury uvedené v seznamu na konci mé bakalářské práce.

V Praze 15. 6. 2015

.....
Tomáš Hlavajčík



Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval panu Ing. Karlu Petrovi Ph.D., svému vedoucími práce za rady, připomínky a také trpělivost, se kterou se mi věnoval při konzultacích ohledně bakalářské práce.



Anotační list

Jméno autora:	Tomáš Hlavajčík
Název BP:	<i>Návrh dvou-stupňové převodovky pro vozy metra M1</i>
Anglický název:	Design of Two-stage Gearbox for Metro Cars M1
Rok:	2015
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	<i>Ústav konstruování a částí strojů</i>
Vedoucí BP:	<i>Ing. Karel Petr Ph.D.</i>
Bibliografické údaje:	počet stran 39 počet obrázků 14 počet tabulek 16 počet příloh 7
Klíčová slova:	dvoustupňová převodovka, čelní ozubená kola
Keywords:	two-stage gearbox, spur gears

Anotace:

Rešeršní část práce shrnuje používané typy převodovek a používaných ozubených kol. Praktická část se zabývá návrhem dvoustupňové převodovky pro pohon vozu metra M1.

Abstract:

The theoretical part of this thesis summarizes used types of gearboxes and cogwheels. The practical part deals with design of two-stage gearbox for metro cars M1.



Seznam použitých symbolů

Základní použité symboly

Symbol	Jednotka	Popis
a	[mm]	osová vzdálenost
b	[mm]	šířka
d	[mm]	průměr, vnitřní průměr
i	[-]	převodový poměr
k	[-]	bezpečnost
l	[l]	délka
m	[mm]	modul
n	[1/min]	otáčky
r	[mm]	poloměr
v	[m/s]	rychlost
x	[-]	součinitel jednotkového posunutí
y	[mm]	průhyb
z	[-]	počet zubů
A	[mm ²]	plocha
B	[mm]	šířka ložiska
C	[kN]	základní dynamická únosnost ložiska
C ₀	[kN]	základní statická únosnost ložiska
D	[mm]	vnější průměr
F	[N]	síla
K	[-]	součinitele pro výpočet ozubení v ohybu, dotyku
L _{10h}	[h]	základní trvanlivost ložiska
M	[Nm]	moment
P	[kW]	výkon
S	[-]	bezpečnost pro ozubená kola
W	[mm ³]	průřezový modul profilu
Y	[-]	součinitele pro výpočet ozubení v ohybu
Z	[-]	součinitele pro výpočet ozubení v dotyku
α	[°]	úhel záběru
β	[°]	úhel sklonu zubů
δ	[%]	odchylka od převodového poměru
ε	[-]	součinitel záběru
η	[-]	účinnost
θ	[°/m]	nakroucení
φ	[°]	úhel natočení
σ	[N/mm ²]	normálové napětí
τ	[N/mm ²]	tečné napětí



Základní použité indexy

Index	Popis
a	hlavová hodnota
c	celkový
c(-1)	mez únavy v střídavém cyklu
d	dynamická hodnota
elm	elektromotoru
f	patní hodnota
k	v krutu
kt	mez kluzu
n	normálový
o	v ohybu
pt	mez pevnosti
s	statická hodnota
w	valivá hodnota
A	axiální směr
D	dovolená mez
F	v ohybu
H	v krutu
K	kritická mez
R	radiální směr
σ	v ohybu (tlaku, tahu)
τ	v krutu
*	snížená hodnota (meze únavy, sbíhavosti)
1	pastorek jedna
2	kolo dvě
3	pastorek tři
4	kolo čtyři
12	soukolí pastorek 1 – kolo 2
34	soukolí pastorek 3 – kolo 4
I	vstupní hřídel
II	předlohový hřídel
III	výstupní hřídel



Obsah

1. ÚVOD	1
2. PŘEVODOVKA	2
2.1 ROZDĚLENÍ PŘEVODOVEK	2
2.1.1 PODLE KINETIKY POHYBU	2
2.1.2 PODLE FUNKCE	4
2.1.3 PODLE PŘENOSU ENERGIE	4
2.1.4 PODLE PROVEDENÍ OZUBENÍ	4
2.1.5 PODLE TYPU PŘEVODU	5
3. OZUBENÉ KOLO	6
4. ZADANÉ PARAMETRY	9
5. NÁVRH PŘEVODOVÉHO POMĚRU	10
6. VÝPOČET POČTU ZUBŮ A MODULŮ	11
6.1 POUŽITÝ MATERIÁL	12
6.2 SOUKOLÍ 1-2.....	12
6.3 SOUKOLÍ 3-4.....	12
7. VÝPOČET MOMENTŮ A OTÁČEK NA HŘÍDELÍCH	14
8. VÝPOČET MINIMÁLNÍCH PRŮMĚRŮ HŘÍDELÍ	15
9. VÝPOČET GEOMETRIE OZUBENÝCH KOL	16
9.1 PARAMETRY ZÁKLADNÍHO PROFILU	16
9.2 ROZDĚLENÍ JEDNOTKOVÝCH POSUNUTÍ.....	16
9.3 ŠÍŘKA OZUBENÝCH KOL	16
9.4 ZÁBĚROVÉ POMĚRY	17
10. KONTROLA OZUBENÍ	18
10.1 MATERIÁL KOL A MAZÁNÍ	18
10.2 POŽADOVANÉ BEZPEČNOSTI	18
10.3 KONTROLA OZUBENÍ DLE ISO 6336	18
10.3.1 VÝPOČET NA OHYB	18
10.3.2 VÝPOČET NA DOTYK.....	19
10.3.3 DOSAŽENÉ VÝSLEDKY	20
11. VÝPOČET REAKCÍ NA HŘÍDELÍCH A V LOŽISKÁCH	21
11.1 SMYSLY A VELIKOSTI SIL NA OZUBENÝCH KOLECH.....	21
11.2 REAKCE NA HŘÍDELI I.....	22
11.3 REAKCE NA HŘÍDELI II.....	23
11.4 REAKCE NA HŘÍDELI III.....	24



12. NÁVRH LOŽISEK	25
12.1 HŘÍDEL I	25
12.2 HŘÍDEL II	25
12.3 HŘÍDEL III	25
12.4 ZHODNOCENÍ NÁVRHU LOŽISEK	26
13. STATICKÁ A DYNAMICKÁ KONTROLA HŘÍDELÍ	27
13.1 HŘÍDEL I	27
13.1.1 POUŽITÝ MATERIÁL	27
13.1.2 STATICKÁ KONTROLA	27
13.1.3 DYNAMICKÁ KONTROLA	28
13.2 HŘÍDEL II	29
13.2.1 POUŽITÝ MATERIÁL	29
13.2.2 STATICKÁ KONTROLA	29
13.2.3 DYNAMICKÁ KONTROLA	30
13.3 HŘÍDEL III	30
13.3.1 POUŽITÝ MATERIÁL	30
13.3.2 STATICKÁ KONTROLA	31
13.3.3 DYNAMICKÁ KONTROLA	31
13.4 ZHODNOCENÍ KONTROLY	31
14. DEFORMAČNÍ KONTROLA HŘÍDELÍ	32
14.1 KONTROLA TORZNÍ TUHOSTI.....	32
14.2 KONTROLA OHYBOVÉ TUHOSTI	32
14.3 ZHODNOCENÍ KONTROLY	33
15. NÁVRH SKŘÍNĚ, VÍČEK A TĚSNĚNÍ	34
16. ZÁVĚR	35
17. POUŽITÁ LITERATURA	36
18. SEZNAM PŘÍLOH	37
19. SEZNAM OBRÁZKŮ	38
20. SEZNAM TABULEK	39



1. Úvod

Předmětem této práce je návrh dvoustupňové převodovky pro vůz metra M1. Tato převodovka má sloužit k přenosu výkonu z trakčního motoru vozu na hnanou nápravu a zároveň měnit poměr otáček motoru k otáčkám nápravy tak, aby vlak dosáhl při maximálních otáčkách motoru maximální rychlost 90 km/h.

Cílem je navrhnout převodovku podle výkonových parametrů tak, aby zároveň splňovala prostorová omezení.

Prvním krokem je určení převodových poměrů a počtu zubů jednotlivých kol podle celkového převodu. Do návrhu je nutné zahrnout výkonové, životnostní, pevnostní i hlukové požadavky, ale zároveň také prostorová omezení vyplývající ze zadání. Po vyřešení tohoto problému následuje určení silových poměrů na jednotlivých hřídelích pro různé provozní stavy převodovky, návrh ozubení a kontrola jejich ozubení. Pak následuje výpočet sil v ložiscích, návrh ložisek a určení jejich trvanlivosti. Na závěr jsou uvedeny všechny dodatečné kontroly: statická, dynamická a deformační kontrola hřídelů.

2. Převodovka

Převodovka, viz Obr. 1, je obecně strojní zařízení umožňující převod mezi hnacím a hnaným strojem. Slouží k transformaci výkonu, krouticího momentu, otáček z jednoho místa na jiné. Obvyklé typy převodovek umožňují nastavit jeden z mnoha různých převodových stupňů. Mezi hlavní součásti převodových skříní lze zařadit ozubená kola, která jsou umístěná na vstupním, pomocných a výstupních hřídelích, ložiska, těsnící elementy, odlitky skříně (víko a vana). Dále spojovací prvky, nalévací otvor pro olej atd. Převodovky jsou součástí mnoha strojů – nejčastější aplikace je v automobilovém průmyslu.



Obr. 1.: Převodovka

2.1 Rozdělení převodovek

Převodovky se rozdělují podle několika kritérií. Lze je rozdělit např. podle kinetiky pohybu, dle funkce, přenosu energie, provedení ozubení nebo podle typu převodu [13].

2.1.1 Podle kinetiky pohybu

Rotační → Rotační

Vstupní energie do převodovky je přenášena rotačním pohybem hřídele, výstupní energie je přenášena taktéž rotačním pohybem hřídele, ale s jinou charakteristikou tj. rozdílné otáčky, krouticí moment, směr otáčení. Jedná se například o klasický převod dvojicí ozubených kol, viz Obr. 2.



Obr. 2.: Rotační - rotační přenos

Rotační → Lineární

Vstupní energie do převodovky je přenášena rotačním pohybem hřídele, výstupní energie je přenášena lineárním pohybem (posuvem), viz Obr. 3. Na tomto principu pracuje například posuv suportu u hrotového soustruhu.



Obr. 3.: Rotační - lineární přenos

Lineární → Lineární

Vstupní energie do převodovky je přenášena posuvným pohybem, výstupní energie je také přenášena posuvným pohybem.

Rotační → Periodický

Vstupní energie do převodovky je přenášena rotačním pohybem hřídele, výstupní energie je přenášena pomocí periodického (kývavého) pohybu nebo periodického posuvného pohybu (tam-zpět).



2.1.2 Podle funkce

Lineární

Charakteristika výstupní hřídele převodovky je vždy lineárně úměrná charakteristice vstupní hřídele, např. na úhlu natočení hřídele.

Nelineární

Výstupní hřídel převodovky vykonává pohyb, který není přímo úměrný pohybu vstupní hřídeli (spojitý, nelineární). Případně může být pohyb výstupní hřídele přerušovaný (nespojité, nelineární).

2.1.3 Podle přenosu energie

Jednosměrné

Převodovka má určenou vstupní a výstupní stranu pro přenos energie. Platí zejména u vícestupňových převodovek.

Obousměrné

Vstup a výstup převodovky je možné zaměnit. Tento případ se vyskytuje zpravidla u jednoduchých soukolí.

Samosvorné

Konstrukce převodovky principiálně neumožňuje obousměrný přenos energie. Samosvornost se vyskytuje např. u šroubových a šnekových převodovek.

2.1.4 Podle provedení ozubení

S příkými, šikkými, šípovými zuby

Osy vstupních, pomocných a výstupních hřídeli jsou navzájem rovnoběžné (do této skupiny patří i planetové převodovky)

S kuželovým soukolím

Osy vstupní a výstupní hřídele jsou různoběžné.

Se šnekovým převodem

Osy vstupní a výstupní hřídele jsou navzájem kolmé (mimoběžné).



2.1.5 Podle typu převodu

Převodovka s konstantním převodovým převodem

Důležitým faktem u tohoto typu převodovek je, že jejich převodový poměr mezi vstupní a výstupní hřídelí je stále konstantní. Za převodovku s konstantním převodovým poměrem lze považovat i převodovku, která má více ozubených soukolí (vnitřních převodů).

