



Pohon mobilního vyprošťovacího navijáku

Bakalářská práce

Studijní program: B2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301R000 – Strojní inženýrství

Autor práce: **Martin Pecho**
Vedoucí práce: Ing. Rudolf Martonka, Ph.D.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC
Faculty of Mechanical Engineering ■

Bachelor thesis

Study programme: B2301 – Mechanical Engineering
Study branch: 2301R000 – Mechanical Engineering

Author: **Martin Pecho**
Supervisor: Ing. Rudolf Martonka, Ph.D.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Martin Pecho**
Osobní číslo: **S13000151**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Strojní inženýrství**
Název tématu: **Pohon mobilního vyprošťovacího navijáku**
Zadávací katedra: **Katedra částí a mechanismů strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Navrhnete kompletní pohonný systém vyprošťovacího navijáku o výkonu 5 kW a výstupních otáčkách 200 ot./min. s reverzací chodu. Vše bude uloženo na svařovaném rámu.

Obsah bakalářské práce

1. Představení úkolu
2. Průzkum potencionálních řešení
3. Vypracování 3D sestavy pohonu, výkresové dokumentace sestavy vybraných dílů
4. Výpočtová zpráva
5. Ekonomické zhodnocení
6. Závěrečné zhodnocení

Rozsah grafických prací: přílohy dle potřeby
Rozsah pracovní zprávy: 50
Forma zpracování bakalářské práce: tištěná/elektronická
Seznam odborné literatury:


- [1] Pešík, L.: Části strojů. 1. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-4
- [2] Pešík, L.: Části strojů. 2. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-939-2
- [3] Moravec V.: Konstrukce strojů a zařízení 2. čelní ozubená kola. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2001, 291 s.
- [4] Mrkvica I.: Současné trendy v obrábění ozubených kol. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2011, 120 s.
- [5] Leinveber, J., Vávra, P.: Strojnické tabulky. Albra, Úvaly 2005. ISBN 80-736-01-6
- [6] Bureš M.: Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Skriptum TU Liberec Ediční středisko 2006.
- [7] Normy pro návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol ČSN 014686-4 nebo ČSN ISO 6336-5 (014687) Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby - několik dílů, nebo ANSI/AGMA 20010B88, 2001-C95 nebo normou 2001-D04, nebo ANSI/AGMA 908-B89.
- [8] Normy pro mezní úchylky a tolerance ozubených kol a soukolí ČSN 014682 nebo novější ČSN ISO 1328-1 Čelní ozubená kola - Soustava přesnosti ISO a ČSN 01 4676 - Ozubená kola - Měření ozubených kol čelních se šikmými zuby.
- [9] Výpočetní programy AutoDESK- Mechsoft, KISS SOFT, MITCALc,
- [10] Databáze knihovny TUL

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Rudolf Martonka, Ph.D.**
Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání bakalářské práce: **12. února 2017**
Termín odevzdání bakalářské práce: **12. května 2018**


prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan




prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.
vedoucí katedry

V Liberci dne 12. února 2017

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

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

Datum:

Podpis:

Poděkování

Rád bych poděkoval především vedoucímu práce Ing. Rudolfovi Martonkovi, Ph.D. za ochotu, cenné rady a připomínky při tvorbě bakalářské práce. Dále děkuji mé rodině za podporu a trpělivost jak při tvorbě bakalářské práce, tak po celou dobu studia.

Anotace

Bakalářská práce se zabývá kompletním návrhem pohonu pro mobilní vyprošťovací naviják. V teoretické části práce je uvedeno rozdělení vyprošťovacích navijáků podle několika aspektů, rozdělení hřídelových spojek a zvolené řešení. Práce obsahuje výpočtovou zprávu, kde jsou uvedeny výpočty jednotlivých dílů převodového ústrojí. Součástí práce je také výkresová dokumentace sestavy a několika vybraných součástí a kompletní modelová dokumentace pohonu. Vybraná součást je zkontrolována pomocí metody konečných prvků.

Klíčová slova

pohon, vyprošťovací naviják, převodovka, řemen, metoda konečných prvků

Annotation

The bachelor thesis is concerned with complete design of drive for mobile rescue winch. In theoretical part of this thesis are introduced sorts of rescue winches in few aspects, distribution of shaft couplings and selected solution. Thesis contains calculation report, where are realized calculations of individual components of transmission gear. In the thesis there are drawings of assembly and several selected parts and complete model documentation of drive. One selected part is inspected by finite element method.

Keywords

drive, rescue winch, gearbox, belt, finite element method

Obsah

Obsah.....	8
Seznam použitých symbolů	10
1 Úvod	15
2 Teorie vyprošťovacích navijáků	16
3 Průzkum potenciálních řešení	16
3. 1 Rozdělení vyprošťovacích navijáků	16
3. 1. 1 Rozdělení dle použití	16
3. 1. 2 Rozdělení dle druhu pohonu	19
3. 1. 3 Rozdělení dle druhu převodového ústrojí	19
3. 2 Rozdělení spojek	20
3. 2. 1 Pružná čepová spojka.....	21
3. 2. 2 Kotoučová třecí spojka	21
3. 2. 3 Pružná obručová spojka	22
3. 3 Zvolené řešení.....	22
4 3D model převodovky	24
5 Výpočtová zpráva	26
5. 1 Převodový poměr a krouticí momenty	26
5. 2 Kuželové soukolí se šikmými zuby	26
5. 2. 1 Návrhový výpočet.....	26
5. 2. 2 Silové poměry	29
5. 2. 3 Pevnostní kontrola	30
5. 3 Čelní soukolí se šikmými zuby.....	32
5. 3. 1 Návrhový výpočet.....	32
5. 3. 2 Silové poměry	34
5. 3. 3 Pevnostní kontrola	34
5. 4 Čelní soukolí reverzace.....	36
5. 4. 1 Návrhový výpočet.....	36
5. 4. 2 Silové poměry	39
5. 4. 3 Pevnostní kontrola	39
5. 5 Výpočet řemenového převodu	41
5. 5. 1 Návrhový výpočet.....	41
5. 5. 2 Silové poměry	43
5. 6 Návrh hřídelí.....	43
5. 6. 1 Výpočet vstupní hřídele	43

5. 6. 2 Pevnostní kontrola vstupní hřídele	45
5. 6. 3 Výpočet předlokové hřídele.....	47
5. 6. 4 Výpočet předlokové hřídele při reverzaci chodu	49
5. 6. 5 Pevnostní kontrola předlokové hřídele	51
5. 6. 6 Výpočet hřídele vloženého kola	53
5. 6. 7 Pevnostní kontrola hřídele vloženého kola	56
5. 6. 8 Výpočet výstupní hřídele	57
5. 6. 9 Výpočet výstupní hřídele při reverzaci chodu.....	59
5. 6. 10 Pevnostní kontrola výstupní hřídele	62
5. 7 Návrh a kontrola ložisek.....	63
5. 7. 1 Vstupní hřídel.....	63
5. 7. 2 Předloková hřídel	64
5. 7. 3 Hřídel vloženého kola	65
5. 7. 4 Výstupní hřídel	66
5. 8 Návrh těsných per	68
5. 8. 1 Vstupní hřídel.....	68
5. 8. 2 Předloková hřídel	68
5. 8. 3 Hřídel vloženého kola	69
5. 8. 4 Výstupní hřídel	69
5. 9 Analýza předlokové hřídele pomocí MKP	70
6 Ekonomické zhodnocení.....	71
7 Závěr	72
Seznam použité literatury	74
Seznam použitých obrázků.....	75
Seznam tabulek	76
Seznam příloh	76

Seznam použitých symbolů

Symbol	Název	Jednotka
a	Osová vzdálenost	[mm]
a_{dop}	Doporučená osová vzdálenost	[mm]
a'_n	Osová vzdálenost náhradních kol	[mm]
b	Šířka ozubení (ozubená kola)	[mm]
b	Šířka pera (spojení pery)	[mm]
C_0	Statická únosnost	[N]
C_1	Opravný součinitel délky řemenu	[-]
C_2	Provozní faktor	[-]
C_3	Opravný součinitel úhlu opásání	[-]
C_A	Minimální statická únosnost v místě A	[N]
C_B	Minimální statická únosnost v místě B	[N]
d_m	Průměr roztečné kružnice pastorku uprostřed šířky zubu	[mm]
d_a	Průměr hlavové kružnice	[mm]
d_b	Průměr základní kružnice	[mm]
d_e	Vnější roztečný průměr	[mm]
d_f	Průměr patní kružnice	[mm]
d	Průměr roztečné kružnice	[mm]
d'_{an}	Průměr hlavové kružnice náhradního kola	[mm]
d'_{bn}	Průměr základní kružnice náhradního kola	[mm]
d'_n	Průměr roztečné kružnice náhradního kola	[mm]
D	Průměr hřídele	[mm]
e	Pomocný výpočtový součinitel	[-]
f_F	Pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubení	[-]
f_H	Pomocný součinitel pro výpočet roztečné kružnice	[-]
f_k	Součinitel smykového tření v klínové drážce	[-]
f	Součinitel smykového tření	[-]
F_a	Axiální síla	[N]
F_e	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	[N]
F_r	Radiální síla	[N]
F_t	Obvodová síla	[N]

h_a	Výška hlavy zubu	[mm]
h_{an}	Výška hlavy zubu náhradního kola	[mm]
h_f	Výška paty zubu	[mm]
h	Výška pera	[mm]
i_c	Celkový převodový poměr	[-]
i	Převodový poměr	[-]
k_σ	Bezpečnost v ohybu	[-]
k_τ	Bezpečnost v krutu	[-]
k	Celková bezpečnost	[-]
K_A	Součinitel vnějších dynamických sil	[-]
K_{AS}	Součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na trvalou deformaci, vznik trhliny nebo křehkého lomu z jednorázového přetížení	[-]
K_F	Součinitel přídatných zatížení (pro výpočet na ohyb)	[-]
$K_{H\alpha}$	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro výpočet na dotyk)	[-]
$K_{H\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (pro výpočet na dotyk)	[-]
K_{HV}	Součinitel vnitřních dynamických sil (pro výpočet na dotyk)	[-]
K_H	Součinitel přídatných zatížení (pro výpočet na dotyk)	[-]
l_p	Délka pera	[mm]
L_{10}	Základní trvanlivost ložiska	[-]
L_{10h}	Trvanlivost ložiska v provozních hodinách	[h]
L_p	Délka řemene	[mm]
m_{nm}	Střední normálový modul	[mm]
m_{te}	Vnější tečný modul	[mm]
m_{tm}	Střední tečný modul	[mm]
m_n	Normálový modul	[mm]
m_t	Tečný modul	[mm]
M_K	Krouticí moment	[Nm]
M_{red}	Redukovaný moment	[Nm]
M, M_0	Ohybový moment	[Nm]
n	Otáčky hřídele	[min ⁻¹]

N	Počet řemenů	[-]
p_t	Čelní rozteč	[mm]
p_{tm}	Čelní rozteč na středním průměru	[mm]
p_{tmb}	Základní rozteč na středním průměru	[mm]
p'_{tm}	Čelní rozteč náhradního soukolí	[mm]
p	Měrný tlak	[MPa]
p_D	Dovolený měrný tlak	[MPa]
P_b	Základní jmenovitý výkon řemene	[kW]
P_d	Návrhový výkon	[kW]
P_m	Střední hodnota ekvivalentního dynamického zatížení ložiska	[N]
P_r	Jmenovitý výkon řemene	[kW]
P	Výkon	[kW]
q	Vrubová citlivost materiálu	[-]
R_e	Mez kluzu	[MPa]
R_m	Mez pevnosti	[MPa]
R_{xx}	Reakce hřídele v daném místě X a ose x	[N]
S_{Fmin}	Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu	[-]
S_{Hmin}	Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů	[-]
u_v	Převodové číslo virtuálního soukolí	[-]
u	Převodové číslo ozubeného převodu	[-]
V_{HV}	Tvrдость povrchu boku zubu	[HV]
W_k	Modul pružnosti v krutu	[MPa]
W_o	Modul pružnosti v ohybu	[MPa]
W	Pomocná délka při výpočtu osové vzdálenosti řemenic	[mm]
x, y, z	Vzdálenost na hřídeli	[mm]
X	Koeficient zatížení ložiska radiální silou	[-]
Y	Koeficient zatížení ložiska axiální silou	[-]
y	Pomocná plocha při výpočtu osové vzdálenosti řemenic	[mm ²]
Y_{FS}	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	[-]
Y_β	Součinitel sklonu zubu	[-]
$Y_{\epsilon v}$	Součinitel vlivu záběru profilu	[-]
z_v	Počet zubů virtuálního soukolí	[-]

z	Počet zubů	[-]
Z_E	Součinitel mechanických vlastností materiálu	[-]
Z_H	Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	[-]
Z_R	Součinitel výchozí drsnosti boků zubů	[-]
$Z_{\varepsilon\alpha}, Z_\varepsilon$	Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů	[-]
α_{nm}	Normální úhel profilu na středním průměru	[°]
α_{tm}	Tečný úhel profilu na středním průměru	[°]
α_n	Normální úhel profilu	[°]
α_t	Tečný úhel profilu	[°]
α_1, α_2	Úhel opásání řemenice	[°]
α	Úhel klínové drážky (řemenový převod)	[°]
α	Součinitel tvaru (pevnostní kontrola hřídelů)	[-]
β_m	Střední úhel sklonu zubů	[°]
β	Úhel sklonu zubů (ozubená kola)	[°]
β	Pomocný úhel při výpočtu úhlu opásání (řemenový převod)	[-]
β	Vrubový součinitel (pevnostní kontrola hřídelů)	[-]
δ	Úhel roztečného kužele	[°]
ε_α	Součinitel trvání záběru profilu	[-]
ε_β	Součinitel trvání záběru kroku	[-]
ε	Součinitel trvání záběru	[-]
η	Účinnost (ozubená kola)	[-]
η	Součinitel jakosti povrchu (pevnostní kontrola hřídelů)	[-]
ν	Součinitel velikosti	[-]
σ_{Hlim}	Mez únavy v dotyku materiálu ozubeného kola	[MPa]
σ_{HP}	Přípustné napětí v dotyku (přípustný Hertzův tlak)	[MPa]
σ_{H0}	Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů	[MPa]
σ_H	Napětí v dotyku (Hertzův tlak) ve valivém bodě	[MPa]
$\sigma_{HMH_{max}}$	Maximální napětí podle teorie HMH	[MPa]
σ_{Flim}	Mez únavy v ohybu materiálu ozubeného kola	[MPa]
σ_{FP}	Přípustné napětí v ohybu	[MPa]
σ_F	Ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu	[MPa]
σ_c^*	Mez únavy pro střídavý ohyb	[MPa]

$\sigma_{D,o}$	Dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_o	Napětí v ohybu	[MPa]
τ_{kl}	Mez kluzu v krutu	[MPa]
τ_k	Napětí v krutu	[MPa]
ψ_D	Poměr šířky ozubení ke střednímu průměru	[-]
ψ_L	Poměr šířky ozubení k délce površky roztečného kužele	[-]
ψ_m	Poměr šířky ozubení ke střednímu modulu	[-]
ψ	Součinitel skluzu	[-]
ω	Úhlová rychlost	[s ⁻¹]

1 Úvod

Cílem této bakalářské práce je kompletní návrh pohonu mobilního vyprošťovacího navijáku dle parametrů uvedených v Tabulce 1.

Navijáky lidem ulehčují fyzicky namáhavou nebo lidskými silami nezvládnutelnou práci už celá staletí. Pravděpodobně nejstarším použitím je ruční naviják, tzv. rumpál, který se používal pro vytahování vědra s vodou ze studny, pro otevírání a zavírání vrat, nebo pro zvedání a spouštění padacích mostů. Taktéž staré je i použití navijáků na stavbách, kde slouží ke zvedání stavebního materiálu. Hned několik různých navijáků najdeme na lodi. Slouží tam ke spouštění a vytahování kotev, rybářských sítí, záchranných člunů, nebo třeba k napínání plachet. [9]

Tabulka 1 - Zadané parametry

Vstupní otáčky [min^{-1}]	2880
Výstupní otáčky [min^{-1}]	200
Požadovaná trvanlivost ložisek [h]	8000
Vstupní výkon [kW]	5
Přídavná vlastnost	Reverzace otáček



Obr. 1 - Vyprošťovací naviják

2 Teorie vyprošťovacích navijáků

Vyprošťovací navijáky se skládají z několika částí. Jejich hnacím prvkem je motor, který je většinou pevně připojen spojku k převodovce. Na výstupu z převodovky je lanový navíjecí buben. Toto všechno je pevně uloženo v rámu stroje. Na bubnu je připevněno a navinuto lano, které je na konci opatřeno hákem. Dále může být naviják vybaven bezpečnostními prvky, například elektromagnetickou nebo mechanickou brzdou nebo také ozubenou západkou, která jistí buben proti samovolnému odvíjení. Pro dosažení větší tažné síly se dá použít lanových kladek.

Konstrukce mobilních vyprošťovacích navijáků závisí především na druhu použití, velikosti zatížení a tažné síly a četnosti a spolehlivosti použití. Vyprošťovací navijáky bývají běžnou součástí například vojenské, hasičské, lesnické nebo zemědělské techniky. Používají se k vyprošťování zapadlých nebo havarovaných dopravních prostředků. Dále nacházejí uplatnění v oblasti lesnictví, kdy je potřeba například vytáhnout uvízlý kmen stromu nebo uvolnit nějakou jinou překážku. Pomáhají nám tak v případech, kdy není v silách lidí nebo jiných běžných prostředků s vyprošťovaným objektem manipulovat.

3 Průzkum potenciálních řešení

3. 1 Rozdělení vyprošťovacích navijáků

Navijáky lze rozdělit podle několika aspektů. V této kapitole jsou vybrány ty, které považuji za nejdůležitější. Už je zřejmé, že tato práce se bude dále zabývat mobilními navijáky s motorovým pohonem, nikoliv s ručním.

3. 1. 1 Rozdělení dle použití

Navijáky pro čtyřkolky

Nejmenší mobilní vyprošťovací navijáky najdeme na užitkových čtyřkolkách, které jsou známy pod zkratkou ATV (All-terrain vehicle) nebo UTV (Utility Task Vehicle). Jejich tažná síla dosahuje až 20 kN (přes 2 tuny). Malé navijáky najdeme také na sněžných skútrech.



Obr. 2 – Čtyřkolka s navijákem Warn v akci

Navijáky pro off-road

Navijáky určené pro off-road a užitková vozidla slouží především k vyprošťování vozidel či nakládání a odtahování různých břemen v jakémkoliv terénu a náročnějších podmínkách. Velikost tažné síly navijáku je doporučeno volit ideálně až dvakrát větší než je hmotnost vytahovaného objektu. Tyto navijáky mají tažné síly do 7 tun.



Obr. 3 – Terénní auto s navijákem Warn v akci

Navijáky pro odtahová vozidla

Velmi častý případ použití navijáku je u odtahových vozidel, která využívají asistenční služby. Výkonnější jsou navijáky s hydraulickým pohonem, kdy se dosahuje tažných sil přes 10 tun.



Obr. 4 – Naviják s možností posuvu po plošině na odtahovém vozidle

Navijáky pro havarijní vozy

Tyto navijáky jsou součástí armádních, hasičských a jiných záchranných vozidel. Slouží k vyprošťování a odtahování nákladních vozidel, autobusů, přívěsů a návěsů. Tažné síly dosahují až několik desítek tun.