Převodovka s proměnným převodovým poměrem

Vícestupňová převodovka umožňuje změnu převodového poměru mezi vstupní a výstupní hřídelí. Změna se provádí změnou vnitřního převodového poměru. Existují dva typy převodovek s proměnným převodovým poměrem:

- a) s plynulým převodem
- b) se stupňovitým převodem

a) Převodovka s plynulým převodem (variátor)

Převodovka umožňuje plynulou změnu převodového poměru mezi vstupní a výstupní hřídelí. Tato vlastnost je vhodná například u rozběhů strojů. Tento typ převodovek avšak neumožňuje přenos velkých výkonů a nelze jej realizovat pomocí ozubených kol (přenos řešen prostřednictvím řemenu). Využívá se u skútrů a malých motocyklů.

b) Převodovka se stupňovitým převodem

Převodovka umožňuje změnu převodového poměru pouze ve stupních tzn. skokově. Tento typ je využíván častěji než variátor. Výhodou je přenos vyšších výkonů a větší účinnost.

3. Ozubené kolo

Ozubené kolo je disk, který má po obvodu tvarově definované zuby a je přizpůsoben k přenosu krouticího momentu mezi osami hřídelí nebo otočnými součástkami stroje. Ozubené kolo je základní součást převodovek a strojů. Je to součást, jíž se přenáší točivý pohyb a mechanická energie z jednoho hřídele na druhý. Ozubená kola se používají pro převody se stálým poměrem. Vyrábějí se hlavně z ocelí, potom bývá povrch kola tepelně zpracován – cementování, kalení, nitridace atd. Kola lze vyrábět i z jiných materiálů, např. plast (pro silově nenáročné převody) [14].

3.1 Rozdělení ozubených kol

Ozubená kola lze třídit podle různých kritérií. Mezi základní patří dělení podle vzájemné polohy os, podle průběhu zubů, podle kinetických poměrů.

3.1.1 Podle vzájemné polohy os

Rovnoběžné osy

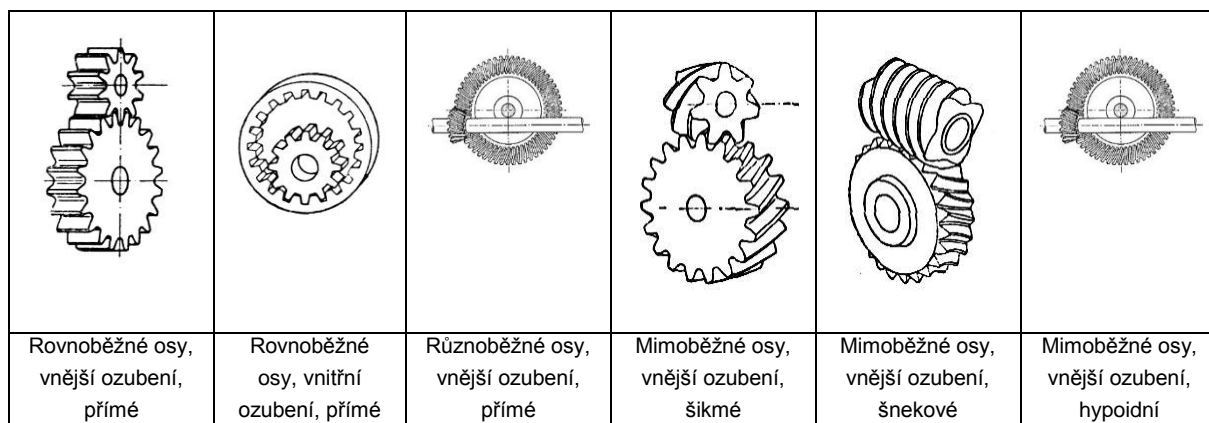
Při této vzájemné poloze os se většinou volí čelní soukolí, které lze dále dělit na soukolí s vnitřním ozubením (spolu zabírající kola mají stejný smysl otáčení) a soukolí s vnějším ozubením (spolu zabírající kola mají vzájemně opačný smysl otáčení)

Různoběžné osy

Patří se kuželová soukolí, kdy úhel os hřídelů je volen většinou 90°

Mimoběžné osy

Do této skupiny spadají soukolí šneková, šroubová, hypoidní a jiné.



Obr. 4.: Znázornění vzájemné polohy os



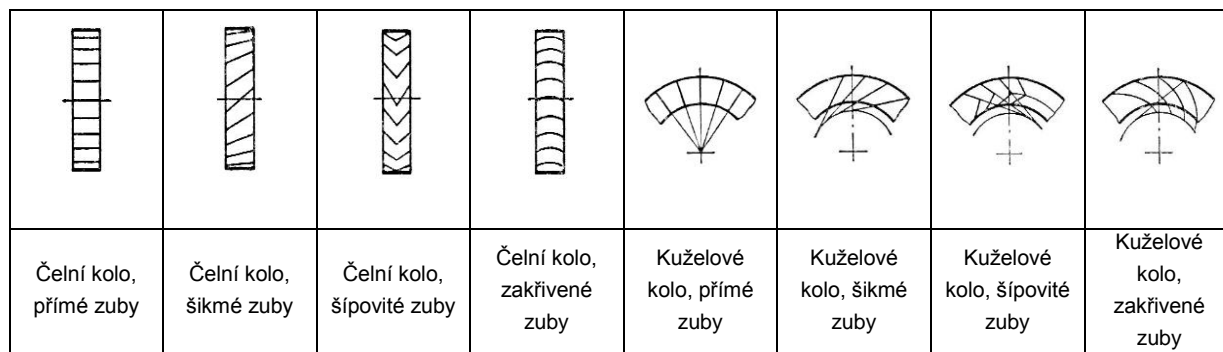
3.1.2 Podle průběhu zubů

Čelní kola

- S přímými zuby – Nevznikají v nich axiální síly.
- Se šikmými zuby – Mají plynulejší a delší záběr, tišší chod. Vznikají zde axiální síly, což je nutné zohlednit při výběru ložisek. Při záběru dvou kol se šikmými zuby musí mít jedno kolo kladný a druhé záporný úhel sklonu zubů.
- Se šípovitými zuby – Mají stejné výhody jako kola se šikmými zuby, ale nevznikají zde axiální síly → eliminace pomocí symetrické konstrukce ozubení (šípů).
- Jiné typy zubů

Kuželová kola

- S přímými zuby – Používají se u převodovek s různoběžnými osami hřídelů s jejich společným průnikem.
- Se šikmými zuby a šípovitými zuby – Konstrukčně i výrobně složitější než výroba přímých zubů. Mají příznivější provozní charakteristiky (jako u čelních kol) a lépe se přizpůsobují deformacím hřídelů. Tento typ není příliš používán. Vyrábí se pouze v případech, kdy jsou rozměry ozubeného kola větší, než dovoluje geometrie výrobních strojů.
- Se zakřivenými zuby – Mají podobné provozní charakteristiky jako kuželová kola se šikmými zuby, dále mají lepší tlumení vibrací, chvění, hluku za provozu.



Obr. 5.: Znárodnění průběhu zubů

3.1.3 Podle kinetických poměrů

Valivá soukolí

Boky zubů se u těchto kol po sobě „dovalují“. Je to běžnější případ konstrukce soukolí, i díky nižším výrobním nákladům.



Šroubová soukolí

Jsou to soukolí pro mimoběžné osy hřídelů, kde při rotačním pohybu vzniká posuvný pohyb, tj. šroubový pohyb.

3.2 Požadavky na ozubená kola

Mezi hlavní požadavky patří bezesporu rovnoměrný přenos otáček (při rovnoměrném pohybu hnacího kola se musí rovnoměrně otáčet i hnané kolo), požadavek na minimalizaci ztrát (např. ztráty způsobné třením se snažíme co nejvíce eliminovat) nebo minimalizace rozměrů při zachování vstupních parametrů (osová vzdálenost, převodový poměr apod.). Musíme také věnovat pozornost minimalizování vůlí v ozubeném převodu pro snížení rázů a hluku při provozu. Toho lze docílit vhodně zvolené geometrie profilu zubu.

Příklady profilů boku zubu, které lze vyrábět:

- a) Evolventní – nejčastější profil; evolventa – dráha bodu pevně spojeného s přímkou, která se odvaluje po základní kružnici
- b) Cykloidní – dražší varianta; cykloida – dráha bodu pevně spojeného s kružnicí, která se odvaluje po základní kružnici
- c) Žebrové – téměř se nepoužívá; dříve se používalo například na starých mlýnech
- d) Kruhový oblouk (Wildhaber-Novikovovo ozubení) – zuby mají konkávní (konvexní) boky z kruhových oblouků. Používají se pro svůj příznivý stykový poměr.



4. Zadané parametry

Rozchod	1 435 mm
Maximální konstrukční rychlost	90 km/h
Maximální provozní rychlost	80 km/h
Jmenovité napětí napájecí kolejnice	750 V
Trakční motor	Asynch. čtyřpólový motor typu BASu 5529/4
Jmenovitý výkon motoru	160 kW
Jmenovité otáčky	1890 min ⁻¹
Maximální otáčky	3680 min ⁻¹
Šířka vozu	2712 mm
Výška podlahy na TK	1150 mm
Průměr kol (opotřeбенý)	850 mm (770 mm)
Převodový poměr určete pro dosažení max. konstrukční rychlosti (90 km/h) při max. otáčkách motoru	
Výstupní dutý hřídel s vnitřním průměrem	160 mm



5. Návrh převodového poměru

Mám zadaný požadavek na výpočet převodového poměru pro dosažení maximální konstrukční rychlosti v_{\max} (90 km/h) při maximálních otáčkách motoru $n_{\text{el}m\max}$ (3680 min^{-1}). Nejprve musím určit otáčky kola na nápravě soupravy. Volím průměr kola D_K 810 mm, což je přesně mezi zadanými velikostmi. Otáčky kola jsou následující:

$$n_K = \frac{v_{\max} \cdot 60}{\pi \cdot D_K} = \frac{25 \cdot 60}{\pi \cdot 0,81} = 589,46 \text{ min}^{-1} \quad (1)$$

Celkový převodový poměr se určí jako podíl maximálních otáček motoru a vypočtených otáček kola při maximální rychlosti dle vztahu (2):

$$i_c = \frac{n_{M\max}}{n_K} = \frac{3680}{589,46} = 6,243 \quad (2)$$



6. Výpočet počtu zubů a modulů

Při stanovení ideálního počtu zubů jsem musel brát v úvahu minimalizaci rozměrů převodovky při zachování požadavků na její provoz. Návrh modulů byl proveden podle normy ČSN 01 4686-4 [6]. Jako výrobní materiál byla zvolena ocel 18CrNiMo7-6. S ohledem na pevnostní výpočet ozubení a dosažení zadaných požadavků byly zvoleny hodnoty uvedené v Tab. 1:

Tab. 1.: Varianta počtu zubů a modulů kol

m_{12} [mm]	z_1	z_2	m_{34} [mm]	z_3	z_4
5	20	38	6	17	57

Tato varianta vychází i s následných výpočtů velikosti ložisek a jejich vzájemné mezery. Dále bylo nutné kontrolovat, jestli kolo 2 nekoliduje s dutým hřídelem 3. Kvůli minimalizaci rozměrů převodovky nebyly voleny normalizované hodnoty osových vzdáleností. Při této variantě vychází převodové poměry následovně:

$$\text{Pastorek 1 – kolo 2} \quad i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{38}{20} = 1,9 \quad (3)$$

$$\text{Pastorek 3 – kolo 4} \quad i_{34} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{57}{17} = 3,353 \quad (4)$$

$$\text{Celkový převodový poměr} \quad i_c = i_{12} * i_{34} = 1,9 * 3,353 = 6,3707 \quad (5)$$

$$\text{Odchylka od zadání} \quad \delta = \left(1 - \frac{i_c z}{i_{cs}}\right) * 100 = \left(1 - \frac{6,243}{6,3707}\right) * 100 = 2 \% \quad (6)$$

Takto navržené hodnoty převodových jsou vzájemně nesoudělná čísla a zároveň odchylka skutečného celkového poměru od poměru plynoucí ze zadání činí 2 %. Vybraná varianta tak úspěšně splňuje požadavky zadání.

K výpočtu modulů jsem použil vztah (7) podle [6] vycházející z kritického napětí v ohybu. Tabulky a grafy pro volbu hodnot součinitelů podle [6] a [7] jsou uvedeny v příloze B.

$$m_n = f_p^3 \sqrt{\frac{K_F * M_{ki}}{\left(\frac{b_{WF}}{m_n}\right) * z_i * \sigma_{FP}}} \quad (7)$$

Kde konstanta $f_p = 18$ pro kalená ozubená kola, součinitel $K_F = K_A * K_{H\beta}$ a povolené napětí v ohybu $\sigma_{FP} = 0,6 * \sigma_{Flimb}$. Vzhledem k tomu, že se jedná o železniční vozidlo, mohou během provozu vznikat poměrně velké rázy. Proto byl součinitel vnějších sil zvolen podle Tab. 1 v příloze B $K_A = 1,75$.



6.1 Použitý materiál

Použil jsem materiál 18CrNiMo7-6. „Velmi namáhané strojní součásti s cementovaným povrchem. Cementovaná vrstva po tepelném zpracování dosahuje na povrchu tvrdosti 62 až 64 HRC, zatímco jádro cementované součásti je i při relativně vysoké pevnosti značně houževnaté. Přísada Mo zvyšuje prokalitelnost, Ocel prokaluje do hloubky přibližně 60 mm. Je vhodná pro dynamicky namáhané součásti.“[5] Dále uvedené mechanické vlastnosti vycházejí z programu KISSsoft. Jedná se o kalená a cementovaná kola s tvrdostí boku zubů HB > 350.

Mez pevnosti	$\sigma_{pt} = R_m = 1\,200 \text{ N/mm}^2$
Mez kluzu	$\sigma_{kt} = R_e = 850 \text{ N/mm}^2$
Mez únavy v dotyku	$\sigma_{Hlimb} = 1\,500 \text{ N/mm}^2$
Mez únavy v ohybu	$\sigma_{Flimb} = 460 \text{ N/mm}^2$
Mez únavy ve střídavém cyklu	$\sigma_{c(-1)} = 575 \text{ N/mm}^2$

6.2 Soukolí 1-2

Součinitel šířky k průměru (dle Tab. 2 přílohy B)	$b_w/d_1 = 0,9$
Součinitel šířky k modulu dle Tab. 2 přílohy B)	$b_w/m_n = 20$
Součinitel záběru (dle Obr. 1 přílohy B pro typ II)	$K_{H\beta} = 1,42$
Krouticí moment	$M_{kl} = 808,466 \text{ Nm}$
Počet zubů pastorku	$z_1 = 20$
Celkový součinitel zatížení	$K_F = 2,485$
Povolené napětí v ohybu	$\sigma_{FP} = 300 \text{ N/mm}^2$

Vypočtený modul soukolí 1-2 podle (7) je $m_n = 4,77$. Ten se zaokrouhlí na nejbližší normalizovaný, tedy $m_n = 5$.

6.3 Soukolí 3-4

Součinitel šířky k průměru (dle Tab. 2 přílohy B)	$b_w/d_1 = 0,9$
Součinitel šířky k modulu (dle Tab. 2 přílohy B)	$b_w/m_n = 20$
Součinitel záběru (dle Obr. 1 přílohy B pro typ II)	$K_{H\beta} = 1,42$
Krouticí moment	$M_{kII} = 1\,505,4 \text{ Nm}$
Počet zubů pastorku	$z_1 = 17$
Celkový součinitel zatížení	$K_F = 2,485$
Povolené napětí v ohybu	$\sigma_{FP} = 300 \text{ N/mm}^2$



Vypočtený modul soukolí 1-2 podle (7) je $m_n = 5,89$. Ten se zaokrouhlí na nejbližší normalizovaný, tedy $m_n = 6$.



7. Výpočet momentů a otáček na hřídelích

Výpočet momentů a otáček lze provést podle následujících vztahů. Účinnost každého páru ozubených kol se dle doporučení [1] volí $\eta = 0,98$. Výsledky jsou zaznamenány v Tab. 2.

$$\text{Vstupní hřídel} \quad M_{kI} = \frac{30000}{\pi} * \frac{P_M}{n_M} \quad (11)$$

$$n_I = n_M \quad (12)$$

$$\text{Předlohová hřídel} \quad M_{kII} = M_{kI} * i_{12} * \eta_{12} \quad (13)$$

$$n_{II} = n_I / i_{12} \quad (14)$$

$$\text{Výstupní hřídel} \quad M_{kIII} = M_{kII} * i_{34} * \eta_{34} \quad (15)$$

$$n_{III} = n_{II} / i_{34} \quad (16)$$

Tab. 2.: Momenty a otáčky na jednotlivých hřídelích

	Vstupní hřídel	Předlohová hřídel	Výstupní hřídel
M_k [Nm]	808,45	1 505,36	4 946,45
n [min ⁻¹]	1 890	995	297

8. Výpočet minimálních průměrů hřídelí

K výpočtu minimálního průměru první a druhé hřídele jsem použil následující vztah:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_D}} \quad (17)$$

Hřídel III je specifická, protože se jedná o dutý hřídel. Tudíž vztahy musely být upraveny podle [2]:

Pevnostní podmínka:
$$\tau = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_D \quad (18)$$

Průřezový modul mezikruží v krutu:
$$W_k = \frac{\pi \cdot D^3}{16} - \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] \quad (19)$$

Dovolené napětí ve smyku podle [1] pro jednotlivé hřídele τ_D :

$$\tau_{D1} = 25$$

$$\tau_{D2} = 35$$

$$\tau_{D3} = 50$$

Tab. 3.: Minimální a zvolené průměry hřídelí

	Hřídel I	Hřídel II	Hřídel III
M_k [Nm]	808,466	1 505,363	4 946,446
d_{\min} [mm]	54,815	60,281	164,651
d [mm]	60	70	190

Pro výpočet minimálního průměru třetí hřídele jsem použil program WOLFRAMALPHA. Dalším požadavkem na hřídel III byl její vnitřní průměr $d=160$ mm, který byl zadán s ohledem na lisování hřídele na nápravu vozu. Průměry hřídelí jsem volil vzhledem k velikostem ložisek, které jsem použil a jejichž výpočet je uveden níže.



9. Výpočet geometrie ozubených kol

Jedná se o problém, ve kterém je třeba brát v úvahu mnoho aspektů, do kterých patří prostorová omezenost, požadavky na trvanlivost, požadavky na přenášený výkon. Dalším problémem byla také hlučnost soukolí.

9.1 Parametry základního profilu

Byly zvoleny standartní hodnoty podle ISO 53.2 - A [8]:

Součinitel výšky hlavy zubu	$h_a^* = 1$
Součinitel radiální vůle	$c^* = 0,25$
Součinitel výšky paty zubu	$h_f^* = 1,25$
Součinitel poloměru zaoblení	$r_f^* = 0,38$
Úhel profilu	$\alpha = 20^\circ$

9.2 Rozdělení jednotkových posunutí

Jelikož bylo nutné upravit osovou vzdálenost, rovněž se musela zvolit jednotková posunutí profilů jednotlivých kol. U pastorků jsem vždy volil jednotkové posunutí $x=0$.

9.3 Šířka ozubených kol

Dle normy [6] se šířka ozubených kol vypočte ze známých rozměrů modulu m_n a doporučeného součinitele b_w/m_n . Základní rozměry ozubených kol jsou uvedené v Tab. 4.

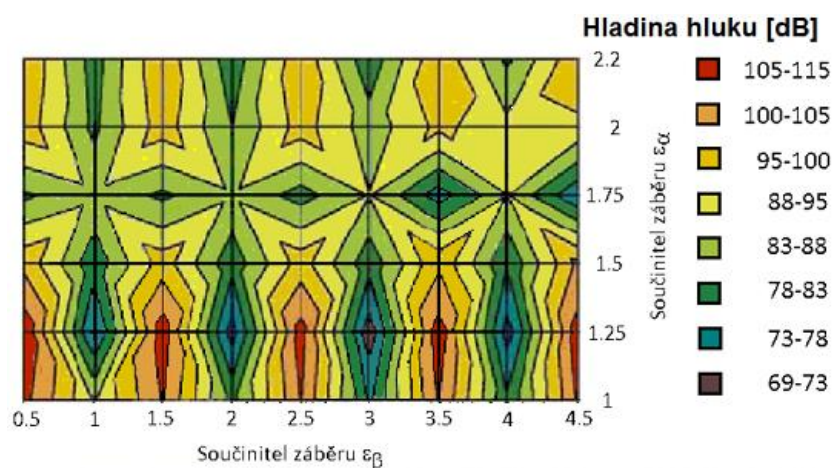


Tab. 4.: Základní rozměry ozubených kol

	Pastorek 1	Kolo 2	Pastorek 3	Kolo 4
z	20	38	17	57
m_n [mm]	5	5	6	6
β [°]	10	10	8	8
$\sum x$	-0,047		-0,03	
x	0	-0,047	0	-0,03
d [mm]	101,54	192,931	103,002	345,361
d_a [mm]	111,543	202,457	115,001	356,998
d_f [mm]	89,043	179,96	88,002	329,999
d_w [mm]	101,38	192,621	102,919	345,081
a [mm]	147,237		224,182	
a_w [mm]	147		224	
ϵ_α	1,61		1,63	
ϵ_β	1,11		0,92	
ϵ_γ	2,71		2,55	

9.4 Záběrové poměry

Jedním ze sledovaných parametrů při návrhu převodovky byly také záběrové parametry ϵ_α a ϵ_β . Jelikož se práce týká návrhu převodovky pro vůz metra, bylo nutné zajistit co nejmenší hlučnost ozubených kol. Z tohoto důvodu bylo cílem optimalizovat poměr ϵ_α a ϵ_β dle Obr. 6



Obr. 6.: Hladina hluku v závislosti na ϵ_α a ϵ_β

Z uvedeného obrázku a Tab. 6 vyplývá, že hladinu hluku podařilo dostat do oblasti přibližně 83-88 dB, což je přijatelná hodnota.



10. Kontrola ozubení

Kontrola na dotyk a ohyb byla provedena podle ISO 6336 [4] dle doporučení v [3] za pomoci výpočtového souboru programu Excel.

10.1 Materiál kol a mazání

Jako použitý materiál pro výrobu ozubených kol byla zvolena kalená a cementovaná chrom-niklová ocel 18CrNiMo7-6, jejíž základní vlastnosti jsou uvedeny v kapitole 6. Typ mazání byl uvažován broděním kol v olejové lázni.

10.2 Požadované bezpečnosti

Požadované bezpečnosti ozubení byly dle doporučení zvoleny následovně:

Minimální bezpečnost na dotyk

$$S_H = 1$$

Minimální bezpečnost na ohyb

$$S_F = 1,4$$

10.3 Kontrola ozubení dle ISO 6336

Parametry pro výpočet, kterými jsou materiál kol, geometrie a koeficienty zatížení byly voleny jako v kapitole 6 a podle tabulky v kapitole 9.

10.3.1 Výpočet na ohyb

Výpočet na ohyb byl proveden podle vztahů (20) a (21):

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} * Y_{ST} * Y_{NT} * Y_{\delta} * Y_R * Y_X}{\sigma_{FO} * K_A * K_V * K_{F\alpha} * K_{F\beta}} \quad (20)$$

$$\sigma_{FO} = \frac{60\,000\,000 * P_{elm} * Y_{Fa} * Y_{Sa} * Y_{\epsilon} * Y_{\beta}}{\pi * n_i * d_i * b_w * m_n} \quad (21)$$

Kde použité součinitelé K a Y shrnuje Tab. 5:



Tab. 5.: Součinitelé použité při výpočtu bezpečnosti na ohyb

	Pastorek 1	Kolo 2	Pastorek 3	Kolo 4
Y_{ST}	1	1	1	1
Y_{NT}	1	1	1	1
Y_{δ}	1	1	1	1
Y_R	1	1	1	1
Y_X	1	1	1	1
K_A	1,75	1,75	1,1	1,1
K_V	1,1	1,1	1,1	1
$K_{F\alpha}$	1	1	1	1
$K_{F\beta}$	1,34	1,34	1,31	1,31
Y_{Fa}	2,76	2,45	2,93	2,31
Y_{Sa}	1,56	2,65	1,53	1,7
Y_{ε}	0,7	0,7	0,7	0,7
Y_{β}	0,9	0,9	0,95	0,95

10.3.2 Výpočet na dotyk

Výpočet na dotyk byl proveden podle vztahů (22), (23), (24) a (25):

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} * Z_R * Z_{NT} * Z_L * Z_V * Z_W * Z_X}{\sqrt{\sigma_{HO}^2 * Z_B^2 * K_A * K_V * K_{H\alpha} * K_{H\beta}}} \quad (22)$$

$$\sigma_{HO} = Z_H * Z_E * Z_{\varepsilon} * Z_{\beta} * \sqrt{\frac{(u+1) * F_t}{u * b_w * d}} \quad (23)$$

$$F_t = P_{elm} * 1\,000 / v \quad (24)$$

$$v = \frac{\pi * d * n}{60\,000} \quad (25)$$

Kde použité součinitelé K a Z shrnuje Tab. 6:



Tab. 6.: Součinitelé použité při výpočtu bezpečnosti na dotyk

	Pastorek 1	Kolo 2	Pastorek 3	Kolo 4
Z_R	1	1	1	1
Z_{NT}	1	1	1	1
Z_L	1	1	1	1
Z_V	1	1	1	1
Z_W	1	1	1	1
Z_X	1	1	1	1
Z_B	1	1	1	1
K_A	1,75	1,75	1,1	1,1
K_V	1,1	1,1	1,1	1
$K_{H\alpha}$	1	1	1	1
$K_{H\beta}$	1,39	1,39	1,37	1,37
Z_H	2,48	2,48	2,48	2,48
Z_E	189,8	189,8	189,8	189,8
Z_ε	0,79	0,79	0,82	0,82
Z_β	0,99	0,99	1	1

10.3.3 Dosažené výsledky

Výpočty byly zpracovány ve výpočtové tabulce Excel, detailní výsledky jsou dostupné pouze v příloze A. Výsledky kontroly jsou uvedené v Tab. 7.