Obr. 5 – Naviják na hasičském vozidle Tatra

3. 1. 2 Rozdělení dle druhu pohonu

Navijáky s elektromotorem

Používají se elektromotory s různou velikostí přiváděného napětí. Pro navijáky určené na osobní a terénní vozy se běžně používá 12V elektromotor. U nákladních automobilů bývá velikost napětí 24 V. U stacionárních navijáků se používají i 230V a 400V elektromotory. Výhodou je nezávislost na pohonu vozidla, relativně nízká pořizovací cena a snadná montáž. Nevýhodou je snadné přehřátí motoru při provozu. Proto je doporučováno naviják používat v kratších intervalech s přestávkami na ochlazení elektromotoru. [8]

Navijáky s hydraulickým motorem

Hydraulické navijáky jsou obecně daleko spolehlivější než elektrické. Další velkou výhodou je možnost nepřetržitého provozu bez přehřívání motoru. Nevýhodou je skutečnost, že hydraulický motor je poháněn čerpadlem vozidla, tedy závislost na chodu motoru vozidla. Také pořizovací cena je vyšší a montáž složitější.

Navijáky se spalovacím motorem

Tyto navijáky mají buď vlastní spalovací motor, nebo mohou být poháněny například motorovou jednotkou řetězové pily. Z motorové pily se vyjme řetězová lišta, na jejíž místo se prostřednictvím speciálního adaptéru usadí naviják. Nacházejí tak uplatnění nejen v oblasti vyprošťování vozidel, ale i při práci v lese, kdy lze pilu jednoduše přebudovat na naviják a tahat s ním například kmeny stromů. Výhodou je tedy nezávislost, možnost použití mimo vozidlo. Nevýhodou je snadná přetížitelnost. Navijáky se spalovacím motorem mívají sílu v tahu až 4 tuny. [7]

3. 1. 3 Rozdělení dle druhu převodového ústrojí

Navijáky s čelní/kuželočelní převodovkou

Mezi hlavní výhody čelních a kuželočelních převodovek patří relativně vysoká účinnost, nízké výrobní náklady, jednoduchost a snadná montáž. Nevýhodné mohou být v některých případech větší rozměry oproti jiným převodovkám a nízký převodový poměr.

Navijáky s planetovou převodovkou

Planetové převodovky jsou tvořeny planetovým převodem nebo jejich soustavou. Planetový převod se vyznačuje tím, že alespoň jedno kolo, satelit, koná současně dvě rotace. Kolem své vlastní osy a spolu s unašečem kolem osy rotace. Jedna ze tří rotačních součástí (centrální kolo, korunové kolo, unašeč) je zastavena a zbylé dvě slouží jako vstup a výstup. U vícestupňových planetových převodovek se jednotlivé rychlostní stupně řadí zabrzděním nebo odbrzděním některé části převodovky, k čemuž se využívá především lamelových spojek. U navijáků se planetové převodovky používají nejčastěji, a to třístupňové. Hlavními přednostmi planetových převodovek jsou malé rozměry, vysoká účinnost a přesnost a snadné dosažení vysokých převodových poměrů. Protože se jedná o uzavřený řetězec ozubených kol, planetové převodovky musí splňovat složitější montážní podmínky než je tomu u otevřených řetězců. S tím souvisí další nevýhoda, kterou je složitější a nákladnější výroba. [2]

Navijáky se šnekovou převodovkou

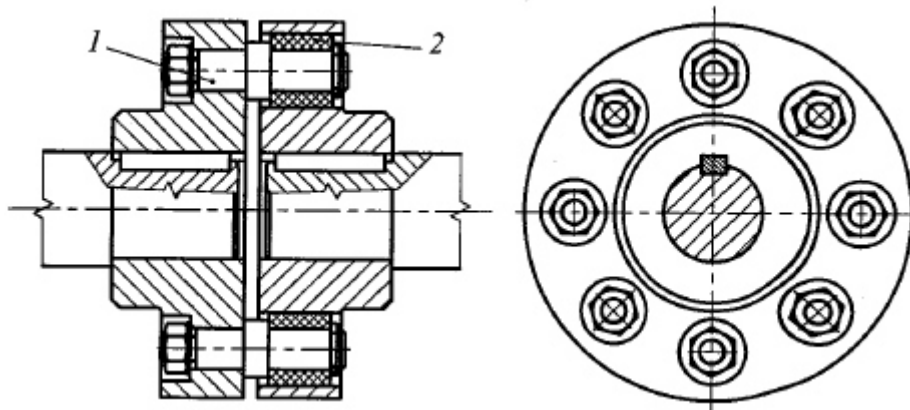
Šneková převodovka se skládá ze šneku a šnekového kola. Tyto převodovky se často používají u odtahových služeb, protože obvykle snesou větší zatížení a mají delší životnost než například planetové převodovky. To je dáno především tuhostí šneku a jeho přesným a tuhým uložením. Další velkou výhodou takového soukolí je při vhodné konstrukci samosvornost. Tím potom odpadá nutnost použití brzdy pro brždění lanového bubnu. Taktéž se dá dosáhnout velkých převodových poměrů. Největší nevýhodou je nízká účinnost, která mnohdy nedosahuje ani 70 %. Důležitá je vysoká výrobní přesnost, kvalita povrchu ozubení, vhodné materiály kol a přesná montáž. U vysoce výkonných šnekových soukolí je nutné intenzivní mazání a chlazení.

3. 2 Rozdělení spojek

Ke spojení vstupní hřídele převodovky a výstupní hřídele motoru dochází pomocí spojky. Předpokládám, že za chodu stroje nebude potřeba tyto dvě hřídele rozpojovat. Spojek existuje mnoho druhů a dají se dělit do mnoha skupin. Níže jsou uvedeny některé mnou vybrané typy, které by bylo svou konstrukcí možné použít pro tento případ.

3. 2. 1 Pružná čepová spojka

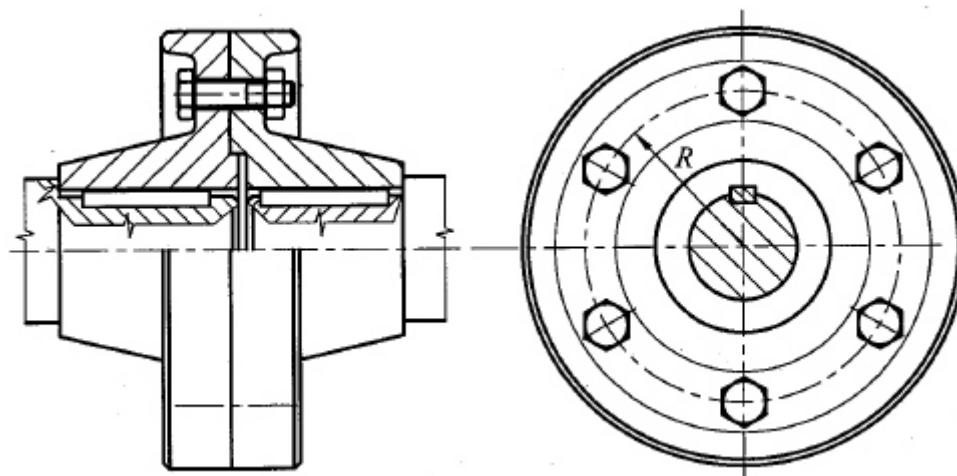
Pružná čepová spojka je tvořena dvěma kotouči, které jsou k hřídeli připojeny pomocí těsných per. Jeden z kotoučů nese čepy vsazené do pružných pryžových pouzder druhého kotouče. Spojka tlumí momentové rázy a vibrace, je levná, jednoduchá na výrobu, nevyžaduje žádnou údržbu a je schopna vyrovnat i mírné nesouososti.



Obr. 6 - Pružná čepová spojka [2]

3. 2. 2 Kotoučová třecí spojka

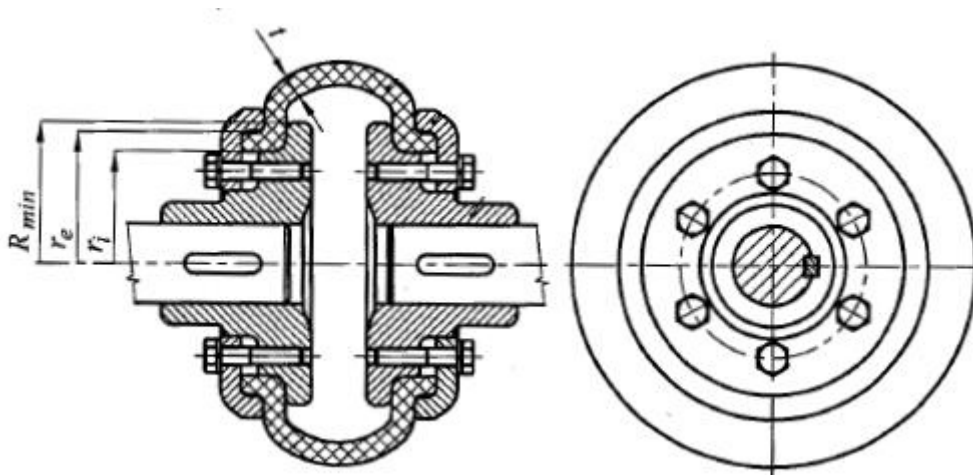
Kotoučová třecí spojka je pevná spojka s třecí vazbou. Skládá se ze dvou kotoučů, které jsou k hřídeli připojeny pomocí těsných per. Kotouče jsou spojeny šrouby, což zajišťuje třecí vazbu mezi kotouči. Spojka vyniká provozní spolehlivostí a výrobní a konstrukční jednoduchostí. Kotoučovou třecí spojku lze použít jen v případě, kdy je zajištěna souosost obou hřídelů.



Obr. 7 - Kotoučová třecí spojka [2]

3. 2. 3 Pružná obručová spojka

U pružné obručové spojky dochází k přenosu výkonu pomocí pružné obruče, která je ke kotoučům oběma částem spojky sevřena příložkami a šrouby. Spojka tlumí momentové rázy, umožňuje značný axiální pohyb hřídelů, určitou mimoběžnost a různoběžnost. Snadno se přizpůsobí provozním podmínkám.



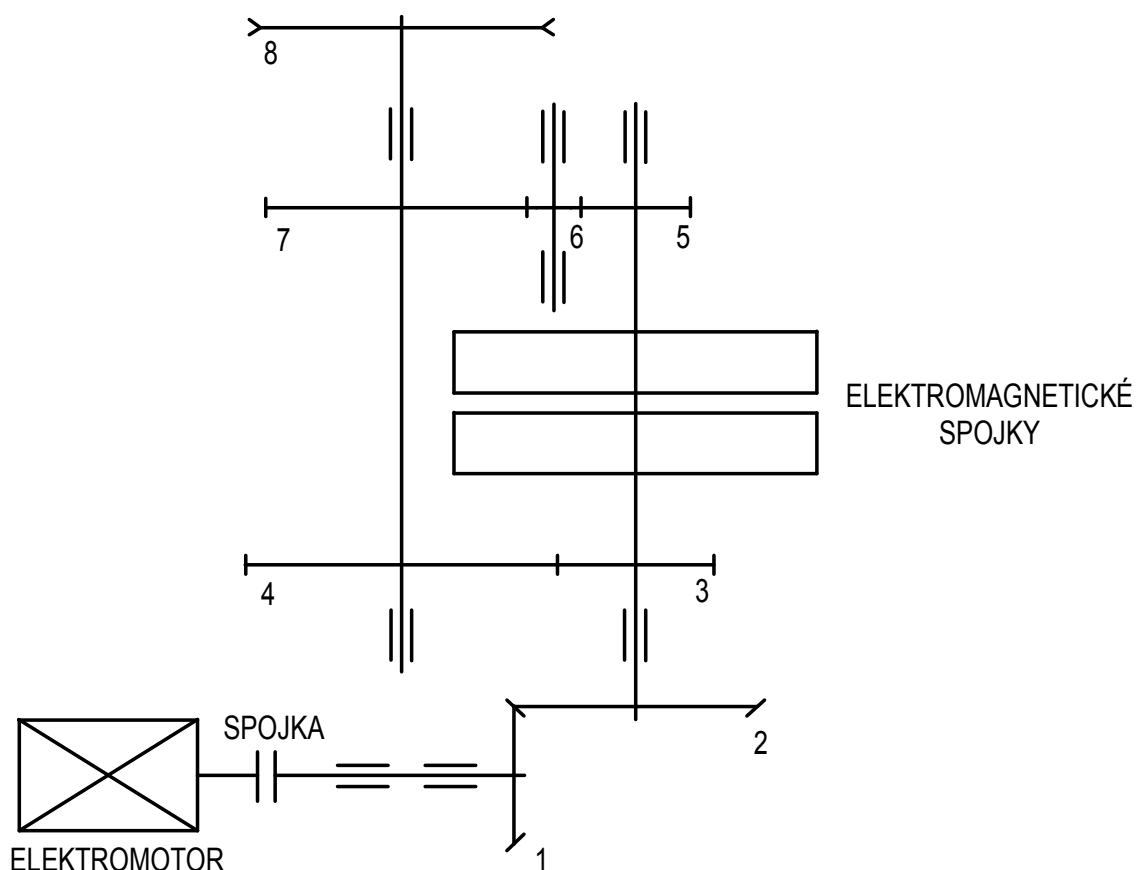
Obr. 8 - Pružná obručová spojka [2]

3. 3 Zvolené řešení

Původní plán bylo použití navijáku pro vyprošťování kamionů. Při průzkumu potenciálních řešení a zhlédnutí parametrů pohonných jednotek několika hotových navijáků, jsem usoudil, že daný výkon (viz tabulku 1) k této činnosti nebude dostačující. Samozřejmě skutečnost může být jiná než teorie a vždy záleží na situaci a mnoha jiných faktorech, jako je tuhost konstrukce, zvolený typ převodovky nebo druh vyprošťovacího vozidla. Po pečlivém zvážení předpokládám, že tento naviják se bude používat k vyprošťování osobních automobilů nebo k odstraňování různých překážek.

V kapitole 2 bylo popsáno, z jakých částí se takový naviják skládá. V následujících řádcích jsou přiblíženy části pohonu, jehož návrh je hlavním cílem této práce. Na vstupu je elektromotor, který je nezávislý na chodu motoru vyprošťovacího vozidla. Hledal jsem takový motor, který se bude svými parametry co nejvíce blížit těm zadaným (viz tabulku 1). Nakonec byl zvolen třífázový elektromotor SIEMENS 1LE1001-1BA63-4AA4 [10] s výkonem 5,5 kW a vstupními otáčkami 3000 min⁻¹. Se vstupní hřídelí je pevně spojen pružnou čepovou spojkou z řady BOKU-N [11], která dobře tlumí momentové rázy. Pro jednoduchost, vysokou účinnost a vzhledem k relativně nízkému převodovému poměru

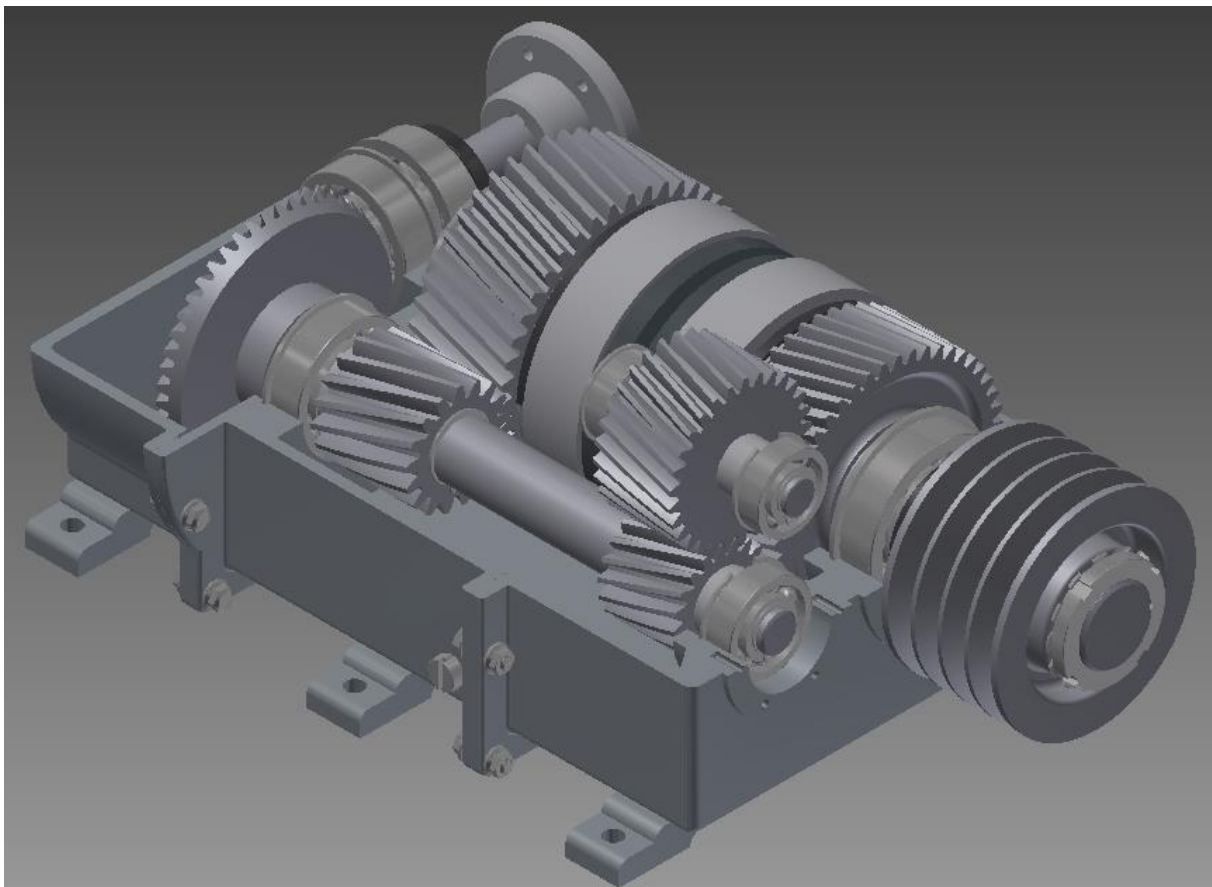
je zvolena kuželochelní převodovka. Protože je potřeba lano navijáku nejen navíjet, ale i odvíjet, má tato převodovka možnost reverzace chodu. Ta je řešena vložením ozubeného kola 6 mezi kola 5 a 7 (viz obr. 9). To zajistí změnu smyslu otáčení výstupní hřídele. Předpokládám, že při procesu vyprošťování bude z větší části probíhat navíjení. Odvíjení lana by se samozřejmě dalo řešit ručně při nezařazeném rychlostním stupni, ale myslím si, že zpětný chod může být užitečný, protože je to rychlejší a také se dá předpokládat, že při vyprošťování může docházet k situacím, kdy bude potřeba lano trochu povolit. Nicméně, pro návrh ložisek bylo zvoleno ze 70 % navíjení (běžný chod) a z 30 % odvíjení (reverzace). Toto rozvržení považuji za vhodné i z důvodu, že při reverzaci působí na výstupní hřídel větší ohybový moment než při běžném chodu. Řazení mezi těmito dvěma stupni je uskutečněno pomocí dvou elektromagnetických lamelových spojek ELS [13]. Na výstupu z převodovky je hnací řemenice 8, ze které je výkon přenášen na hnanou řemenici, uloženou na hřídeli navijecího bubnu. Skříň převodovky je odlévána z ocelolitin y o tloušťce stěny 6 mm.