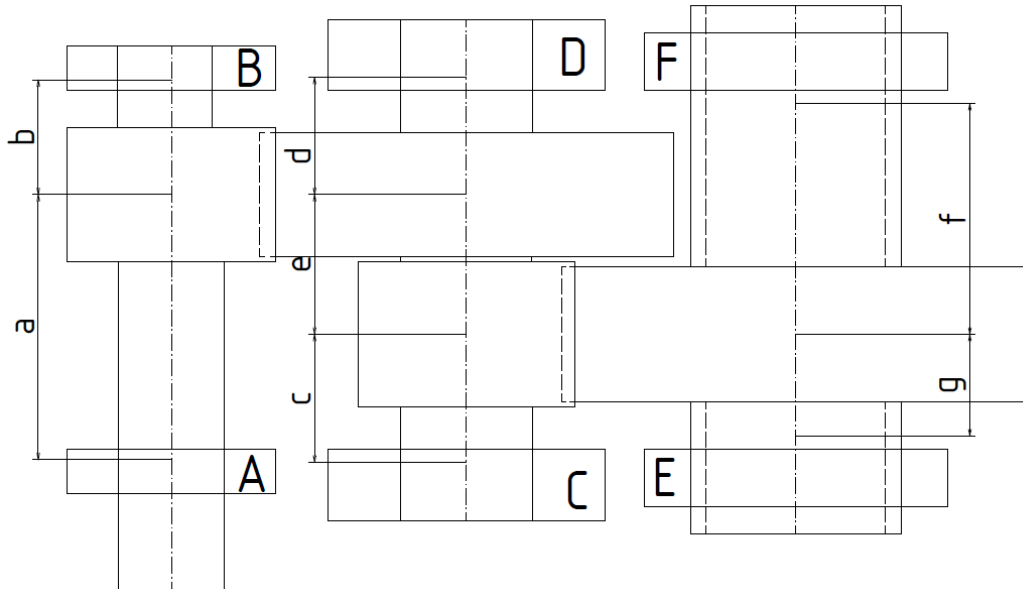
Tab. 7.: Výsledky dosažených bezpečností pomocí výpočtové tabulky

	Pastorek 1	Kolo 2	Pastorek 3	Kolo 4
Ohyb SF	2,3	2,3	2,1	2,2
Dotyk SH	1,6	1,6	1,5	1,5

Z uvedené tabulky je patrné, že při této kontrole bylo dosaženo minimálních bezpečností na ohyb i dotyk.

11. Výpočet reakcí na hřídelích a v ložiskách

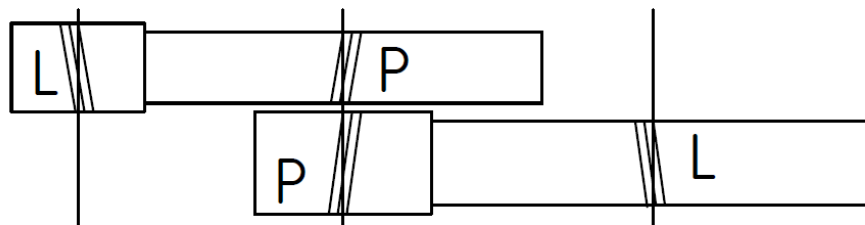
Výpočet reakcí spočívá v analytickém řešení zatíženého hřídele jako staticky určitého nosníku ve dvou na sebe kolmých rovinách. Celkové schéma převodovky pro výpočet reakcí je na Obr. 7.



Obr. 7.: Schéma pro výpočet reakcí

11.1 Smysly a velikosti sil na ozubených kolech

Za prvé bylo nutné stanovit smysl sil na ozubených kolech. Tyto síly byly následně použity při výpočtech jednotlivých hřídelí.



Obr. 8.: Smysly stoupání ozubení, L – levý, P – pravý

Velikosti jednotlivých sil se stanovily přepočtem z krouticích momentů na jednotlivých hřídelích dle [1], podle následujících vztahů pro soukolí 1-2 a obdobně (soukolí 3-4 obdobně). Podle schémat uvedených v [1] je patrné, že akce se rovná reakci a tedy $F_{T12} = F_{T21}$ (obdobně i pro ostatní síly). Výsledné reakce shrnuje Tab. 8.



$$F_{T21} = \frac{2 \cdot M_{kl}}{d_w} \quad (26)$$

$$F_{R21} = F_{T21} \cdot \frac{\tan \alpha_{nw}}{\cos \beta_w} \quad (27)$$

$$F_{A21} = F_{T21} \cdot \tan \beta_w \quad (28)$$

$$\beta_w = \tan^{-1} \left(\tan \beta \cdot \frac{d_w}{d} \right) \quad (29)$$

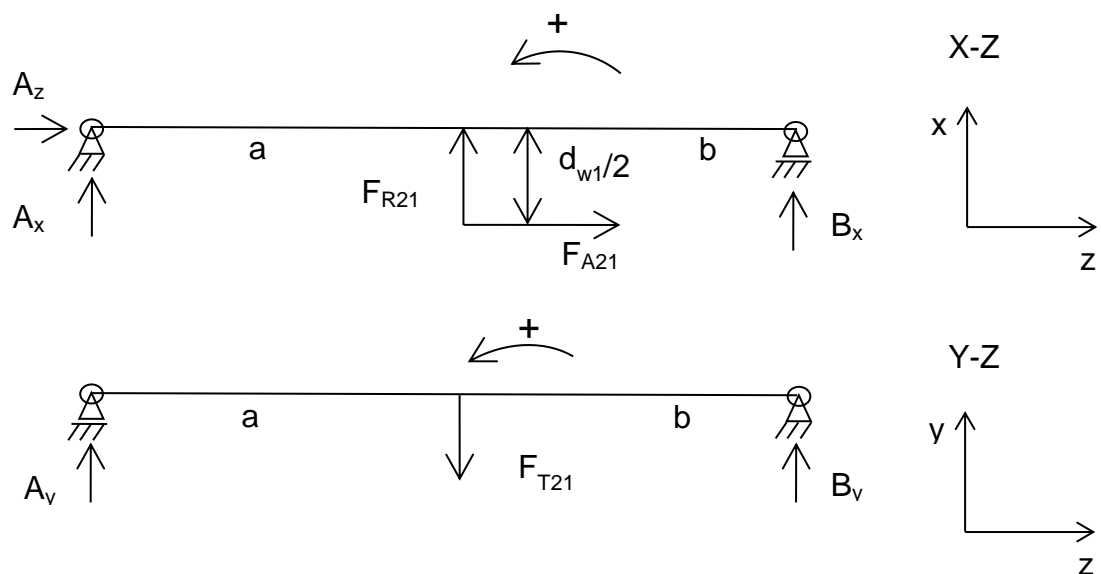
$$\alpha_{nw} = \tan^{-1} (\cos \beta_w \cdot \tan \alpha_{tw}) \quad (30)$$

Tab. 8.: Velikosti sil v ozubení

F_{T21} [N]	F_{R21} [N]	F_{A21} [N]	F_{T43} [N]	F_{R43} [N]	F_{A43} [N]
15 949,3	5 815,3	2 807,8	29 253,4	10 678,5	4 108

11.2 Reakce na hřídeli I

Schéma sil na hřídeli I:



Obr. 9.: Schéma sil na hřídeli I

Po úpravě návrhu a zohlednění typu použitých ložisek vyšly základní rozměry: $a = 184$ mm, $b = 72,5$ mm, $d_{w1}/2 = 50,69$. Pro výpočet reakcí byly z Obr. 9 odvozeny vztahy uvedené v příloze [D]. Výsledky pro jednotlivé smysly otáčení udává Tab. 9. Index R značí radiální síly a A značí axiální síly v podporách. Výsledné reakce shrnuje Tab. 9.

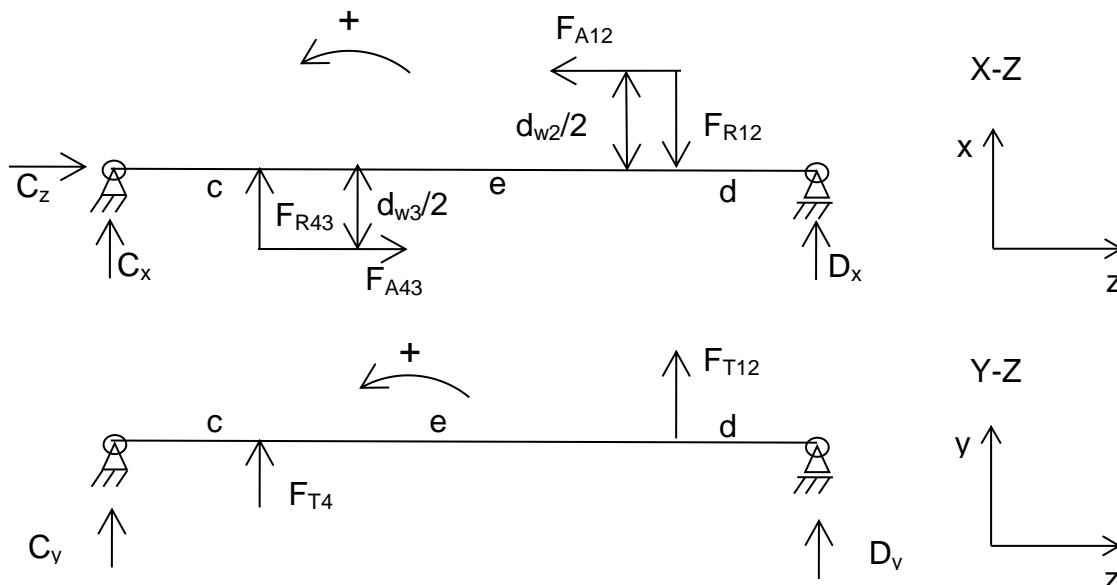
Tab. 9.: Reakce na hřídeli I

Kladný smysl otáčení			Záporný smysl otáčení		
A_R [N]	A_A [N]	B_R [N]	A_R [N]	A_A [N]	B_R [N]
4 637,7	-2 807,8	12 379,1	4 637,7	2 807,8	12 379,1



11.3 Reakce na hřídeli II

Schéma sil na hřídeli II:



Obr. 10.: Schéma sil na hřídeli II

Po rozměrové úpravě a zvolení typu ložisek vycházeli základní rozměry: $c = 44 \text{ mm}$, $d = 44,5 \text{ mm}$, $e = 112 \text{ mm}$, $d_{w2}/2 = 96,31 \text{ mm}$, $d_{w3}/2 = 51,46 \text{ mm}$. Reakce byly vypočteny podle vztahů v příloze [D] vycházející z Obr. 10. Výsledky jsou uvedeny v Tab. 10.

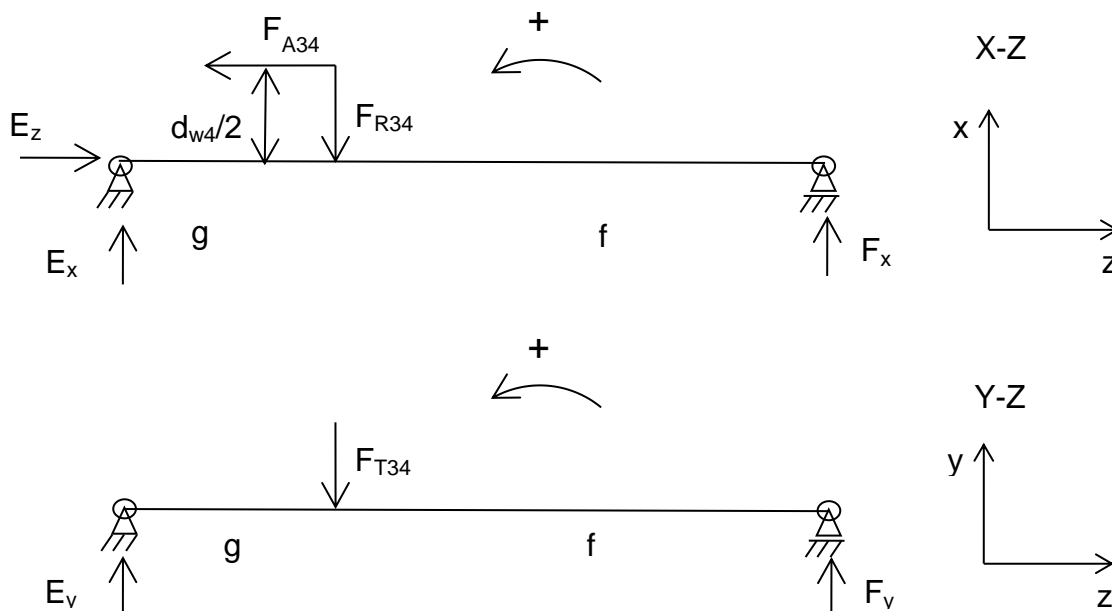
Tab. 10.: Reakce na hřídeli II

Kladný smysl otáčení			Záporný smysl otáčení		
C_R [N]	C_A [N]	D_R [N]	C_R [N]	C_A [N]	D_R [N]
26 778,9	-1 300,2	18 830,4	29 197,1	1 300,2	20 328,74



11.4 Reakce na hřídeli III

Schéma sil na hřídeli III:



Obr. 11.: Schéma sil na hřídeli III

Po rozměrové úpravě a zvolení typu ložisek vycházeli základní rozměry: $f = 44 \text{ mm}$, $g = 44,5 \text{ mm}$, $d_{w4}/2 = 172,54 \text{ mm}$. Reakce byly vypočteny podle vztahů v příloze [D] vycházející z Obr. 11. Výsledky jsou uvedeny v Tab. 11.

Tab. 11.: Reakce na hřídeli III

Kladný smysl otáčení			Záporný smysl otáčení		
E_R [N]	E_A [N]	F_R [N]	E_R [N]	E_A [N]	F_R [N]
24 974,5	-4 108	7 061,9	24 974,5	4 108	7 061,9



12. Návrh ložisek

Návrh ložisek vycházel z vypočítaných hodnot reakcí pro spektrum zatížení. Minimální životnost ložisek byla zvolena $L_h = 25\,000$ hodin. Vzhledem k velikostem reakcí a minimalizaci rozměrů byly u všech hřídelí zvolena jednořadá kuželíková ložiska od firmy SKF. Všechna ložiska jsou montovaná do X. K návrhu ložisek byly použity vztahy z podkladů výrobce SKF [9].

12.1 Hřídel I

Ložisko je zatíženo $F_{Rmax} = 12,4$ kN a $F_{Amax} = 2,8$ kN při otáčkách $n_l = 1\,890$ min⁻¹ a $n_{max} = 3\,680$ min⁻¹. Na pozice A a B, viz Obr. 7, jsem použil jednořadá kuželíková ložiska 33212/Q. Parametry ložiska jsou uvedeny v Tab. 12.

Tab. 12.: Základní parametry ložiska 33212/Q

d [mm]	D [mm]	T [mm]	C [kN]	C ₀ [kN]	n _{max} [min ⁻¹]	L _h [hod]
60	110	38	168	236	6 000	52 122

12.2 Hřídel II

Ložisko je zatíženo $F_{Rmax} = 29,2$ kN a $F_{Amax} = 1,3$ kN při otáčkách $n_l = 995$ min⁻¹ a $n_{max} = 1\,937$ min⁻¹. Na pozice C a D, viz Obr. 7, jsem volil jednořadá kuželíková ložiska 32314 J2/Q. Parametry ložiska jsou uvedeny v Tab. 13.

Tab. 13.: Základní parametry ložiska 32314 J2/Q

d [mm]	D [mm]	T [mm]	C [kN]	C ₀ [kN]	n _{max} [min ⁻¹]	L _h [hod]
70	150	54	297	380	4500	37 907

12.3 Hřídel III

Ložisko je zatíženo $F_{Rmax} = 25$ kN a $F_{Amax} = 4,1$ kN při otáčkách $n_l = 297$ min⁻¹ a $n_{max} = 578$ min⁻¹. Na pozice E a F, viz Obr. 7, jsem volil jednořadá kuželíková ložiska 32938. Návrh ložiska byl založen na vnějším průměru dutého hřídele. Parametry ložiska jsou uvedeny v Tab. 14.

Tab. 14.: Základní parametry ložiska 32938

d [mm]	D [mm]	T [mm]	C [kN]	C ₀ [kN]	n _{max} [min ⁻¹]	L _h [hod]
190	260	45	358	765	2400	158 042



12.4 Zhodnocení návrhu ložisek

Z uvedených tabulek vyplývá, že všechna ložiska splnila požadavky na trvanlivost 25 000 hodin. Dále je také patrné, že ložiska na výstupní hřídeli jsou předimenzovaná. To je způsobeno požadavkem výstupního hřídele na minimální vnitřní průměr 160 mm a také proto, že výrobce SKF nevyrobí lehčí řadu ložisek o průměru 190 mm. Zvolená ložiska jsou uvedena v Tab. 15.

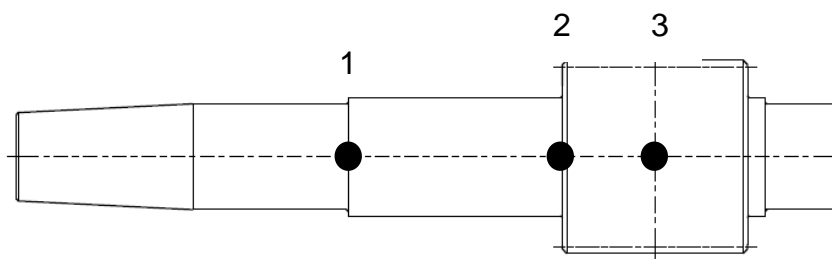
Tab. 15.: Zvolená ložiska SKF

Pozice A a B	Pozice C a D	Pozice E a F
Kuželíkové 33212/Q	Kuželíkové 32314 J2/Q	Kuželíkové 32938

13. Statická a dynamická kontrola hřídelí

Pro kontrolu hřídelů byl uvažován stav při maximální rychlosti. Hodnoty maximálních ohybových momentů byly získány z grafů a tabulek uvedených u výpočtů momentů, viz příloha G. Kontrola byla provedena v místech osazení, maximálních ohybových momentů a pod ozubenými koly podle doporučení v [1] a [10]. Dynamickou kontrolu jsem provedl pomocí nomogramů vlivu vrubu na mez únavy a doporučení v [11] za zvoleného předpokladu, že vlivem otáčejícího se hřídele je ohybové napětí souměrně střídavé a napětí v krutu stálé. Statická bezpečnost se ve všech případech vypočítá jako poměr skutečného napětí s mezí kluzu daného materiálu a dynamická bezpečnost jako poměr skutečného napětí se sníženou mezí únavy v místě kontroly.

13.1 Hřídel I



Obr. 12.: Místa kontroly na hřídeli I

13.1.1 Použitý materiál

Jelikož se jedná o hřídel, na níž je vyfrézován pastorek, byl zde použit materiál pro ozubená kola 18CrNiMo7-6, jehož důležité vlastnosti jsou uvedeny v kapitole 6.1.

13.1.2 Statická kontrola

Místa pro výpočet jsou znázorněna na Obr. 12. Místa byla volena podle toho, kde působí společně ohybový a krouticí moment v místech různých průměrů hřídele.

Axiální sílu uvažovanou ve výpočtech vyvolávají síly z ozubení. K výpočtu byly použity následující vztahy



Plocha průřezu $A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ (31)

Průřezový modul kruhového průřezu v krutu $W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$ (32)

Průřezový modul kruhového průřezu v ohybu $W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$ (33)

Napětí v tahu, tlaku $\sigma_{t,d} = \frac{F_A}{A}$ (34)

Napětí v ohybu $\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}$ (35)

Napětí v krutu $\tau_k = \frac{M_k}{W_k}$ (36)

Bezpečnost v ohybu $k_\sigma = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_o + \sigma_{td}}$ (37)

Bezpečnost v krutu $k_\tau = \frac{\sigma_{kt}}{\alpha \cdot \tau_k}$ (38)

Celková statická/dynamická bezpečnost $k_{s,d} = \frac{k_\sigma \cdot k_\tau}{\sqrt{k_\sigma^2 + k_\tau^2}}$ (39)

Kde $\alpha = 1,73$ podle pevnostní teorie HMH viz [2]. Shrnutí výsledků pro hřídel I ukazuje Tab. 16.

Tab. 16.: Souhrn vypočítaných statických bezpečností pro hřídel I

Pozice	M_k [Nm]	M_o [Nm]	d [mm]	σ_{kt} [N/mm ²]	$\sigma_{t,d}$ [N/mm ²]	σ_o [N/mm ²]	τ_k [N/mm ²]	k_s
1	808,5	51,3	60	850	0,99	2,4	19,1	25,6
2	808,5	629,5	67	850	0,8	21,3	13,7	26,2
3	808,5	877,1	109	850	0,3	6,9	3,2	93,8

13.1.3 Dynamická kontrola

Dynamické bezpečnosti byly počítány obdobně, pouze se místo meze kluzu porovnávalo skutečné ohybové napětí se sníženou mezí únavy daného materiálu. Ta se vypočítá ze základní meze únavy podle vztahu:

$$\sigma_{c(-1)}^* = \sigma_{c(-1)} * \frac{\varepsilon_{vo} * \eta_{po}}{\beta_o} \quad (40)$$

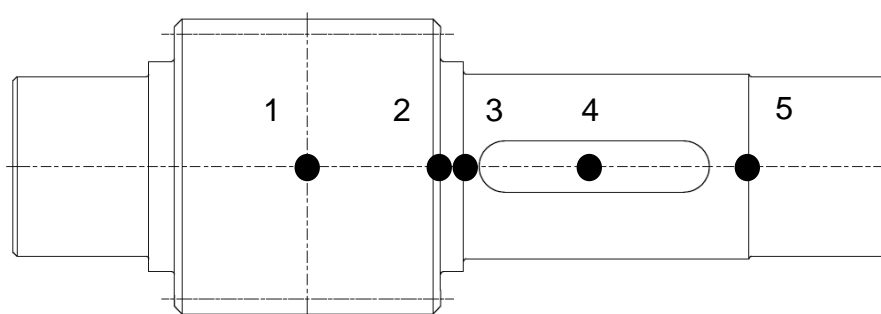
Koeficienty ε_{vo} , η_{po} , β_o se určí podle typu vrubu pomocí nomogramů a tabulek v [11]. Pro výpočet dynamické bezpečnosti byl použit stejný moment jako pro statickou kontrolu. Výsledky jsou zobrazeny v Tab. 17



Tab. 17.: Souhrn vypočítaných dynamických bezpečností pro hřídel I

Pozice	M_k [Nm]	M_o [Nm]	d [mm]	$\sigma_{c(-1)}^*$ [N/mm ²]	$\sigma_{t,d}$ [N/mm ²]	σ_o [N/mm ²]	T_k [N/mm ²]	k_d
1	808,5	51,3	60	97,75	0,99	2,4	19,1	2,94
2	808,5	629,5	67	92,86	0,8	21,3	13,7	2,87
3	808,5	877,1	109	337,2	0,3	6,9	3,2	37,1

13.2 Hřídel II



Obr. 13.: Místa kontroly na hřídeli II

13.2.1 Použitý materiál

Jelikož se jedná o hřídel, na níž je vyfrézován pastorek, byl zde použit materiál pro ozubená kola 18CrNiMo7-6, jehož důležité vlastnosti jsou uvedeny v kapitole 6.1.

13.2.2 Statická kontrola

Místa pro výpočet jsou znázorněna na Obr. 13. Místa byla volena podle toho, kde působí společně ohybový a krouticí moment a kde se mění průměr hřídele. Axiální sílu uvažovanou ve výpočtech vyvolává axiální reakce v ozubení. K výpočtu byly použity vztahy (31)-(39). Výsledky shrnuje Tab. 18.

Tab. 18.: Souhrn vypočítaných statických bezpečností hřídele II

Pozice	M_k [Nm]	M_o [Nm]	d [mm]	σ_{kt} [N/mm ²]	$\sigma_{t,d}$ [N/mm ²]	σ_o [N/mm ²]	T_k [N/mm ²]	k_s
1	1 505,4	471,3	117	850	0,12	3	4,8	96
2	1 505,4	1 677,1	82	850	0,24	31	13,9	21,6
3	1 505,4	1 651,9	72	850	0,32	45,1	20,5	14,7
4	1 505,4	1 510,8	62,6	850	0,42	59,5	25,5	11,4
5	0	351,3	70	850	0,34	10,4	0	78,9

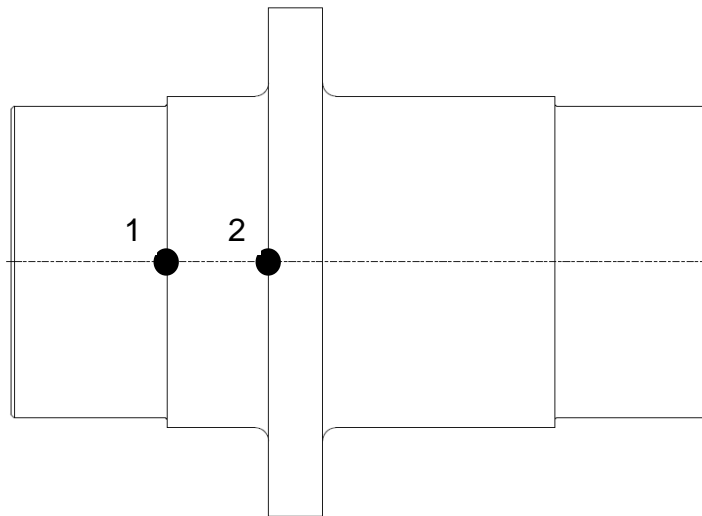
13.2.3 Dynamická kontrola

Postup výpočtu byl stejný jako u hřídele I. Výsledky jsou zobrazeny v Tab. 19.