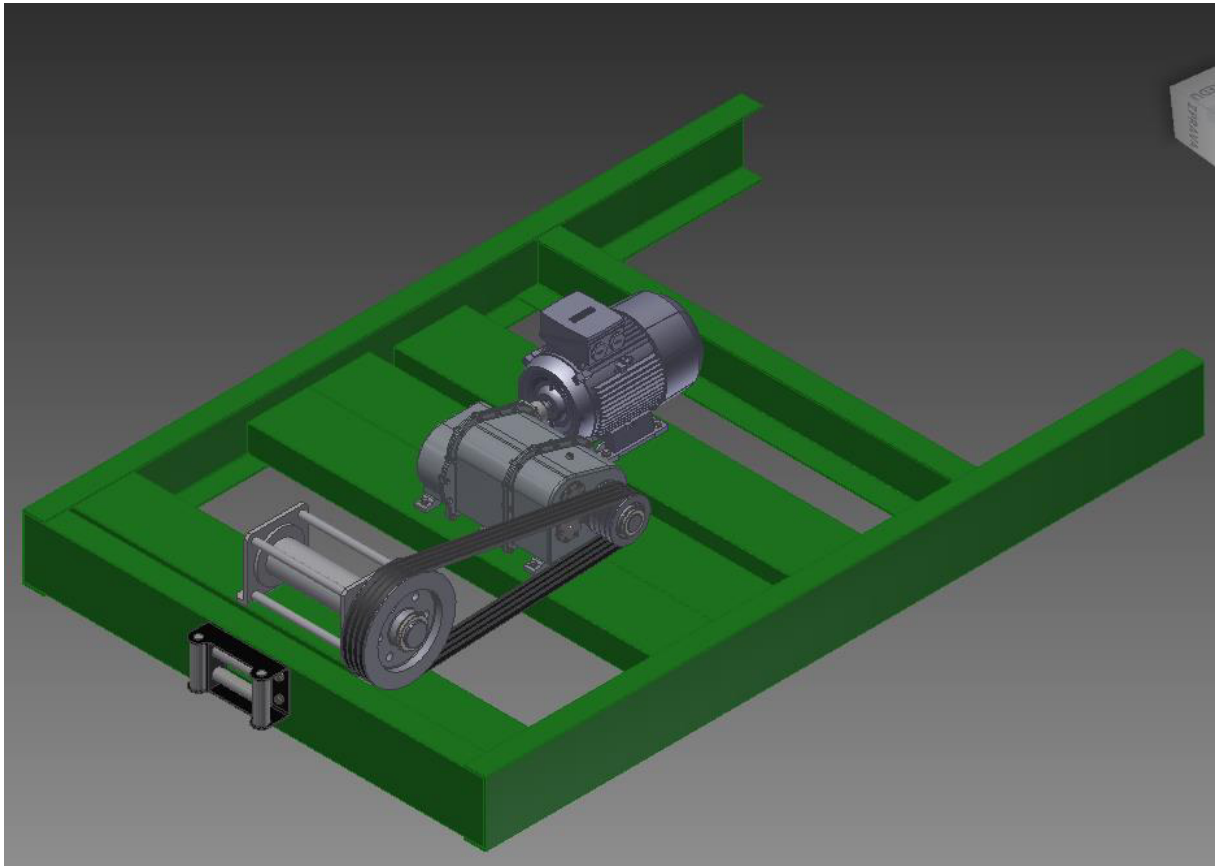
Obr. 9 - Schéma převodovky: 1 - kuželový pastorek; 2 - kuželové kolo; 3, 4 - čelní soukolí; 5, 6, 7 - soukolí reverzace; 8 - hnací řemenice

4 3D model převodovky

K realizaci 3D modelů a výkresové dokumentace bylo využito studentské verze programu Autodesk Inventor Professional 2015. Normalizované součásti byly vloženy z knihovny normalizovaných dílů. Některé nenormalizované součásti jako hřídele nebo soukolí byly vygenerovány pomocí integrovaného generátoru hřídelí nebo generátoru ozubených kol a poté dodatečně upravovány. Na Obr. 10 je zobrazena převodovka v rozříznuté skříni. Dále na Obr. 11 je naznačena část rámu, který je inspirován rámem terénního nákladního automobilu Praga V3S, do kterého je možné celý pohon uložit.



Obr. 10 – Řez 3D modelem převodovky



Obr. 11 – 3D sestava pohonu s rámem

5 Výpočtová zpráva

5. 1 Převodový poměr a krouticí momenty

$$i_c = \frac{n_{\text{vstup}}}{n_{\text{výstup}}} = \frac{2880}{200} = 14,4$$

$$i_c = i_{1,2} \cdot i_{3,4} \cdot i_{8,9}$$

$$\Rightarrow \text{PŘEDBĚŽNĚ VOLÍM } i_{1,2} = 2,4; i_{3,4} = 2,5; i_{8,9} = 2,4$$

Účinnosti jednotlivých převodů

$$\eta_{1,2} = 0,96; \eta_{3,4} = 0,98; \eta_{8,9} = 0,94 [2]$$

$$P_1 = M_{K1} \cdot \omega_1 \Rightarrow M_{K1} = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{5000 \cdot 60}{2\pi \cdot 2880} = 16,6 \text{ Nm}$$

$$M_{K2} = M_{K1} \cdot i_{1,2} \cdot \eta_{1,2} = 16,6 \cdot 2,4 \cdot 0,96 = 38,2 \text{ Nm}$$

$$M_{K3} = M_{K2} \cdot i_{3,4} \cdot \eta_{3,4} = 38,2 \cdot 2,5 \cdot 0,98 = 93,6 \text{ Nm}$$

$$M_{Kř} = M_{K3} \cdot i_{8,9} \cdot \eta_{8,9} = 93,6 \cdot 2,4 \cdot 0,94 = 211,2 \text{ Nm}$$

5. 2 Kuželové soukolí se šikmými zuby

5. 2. 1 Návrhový výpočet

Tabulka 2 – Materiály ozubených kol a mechanické vlastnosti

	Pastorek (1)	Kolo (2)
Materiál	12051.4	12051.4
	Zuby povrchově kalené	Zuby povrchově kalené
V _{HV}	600-675	600-675
σ _{Hlim} [MPa]	1140	1140
σ _{Flim} [MPa]	390	390
R _e [MPa]	390	390
R _m [MPa]	640	640

Hodnoty v Tabulce 2 vyplývají z [5], součinitele a rovnice v kapitole 5. 2 jsou převzaty z [2] a [5].

$$z_1 = 21$$

$$z_2 = 50$$

$$\text{VOLÍM } \beta_m = 20^\circ$$

$$\Rightarrow \text{skutečný převodový poměr } i_{1,2} = \frac{50}{21} \cong 2,38)$$

$$\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$$

$$\delta_1 = \arctg \frac{z_1}{z_2} = \arctg \frac{21}{50} = 22,78^\circ$$

$$\delta_2 = 90 - \delta_1 = 90 - 22,78 = 67,22^\circ$$

Průměr roztečné kružnice pastorku uprostřed šířky zubu

$$d_{m1} = f_H \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{K1}}{\psi_D \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

$$f_H = 690$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,5 \cdot 1,6 = 2,4$$

$$\psi_D = \frac{b}{d_m} = \frac{\psi_L \cdot \sqrt{1 + i_{1,2}^2}}{2 - \psi_L} = \frac{0,3 \cdot \sqrt{1 + 2,38^2}}{2 - 0,3} = 0,456$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim} = 0,8 \cdot 1140 = 912 \text{ MPa}$$

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{21}{\cos(22,78^\circ)} = 22,777$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos(\delta_2)} = \frac{50}{\cos(67,22^\circ)} = 129,134$$

$$u = u_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} = \frac{129,134}{22,777} = 5,669$$

$$d_{m1} = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,4 \cdot 16,6}{0,456 \cdot 912^2} \cdot \frac{5,67 + 1}{5,67}} \cong 34,368 \text{ mm}$$

Střední normálový modul

$$f_F = 18; K_F = K_H = 2,4$$

$$\psi_m = \frac{z_1 \cdot \psi_L \cdot \sqrt{1 + i_{1,2}^2}}{2 - \psi_L} = z_1 \cdot \psi_D = 21 \cdot 0,456 = 9,576$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flim} = 0,6 \cdot 390 = 234 \text{ MPa}$$

$$m_{nm} = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{K1}}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,4 \cdot 16,6}{9,576 \cdot 21 \cdot 234}} = 1,703 \text{ mm}$$

Střední tečný modul

$$m_{tm} = \frac{m_{nm}}{\cos \beta_m} = \frac{1,7}{\cos 20^\circ} = 1,812 \text{ mm}$$

Vnější tečný modul

$$m_{te} = m_{tm} \cdot \left(1 + \frac{\psi_m}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}\right) = 1,812 \cdot \left(1 + \frac{9,576}{\sqrt{21^2 + 50^2}}\right) = 2,132 \text{ mm}$$

=> VOLÍM $m_{te} = 2,5 \text{ mm}$

Skutečný střední tečný modul

$$m_{tm} = \frac{m_{te}}{\left(1 + \frac{\psi_m}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}\right)} = \frac{2,5}{\left(1 + \frac{9,576}{\sqrt{21^2 + 50^2}}\right)} = 2,125 \text{ mm}$$

Skutečný střední normálový modul

$$m_{nm} = m_{tm} \cdot \cos \beta_m = 2,125 \cdot \cos 20^\circ = 1,997 \text{ mm}$$

Šířka ozubení

$$b = \psi_m \cdot m_{nm} = 9,576 \cdot 1,997 = 19,123 \text{ mm}$$

=> PŘEDBĚŽNĚ VOLÍM $b = 22 \text{ mm}$

Geometrie soukolí:

$$h_a = m_{te} = 2,5 \text{ mm}$$

$$d_{e1} = z_1 \cdot m_{te} = 21 \cdot 2,5 = 52,5 \text{ mm}$$

$$d_{e2} = z_2 \cdot m_{te} = 50 \cdot 2,5 = 125 \text{ mm}$$

$$d_{a1} = d_{e1} + 2 \cdot h_a \cdot \cos \delta_1 = 52,5 + 2 \cdot 2,5 \cdot \cos 22,78^\circ = 57,110 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_{e2} + 2 \cdot h_a \cdot \cos \delta_2 = 125 + 2 \cdot 2,5 \cdot \cos 67,22^\circ = 126,936 \text{ mm}$$

$$d_{m1} = d_{e1} - b \cdot \sin \delta_1 = 52,5 - 22 \cdot \sin 22,78^\circ = 43,982 \text{ mm}$$

$$d_{m2} = d_{e2} - b \cdot \sin \delta_2 = 125 - 22 \cdot \sin 67,22^\circ = 104,716 \text{ mm}$$

$$\alpha_{tm} = 20^\circ$$

$$\alpha_{nm} = \arctg(\tg \alpha_{tm} \cdot \cos \beta_m) = \arctg(\tg 20^\circ \cdot \cos 20^\circ) = 18,88^\circ$$

Náhradní ozubená kola

$$d'_{n1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} = \frac{43,982}{\cos 22,78^\circ} = 47,703 \text{ mm}$$

$$d'_{n2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2} = \frac{104,716}{\cos 67,22^\circ} = 270,449 \text{ mm}$$

$$h_{an} = m_{nm} = 1,997 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}
d'_{an1} &= d'_{n1} + 2 \cdot h_{an} = 47,703 + 2 \cdot 1,997 = 51,697 \text{ mm} \\
d'_{an2} &= d'_{n2} + 2 \cdot h_{an} = 270,449 + 2 \cdot 1,997 = 274,443 \text{ mm} \\
d'_{bn1} &= d'_{n1} \cdot \cos \alpha_{tm} = 47,703 \cdot \cos 20^\circ = 44,826 \text{ mm} \\
d'_{bn2} &= d'_{n2} \cdot \cos \alpha_{tm} = 270,449 \cdot \cos 20^\circ = 254,139 \text{ mm} \\
a'_n &= \frac{d'_{n1} + d'_{n2}}{2} = \frac{47,707 + 270,449}{2} = 159,078 \text{ mm} \\
p'_{tm} &= \pi \cdot m_{tm} = \pi \cdot 1,997 = 6,274 \text{ mm}
\end{aligned}$$

Součinitel trvání záběru

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d'^2_{an1} - d'^2_{bn1}} + \sqrt{d'^2_{an2} - d'^2_{bn2}} - 2 \cdot a'_n \cdot \sin \alpha_{tm}}{2 \cdot p_{tmb}}$$

$$p_{tmb} = p'_{tm} \cdot \cos \alpha_{tm} = 6,274 \cdot \cos 20^\circ = 5,896 \text{ mm}$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{51,697^2 - 44,826^2} + \sqrt{274,443^2 - 254,139^2} - 2 \cdot 159,078 \cdot \sin 20^\circ}{2 \cdot 5,896} = 1,741$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta_m}{p'_{tm}} = \frac{22 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{6,274} = 1,276$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,741 + 1,276 = 3,017 \cong 3$$

=> VYHOVUJE

5. 2. 2 Silové poměry

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{K1}}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 16,6}{0,043982} = 754,9 \text{ N}$$

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_m} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{nm} \cdot \sin \delta_1 + \sin \beta_m \cdot \cos \delta_1)$$

$$F_{a1} = \frac{754,9}{\cos 20^\circ} \cdot (\operatorname{tg} 18,88^\circ \cdot \sin 22,78^\circ + \sin 20^\circ \cdot \cos 22,78^\circ) = 359,7 \text{ N}$$

$$F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_m} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{nm} \cdot \cos \delta_1 - \sin \beta_m \cdot \sin \delta_1)$$

$$F_{r1} = \frac{754,9}{\cos 20^\circ} \cdot (\operatorname{tg} 18,88^\circ \cdot \cos 22,78^\circ - \sin 20^\circ \cdot \sin 22,78^\circ) = 146,9 \text{ N}$$

$$F_{t2} = F_{t1} = 754,9 \text{ N}$$

$$F_{a2} = F_{r1} = 146,9 \text{ N}$$

$$F_{r2} = F_{a1} = 359,7 \text{ N}$$

5. 2. 3 Pevnostní kontrola

Kontrola z hlediska únavy v dotyku

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}$$

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{EV} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{b \cdot d'_{n1}} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v}}$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,5 \cdot 1,6 \cdot 1,2 = 2,88$$

$$K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,2$$

$$Z_E = 190; Z_H = 2,5; Z_{EV} = 0,76; Z_R = 0,85; S_{Hmin} = 1,3$$

$$\sigma_{H0} = 190 \cdot 2,5 \cdot 0,76 \cdot \sqrt{\frac{754,9}{22 \cdot 47,7} \cdot \frac{5,61 + 1}{5,61}} = 332,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = 332,4 \cdot \sqrt{2,88} = 564 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{Hlim1} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1140 \cdot 0,85}{1,3} = 745,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = 564 \text{ MPa} < \sigma_{HP1} = 745,4 \text{ MPa}$$

=> VYHOVUJE

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení

$$K_{AS} = 2$$

$$\sigma_{HPmax1} = \sigma_{HPmax2} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 600 = 2400 \text{ MPa}$$

$$F_{t1max} = F_{t1} \cdot K_{AS} = 754,9 \cdot 2 = 1509,8 \text{ N}$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1max} \cdot K_H}{F_{t1}}} = 332,4 \cdot \sqrt{\frac{1509,8 \cdot 2,88}{754,9}} = 798 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hmax} = 798 \text{ MPa} < \sigma_{HPmax1} = 2400 \text{ MPa}$$

=> VYHOVUJE

Kontrola z hlediska únavy v ohybu

$$\sigma_F = \frac{F_{t1}}{b \cdot m_{nm}} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{EV} \leq \sigma_{FP}$$

$$K_F = 2,88; Y_{FS1} = 4,4; Y_{FS2} = 4,35; Y_{\beta} = 0,83; S_{Fmin} = 1,4$$

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}} = \frac{390}{1,4} = 278,6 \text{ MPa}$$

$$Y_{\varepsilon v} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}} = \frac{1}{1,741} = 0,574$$

$$\sigma_{F1} = \frac{754,9}{22 \cdot 1,997} \cdot 2,88 \cdot 4,4 \cdot 0,83 \cdot 0,574 = 103,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{754,9}{22 \cdot 1,997} \cdot 2,88 \cdot 4,35 \cdot 0,83 \cdot 0,574 = 102,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F1} = 103,7 \text{ MPa} < \sigma_{FP} = 278,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = 102,6 \text{ MPa} < \sigma_{FP} = 278,6 \text{ MPa}$$

=> VYHOVUJE

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{t1max}}{F_{t1}} = \sigma_F \cdot K_{AS} \leq \sigma_{FPmax}$$

$$\sigma_{Fmax1} = 103,7 \cdot 2 = 207,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax2} = 102,6 \cdot 2 = 205,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flim1} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 390 = 780 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax1} = 207,8 \text{ MPa} < \sigma_{FPmax} = 780 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax2} = 205,4 \text{ MPa} < \sigma_{FPmax} = 780 \text{ MPa}$$

=> VYHOVUJE

5.3 Čelní soukolí se šikmými zuby

5.3.1 Návrhový výpočet

Tabulka 3 – Materiály ozubených kol a mechanické vlastnosti

	Pastorek (3)	Kolo (4)
Materiál	12051.4	12051.4
Pastorek	Zuby cementované, kalené, broušené	
Kolo	Zuby povrchově kalené po boku, broušené	
V_{HV}	650 až 720	650 až 720
σ_{Hlim} [MPa]	1210	1210
σ_{Flim} [MPa]	500	500
R_e [MPa]	295	295
R_m [MPa]	495	495

Hodnoty v Tabulce 3 vyplývají z [5], součinitele a rovnice v kapitole 5.3 jsou převzaty z [2] a [5].

$$z_3 = 17$$

$$z_4 = 43$$

$$\beta = 15^\circ$$

$$\Rightarrow \text{skutečný převodový poměr } i_{3,4} = \frac{43}{17} \cong 2,53$$

Průměr roztečné kružnice pastorku

$$d_3 = f_H \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{K2}}{\psi_D \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i_{3,4} + 1}{i_{3,4}}} = 690 \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 38,2}{0,9 \cdot 968^2} \cdot \frac{2,53 + 1}{2,53}} = 35,196 \text{ mm}$$

$$K_H = K_F = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,5 \cdot 1,4 = 2,1$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim} = 0,8 \cdot 1210 = 968 \text{ MPa}$$

$$\psi_D = 0,9$$

Normálový modul

$$m_n = \frac{d_3 \cdot \cos \beta}{z_3} = \frac{35,196 \cdot \cos 15^\circ}{17} = 2 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow \text{VOLÍM } m_n = 3 \text{ mm}$$

Čelní modul

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{3}{\cos 15^\circ} = 3,106$$