Tab. 19.: Souhrn vypočítaných dynamických bezpečností pro hřídel II

Pozice	M_k [Nm]	M_o [Nm]	d [mm]	$\sigma_{c(-1)}^*$ [N/mm ²]	$\sigma_{t,d}$ [N/mm ²]	σ_o [N/mm ²]	T_k [N/mm ²]	k_d
1	1 505,4	471,3	117	342,1	0,12	3	4,8	38,6
2	1 505,4	1 677,1	82	86,8	0,24	31	13,9	2,2
3	1 505,4	1 651,9	72	94,1	0,32	45,1	20,5	1,6
4	1 505,4	1 510,8	62,6	154,4	0,42	59,5	25,5	2,1
5	0	351,3	70	94,1	0,34	10,4	0	8,8

13.3 Hřídel III



Obr. 14.: Místa kontroly na hřídeli III

13.3.1 Použitý materiál

Pro výstupní hřídel byl použit materiál 42CrMo4 z důvodu většího namáhání. „Ocel vyšší prokalitelnosti pro výše namáhané strojní součásti. V kaleném stavu dobře odolává opotřebení. Patří k nejčastěji používané oceli k zušlechťování.“ [12]
Některé důležité mechanické vlastnosti převzaté z databáze softwaru KISSsoft jsou:

Mez pevnosti

$$\sigma_{pt} = R_m = 1\,100 \text{ N/mm}^2$$

Mez kluzu

$$\sigma_{kt} = R_e = 900 \text{ N/mm}^2$$

Mez únavy ve střídavém cyklu

$$\sigma_{c(-1)} = 550 \text{ N/mm}^2$$

13.3.2 Statická kontrola

Místa pro výpočet jsou znázorněna na Obr. 14. Byla volena tam, kde působí společně ohybový a krouticí moment, pod kolem a kde se mění průměr hřídele. Axiální sílu uvažovanou ve výpočtech vyvolává reakce z ozubení. K výpočtu byly použity vztahy (19), (31)-(39), (41) a (42). Výsledky shrnuje Tab. 20.

$$\text{Průřezový modul mezikruhového profilu v ohybu} \quad W_o = \frac{\pi \cdot D^3}{32} * \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] \quad (41)$$

$$\text{Plocha mezikruhového průřezu} \quad A = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \quad (42)$$

Tab. 20.: Souhrn vypočítaných statických bezpečností hřídele III

P.	M _k [Nm]	M _o [Nm]	d [mm]	D [mm]	σ _{kt} [N/mm ²]	σ _{t,d} [N/mm ²]	σ _o [N/mm ²]	T _k [N/mm ²]	k _s
1	4 946,4	2872	160	190	900	1,1	0,02	14,1	36,9
2	4 946,4	1299,4	160	310	900	0,09	0,5	0,98	498

13.3.3 Dynamická kontrola

Výpočet proběhl podle již zmíněných vztahů a nomogramů. Výsledky jsou zobrazeny v Tab. 21.

Tab. 21.: Souhrn vypočítaných dynamických bezpečností pro hřídel III

P.	M _k [Nm]	M _o [Nm]	d [mm]	D [mm]	σ _{c(-1)} [N/mm ²]	σ _{t,d} [N/mm ²]	σ _o [N/mm ²]	T _k [N/mm ²]	k _d
1	4 946,4	2872	160	202	81,8	1,1	0,02	14,1	3,4
2	4 946,4	1299,4	160	310	81,8	0,09	0,5	0,98	45,6

13.4 Zhodnocení kontroly

Z tabulek je patrné, že všechny hřídele vyhovují pevnostním i únavovým požadavkům. Nejmenší statická bezpečnost byla $k_{smin} = 11,4$ na hřídeli II v místě 4 a nejmenší dynamická bezpečnost byla $k_{dmin} = 1,6$ na hřídeli II v místě 3. Z údajů vyplývá, že hřídele I a III lze teoreticky zmenšovat, zatímco hřídel II z důvodu nižší minimální dynamické bezpečnosti by nebylo vhodné.



14. Deformační kontrola hřídelí

Deformační kontroly byly provedeny pomocí výpočtové tabulky MITCalc, při uvažování bodového působení sil i momentů. Tento přístup je konzervativnější a ve skutečnosti by změny probíhaly spojitě a bez špiček a průhyby i natočení by byly nižší. Z toho vyplývá, že hřídele budou stále lehce předdimenzované. Průběhy natočení a momentů z výpočtové tabulky MITCalc a programu Excel jsou uvedeny v přílohách G a H.

14.1 Kontrola torzní tuhosti

Zde se jedná o natočení průřezů vůči sobě vlivem krouticího momentu. Kritickou hodnotou podle [1] je dovolené nakroucení na jednotku délky $\vartheta_D = (0,25 \div 0,35) \text{ }^\circ/\text{m}$. Výsledky kontroly ukazuje Tab. 22.

Tab. 22.: Souhrn vypočítaných úhlů nakroucení

	φ [°]	l [mm]	ϑ [°/m]	výsledek
Hřídel I	0,106	464,5	0,228	OK
Hřídel II	0,028	342,5	0,082	OK
Hřídel III	0,018	426,5	0,042	OK

14.2 Kontrola ohybové tuhosti

V tomto případě se jedná o průhyb hřídelů pod vlivem působících momentů. To má za následek nerovnoměrnost záběrových poměrů a vyšší opotřebení ložisek. Sledují se dva základní parametry: průhyb a natočení. Dle [1] platí pro maximální průhyb mezi kuželíkovými ložisky $y_{Dmax} = l / 5\,000 \text{ mm}$ a pro maximální průhyb pod ozubenými koly $y_{DK} = m / 100 \text{ mm}$. Maximální natočení pod koly $\varphi_{DK} = (3 \div 7)'$. V místě ložisek pak $\varphi_{DL} = (1 \div 2)'$. Výsledky shrnují Tab. 23 a Tab. 24.

Tab. 23.: Souhrn vypočítaných průhybů

	y_{max} [mm]	y_K [mm]	l [mm]	m [mm]	y_{Dmax} [mm]	y_{DK} [mm]	výsledek
Hřídel I	0,027	0,01	236,5	5	0,05	0,05	OK
Hřídel II	0,03	0,02	236,5	5	0,05	0,05	OK
		0,03		6		0,06	OK
Hřídel III	0,0006	0,0002	236,5	6	0,05	0,06	OK



Tab. 24.: Souhrn vypočítaných natočení

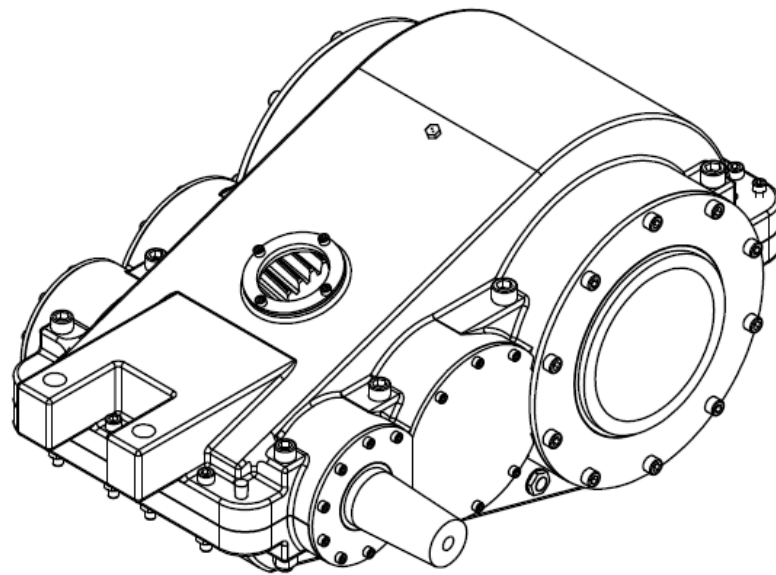
	φ_K [']	φ_L [']	φ_{DK} [']	φ_{DL} [']	výsledek
Hřídel I	0,3	0,54	3÷7	1÷2	OK
Hřídel II	1,02	0,018	3÷7	1÷2	OK
	1,62		3÷7		OK
Hřídel III	0,006	0,018	3÷7	1÷2	OK

14.3 Zhodnocení kontroly

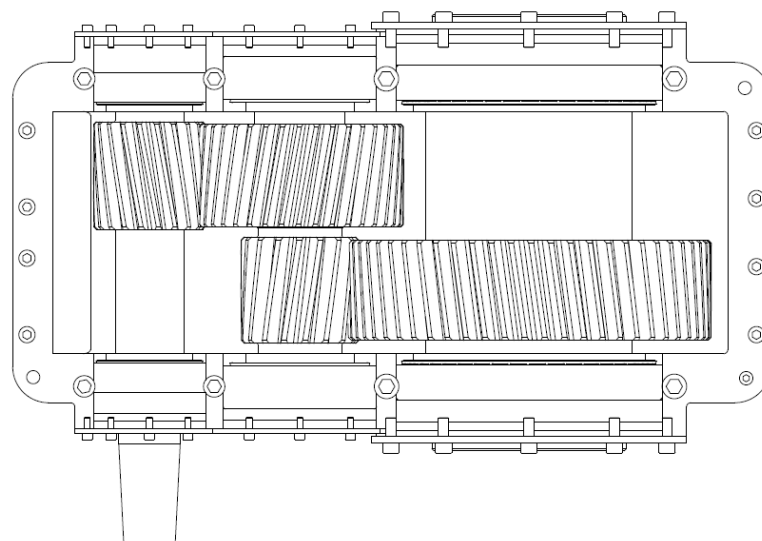
Z uvedených výsledků vyplývá, že všechny hřídele vyhovují stanoveným deformačním podmínkám. Z toho plyne, že hřídele by bylo možné, ještě zmenšit. V tom případě by bylo nutné sledovat maximální průhyb hřídele II, protože ten se nejvíce blíží mezní dovolené hodnotě.

15. Návrh skříně, víček a těsnění

Šířka stěny skříně a dna je volena 15 mm. Otvory na ložiska jsou kryty litými víčky. Z důvodu tvarového uspořádání hřídelí, jsou víčka na pozicích A, B, C, D, viz Obr. 7 tvarově seříznuta. Dále obě víčka na výstupní hřídeli a víčko na pozici A jsou speciálně upravená pro použití s bezkontaktními labyrintovými těsněními. Labyrintové těsnění na vstupu je koncipováno se dvěma dutinami pro odvod oleje. Obě těsnění na výstupu pak se třemi dutinami na odvod oleje. Vnitřní pro přívod oleje pro mazání ložisek, střední pro odvod přebytečného oleje a vnější pro odvod nečistot pronikajících z okolí.



Obr. 15.: 3D model převodovky



Obr. 16.: Řez dělicí rovinou převodovky



16. Závěr

Z výše uvedeného návrhu vyplynula konečná koncepce převodovky. Převod je zajištěn čelními ozubenými koly s šikmým ozubením.

Pro přenos krouticího momentu od motoru na nápravu byla zvolena čelní ozubená kola se šikmým ozubením. Pastorky byly navrženy tak, aby byly součástí hřídelů. Větší ozubené kolo na hřídeli II je spojeno s hřídelí pomocí pera. Kolo na hřídeli III je upevněno pomocí šroubů, což je standardní spojení u kolejových vozidel. Pro montáž na nápravu soupravy metra byl zvolen na výstupu dutý hřídel. Ten se nalisuje přímo na hnanou nápravu. K utěsnění hřídele slouží bezkontaktní labyrintová těsnění. Před výrobou převodovky by bylo nutné se detailněji zabývat návrhem skříně s ohledem na mazání kol a ložisek a z toho plynoucí rozvodem oleje uvnitř skříně.

Z výše uvedených kapitol a přiložených výkresů je pak patrné, že navrhovaná převodovka splňuje v úvodu definovaná rozměrová omezení a přitom je dostatečně dimenzovaná pro přenos maximálního uvažovaného výkonu.