Šířka ozubení

$$\psi_m = z_3 \cdot \psi_D = 17 \cdot 0,9 = 15,3$$

$$b = \psi_m \cdot m_n = 15,3 \cdot 3 = 45,9 \text{ mm}$$

=> PŘEDBĚŽNĚ VOLÍM $b = 53 \text{ mm}$

Geometrie soukolí

$$d_3 = m_t \cdot z_3 = 3,106 \cdot 17 = 52,802 \text{ mm}$$

$$d_4 = m_t \cdot z_4 = 3,106 \cdot 43 = 133,558 \text{ mm}$$

$$h_a = m_n = 3 \text{ mm}$$

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot h_a = 52,802 + 2 \cdot 3 = 58,802 \text{ mm}$$

$$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot h_a = 133,558 + 2 \cdot 3 = 139,558 \text{ mm}$$

$$h_f = 1,25 \cdot m_n = 1,25 \cdot 3 = 3,75 \text{ mm}$$

$$d_{f3} = d_3 - 2 \cdot h_f = 52,802 - 2 \cdot 3,75 = 45,302 \text{ mm}$$

$$d_{f4} = d_4 - 2 \cdot h_f = 133,558 - 2 \cdot 3,75 = 126,058 \text{ mm}$$

$$\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} = \arctg \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 15^\circ} = 20,65^\circ$$

$$d_{b3} = d_3 \cdot \cos \alpha_t = 52,802 \cdot \cos 20,65^\circ = 49,410 \text{ mm}$$

$$d_{b4} = d_4 \cdot \cos \alpha_t = 133,558 \cdot \cos 20,65^\circ = 124,977 \text{ mm}$$

$$a = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{52,802 + 133,558}{2} = 93,180 \text{ mm}$$

$$p_t = m_t \cdot \pi = 3,11 \cdot \pi = 9,758 \text{ mm}$$

Součinitel trvání záběru

$$\varepsilon_\alpha = \frac{0,5 \cdot \left(\sqrt{d_{a3}^2 - d_{b3}^2} + \sqrt{d_{a4}^2 - d_{b4}^2} \right) - a \cdot \sin \alpha_t}{p_t \cdot \cos \alpha_t}$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{0,5 \cdot \left(\sqrt{58,802^2 - 49,41^2} + \sqrt{139,558^2 - 124,977^2} \right) - 93,18 \cdot \sin 20,65^\circ}{9,758 \cdot \cos 20,65^\circ} = 1,548$$

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta}{p_t} = \frac{53 \cdot \operatorname{tg} 15^{\circ}}{9,758} = 1,455$$

$$\varepsilon = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta} = 1,548 + 1,454 = 3,002 \cong 3$$

=> VYHOVUJE

5. 3. 2 Silové poměry

$$F_{t3} = F_{t4} = \frac{2 \cdot M_{K2}}{d_3} = \frac{2 \cdot 38,2}{0,052802} = 1446,9 \text{ N}$$

$$F_{a3} = F_{a4} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg} \beta = 1446,9 \cdot \operatorname{tg} 15^{\circ} = 387,7 \text{ N}$$

$$F_{r3} = F_{r4} = \frac{F_{t3}}{\cos \beta} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n = \frac{1446,9}{\cos 15^{\circ}} \cdot \operatorname{tg} 20^{\circ} = 545,2 \text{ N}$$

5. 3. 3. Pevnostní kontrola

Kontrola z hlediska únavy v dotyku

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}$$

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{\varepsilon} \cdot \sqrt{\frac{F_{t3}}{b \cdot d_3} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,5 \cdot 1,6 \cdot 1,2 = 2,88$$

$$K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,2$$

$$Z_E = 190; Z_H = 2,42; Z_{\varepsilon} = 0,8; Z_R = 1; u = i_{3,4} = 2,53; S_{Hmin} = 1,3$$

$$\sigma_{H0} = 190 \cdot 2,42 \cdot 0,8 \cdot \sqrt{\frac{1446,9}{53 \cdot 52,802} \cdot \frac{2,53+1}{2,53}} = 312 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = 312 \cdot \sqrt{2,88} = 529,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HP3} = \frac{\sigma_{Hlim3} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1210 \cdot 1}{1,3} = 930,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = 529,5 \text{ MPa} < \sigma_{HP3} = 930,8 \text{ MPa}$$

=> VYHOVUJE

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení

$$K_{AS} = 2$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{\frac{F_{t3max} \cdot K_H}{F_{t3}}} = 312 \cdot \sqrt{\frac{2893,8 \cdot 2,88}{1446,9}} = 748,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{HPmax3}} = \sigma_{\text{HPmax4}} = 4 \cdot V_{\text{HV}} = 4 \cdot 650 = 2600 \text{ MPa}$$

$$F_{t3\text{max}} = F_{t3} \cdot K_{\text{AS}} = 1446,9 \cdot 2 = 2893,8 \text{ N}$$

$$\sigma_{\text{Hmax}} = 748,8 \text{ MPa} < \sigma_{\text{HPmax3;4}} = 2600 \text{ MPa}$$

=> VYHOVUJE

Kontrola z hlediska únavy v ohybu

$$\sigma_{\text{F}} = \frac{F_{t3}}{b \cdot m_n} \cdot K_{\text{F}} \cdot Y_{\text{FS}} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\text{EV}} \leq \sigma_{\text{FP}}$$

$$K_{\text{F}} = 2,88; Y_{\text{FS3}} = 4,86; Y_{\text{FS4}} = 3,96; Y_{\beta} = 0,87; S_{\text{Fmin}} = 1,4$$

$$\sigma_{\text{FP3}} = \frac{\sigma_{\text{Flim}}}{S_{\text{Fmin}}} = \frac{500}{1,4} = 357,1 \text{ MPa}$$

$$Y_{\text{EV}} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}} = \frac{1}{1,548} = 0,646$$

$$\sigma_{\text{F3}} = \frac{1446,9}{53 \cdot 3} \cdot 2,88 \cdot 4,86 \cdot 0,87 \cdot 0,646 = 71,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{F4}} = \frac{1446,9}{53 \cdot 3} \cdot 2,88 \cdot 3,96 \cdot 0,87 \cdot 0,646 = 58,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{F3}} = 71,6 \text{ MPa} < \sigma_{\text{FP}} = 357,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{F4}} = 58,3 \text{ MPa} < \sigma_{\text{FP}} = 357,1 \text{ MPa}$$

=> VYHOVUJE

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{\text{Fmax}} = \sigma_{\text{F}} \cdot \frac{F_{t3\text{max}}}{F_{t3}} = \sigma_{\text{F}} \cdot K_{\text{AS}} \leq \sigma_{\text{FPmax}}$$

$$\sigma_{\text{Fmax3}} = 71,1 \cdot 2 = 143,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{Fmax4}} = 58,3 \cdot 2 = 116,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{FPmax}} = 0,8 \cdot \sigma_{\text{FSt}} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{\text{Flim3}} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 500 = 1000 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{Fmax3}} = 143,2 \text{ MPa} < \sigma_{\text{FPmax}} = 1000 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{Fmax4}} = 116,6 \text{ MPa} < \sigma_{\text{FPmax}} = 1000 \text{ MPa}$$

=> VYHOVUJE

5. 4 Čelní soukolí reverzace

5. 4. 1 Návrhový výpočet

Tabulka 4 – Materiály ozubených kol a mechanické vlastnosti

	Pastorek (5)	Kolo (6)	Kolo (7)
Materiál	12020.9	15241.4	15241.4
Pastorek	Zuby cementované, kalené, broušené		
Kolo	Zuby povrchově kalené po boku, broušené		
V _{HV}	650 až 720	600 až 675	600 až 675
σ _{Hlim} [MPa]	1210	1160	1160
σ _{Flim} [MPa]	500	528	528
R _e [MPa]	295	850	850
R _m [MPa]	495	980	980

Hodnoty v Tabulce 4 vyplývají z [5], součinitele a rovnice v kapitole 5. 4 jsou převzaty z [2] a [5].

$$i_{5,6,7} \cong i_{3,4} = \frac{48}{19} \cong 2,53$$

$$z_5 = 19$$

$$z_6 = 29$$

$$z_7 = 48$$

$$\beta = 15^\circ$$

$$i_{5,6} = \frac{29}{19} \cong 1,526; i_{6,7} = \frac{48}{29} \cong 1,655$$

$$M_{Kr} = M_{K2} \cdot i_{5,6} = 38,2 \cdot 1,526 = 58,3 \text{ Nm}$$

Průměr roztečné kružnice kol 5 a 6

$$d_5 = f_H \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{K2} \cdot i_{5,6} + 1}{\psi_D \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot i_{5,6}}} = 690 \sqrt[3]{\frac{1,95 \cdot 38,2 \cdot 1,526 + 1}{0,9 \cdot 968^2 \cdot 1,526}} = 36,350 \text{ mm}$$

$$d_6 = f_H \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{Kr} \cdot i_{6,7} + 1}{\psi_D \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot i_{6,7}}} = 690 \sqrt[3]{\frac{1,95 \cdot 58,3 \cdot 1,655 + 1}{0,9 \cdot 928^2 \cdot 1,655}} = 42,598 \text{ mm}$$

$$K_H = K_F = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,5 \cdot 1,3 = 1,95$$

$$\sigma_{HP5} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim1} = 0,8 \cdot 1210 = 968 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HP6} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim2} = 0,8 \cdot 1160 = 928 \text{ MPa}$$

$$\psi_D = 0,9$$

Normálový modul

$$m_{n5} = \frac{d_5 \cdot \cos \beta}{z_5} = \frac{36,350 \cdot \cos 15^\circ}{19} = 1,848 \text{ mm}$$

$$m_{n6} = \frac{d_6 \cdot \cos \beta}{z_6} = \frac{42,598 \cdot \cos 15^\circ}{29} = 1,419 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow \text{VOLÍM } m_n = 2,5 \text{ mm}$$

Čelní modul

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{2,5}{\cos 15^\circ} = 2,588 \text{ mm}$$

Šířka ozubení

$$\psi_m = z_5 \cdot \psi_D = 19 \cdot 0,9 = 17,1$$

$$b = \psi_m \cdot m_n = 17,1 \cdot 2,5 = 42,750 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow \text{PŘEDBĚŽNĚ VOLÍM } b = 43 \text{ mm}$$

Geometrie soukolí

$$d_5 = m_t \cdot z_5 = 2,588 \cdot 19 = 49,172 \text{ mm}$$

$$d_6 = m_t \cdot z_6 = 2,588 \cdot 29 = 75,052 \text{ mm}$$

$$d_7 = m_t \cdot z_7 = 2,588 \cdot 48 = 124,224 \text{ mm}$$

$$h_a = m_n = 2,5 \text{ mm}$$

$$d_{a5} = d_5 + 2 \cdot h_a = 49,172 + 2 \cdot 2,5 = 54,172 \text{ mm}$$

$$d_{a6} = d_6 + 2 \cdot h_a = 75,052 + 2 \cdot 2,5 = 80,052 \text{ mm}$$

$$d_{a7} = d_7 + 2 \cdot h_a = 124,224 + 2 \cdot 2,5 = 129,224 \text{ mm}$$

$$h_f = 1,25 \cdot m_n = 1,25 \cdot 2,5 = 3,125 \text{ mm}$$

$$d_{f5} = d_5 - 2 \cdot h_f = 49,172 - 2 \cdot 3,125 = 42,922 \text{ mm}$$

$$d_{f6} = d_6 - 2 \cdot h_f = 75,052 - 2 \cdot 3,125 = 68,802 \text{ mm}$$

$$d_{f7} = d_7 - 2 \cdot h_f = 124,224 - 2 \cdot 3,125 = 117,974 \text{ mm}$$

$$\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} = \arctg \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 15^\circ} = 20,65^\circ$$

$$d_{b5} = d_5 \cdot \cos \alpha_t = 49,172 \cdot \cos 20,65^\circ = 46,013 \text{ mm}$$

$$d_{b6} = d_6 \cdot \cos \alpha_t = 75,052 \cdot \cos 20,65^\circ = 70,230 \text{ mm}$$

$$d_{b7} = d_7 \cdot \cos \alpha_t = 124,224 \cdot \cos 20,65^\circ = 116,243 \text{ mm}$$

$$a_{5,6} = \frac{d_5 + d_6}{2} = \frac{49,172 + 75,052}{2} = 62,112 \text{ mm}$$

$$a_{6,7} = \frac{d_6 + d_7}{2} = \frac{75,052 + 124,224}{2} = 99,638 \text{ mm}$$

$$p_t = m_t \cdot \pi = 2,588 \cdot \pi = 8,130 \text{ mm}$$

Součinitel trvání záběru

$$\varepsilon_{\alpha 5,6} = \frac{0,5 \cdot \left(\sqrt{d_{a5}^2 - d_{b5}^2} + \sqrt{d_{a6}^2 - d_{b6}^2} \right) - a_{5,6} \cdot \sin \alpha_t}{p_t \cdot \cos \alpha_t}$$

$$\varepsilon_{\alpha 5,6} = \frac{0,5 \cdot \left(\sqrt{54,172^2 - 46,013^2} + \sqrt{80,052^2 - 70,23^2} \right) - 62,112 \cdot \sin 20,65^\circ}{8,13 \cdot \cos 20,65^\circ} =$$

$$\varepsilon_{\alpha 5,6} = 1,525$$

$$\varepsilon_{\alpha 6,7} = \frac{0,5 \cdot \left(\sqrt{d_{a6}^2 - d_{b6}^2} + \sqrt{d_{a7}^2 - d_{b7}^2} \right) - a_{6,7} \cdot \sin \alpha_t}{p_t \cdot \cos \alpha_t}$$

$$\varepsilon_{\alpha 6,7} = \frac{0,5 \cdot \left(\sqrt{80,052^2 - 70,23^2} + \sqrt{129,224^2 - 116,243^2} \right) - 99,638 \cdot \sin 20,65^\circ}{8,13 \cdot \cos 20,65^\circ} =$$

$$\varepsilon_{\alpha 6,7} = 1,616$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta}{p_t} = \frac{43 \cdot \operatorname{tg} 15^\circ}{8,13} = 1,417$$

$$\varepsilon_{5,6} = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,525 + 1,417 = 2,942 \cong 3$$

$$\varepsilon_{6,7} = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,616 + 1,417 = 3,033 \cong 3$$

=> VYHOVUJE

5. 4. 2 Silové poměry

$$F_{t5} = F_{t6} = F_{t7} = \frac{2 \cdot M_{K2}}{d_5} = \frac{2 \cdot 38,2}{0,049172} = 1553,7 \text{ N}$$

$$F_{a5} = F_{a6} = F_{a7} = F_{t5} \cdot \operatorname{tg} \beta = 1553,7 \cdot \operatorname{tg} 15^\circ = 416,3 \text{ N}$$

$$F_{r5} = F_{r6} = F_{r7} = \frac{F_{t5}}{\cos \beta} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n = \frac{1553,7}{\cos 15^\circ} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 585,4 \text{ N}$$

5. 4. 3 Pevnostní kontrola

Kontrola z hlediska únavy v dotyku

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}$$

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t5}}{b \cdot d_5} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,5 \cdot 1,6 \cdot 1,2 = 2,88$$

$$K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,2$$

$$Z_E = 190; Z_H = 2,42; Z_\varepsilon = 0,82; Z_R = 1; u = i_{5,6,7} = 2,53$$

$$\sigma_{H0} = 190 \cdot 2,42 \cdot 0,82 \cdot \sqrt{\frac{1553,7}{53 \cdot 49,172} \cdot \frac{2,53+1}{2,53}} = 343,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = 343,9 \cdot \sqrt{2,88} = 583,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HP5} = \frac{\sigma_{Hlim5} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1210 \cdot 1}{1,3} = 930,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = 583,5 \text{ MPa} < \sigma_{HP5} = 930,8 \text{ MPa}$$

=> VYHOVUJE

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{\frac{F_{t5max} \cdot K_H}{F_{t5}}} = 343,9 \cdot \sqrt{\frac{3107,4 \cdot 2,88}{1553,7}} = 825,4 \text{ MPa}$$

$$K_{AS} = 2$$

$$\sigma_{HPmax5} = \sigma_{HPmax6} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 650 = 2600 \text{ MPa}$$

$$F_{t5max} = F_{t5} \cdot K_{AS} = 1553,7 \cdot 2 = 3107,4 \text{ N}$$

$$\sigma_{Hmax} = 825,4 \text{ MPa} < \sigma_{HPmax5;6} = 2600 \text{ MPa}$$

=> VYHOVUJE

Kontrola z hlediska únavy v ohybu

$$\sigma_F = \frac{F_{t5}}{b \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_{\epsilon v} \leq \sigma_{FP}$$

$$K_F = 2,88; Y_{FS5} = 4,6; Y_{FS6} = 4,48; Y_{FS7} = 4,27; Y_\beta = 0,87; S_{Fmin} = 1,4$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}} = \frac{500}{1,4} = 357,1 \text{ MPa}$$

$$Y_{\epsilon v} = \frac{1}{\epsilon_\alpha} = \frac{1}{1,525} = 0,656$$

$$\sigma_{F5} = \frac{1553,7}{53 \cdot 2,5} \cdot 2,88 \cdot 4,6 \cdot 0,87 \cdot 0,656 = 88,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F6} = \frac{1553,7}{53 \cdot 2,5} \cdot 2,88 \cdot 4,48 \cdot 0,87 \cdot 0,656 = 86,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F7} = \frac{1553,7}{53 \cdot 2,5} \cdot 2,88 \cdot 4,27 \cdot 0,87 \cdot 0,671 = 82,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F5} = 88,7 \text{ MPa} < \sigma_{FP} = 357,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F6} = 86,3 \text{ MPa} < \sigma_{FP} = 357,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F7} = 82,3 \text{ MPa} < \sigma_{FP} = 357,1 \text{ MPa}$$

=> VYHOVUJE

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{t5max}}{F_{t5}} = \sigma_F \cdot K_{AS} \leq \sigma_{FPmax}$$

$$\sigma_{Fmax5} = 88,7 \cdot 2 = 177,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax6} = 86,3 \cdot 2 = 172,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax7} = 82,3 \cdot 2 = 164,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flim5} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 500 = 1000 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax5} = 177,4 \text{ MPa} < \sigma_{FPmax} = 1000 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax6} = 172,6 \text{ MPa} < \sigma_{FPmax} = 1000 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax7} = 164,6 \text{ MPa} < \sigma_{FPmax} = 1000 \text{ MPa}$$

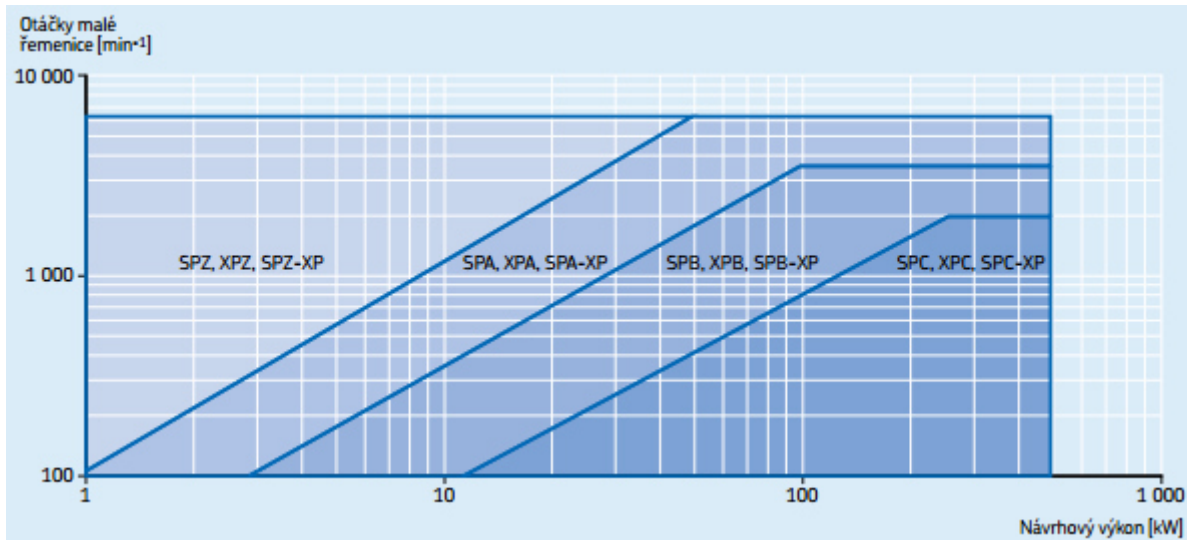
=> VYHOVUJE

5. 5 Výpočet řemenového převodu

5. 5. 1 Návrhový výpočet

Návrh a výpočet řemenového převodu v kapitole 5. 5 byl proveden podle [3] a [4].