17. Použitá literatura

- [1] KUGL, Otmar: Projekt – III. Ročník. ČVUT, Praha, 1997, ISBN 80-01-03205-1
- [2] MICHALEC, Jiří a kol.: Pružnost a pevnost I, ČVUT, Praha, 2001, ISBN 80-01-02359-1
- [3] ŠVEC, Vladimír: Části a mechanismy strojů: Mechanické převody, ČVUT, Praha, 1999, ISBN 80-01-01934-9
- [4] Norma ISO 6336: Calculating of load capacity of spur and helical gears, březen 2015
- [5] PŘIBIL, Erich: Přehled vlastností oceli 18CrNiMo7-6
<http://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/oceli-k-cementovani-podle-en-10084/prehled-vlastnosti-oceli-18crnimo7-6>, květen 2015
- [6] Norma ČSN 01 4686-4: Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol, Návrhový a zjednodušený kontrolní výpočet čelních ozubených kol březen 2015
- [7] Norma ČSN 01 4686-2: Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol, Ekvivalentní a směrodatné výpočtové zatížení, březen 2015
- [8] Norma ISO 68.2 – Profile A: Geometry of the Involute Gear Tooth, březen 2015
- [9] Katalog SKF – Kuželíková ložiska (http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_05_Kuzelikova%20loziska.pdf), březen 2015
- [10] JANČÍK, Luděk; ZÝMA Jiří: Části a mechanismy strojů. ČVUT, Praha, 2004, ISBN 80-01-02891-7
- [11] Kolektiv: Pružnost a pevnost II, ČVUT, Praha, 1988
- [12] PŘIBIL, Erich: Přehled vlastností oceli 42CrMo4
(<http://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/oceli-k-zuslechtovani-podle-en-10083-1/prehled-vlastnosti-oceli-42crmo4>), březen 2015
- [13] Převodovka. *Wikipedie* [online]. 3. 7. 2014 v 12:47 [cit. 2015-04-04]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/P%C5%99evodovka>
- [14] Ozubené kolo. *Wikipedie* [online]. 9. 9. 2014 v 12:40 [cit. 2015-04-04]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Ozuben%C3%A9_kolo
- [15] BOLEK; Alfred; KOCHMANN, Josef: Části strojů 2. svazek, SNTL, Praha, 1990, ISBN 80-03-00426-8



18. Seznam příloh

- [A] Výpis z výpočtu ozubení v tabulce programu Excel dle normy ISO 6336 (pouze elektronicky)
- [B] Tabulky a vztahy použité pro výpočet ozubení dle normy ČSN 01 4686
- [C] Tabulky a vztahy pro výpočet geometrie ozubení, zdroj [15]
- [D] Výpočet reakcí v ložiskách, nákresy a vztahy
- [E] Výpis z výpočtu hřídelí I, II a III v programu MITCalc (pouze elektronicky)
- [F] Průběhy nakroucení, natočení a průhybů hřídelů z programu MITCalc (pouze elektronicky)
- [G] Výpočet ohybových momentů na hřídelích v tabulce programu Excel (pouze elektronicky)



19. Seznam obrázků

Obr. 1.: Převodovka	2
Obr. 2.: Rotační - rotační přenos	3
Obr. 3.: Rotační - lineární přenos	3
Obr. 4.: Znázornění vzájemné polohy os	6
Obr. 5.: Znázornění průběhu zubů	7
Obr. 6.: Hladina hluku v závislosti na ε_α a ε_β	17
Obr. 7.: Schéma pro výpočet reakcí	21
Obr. 8.: Smysly stoupání ozubení, L – levý, P – pravý	21
Obr. 9.: Schéma sil na hřídeli I	22
Obr. 10.: Schéma sil na hřídeli II	23
Obr. 11.: Schéma sil na hřídeli III	24
Obr. 12.: Místa kontroly na hřídeli I	27
Obr. 13.: Místa kontroly na hřídeli II	29
Obr. 14.: Místa kontroly na hřídeli III	30
Obr. 15.: 3D model převodovky	34
Obr. 16.: Řez dělicí rovinou převodovky	34



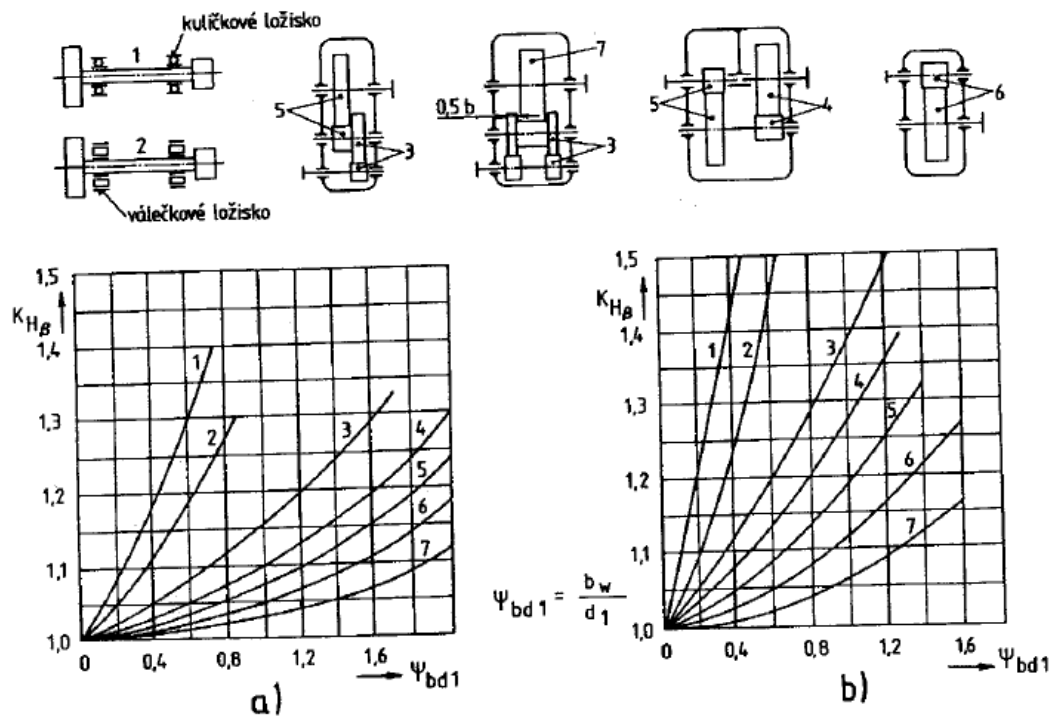
20. Seznam tabulek

Tab. 1.: Varianta počtu zubů a modulů kol	11
Tab. 2.: Momenty a otáčky na jednotlivých hřídelích	14
Tab. 3.: Minimální a zvolené průměry hřídelí	15
Tab. 4.: Základní rozměry ozubených kol.....	17
Tab. 5.: Součinitelé použité při výpočtu bezpečnosti na ohyb	19
Tab. 6.: Součinitelé použité při výpočtu bezpečnosti na dotyk.....	20
Tab. 7.: Výsledky dosažených bezpečností pomocí výpočtové tabulky	20
Tab. 8.: Velikosti sil v ozubení.....	22
Tab. 9.: Reakce na hřídeli I	22
Tab. 10.: Reakce na hřídeli II	23
Tab. 11.: Reakce na hřídeli III	24
Tab. 12.: Základní parametry ložiska 33212/Q.....	25
Tab. 13.: Základní parametry ložiska 32314 J2/Q	25
Tab. 14.: Základní parametry ložiska 32938	25
Tab. 15.: Zvolená ložiska SKF	26
Tab. 16.: Souhrn vypočítaných statických bezpečností pro hřídel I	28
Tab. 17.: Souhrn vypočítaných dynamických bezpečností pro hřídel I	29
Tab. 18.: Souhrn vypočítaných statických bezpečností hřídele II	29
Tab. 19.: Souhrn vypočítaných dynamických bezpečností pro hřídel II	30
Tab. 20.: Souhrn vypočítaných statických bezpečností hřídele III	31
Tab. 21.: Souhrn vypočítaných dynamických bezpečností pro hřídel III	31
Tab. 22.: Souhrn vypočítaných úhlů nakroucení	32
Tab. 23.: Souhrn vypočítaných průhybů.....	32
Tab. 24.: Souhrn vypočítaných natočení	33

Příloha B

Tab. 1.: Součinitel vnějších dynamických sil K_A [7]

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



Obr. 1.: Součinitel nerovnoměrnosti záběru $K_{H\beta}$ [15]



Tab. 2.: Součinitel b_w / d_1 a b_w / m_n [1]

	$(b_{wH} / d_1)_{\max}$	b_{wF} / m_n		
		u		
		2	4	8
obě kola zušlechťená	1,1	32 - 61	28 - 55	24 - 50
pastorek povrchově tvrzený (s výjimkou nitridace), kolo povrchově netvrzené	1,1	24 - 43	21 - 39	18 - 35
obě kola povrchově tvrzená (s výjimkou nitridace)	0,9	17 - 26	14 - 23	12 - 20
obě kola nitridovaná	0,6	13 - 21	11 - 18	10 - 16



Příloha C

Tab. 1.: Soukolí V valivé čelní se šikmými zuby [15]

Geometrické prvky	Pastorek	Kolo
Parametry pastorku a kola	z_1, x_1, β	z_2, x_2, β
Převodový poměr	$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{M_{t2}}{M_{t1} \cdot \eta_z}$	
Parametry základního profilu	$m, p = \pi \cdot m, \alpha, h_a^*, c^*, r_f^*$	
Modul, rozteč a úhel profilu v rovině čelní	$m_t = \frac{m}{\cos \beta}, p_t = \frac{p}{\cos \beta} = \frac{\pi \cdot m}{\cos \beta}, \tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha}{\cos \beta}$	
Druh šroubovice	pravá (levá)	levá (pravá)
Kružnice roztečná	$d_1 = m_t \cdot z_1 = \frac{m}{\cos \beta} \cdot z_1$	$d_2 = m_t \cdot z_2 = \frac{m}{\cos \beta} \cdot z_2$
Kružnice základní	$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_t = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} \cdot \cos \alpha_t$	$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_t = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta} \cdot \cos \alpha_t$
Kružnice hlavová	$d_{a1} = d_1 + 2h_a^* \cdot m + 2x_1 \cdot m = m \cdot \left(\frac{z_1}{\cos \beta} + 2h_a^* + 2x_1 \right)$	$d_{a2} = d_2 \pm 2h_a^* \cdot m + 2x_2 \cdot m = m \cdot \left(\frac{z_2}{\cos \beta} \pm 2h_a^* + 2x_2 \right)$
Kružnice patní	$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^*) \cdot m + 2x_1 \cdot m = m \cdot \left(\frac{z_1}{\cos \beta} - 2h_a^* - 2c^* + 2x_1 \right)$	$d_{f2} = d_2 \mp 2(h_a^* + c^*) \cdot m \mp 2x_2 \cdot m = m \cdot \left(\frac{z_2}{\cos \beta} \mp 2h_a^* \mp 2c^* + 2x_2 \right)$
Tloušťka zubu v čelní rovině	$s_{t1} = 0,5p_t + 2x_1 \cdot m \cdot \tan \alpha_t = \frac{m}{\cos \beta} \cdot (0,5\pi + 2x_1 \cdot \tan \alpha)$	$s_{t2} = 0,5p_t \pm 2x_2 \cdot m \cdot \tan \alpha_t = \frac{m}{\cos \beta} \cdot (0,5\pi \pm 2x_2 \cdot \tan \alpha)$
Šířka mezery v čelní rovině	$e_{t1} = 0,5p_t - 2x_1 \cdot m \cdot \tan \alpha_t = \frac{m}{\cos \beta} \cdot (0,5\pi - 2x_1 \cdot \tan \alpha)$	$e_{t2} = 0,5p_t \pm 2x_2 \cdot m \cdot \tan \alpha_t = \frac{m}{\cos \beta} \cdot (0,5\pi \mp 2x_2 \cdot \tan \alpha)$
Tloušťka zubu v normální rovině	$s_{n1} = 0,5p + 2x_1 \cdot m \cdot \tan \alpha = m \cdot (0,5\pi + 2x_1 \cdot \tan \alpha)$	$s_{n2} = 0,5p \pm 2x_2 \cdot m \cdot \tan \alpha = m \cdot (0,5\pi \pm 2x_2 \cdot \tan \alpha)$
Šířka mezery v normální rovině	$e_{n1} = 0,5p - 2x_1 \cdot m \cdot \tan \alpha = m \cdot (0,5\pi - 2x_1 \cdot \tan \alpha)$	$e_{n2} = 0,5p \mp 2x_2 \cdot m \cdot \tan \alpha = m \cdot (0,5\pi \mp 2x_2 \cdot \tan \alpha)$
Osová vzdálenost roztečná	$a = 0,5(d_2 \pm d_1) = 0,5 \cdot \frac{m}{\cos \beta} \cdot (z_2 \pm z_1)$	
Kružnice valivé	$d_{w1} = d_1 \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}}$	$d_{w2} = d_2 \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}}$
Úhel záběru	$inv \alpha_{tw} = inv \alpha_t \pm \frac{2(x_1 \pm x_2) \cdot \tan \alpha}{z_2 \pm z_1}$	



Tab. 1. – pokračování

Geometrické prvky	Pastorek	Kolo
Úhel záběru	$inv \alpha_{tw} = inv \alpha_t \pm \frac{2(x_1 \pm x_2) \cdot \tan \alpha}{z_2 \pm z_1}$	
Osová vzdálenost valivá	$a_w = 0,5(d_{w2} \pm d_{w1}) = a \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}}$	
Počet zubů virtuálního kola	$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}$	$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}$

Součinitel záběru profilem [15]

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1}{2\pi} \cdot \left[\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha_{tw} + \frac{z_2}{z_1} \cdot (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha_{tw}) \right]$$

Součinitel záběru krokem [15]

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m}$$

Úhel α_t [15]

$$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$$

$inv \alpha$ [15]

$$inv \alpha = \tan \alpha - \tan^{-1} \alpha$$

Úhel α_w [15]

$$\cos \alpha_{tw} = \frac{\alpha_t}{\alpha_{tw}} \cdot \cos \alpha_t = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \alpha_{tw}} \cdot \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot \cos \alpha_t$$

Součet jednotkového posunutí profilu [15]

$$x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \tan \alpha_n} \cdot (inv \alpha_{tw} - inv \alpha_t)$$

Součinitel $\Delta y^* m$ [15]

$$\Delta y \cdot m = a + (x_1 + x_2) \cdot m - a_w = [0,5(z_1 + z_2) + x_1 + x_2] \cdot m - a_w$$

Hlavové kružnice [15]

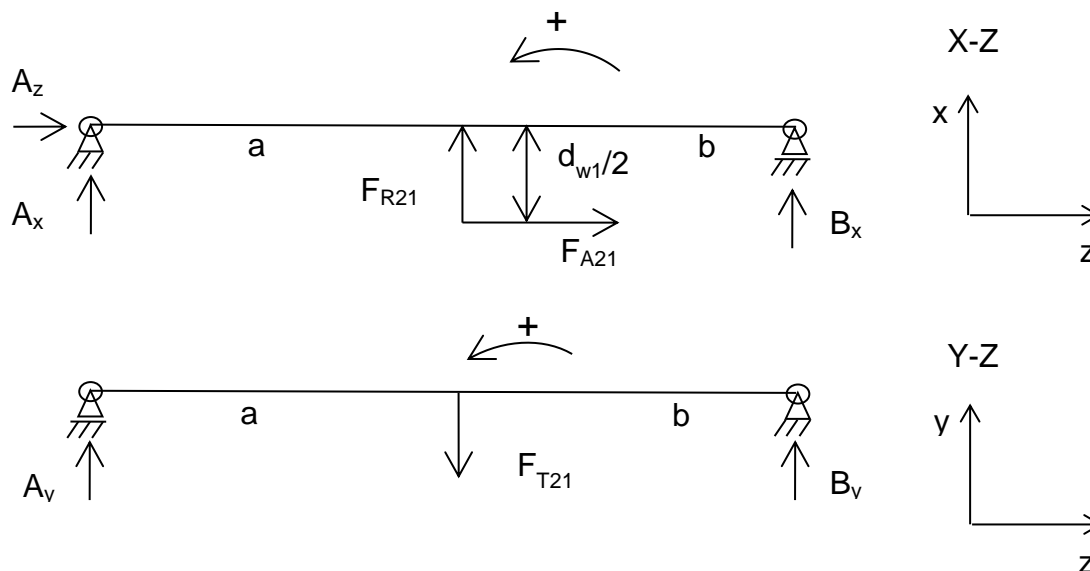
$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot (h_a^* + x_1 + \Delta y)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (h_a^* + x_2 + \Delta y)$$



Příloha D

Hřídel I



Obr. 1.: Schéma sil na hřídeli I

Vztahy pro výpočet reakcí na hřídeli I

$$A_x + F_{R21} + B_x = 0$$

$$F_{R21} * a + F_{A21} * \frac{d_{w1}}{2} + B_x * (a + b) = 0$$

$$B_x = \frac{-F_{R21} * a - F_{A21} * \frac{d_{w1}}{2}}{a + b}$$

$$A_x = -F_{R21} - B_x$$

$$A_z + F_{A21} = 0$$

$$A_z = -F_{A21}$$

$$A_y - F_{T21} + B_y = 0$$

$$-F_{T21} * a + B_y * (a + b) = 0$$

$$B_y = \frac{F_{T21} * a}{a + b}$$

$$A_y = F_{T21} - B_y$$

$$\text{Radiální: } A_R = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} \text{ a } B_R = \sqrt{B_x^2 + B_y^2}$$

$$\text{Axiální: } A_A = A_z$$

Vztahy pro výpočet ohybových momentů na hřídeli I

$$M_{oXZ}^I = B_x * x$$

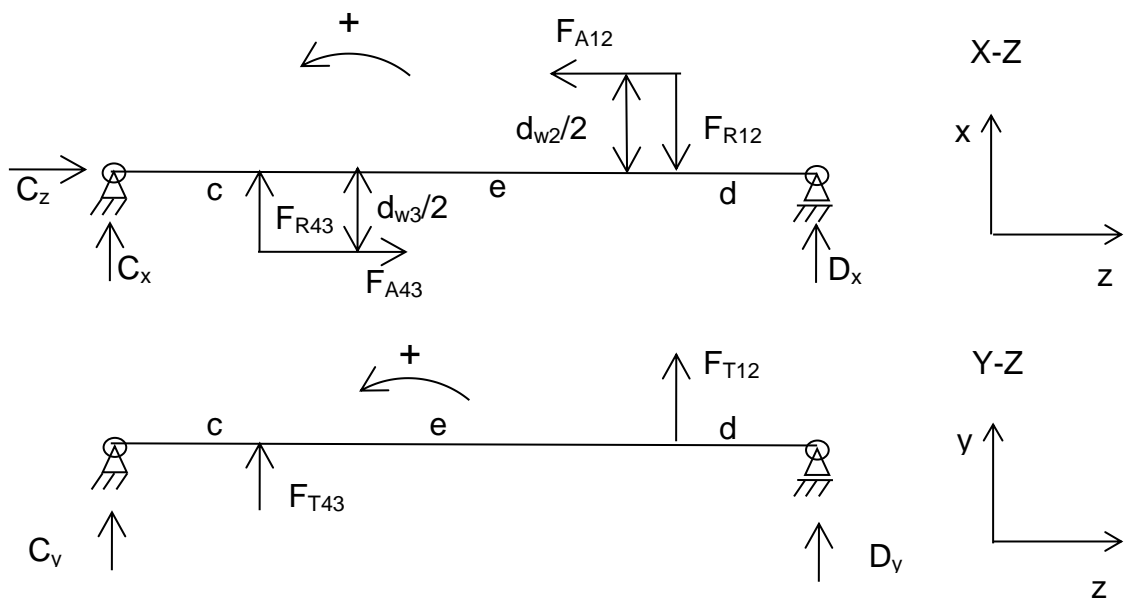
$$M_{oXZ}^{II} = B_x * x + F_{R21} * (x - b) + F_{A21} * \frac{d_{w1}}{2}$$

$$M_{oYZ}^I = B_y * x$$

$$M_{oYZ}^{II} = B_y * x - F_{T21} * (x - b)$$

$$\text{Celkový ohybový moment } M_o(y) = \sqrt{M_{oXZ}^2 + M_{oYZ}^2}$$

Hřídel II



Obr. 2.: Schéma sil na hřídeli II

Vztahy pro výpočet reakcí na hřídeli II

$$C_x + F_{R43} + D_x = 0$$

$$F_{R43} * c + F_{A43} * \frac{d_{w3}}{2} - F_{R12} * (c + e) + F_{A12} * \frac{d_{w2}}{2} + D_x * (c + e + d) = 0$$

$$D_x = \frac{-F_{R43} * c - F_{A43} * \frac{d_{w3}}{2} + F_{R12} * (c + e) - F_{A12} * \frac{d_{w2}}{2}}{c + e + d}$$

$$C_x = -F_{R34} - D_x$$

$$C_z + F_{A43} - F_{A12} = 0$$

$$C_z = -F_{A43} + F_{A12}$$

$$C_y + F_{T43} + F_{T12} + D_y = 0$$

$$F_{T43} * c + F_{T12} * (c + e) + D_y * (c + e + d) = 0$$

$$D_y = \frac{-F_{T43} * c - F_{T12} * (c + e)}{c + e + d}$$

$$C_y = -F_{T43} - F_{T21} - D_y$$



Radiální: $C_R = \sqrt{C_x^2 + C_y^2}$ a $D_R = \sqrt{D_x^2 + D_y^2}$

Axiální: $C_A = C_z$

Vztahy pro výpočet ohybových momentů na hřídeli II

$$M_{oXZ}^I = D_x * x$$

$$M_{oXZ}^{II} = D_x * x - F_{R12} * (x - d) + F_{A12} * \frac{d_{w2}}{2}$$

$$M_{oXZ}^{III} = B_x * x - F_{R12} * (x - d) + F_{A12} * \frac{d_{w2}}{2} + F_{R43} * (x - d - e) + F_{A43} * \frac{d_{w3}}{2}$$

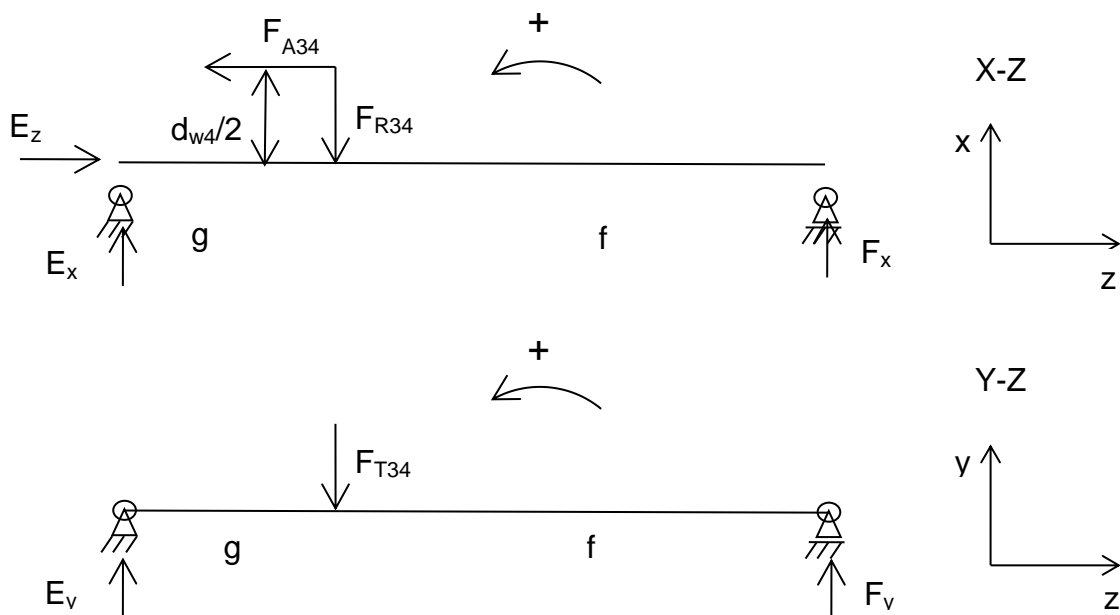
$$M_{oYZ}^I = D_y * x$$

$$M_{oYZ}^{II} = D_y * x + F_{T12} * (x - d)$$

$$M_{oYZ}^{III} = D_y * x + F_{T12} * (x - d) - F_{T43} * (x - d - e)$$

Celkový ohybový moment $M_o(y) = \sqrt{M_{oXZ}^2 + M_{oYZ}^2}$

Hřídel III



Obr. 3.: Schéma sil na hřídeli III

Vztahy pro výpočet reakcí na hřídeli III

$$E_x - F_{R34} + F_x = 0$$

$$-F_{R34} * g + F_{A34} * \frac{d_{w4}}{2} + F_x * (g + f) = 0$$

$$F_x = \frac{F_{R34} * g - F_{A34} * \frac{d_{w4}}{2}}{g + f}$$

$$E_x = F_{R34} - F_x$$

$$E_z - F_{A34} = 0$$



$$E_z = F_{A34}$$

$$E_y - F_{T34} + F_y = 0$$

$$-F_{T34} * g + F_y * (g + f) = 0$$

$$F_y = \frac{F_{T34} * g}{g + f}$$

$$E_y = F_{T34} - F_y$$

Radiální: $E_R = \sqrt{E_x^2 + E_y^2}$ a $F_R = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$

Axiální: $E_A = E_z$

Vztahy pro výpočet ohybových momentů na hřídeli II

$$M_{oXZ}^I = F_x * x$$

$$M_{oXZ}^{II} = F_x * x - F_{R34} * (x - f) + F_{A34} * \frac{d_w^4}{2}$$

$$M_{oYZ}^I = F_y * x$$

$$M_{oYZ}^{II} = F_y * x - F_{T34} * (x - f)$$

Celkový ohybový moment $M_o(y) = \sqrt{M_{oXZ}^2 + M_{oYZ}^2}$