$$n_3 = n_{Ax} \cdot \frac{1}{i_{1,2}} \cdot \frac{1}{i_{3,4}} = 2880 \cdot \frac{21}{50} \cdot \frac{17}{43} = 478,2 \text{ min}^{-1}$$



Obr. 12 – Diagram pro určení průřezu řemene [4]

=> DLE Obr. 12 VOLÍM ŘEMEN PRŮŘEZU SPA

VOLÍM $d_8 = 106 \text{ mm}$

$$d_9 = d_8 \cdot i_{8,9} \cdot \psi = 106 \cdot 2,4 \cdot (0,98 \div 0,99) = (249,3 \div 251,9) \text{ mm}$$

=> VOLÍM $d_9 = 250 \text{ mm}$

Osová vzdálenost

$$a_{\text{dop}} = (0,7 \div 2) \cdot (d_8 + d_9) = (0,7 \div 2) \cdot (106 + 250) = (249 \div 712) \text{ mm}$$

=> PŘEDBĚŽNĚ VOLÍM $a = 600 \text{ mm}$

$$\frac{\beta}{2} = \arcsin \frac{d_9 - d_8}{2 \cdot a} = \arcsin \frac{250 - 106}{2 \cdot 600} = 6,9^\circ$$

$$\Rightarrow \beta = 13,8^\circ$$

$$\alpha_1 = 180 - \beta = 166,2^\circ$$

$$\alpha_2 = 180 + \beta = 193,8^\circ$$

Délka řemene

$$L_p = \frac{\pi}{2} \cdot (d_8 + d_9) + \frac{\beta}{2} \cdot (d_9 - d_8) + 2a \cdot \cos \frac{\beta}{2} =$$
$$= \frac{\pi}{2} (106 + 250) + \frac{\pi \cdot 6,9}{180} (250 - 106) + 2 \cdot 600 \cdot \cos 6,9 =$$
$$L_p = 1767,9 \text{ mm}$$

=> VOLÍM NORMALIZOVANOU DÉLKU $L_p = 1800 \text{ mm}$

Skutečná osová vzdálenost

$$W = \pi \cdot \frac{d_8 + d_9}{2} = \pi \cdot \frac{106 + 250}{2} = 559,2 \text{ mm}$$
$$y = \left(\frac{d_9 - d_8}{2} \right)^2 = \left(\frac{250 - 106}{2} \right)^2 = 5184 \text{ mm}^2$$
$$a = 0,25 \cdot [(L_p - W) + \sqrt{(L_p - W)^2 - 8 \cdot y}] =$$
$$= 0,25 \cdot [(1800 - 559,2) + \sqrt{(1800 - 559,2)^2 - 8 \cdot 5184}] =$$
$$a = 616,19 \text{ mm}$$

Skutečně přenositelný výkon jedním řemenem

$$P_b = 1,56 \text{ kW}; C_1 = 0,95; C_2 = 1,1; C_3 = 0,97$$

$$P_d = P_1 \cdot C_2 = 5 \cdot 1,1 = 5,5 \text{ kW}$$

$$P_r = P_b \cdot C_3 \cdot C_1 = 1,56 \cdot 0,97 \cdot 0,95 = 1,438 \text{ kW}$$

Počet řemenů

$$N = \frac{P_d}{P_r} = \frac{5,5}{1,438} = 3,82$$

=> VOLÍM $N = 4$ řemeny

5. 5. 2 Silové poměry

Užitečná obvodová síla:

$$F_{t8} = \frac{2 \cdot M_{K3}}{d_8} = \frac{2 \cdot 93,6}{0,106} = 1766 \text{ N}$$

$$f = 0,25; \alpha = 40^\circ$$

$$f_k = \frac{f}{\sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,25}{\sin 20^\circ} = 0,731$$

$$F_{8_1} = \frac{F_{t8} \cdot e^{\alpha_1 f_k}}{e^{\alpha_1 f_k} - 1} = \frac{1766 \cdot e^{\frac{\pi \cdot 166,2}{180} \cdot 0,731}}{e^{\frac{\pi \cdot 166,2}{180} \cdot 0,731} - 1} = 2006,8 \text{ N}$$

$$F = F_{8_1} - F_{8_2} = F_{t8}$$

$$\Rightarrow F_{8_2} = F_{8_1} - F_{t8} = 2006,8 - 1766 = 240,8 \text{ N}$$

Radiální síla

$$F_{r8} = \sqrt{F_{8_1}^2 + F_{8_2}^2 - 2F_{8_1}F_{8_2} \cdot \cos \beta} =$$

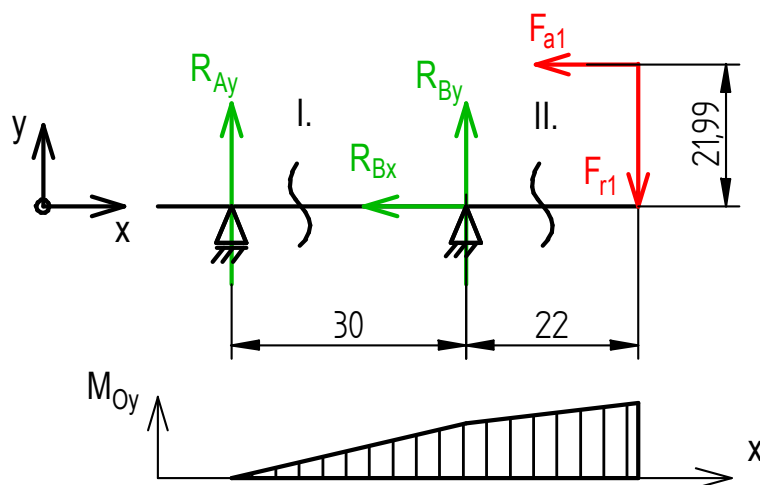
$$F_{r8} = \sqrt{2006,8^2 + 240,8^2 - 2 \cdot 2006,8 \cdot 240,8 \cdot \cos 13,8^\circ} = 1773,9 \text{ N}$$

Předpětí

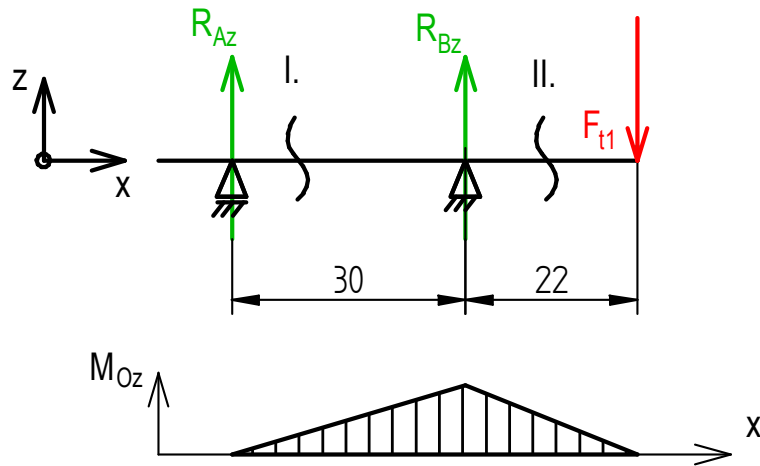
$$F_{8_0} = \frac{F_{8_1} + F_{8_2}}{2} = \frac{2006,8 + 240,8}{2} = 1123,8 \text{ N}$$

5. 6 Návrh hřídelí

5. 6. 1 Výpočet vstupní hřídele



Obr. 13 – Reakce a ohybový moment na vstupní hřídeli v rovině x-y



Obr. 14 - Reakce a ohybový moment na vstupní hřídeli v rovině x-z

Podporové reakce

x – y:

$$B: R_{Ay} \cdot 30 + F_{r1} \cdot 22 - F_{a1} \cdot 21,99 = 0$$

$$\Rightarrow R_{Ay} = \frac{21,99}{30} \cdot F_{a1} - \frac{22}{30} F_{r1} = \frac{21,99 \cdot 359,7 - 22 \cdot 146,9}{30} = 155,9 \text{ N}$$

$$x: R_{Bx} + F_{a1} = 0 \Rightarrow R_{Bx} = -F_{a1} = -359,7 \text{ N}$$

$$z: R_{Ay} + R_{By} - F_{r1} = 0 \Rightarrow R_{By} = F_{r1} - R_{Ay} = 146,9 - 155,9 = -9 \text{ N}$$

x – z:

$$B: R_{Az} \cdot 30 + F_{t1} \cdot 22 = 0 \Rightarrow R_{Az} = -\frac{22}{30} \cdot F_{t1} = -\frac{22}{30} \cdot 754,9 = -553,6 \text{ N}$$

$$y: R_{Az} + R_{Bz} - F_{t1} = 0 \Rightarrow R_{Bz} = F_{t1} - R_{Az} = 754,9 - (-553,6) = 1308,5 \text{ N}$$

$$R_{Ar} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{155,9^2 + 553,6^2} = 575,1 \text{ N}$$

$$R_{Br} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{9^2 + 1308,5^2} = 1308,5 \text{ N}$$

VSÚ (vnitřní statické účinky)

x – y:

I. $x \in (0; 30)$:

$$R_{Ay} \cdot x - M_{z1}(x) = 0 \Rightarrow M_{z1}(0) = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{z1}(30) = 155,9 \cdot 30 = 4677 \text{ Nmm}$$

II. $x \in (30; 52)$:

$$R_{Ay} \cdot x + R_{By} \cdot (x - 30) - M_{z2}(x) = 0$$

$$\Rightarrow M_{z2}(52) = 155,9 \cdot 52 + (-9) \cdot 22 = 7909 \text{ Nmm}$$

x – z:

I. $x \in (0; 30)$:

$$R_{Az} \cdot x - M_{y1}(x) = 0 \Rightarrow M_{y1}(0) = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{y1}(30) = 553,6 \cdot 30 = 16608 \text{ Nmm}$$

II. $x \in (30; 52)$:

$$R_{Az} \cdot x + R_{Bz} \cdot (x - 30) - M_{y2}(x) = 0 \Rightarrow M_{y2}(52) = 553,6 \cdot 52 - 1308,5 \cdot 22 = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{Omax1} = \sqrt{M_z^2(35) + M_{y1}^2(35)} = \sqrt{4677^2 + 16608^2} = 17254 \text{ Nmm}$$

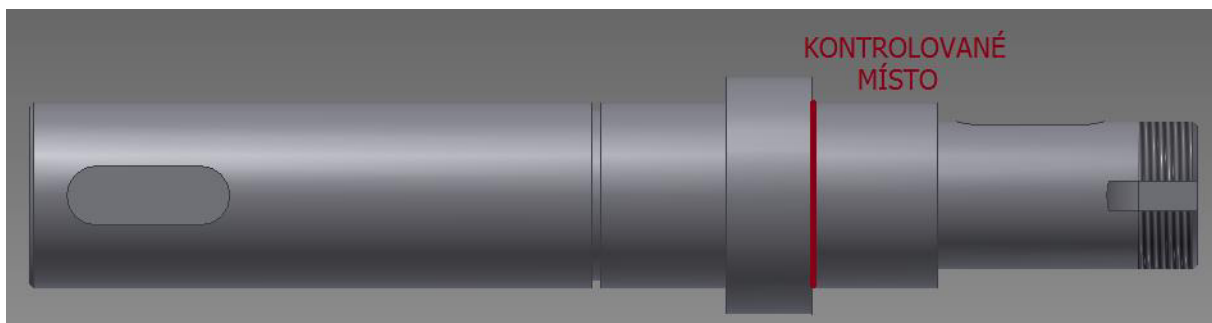
Minimální průměr

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{red}}{\frac{\pi D^3}{32}} \leq \sigma_{D,o}$$

$$M_{red1} = \sqrt{M_{Omax1}^2 + 0,75 \cdot (0,6 \cdot M_{k1})^2} = \sqrt{17,3^2 + 0,75 \cdot (0,6 \cdot 16,6)^2} = 19,3 \text{ Nm}$$

$$\Rightarrow D_1 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red1}}{\pi \cdot \sigma_{D,o}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 19300}{\pi \cdot 100}} = 12,5 \text{ mm}$$

5. 6. 2 Pevnostní kontrola vstupní hřídele



Obr. 15 – Kontrolované místo na vstupní hřídeli

Pevnostní kontrola hřídele v kapitole 5. 6. 2 byla provedena dle [6].

$$\sigma_c^* = \frac{0,35 \cdot R_m \cdot v \cdot \eta}{\beta}$$

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1)$$

$$q = \frac{1}{2} \cdot (q_1 + q_2)$$

ZÁPICH TVARU G; $D_1 = 25 \text{ mm}$; $D = 32 \text{ mm}$; $r = 0,8 \text{ mm}$ [3]

$$\Rightarrow q_1 = 0,6; q_2 = 0,54; \alpha = 1,63; \nu = 0,95; \eta = 0,85$$

$$q = \frac{1}{2} \cdot (q_1 + q_2) = \frac{1}{2} \cdot (0,6 + 0,54) = 0,57$$

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1) = 1 + 0,57 \cdot (1,63 - 1) = 1,359$$

Mez únavy v ohybu

$$\sigma_c^* = \frac{0,35 \cdot R_m \cdot \nu \cdot \eta}{\beta} = \frac{0,35 \cdot 500 \cdot 0,95 \cdot 0,85}{1,359} = 103,98 \text{ MPa}$$

Dynamická bezpečnost v ohybu

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{Omax1}}{W_{O1}} = \frac{32 \cdot M_{Omax1}}{\pi \cdot D_1^3} = \frac{32 \cdot 17300}{\pi \cdot 25^3} = 11,3 \text{ MPa}$$

$$k_{\sigma1} = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_{o1}} = \frac{103,98}{11,3} = 9,2$$

Statická bezpečnost v krutu

$$\tau_{k1} = \frac{M_{k1}}{W_{k1}} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot D_1^3} = \frac{16 \cdot 16600}{\pi \cdot 25^3} = 5,41 \text{ MPa}$$

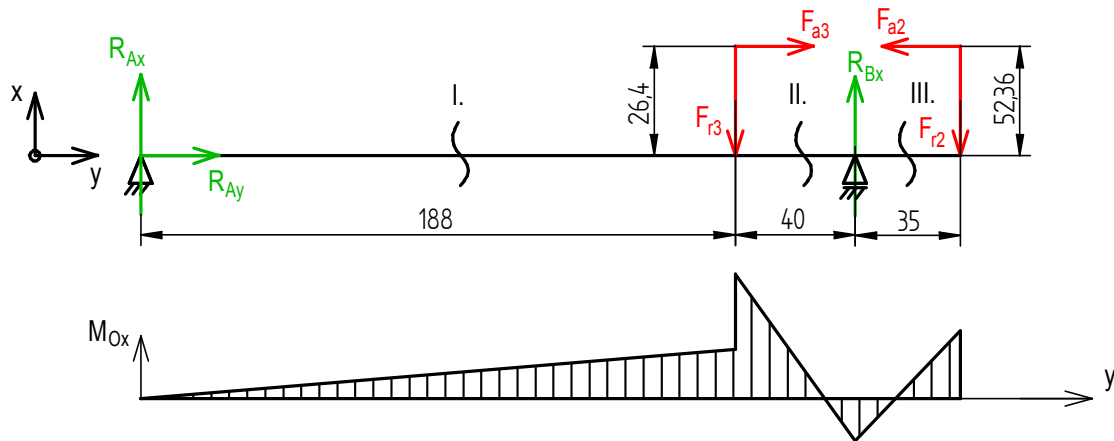
$$\tau_{kl} = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{250}{\sqrt{3}} = 144,34 \text{ MPa}$$

$$k_{\tau1} = \frac{\tau_{kl}}{\tau_{k1}} = \frac{144,34}{5,41} = 26,7$$

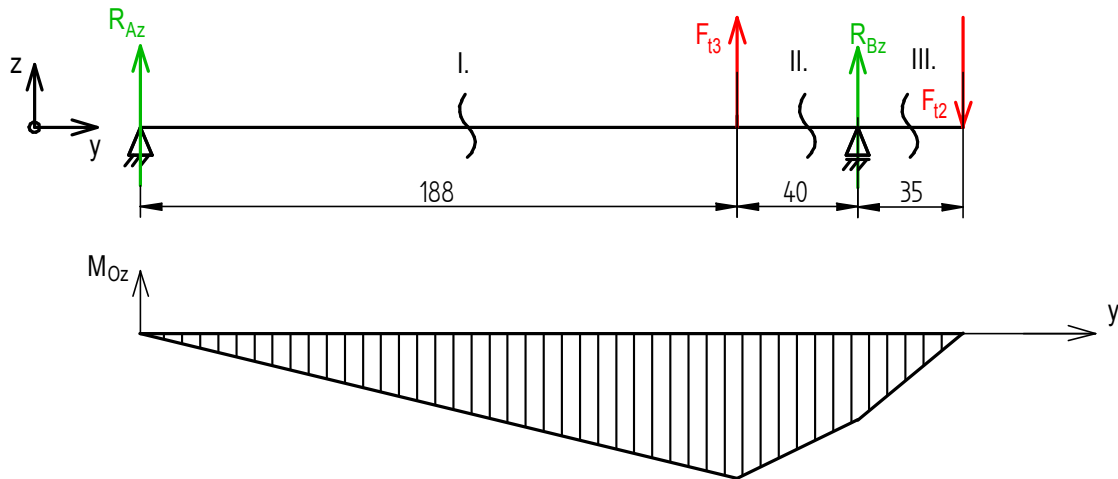
Celková bezpečnost

$$k_1 = \frac{k_{\sigma1} \cdot k_{\tau1}}{\sqrt{k_{\sigma1}^2 + k_{\tau1}^2}} = \frac{9,2 \cdot 26,7}{\sqrt{9,2^2 + 26,7^2}} = 8,7$$

5. 6. 3 Výpočet předlokové hřídele



Obr. 16 - Reakce a ohybový moment na předlokové hřídeli v rovině y-x



Obr. 17 - Reakce a ohybový moment na předlokové hřídeli v rovině y-z

Podporové reakce

y – x:

$$A: F_{r3} \cdot 188 + F_{a3} \cdot 26,4 - R_{Bx} \cdot 228 + F_{r2} \cdot 263 - F_{a2} \cdot 52,36 = 0$$

$$\Rightarrow R_{Bx} = \frac{545,2 \cdot 188 + 387,7 \cdot 26,4 + 359,7 \cdot 263 - 146,9 \cdot 52,36}{228} = 875,6 \text{ N}$$

$$R_{Ay} + F_{a3} - F_{a2} = 0$$

$$\Rightarrow R_{Ay} = F_{a2} - F_{a3} = 146,9 - 387,7 = -240,8 \text{ N}$$

$$R_{Ax} + R_{Bx} - F_{r3} - F_{r2} = 0$$

$$\Rightarrow R_{Ax} = F_{r3} + F_{r2} - R_{Bx} = 545,2 + 359,7 - 875,6 = 29,3 \text{ N}$$

y – z:

$$A: F_{t3} \cdot 188 + R_{Bz} \cdot 228 - F_{t2} \cdot 263 = 0$$

$$\Rightarrow R_{Bz} = \frac{-1446,9 \cdot 188 + 754,9 \cdot 263}{228} = -369,7 \text{ N}$$

$$R_{Az} + F_{t3} + R_{Bz} - F_{t2} = 0$$

$$\Rightarrow R_{Az} = F_{t3} - R_{Bz} + F_{t2} = -1446,9 - (-369,7) + 754,9 = -322,3 \text{ N}$$

$$R_{Ar} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{29,3^2 + 322,3^2} = 323,6 \text{ N}$$

$$R_{Br} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{875,6^2 + 369,7^2} = 950,4 \text{ N}$$

VSÚ

y – x:

I. $y \in (0; 188)$:

$$R_{Ax} \cdot y - M_{z1}(y) = 0 \Rightarrow M_{z1}(0) = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{z1}(188) = 29,3 \cdot 188 = 5508 \text{ Nmm}$$

II. $y \in (188; 228)$:

$$R_{Ax} \cdot y + F_{a3} \cdot 26,4 - F_{r3} \cdot (y - 188) - M_{z2}(y) = 0$$

$$\Rightarrow M_{z2}(188) = 29,3 \cdot 188 + 387,7 \cdot 26,4 = 15744 \text{ Nmm}$$

$$M_{z2}(228) = 29,3 \cdot 228 + 387,7 \cdot 26,4 - 545,2 \cdot 40 = -4892 \text{ Nmm}$$

III. $y \in (228; 263)$:

$$R_{Ax} \cdot y + F_{a3} \cdot 26,4 - F_{r3} \cdot (y - 188) + R_{Bx} \cdot (y - 228) - M_{z3}(y) = 0$$

$$\Rightarrow M_{z3}(263) = 29,3 \cdot 263 + 387,7 \cdot 26,4 - 545,2 \cdot 75 + 875,6 \cdot 35 = 7697 \text{ Nmm}$$

y – z:

I. $y \in (0; 188)$:

$$R_{Az} \cdot y - M_{x1}(y) = 0 \Rightarrow M_{x1}(0) = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{x1}(188) = -369,7 \cdot 188 = -69504 \text{ Nmm}$$

II. $y \in (188; 228)$:

$$R_{Az} \cdot y + F_{t3} \cdot (y - 188) - M_{x2}(y) = 0$$

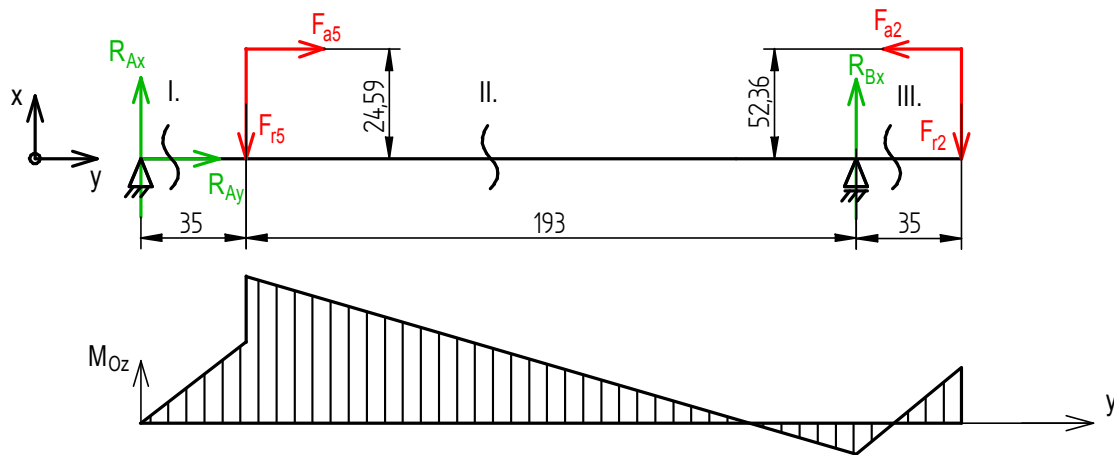
$$\Rightarrow M_{x2}(228) = -369,7 \cdot 228 + 1446,9 \cdot 40 = -26416 \text{ Nmm}$$

III. $y \in (228; 263)$:

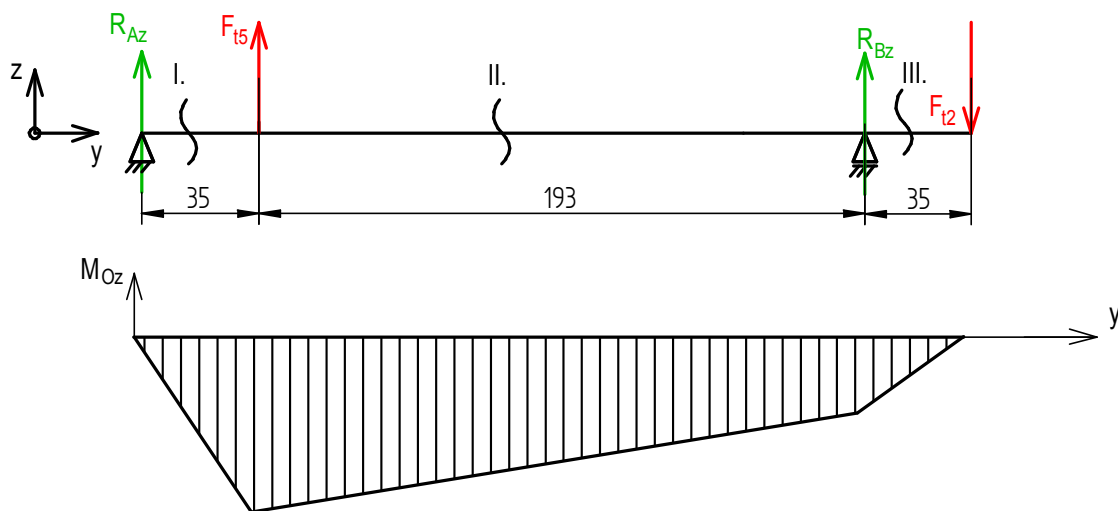
$$F_{t2} \cdot 0 - M_{x3}(y) = 0 \Rightarrow M_{x3}(263) = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{Omax2} = \sqrt{M_z^2(188) + M_x^2(188)} = \sqrt{15744^2 + 69504^2} = 71265 \text{ Nmm}$$

5. 6. 4 Výpočet předlokové hřídele při reverzaci chodu



Obr. 18 – Reakce a ohybový moment na předlokové hřídeli v rovině y-x



Obr. 19 – Reakce a ohybový moment na předlokové hřídeli v rovině y-z

Podporové reakce

y – x:

$$A: +F_{r5} \cdot 35 + F_{a5} \cdot 24,59 - R_{Bx} \cdot 228 + F_{r2} \cdot 263 - F_{a2} \cdot 52,36 = 0$$

$$\Rightarrow R_{Bx} = \frac{585,4 \cdot 35 + 416,3 \cdot 24,59 + 359,7 \cdot 263 - 146,9 \cdot 52,36}{228} = 515,9 \text{ N}$$

$$R_{Ay} + F_{a5} - F_{a2} = 0$$

$$\Rightarrow R_{Ay} = F_{a2} - F_{a5} = 146,9 - 416,3 = -269,4 \text{ N}$$

$$R_{Ax} + R_{Bx} - F_{r5} - F_{r2} = 0$$

$$\Rightarrow R_{Ax} = F_{r5} + F_{r2} - R_{Bx} = 585,4 + 359,7 - 515,9 = 429,2 \text{ N}$$

y - z:

$$A: F_{t5} \cdot 35 + R_{Bz} \cdot 228 - F_{t2} \cdot 263 = 0$$

$$\Rightarrow R_{Bz} = \frac{754,9 \cdot 263 - 1553,7 \cdot 35}{228} = 632,3 \text{ N}$$

$$R_{Az} + F_{t5} + R_{Bz} - F_{t2} = 0$$

$$\Rightarrow R_{Az} = -F_{t5} - R_{Bz} + F_{t2} = -1553,7 - 632,3 + 754,9 = -1431,1 \text{ N}$$

$$R_{Ar} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{429,2^2 + 1431,1^2} = 1494,1 \text{ N}$$

$$R_{Br} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{515,9^2 + 632,3^2} = 816,1 \text{ N}$$

VSÚ

y - x:

I. $y \in (0; 35)$:

$$R_{Ax} \cdot y - M_{z1}(y) = 0 \Rightarrow M_{z1}(0) = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{z1}(35) = 429,2 \cdot 35 = 15022 \text{ Nmm}$$

II. $y \in (35; 228)$:

$$R_{Ax} \cdot y - F_{r5} \cdot (y - 35) + F_{a5} \cdot 24,59 - M_{z2}(y) = 0$$

$$\Rightarrow M_{z2}(35) = 429,2 \cdot 35 + 416,3 \cdot 24,59 = 25259 \text{ Nmm}$$

$$M_{z2}(228) = 429,2 \cdot 228 - 585,4 \cdot 193 + 416,3 \cdot 24,59 = -4888 \text{ Nmm}$$

III. $y \in (228; 263)$:

$$R_{Ax} \cdot y - F_{r5} \cdot (y - 35) + F_{a5} \cdot 24,59 + R_{Bx} \cdot (y - 228) - M_{z3}(y) = 0$$

$$\Rightarrow M_{z3}(263) = 429,2 \cdot 263 - 585,4 \cdot 228 + 416,3 \cdot 24,59 + 515,9 \cdot 35 = 7702 \text{ Nmm}$$

y - z:

I. $y \in (0; 35)$:

$$R_{Az} \cdot y - M_{x1}(y) = 0 \Rightarrow M_{x1}(0) = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{x1}(35) = -1431,1 \cdot 35 = -50089 \text{ Nmm}$$

II. $y \in (35; 228)$:

$$R_{Az} \cdot y + F_{t5} \cdot (y - 35) - M_{x2}(y) = 0$$

$$\Rightarrow M_{x2}(228) = -1431,1 \cdot 228 + 1553,6 \cdot 193 = -26446 \text{ Nmm}$$

III. $y \in (228; 263)$:

$$R_{Az} \cdot y + F_{t5} \cdot (y - 35) + R_{Bz} \cdot (y - 228) - M_{x3}(y) = 0$$

$$\Rightarrow M_{x3}(263) = -1431,1 \cdot 263 + 1553,6 \cdot 228 + 632,3 \cdot 35 \cong 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{Omax2r} = \sqrt{M_Z^2(35) + M_X^2(35)} = \sqrt{25259^2 + 50089^2} = 56097 \text{ Nmm}$$

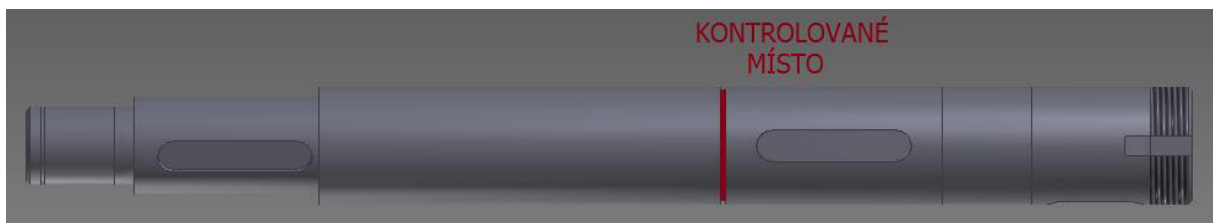
Minimální průměr hřídele

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{red}}{\frac{\pi D^3}{32}} \leq \sigma_{D,o}$$

$$M_{red2} = \sqrt{M_{Omax2}^2 + 0,75 \cdot (0,6 \cdot M_{k2})^2} = \sqrt{71,3^2 + 0,75 \cdot (0,6 \cdot 38,2)^2} = 74 \text{ Nm}$$

$$\Rightarrow D_2 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red2}}{\pi \cdot \sigma_{D,o}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 74000}{\pi \cdot 100}} = 19,6 \text{ mm}$$

5. 6. 5 Pevnostní kontrola předlokové hřídele



Obr. 20 – Kontrolované místo na předlokové hřídeli

Pevnostní kontrola hřídele v kapitole 5. 6. 5 byla provedena dle [6].

$$\sigma_c^* = \frac{0,35 \cdot R_m \cdot v \cdot \eta}{\beta}$$

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1)$$

$$q = \frac{1}{2} \cdot (q_1 + q_2)$$

ZÁPICH TVARU G; $D_2 = 27,9 \text{ mm}$; $D = 30 \text{ mm}$; $r = 0,8 \text{ mm}$ [3]

$$\Rightarrow q_1 = 0,47; q_2 = 0,51; \alpha = 2,4; v = 0,95; \eta = 0,85$$

$$q = \frac{1}{2} \cdot (q_1 + q_2) = \frac{1}{2} \cdot (0,47 + 0,51) = 0,49$$

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1) = 1 + 0,49 \cdot (2,4 - 1) = 1,686$$

Mez únavy v ohybu

$$\sigma_c^* = \frac{0,35 \cdot R_m \cdot v \cdot \eta}{\beta} = \frac{0,35 \cdot 500 \cdot 0,95 \cdot 0,85}{1,686} = 83,8 \text{ MPa}$$

Dynamická bezpečnost v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_{Omax}}{W_o} = \frac{32 \cdot M_{Omax}}{\pi \cdot D_2^3} = \frac{32 \cdot 71300}{\pi \cdot 27,9^3} = 33,4 \text{ MPa}$$

$$k_{\sigma 2} = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_o} = \frac{83,8}{33,4} = 2,51$$

Statická bezpečnost v krutu

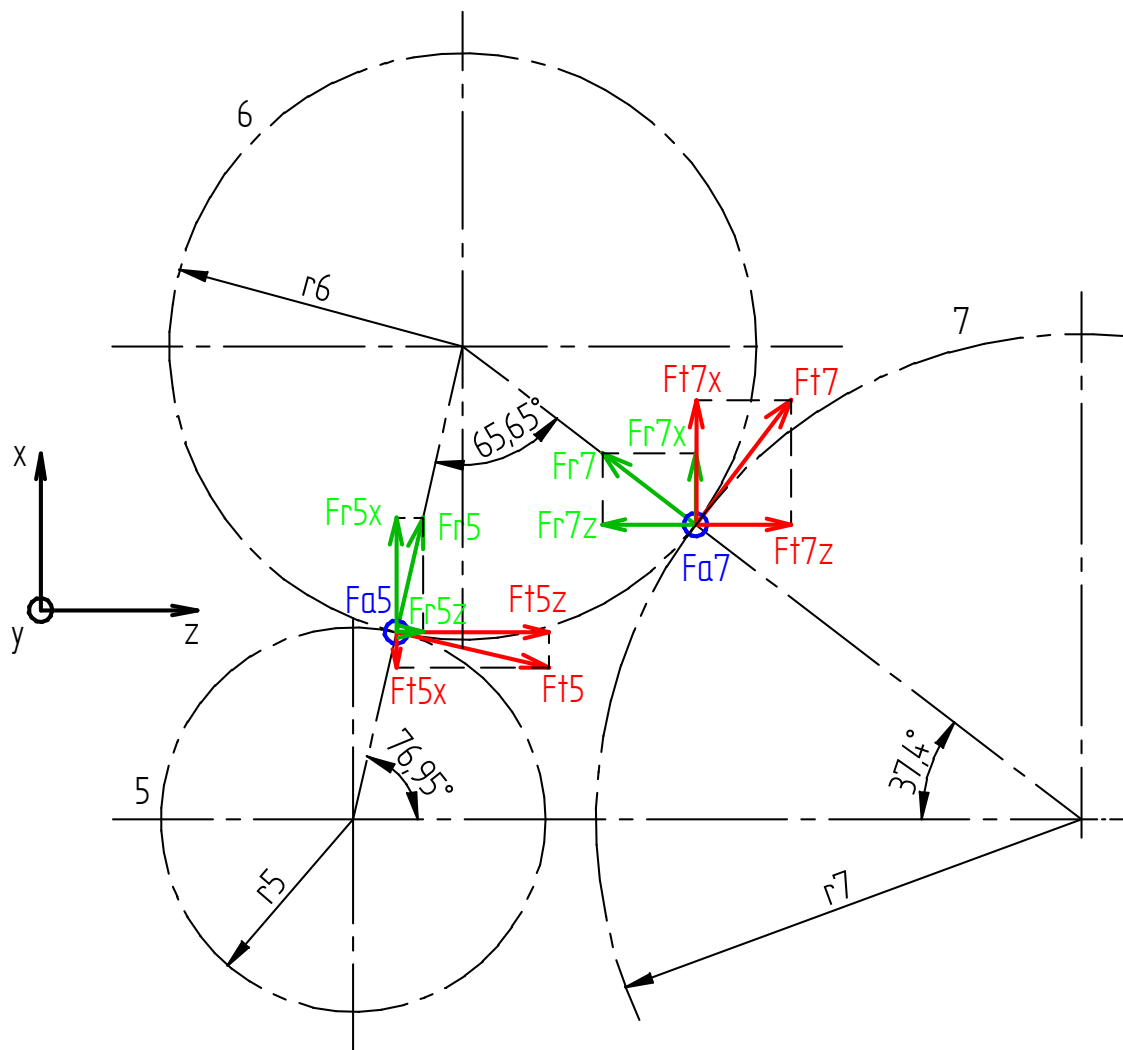
$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot D_2^3} = \frac{16 \cdot 38200}{\pi \cdot 25,9^3} = 11,2 \text{ MPa}$$

$$k_{\tau 2} = \frac{\tau_{kl}}{\tau_k} = \frac{144,34}{11,2} = 12,89$$

Celková bezpečnost

$$k_2 = \frac{k_{\sigma 2} \cdot k_{\tau 2}}{\sqrt{k_{\sigma 2}^2 + k_{\tau 2}^2}} = \frac{2,51 \cdot 12,89}{\sqrt{2,51^2 + 12,89^2}} = 2,52$$

5. 6. 6 Výpočet hřídele vloženého kola



Obr 21 - Silové poměry u vloženého kola

Výsledné síly na hřídel vloženého kola:

$$F_{rv6} = F_{r5x} + F_{r7x} - F_{t5x} + F_{t7x}$$

$$F_{rv6} = F_{r5} \cdot \sin 76,95^\circ + F_{r7} \cdot \sin 37,4^\circ - F_{t5} \cdot \cos 76,95^\circ + F_{t7} \cdot \cos 37,4^\circ =$$

$$F_{rv6} = 585,4 \cdot \sin 76,95^\circ + 585,4 \cdot \sin 37,4^\circ - 1553,7 \cdot \cos 76,95^\circ + 1553,7 \cdot \cos 37,4^\circ =$$

$$F_{rv6} = 1809,3 \text{ N}$$

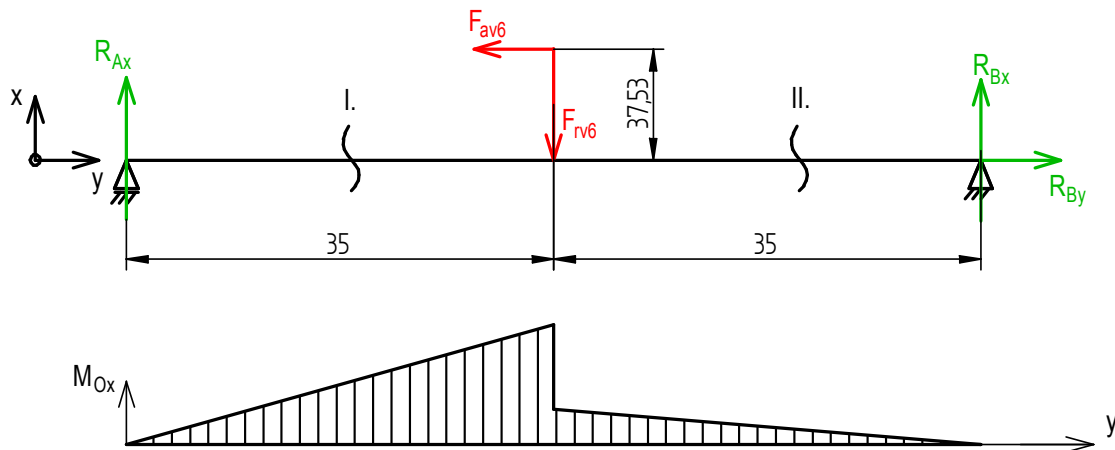
$$F_{tv6} = F_{t5z} + F_{t7z} + F_{r5z} - F_{r7z}$$

$$F_{tv6} = F_{t5} \cdot \sin 76,95^\circ + F_{t7} \cdot \sin 37,4^\circ + F_{r5} \cdot \cos 76,95^\circ - F_{r7} \cdot \cos 37,4^\circ =$$

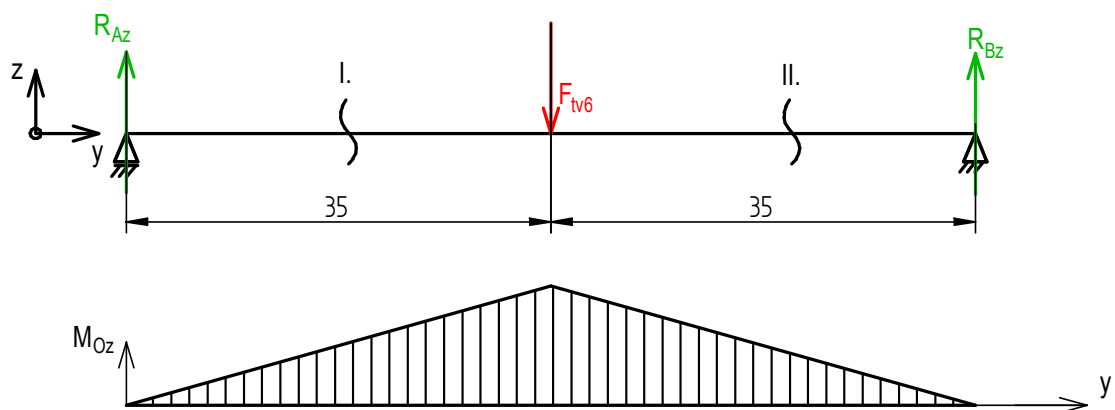
$$F_{tv6} = 1553,7 \cdot \sin 76,95^\circ + 1553,7 \cdot \sin 37,4^\circ + 585,4 \cdot \cos 76,95^\circ - 585,4 \cdot \cos 37,4^\circ =$$

$$F_{tv6} = 2124,4 \text{ N}$$

$$F_{av6} = F_{a5} + F_{a7} = 2 \cdot F_{a6} = 2 \cdot 416,3 = 832,6 \text{ N}$$



Obr. 22 – Reakce a ohybový moment na hřídeli vloženého kola v rovině y-x



Obr. 23 – Reakce a ohybový moment na hřídeli vloženého kola v rovině y-z

Podporové reakce

y – x:

$$\begin{aligned}
 A: F_{rv6} \cdot 35 - F_{av6} \cdot 37,53 - R_{Bx} \cdot 70 &= 0 \\
 \Rightarrow R_{Bx} &= \frac{-832,6 \cdot 37,53 + 1809,3 \cdot 35}{70} = 458,3 \text{ N} \\
 R_{By} - F_{av6} &= 0 \\
 \Rightarrow R_{By} &= F_{av6} = 832,6 \text{ N} \\
 R_{Ax} + R_{Bx} - F_{rv6} &= 0 \\
 \Rightarrow R_{Ax} &= F_{rv6} - R_{Bx} = 1809,3 - 458,3 = 1351 \text{ N}
 \end{aligned}$$

y – z:

$$\begin{aligned}
 A: F_{tv6} \cdot 35 - R_{Bz} \cdot 70 &= 0 \\
 \Rightarrow R_{Bz} &= \frac{2124,4 \cdot 35}{70} = 1062,2 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$R_{Az} + R_{Bz} - F_{tv6} = 0$$

$$\Rightarrow R_{Az} = F_{tv6} - R_{Bz} = 2124,4 - 1062,2 = 1062,2 \text{ N}$$

$$R_{Ar} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{1351^2 + 1062,2^2} = 1718,6 \text{ N}$$

$$R_{Br} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{458,3^2 + 1062,2^2} = 1156,9 \text{ N}$$

VSÚ

y – x:

I. $y \in (0; 35)$:

$$R_{Ax} \cdot y - M_{z1}(y) = 0 \Rightarrow M_{z1}(0) = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{z1}(35) = 1351 \cdot 35 = 47285 \text{ Nmm}$$

II. $y \in (35; 70)$:

$$R_{Ax} \cdot y - F_{av6} \cdot 37,53 - F_{rv6} \cdot (y - 35) - M_{z2}(y) = 0$$

$$\Rightarrow M_{z2}(35) = 1351 \cdot 35 - 832,6 \cdot 37,53 = 16038 \text{ Nmm}$$

$$\Rightarrow M_{z2}(70) = 1351 \cdot 70 - 832,6 \cdot 37,53 - 1809,3 \cdot 35 \cong 0 \text{ Nmm}$$

y – z:

I. $y \in (0; 35)$:

$$R_{Az} \cdot z - M_{x1}(z) = 0 \Rightarrow M_{x1}(0) = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{x1}(35) = 1062,2 \cdot 35 = 37177 \text{ Nmm}$$

II. $y \in (35; 70)$:

$$R_{Bz} \cdot 0 - M_{x2}(z) = 0 \Rightarrow M_{x2}(70) = 37177 \cdot 0 = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{Omaxr} = \sqrt{M_z^2(35) + M_x^2(35)} = \sqrt{47285^2 + 37177^2} = 60150 \text{ Nmm}$$

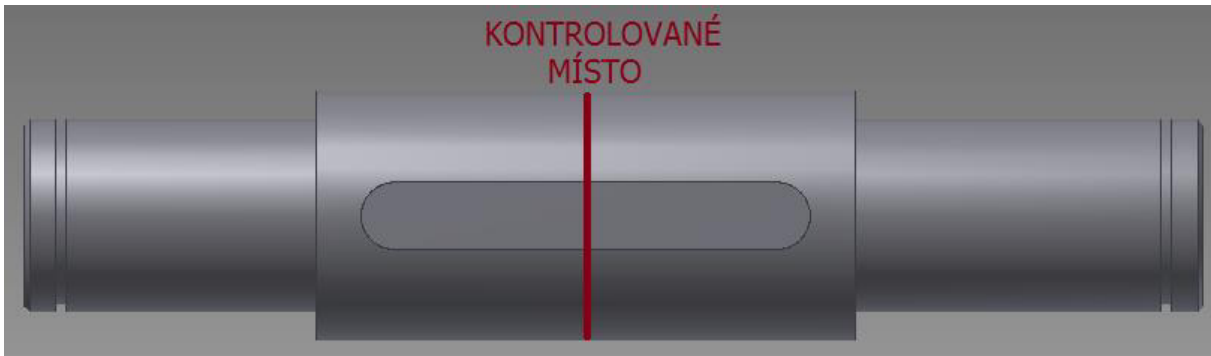
Minimální průměr hřídele

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{red}}{\frac{\pi D^3}{32}} \leq \sigma_{D,o}$$

$$M_{redr} = \sqrt{M_{Omaxr}^2 + 0,75 \cdot (0,6 \cdot M_{kr})^2} = \sqrt{60,2^2 + 0,75 \cdot (0,6 \cdot 58,3)^2} = 67,4 \text{ Nm}$$

$$\Rightarrow D_r \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{redr}}{\pi \cdot \sigma_{D,o}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 67400}{\pi \cdot 100}} = 19 \text{ mm}$$

5. 6. 7 Pevnostní kontrola hřídele vloženého kola



Obr. 24 – Kontrolované místo na hřídeli vloženého kola

Pevnostní kontrola hřídele v kapitole 5. 6. 7 byla provedena dle [6].

$$\sigma_c^* = \frac{0,35 \cdot R_m \cdot v \cdot \eta}{\beta}$$

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1)$$

$$q = \frac{1}{2} \cdot (q_1 + q_2)$$

SPOJENÍ PEREM; $D_r = 18,5 \text{ mm}$; $D = 22 \text{ mm}$; $r = 0,4 \text{ mm}$

$\Rightarrow q_1 = 0,6$; $q_2 = 0,54$; $\alpha = 1,38$; $v = 0,95$; $\eta = 0,85$

$$q = \frac{1}{2} \cdot (q_1 + q_2) = \frac{1}{2} \cdot (0,6 + 0,54) = 0,57$$

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1) = 1 + 0,57 \cdot (1,38 - 1) = 1,217$$

Mez únavy v ohybu

$$\sigma_c^* = \frac{0,35 \cdot R_m \cdot v \cdot \eta}{\beta} = \frac{0,35 \cdot 500 \cdot 0,95 \cdot 0,85}{1,217} = 116,12 \text{ MPa}$$

Dynamická bezpečnost v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_{Omax}}{W_o} = \frac{32 \cdot M_{Omax}}{\pi \cdot D_r^3} = \frac{32 \cdot 32600}{\pi \cdot 18,5^3} = 52,4 \text{ MPa}$$

$$k_{\sigma r} = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_o} = \frac{116,12}{52,4} = 2,22$$

Statická bezpečnost v krutu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot D_r^3} = \frac{16 \cdot 58300}{\pi \cdot 18,5^3} = 46,9 \text{ MPa}$$

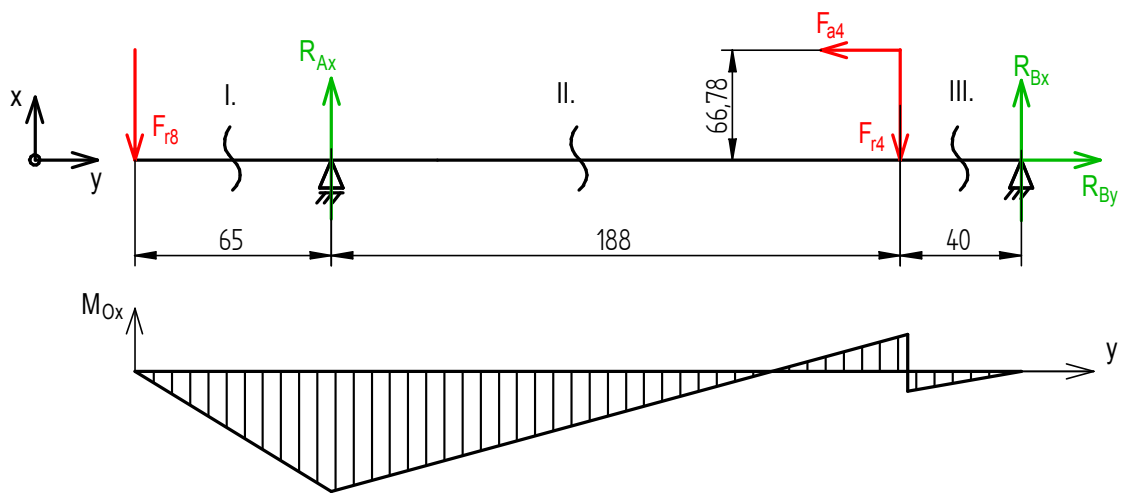
$$\tau_{kl} = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{250}{\sqrt{3}} = 144,34 \text{ MPa}$$

$$k_{tr} = \frac{\tau_{kl}}{\tau_k} = \frac{144,34}{46,9} = 3,08$$

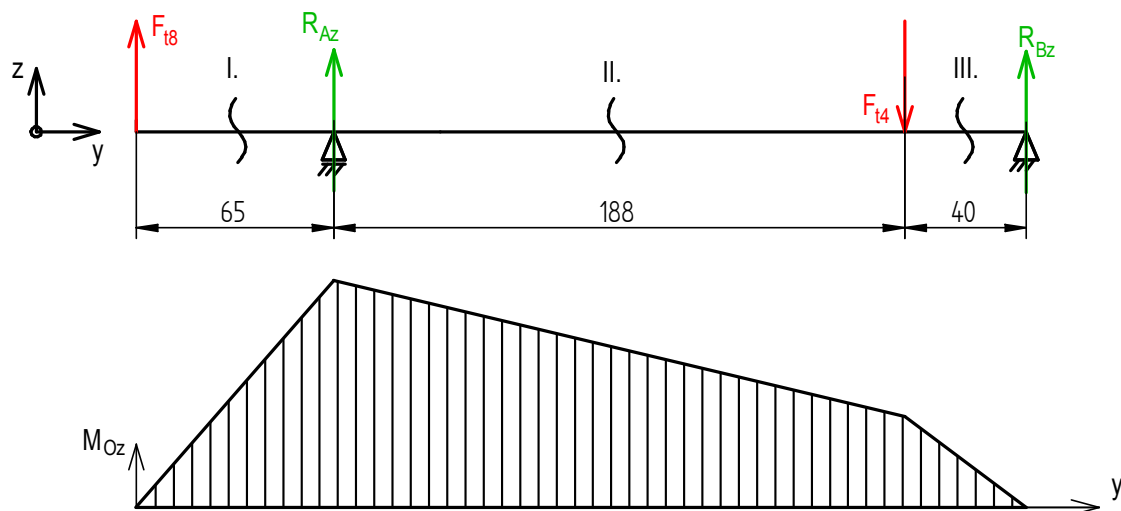
Celková bezpečnost

$$k_r = \frac{k_{\sigma r} \cdot k_{tr}}{\sqrt{k_{\sigma r}^2 + k_{tr}^2}} = \frac{2,22 \cdot 3,08}{\sqrt{2,22^2 + 3,08^2}} = 1,8$$

5. 6. 8 Výpočet výstupní hřídele



Obr. 25 - Reakce a ohybový moment na výstupní hřídeli v rovině y-x



Obr. 26 - Reakce a ohybový moment na výstupní hřídeli v rovině y-z

Podporové reakce

y – x:

$$\begin{aligned}A: F_{r8} \cdot 65 + F_{a4} \cdot 66,78 + R_{Bx} \cdot 228 - F_{r4} \cdot 188 &= 0 \\ \Rightarrow R_{Bx} &= \frac{-1773,9 \cdot 65 - 387,7 \cdot 66,78 + 545,2 \cdot 188}{228} = -169,7 \text{ N} \\ R_{By} - F_{a4} &= 0 \\ \Rightarrow R_{By} &= F_{a4} = 387,7 \text{ N} \\ R_{Ax} + R_{Bx} - F_{r8} - F_{r4} &= 0 \\ \Rightarrow R_{Ax} &= F_{r8} + F_{r4} - R_{Bx} = 1773,9 + 545,2 - (-169,7) = 2489,2 \text{ N}\end{aligned}$$

y – z:

$$\begin{aligned}A: F_{t8} \cdot 65 - R_{Bz} \cdot 228 + F_{t4} \cdot 188 &= 0 \\ \Rightarrow R_{Bz} &= \frac{1446,9 \cdot 188 + 1766 \cdot 65}{228} = 1696,5 \text{ N} \\ F_{t8} + R_{Az} - F_{t4} + R_{Bz} &= 0 \\ \Rightarrow R_{Az} &= -F_{t8} - R_{Bz} + F_{t4} = -1766 - 1696,5 + 1446,9 = -2015,6 \text{ N}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}R_{Ar} &= \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{2489,2^2 + 2015,6^2} = 3202,9 \text{ N} \\ R_{Br} &= \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{169,9^2 + 1696,5^2} = 1705 \text{ N}\end{aligned}$$

VSÚ

y – x:

I. $y \in (0; 65)$:

$$\begin{aligned}F_{r8} \cdot y + M_{z1}(y) &= 0 \Rightarrow M_{z1}(0) = 0 \text{ Nmm} \\ M_{z1}(65) &= -1773,9 \cdot 65 = -115304 \text{ Nmm}\end{aligned}$$

II. $y \in (65; 253)$:

$$\begin{aligned}F_{r8} \cdot y - R_{Ax} \cdot (y - 65) + M_{z2}(y) &= 0 \\ \Rightarrow M_{z2}(253) &= -1773,9 \cdot 253 + 2489,2 \cdot 188 = 19173 \text{ Nmm}\end{aligned}$$

III. $y \in (253; 293)$:

$$\begin{aligned}F_{r8} \cdot y - R_{Ax} \cdot (y - 65) + F_{a4} \cdot 66,78 + F_{r4} \cdot (y - 253) + M_{z3}(y) &= 0 \\ \Rightarrow M_{z3}(253) &= -1773,9 \cdot 253 + 2489,2 \cdot 188 - 387,7 \cdot 66,78 = -6718 \text{ Nmm} \\ M_{z3}(293) &= -1773,9 \cdot 293 + 2489,2 \cdot 228 - 387,7 \cdot 66,78 - 545,2 \cdot 40 \cong 0 \text{ Nmm}\end{aligned}$$

y – z:

I. $y \in (0; 65)$:

$$F_{t8} \cdot y - M_1(y) = 0 \Rightarrow M_{x1}(0) = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{x1}(65) = -766 \cdot 65 = 114790 \text{ Nmm}$$

II. $y \in (65; 253)$:

$$F_{t8} \cdot y + R_{Az} \cdot (y - 65) - M_{x2}(y) = 0$$

$$\Rightarrow M_{x2}(253) = 1766 \cdot 253 - 2015,6 \cdot 188 = 67865 \text{ Nmm}$$

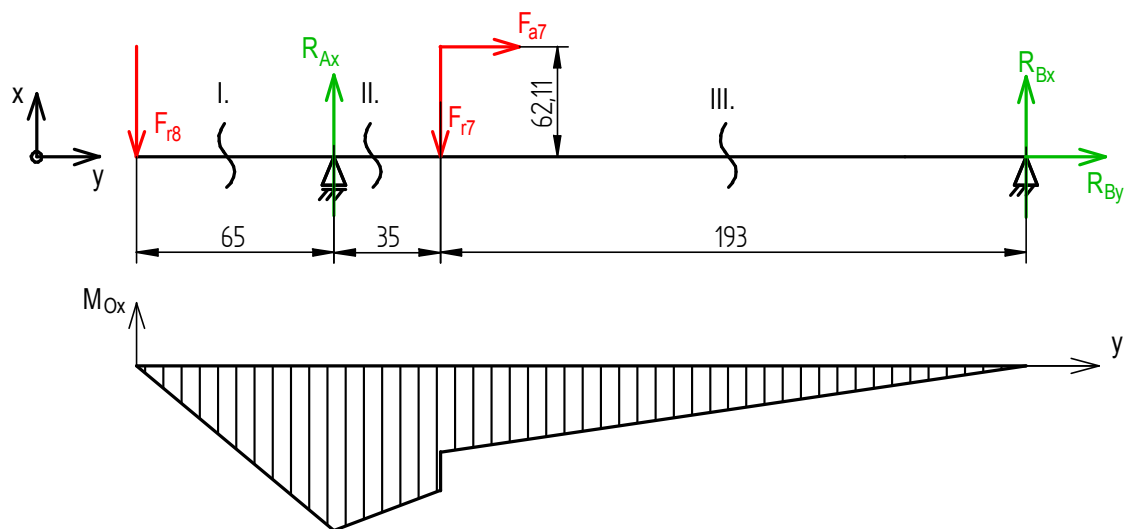
III. $y \in (253; 293)$:

$$F_{t8} \cdot y + R_{Az} \cdot (y - 65) - F_{t4} \cdot (y - 253) - M_{x3}(y) = 0$$

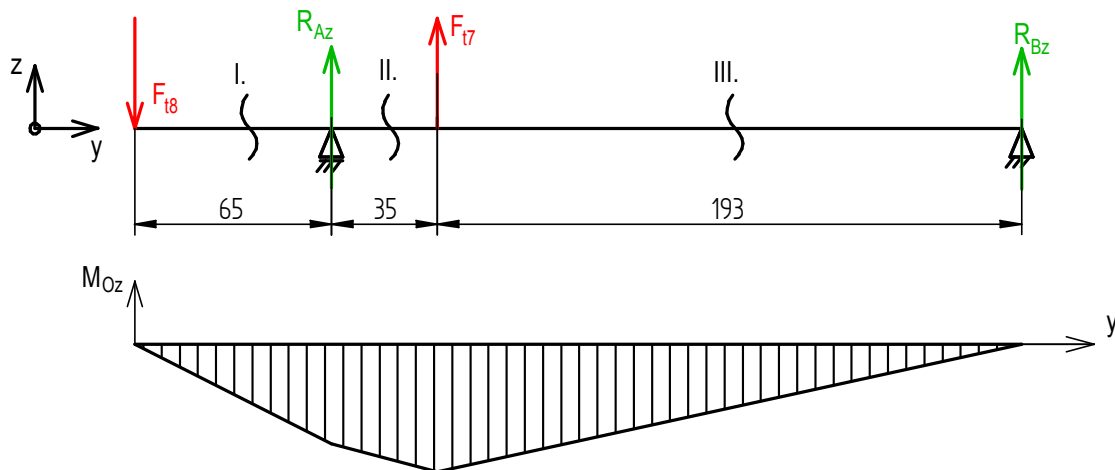
$$M_{x3}(293) = 1766 \cdot 293 - 2015,6 \cdot 228 - 1446,9 \cdot 40 \cong 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{O_{max3}} = \sqrt{M_z^2(65) + M_x^2(65)} = \sqrt{115304^2 + 114790^2} = 162701 \text{ Nmm}$$

5. 6. 9 Výpočet výstupní hřídele při reverzaci chodu



Obr. 27 – Reakce a ohybový moment na výstupní hřídeli v rovině y-x



Obr. 28 - Reakce a ohybový moment na výstupní hřídeli v rovině y-z

Podporové reakce

y – x:

$$A: F_{r8} \cdot 65 - F_{a7} \cdot 62,11 + R_{Bx} \cdot 228 - F_{r7} \cdot 35 = 0$$

$$\Rightarrow R_{Bx} = \frac{-1773,9 \cdot 65 + 416,3 \cdot 62,11 + 585,4 \cdot 35}{228} = -302,4 \text{ N}$$

$$R_{By} + F_{a7} = 0$$

$$\Rightarrow R_{By} = -F_{a7} = -416,3 \text{ N}$$

$$R_{Ax} + R_{Bx} - F_{r8} - F_{r7} = 0$$

$$\Rightarrow R_{Ax} = F_{r8} + F_{r7} - R_{Bx} = 1773,9 + 585,4 - (-302,4) = 2661,7 \text{ N}$$

y – z:

$$A: F_{t8} \cdot 65 + R_{Bz} \cdot 228 + F_{t7} \cdot 35 = 0$$

$$\Rightarrow R_{Bz} = \frac{-1766 \cdot 65 - 1553,7 \cdot 35}{228} = -742 \text{ N}$$

$$-F_{t8} + R_{Az} + F_{t7} + R_{Bz} = 0$$

$$\Rightarrow R_{Az} = F_{t8} - R_{Bz} - F_{t7} = 1766 - (-742) - 1553,7 = 954,3 \text{ N}$$

$$R_{Ar} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{2661,7^2 + 954,3^2} = 2827,6 \text{ N}$$

$$R_{Br} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{302,4^2 + 742^2} = 801,3 \text{ N}$$

VSÚ

y – x:

I. $y \in (0; 65)$:

$$F_{r8} \cdot y + M_{z1}(y) = 0 \Rightarrow M_{z1}(0) = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{z1}(65) = -1773,9 \cdot 65 = -115304 \text{ Nmm}$$

II. $y \in (65; 100)$:

$$F_{r8} \cdot y - R_{Ax} \cdot (y - 65) + M_{z2}(y) = 0$$

$$\Rightarrow M_{z2}(100) = -1773,9 \cdot 100 + 2661,7 \cdot 35 = -84231 \text{ Nmm}$$

III. $y \in (100; 293)$:

$$F_{r8} \cdot y - R_{Ax} \cdot (y - 65) - F_{a7} \cdot 62,11 + F_{r7} \cdot (y - 100) + M_{z3}(y) = 0$$

$$\Rightarrow M_{z3}(100) = -1773,9 \cdot 100 + 2661,7 \cdot 35 + 416,3 \cdot 62,11 = -58374 \text{ Nmm}$$

$$M_{z3}(293) = -1773,9 \cdot 293 + 2661,7 \cdot 228 + 416,3 \cdot 62,11 - 585,4 \cdot 193 \cong 0 \text{ Nmm}$$

y – z:

I. $y \in (0; 65)$:

$$F_{t8} \cdot y + M_{x1}(y) = 0 \Rightarrow M_{x1}(0) = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{x1}(65) = -1766 \cdot 65 = -114790 \text{ Nmm}$$

II. $y \in (65; 100)$:

$$F_{t8} \cdot y - R_{Az} \cdot (y - 65) + M_{x2}(y) = 0$$

$$\Rightarrow M_{x2}(100) = -1766 \cdot 100 + 954,3 \cdot 35 = -143200 \text{ Nmm}$$

III. $y \in (100; 293)$:

$$R_{Bz} \cdot 0 + M_{x3}(y) = 0 \Rightarrow M_{x3}(293) = 742 \cdot 0 = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{Omax3'} = \sqrt{M_z^2(100) + M_x^2(100)} = \sqrt{84231^2 + 143200^2} = 166136 \text{ Nmm}$$

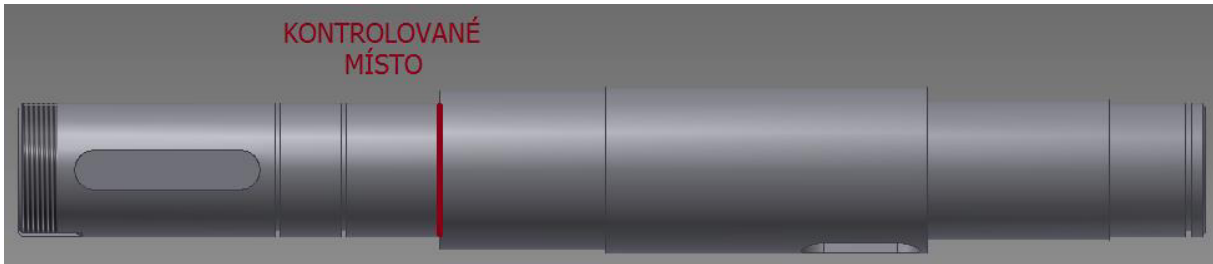
Minimální průměr hřídele

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{red}}{\frac{\pi D^3}{32}} \leq \sigma_{D,o}$$

$$M_{red3} = \sqrt{M_{Omax3'}^2 + 0,75 \cdot (0,6 \cdot M_{k3})^2} = \sqrt{166,1^2 + 0,75 \cdot (0,6 \cdot 93,6)^2} = 173,1 \text{ Nm}$$

$$\Rightarrow D_3 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red3}}{\pi \cdot \sigma_{D,o}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 173100}{\pi \cdot 100}} = 26 \text{ mm}$$

5. 6. 10 Pevnostní kontrola výstupní hřídele



Obr. 29 – Kontrolované místo na výstupní hřídeli

Pevnostní kontrola hřídele v kapitole 5. 6. 10 byla provedena dle [6].

$$\sigma_c^* = \frac{0,35 \cdot R_m \cdot v \cdot \eta}{\beta}$$

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1)$$

$$q = \frac{1}{2} \cdot (q_1 + q_2)$$

$$\text{ZÁPICH TVARU G; } D_3 = 40 \text{ mm; } D = 48 \text{ mm; } r = 0,8$$

$$\Rightarrow q_1 = 0,65; q_2 = 0,59; \alpha = 1,58; v = 0,95; \eta = 0,85$$

$$q = \frac{1}{2} \cdot (q_1 + q_2) = \frac{1}{2} \cdot (0,65 + 0,59) = 0,62$$

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1) = 1 + 0,62 \cdot (1,58 - 1) = 1,36$$

Mez únavy v ohybu

$$\sigma_c^* = \frac{0,35 \cdot R_m \cdot v \cdot \eta}{\beta} = \frac{0,35 \cdot 500 \cdot 0,95 \cdot 0,85}{1,36} = 103,91 \text{ MPa}$$

Dynamická bezpečnost v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_{Omax}}{W_o} = \frac{32 \cdot M_{Omax}}{\pi \cdot D^3} = \frac{32 \cdot 166100}{\pi \cdot 40^3} = 26,4 \text{ MPa}$$

$$k_{\sigma 4} = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_o} = \frac{103,91}{26,4} = 3,94$$

Statická bezpečnost v krutu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot D^3} = \frac{16 \cdot 93600}{\pi \cdot 40^3} = 7,45 \text{ MPa}$$

$$\tau_{kl} = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{250}{\sqrt{3}} = 144,34 \text{ MPa}$$

$$k_{\tau 3} = \frac{\tau_{kl}}{\tau_k} = \frac{144,34}{7,45} = 19,37$$

Celková bezpečnost

$$k_3 = \frac{k_{\sigma 3} \cdot k_{\tau 3}}{\sqrt{k_{\sigma 3}^2 + k_{\tau 3}^2}} = \frac{3,94 \cdot 19,37}{\sqrt{3,94^2 + 19,37^2}} = 3,86$$

5. 7 Návrh a kontrola ložisek

$$L_h = \left(\frac{C}{P_m}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}; \text{ pro kuličková ložiska platí } p = 3. \text{ Ložiska volím z [3].}$$

5. 7. 1 Vstupní hřídel

$$n = n_{\text{vstup}} = 2880 \text{ min}^{-1}$$

Ložisko v místě A

$$F_r = R_{Ar} = 575,1 \text{ N}$$

$$F_a = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

VOLÍM LOŽISKO 7305 ČSN 02 4645

$$C = 15600 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{R_{Ax}}{R_{Ar}} = 0 \Rightarrow X = 1; Y = 0$$

$$P_m = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = F_a = 575,1 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P_m}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{20800}{575,1}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2880} = 273789 \text{ h}$$

$$L_h > L_{h\text{min}} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Ložisko v místě B

$$F_r = R_{Br} = 1308,5 \text{ N}$$

$$F_a = R_{Bx} = 359,7 \text{ N}$$

VOLÍM LOŽISKO 7305 ČSN 02 4645

$$C = 20800 \text{ N}; C_0 = 15000 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{359,7}{15000} = 0,024 \Rightarrow e = 0,22$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{R_{Bx}}{R_{Br}} = \frac{359,7}{1308,5} = 0,27 > e \Rightarrow X = 0,56; Y = 1,99$$

$$P_m = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 1308,5 + 1,99 \cdot 359,7 = 1448,6 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P_m} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{20800}{1448,6} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2880} = 17132 \text{ h}$$

$$L_h > L_{hmin} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

5. 7. 2 Předlohová hřídel

$$n = \frac{n_{vstup}}{i_{1,2}} = \frac{2880}{2,38} = 1210,1 \text{ min}^{-1}$$

Ložisko v místě A

$$F_r = R_{Ar} = 323,6 \text{ N}$$

$$F_a = R_{Ay} = 240,8 \text{ N}$$

$$F'_r = R'_{Ar} = 1494,1 \text{ N}$$

$$F'_a = R'_{Ay} = 269,4 \text{ N}$$

VOLÍM LOŽISKO 6304 ČSN 02 4630

$$C = 12200 \text{ N}; C_0 = 7800 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{240,8}{7800} = 0,031 \Rightarrow e = 0,23$$

$$\frac{F'_a}{C_0} = \frac{269,4}{7800} = 0,035 \Rightarrow e' = 0,23$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{R_{Ay}}{R_{Ar}} = \frac{240,8}{323,6} = 0,744 > e \Rightarrow X = 0,56; Y = 1,9$$

$$\frac{F'_a}{F'_r} = \frac{R'_{Ay}}{R'_{Ar}} = \frac{269,4}{1494,1} = 0,21 < e' \Rightarrow X' = 1; Y' = 0$$

$$F_e = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 323,6 + 1,9 \cdot 240,8 = 638,7 \text{ N}$$

$$F'_e = X' \cdot F'_r + Y' \cdot F'_a = 1 \cdot 1494,1 = 1494,1 \text{ N}$$

$$P_m = \sqrt[3]{F_e^3 \cdot 0,7 + F'_e^3 \cdot 0,3} = \sqrt[3]{638,7^3 \cdot 0,7 + 1494,1^3 \cdot 0,3} = 1057,6 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P_m} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{12200}{1057,6} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1210,1} = 21142 \text{ h}$$

$$L_h > L_{hmin} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Ložisko v místě B

$$F_r = R_{Br} = 950,4 \text{ N}$$

$$F'_r = R'_{Br} = 816,1 \text{ N}$$

$$F_a = F'_a = R_{By} = 0 \text{ N}$$

VOLÍM LOŽISKO 6206 ČSN 02 4630

$$C = 15000 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0}{950,4} = 0 \Rightarrow X = 1; Y = 0$$

$$\frac{F'_a}{F'_r} = \frac{0}{816,1} = 0 \Rightarrow X' = 1; Y' = 0$$

$$F_e = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = R_{Br} = 950,4 \text{ N}$$

$$F'_e = X' \cdot F'_r + Y' \cdot F'_a = R'_{Br} = 816,1 \text{ N}$$

$$P_m = \sqrt[3]{F_e^3 \cdot 0,7 + F'_e{}^3 \cdot 0,3} = \sqrt[3]{950,4^3 \cdot 0,7 + 816,1^3 \cdot 0,3} = 914,2 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P_m}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{15000}{914,2}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1210,1} = 60838 \text{ h}$$

$$L_h > L_{hmin} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

5. 7. 3 Hřídel vloženého kola

$$n = \frac{n_{vstup}}{i_{1,2} \cdot i_{5,6}} = \frac{2880}{2,38 \cdot 1,526} = 793 \text{ min}^{-1}$$

Ložisko v místě A

$$F_r = R_{Ar} = 1718,6 \text{ N}$$

$$F_a = R_{Ay} = 0 \text{ N}$$

VOLÍM LOŽISKO 7304 ČSN 02 4630

$$C = 14600 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0}{1718,6} = 0 \Rightarrow X = 1; Y = 0$$

$$\Rightarrow P_m = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 1718,6 = 1718,6 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P_m}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{14600}{1718,6}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 793} = 12886 \text{ h}$$

$$L_h > L_{hmin} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Ložisko v místě B

$$F_r = R_{Br} = 1156,9 \text{ N}$$

$$F_a = R_{By} = 832,6 \text{ N}$$

VOLÍM LOŽISKO 7304 ČSN 02 4645

$$C = 14600 \text{ N}; C_0 = 10000 \text{ N}; e = 0,57$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{832,6}{1156,9} = 0,72 > e \Rightarrow X = 0,43; Y = 1$$

$$\Rightarrow P_m = X \cdot F_r + Y_1 \cdot F_a = 0,43 \cdot 1156,9 + 0,8 \cdot 832,6 = 1163,5 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P_m}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{14600}{1163,5}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 793} = 41527 \text{ h}$$

$$L_h > L_{hmin} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

5. 7. 4 Výstupní hřídel

$$n = \frac{n_{vstup}}{i_{1,2} \cdot i_{3,4}} = \frac{2880}{2,38 \cdot 2,53} = 478,3 \text{ min}^{-1}$$

Ložisko v místě A

$$F_r = R_{Ar} = 3202,9 \text{ N}$$

$$F_a = F'_a = R_{Ay} = 0 \text{ N}$$

$$F'_r = R'_{Ar} = 2827,6 \text{ N}$$

VOLÍM LOŽISKO 6208 ČSN 02 4630

$$C = 25000 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{F'_a}{F'_r} = 0 < e \Rightarrow X = 1; Y = 0; X' = 1; Y' = 0$$

$$F_e = X \cdot F_r + Y_1 \cdot F_a = 3202,9 \text{ N}$$

$$F'_e = X' \cdot F'_r + Y' \cdot F'_a = 2827,6 \text{ N}$$

$$P_m = \sqrt[3]{F_e^3 \cdot 0,7 + F'_e^3 \cdot 0,3} = \sqrt[3]{3202,9^3 \cdot 0,7 + 2827,6^3 \cdot 0,3} = 3099,7 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P_m}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{25000}{3099,7}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 478,3} = 18281 \text{ h}$$

$$L_h > L_{hmin} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Ložisko v místě B

$$F_r = R_{Br} = 1705 \text{ N}$$

$$F_a = R_{By} = 387,7 \text{ N}$$

$$F'_r = R'_{Br} = 801,3 \text{ N}$$

$$F'_a = R'_{By} = 416,3 \text{ N}$$

VOLÍM LOŽISKO 6008 ČSN 02 4630

$$C = 12900 \text{ N}; C_0 = 9300 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{387,7}{9300} = 0,042 \Rightarrow e = 0,24$$

$$\frac{F'_a}{C_0} = \frac{416,3}{9300} = 0,045 \Rightarrow e' = 0,24$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{R_{By}}{R_{Br}} = \frac{387,7}{1705} = 0,227 < e \Rightarrow X = 1; Y = 0$$

$$\frac{F'_a}{F'_r} = \frac{R'_{By}}{R'_{Br}} = \frac{416,3}{801,3} = 0,52 > e' \Rightarrow X' = 0,56; Y' = 1,8$$

$$F_e = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 1705 = 1705 \text{ N}$$

$$F'_e = X' \cdot F'_r + Y' \cdot F'_a = 0,56 \cdot 801,3 + 1,8 \cdot 416,3 = 1198,1 \text{ N}$$

$$P_m = \sqrt[3]{F_e^3 \cdot 0,7 + F'_e{}^3 \cdot 0,3} = \sqrt[3]{1705^3 \cdot 0,7 + 1198,1^3 \cdot 0,3} = 1585,5 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P_m}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{12900}{1585,5}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 478,3} = 18768 \text{ h}$$

$$L_h > L_{hmin} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

5. 8 Návrh těsných per

Minimální délku těsných per vypočtu z pevnostní podmínky pro tlak. Pera volím z [3].

$$p = \frac{4 \cdot M_K}{h \cdot l_p \cdot D} \leq p_D$$
$$\Rightarrow l_{pmin} = \frac{4 \cdot M_K}{h \cdot p_D \cdot D}$$

5. 8. 1 Vstupní hřídel

Spojení spojky se vstupní hřídelí

$$D_{1,1} = 22 \text{ mm} \Rightarrow b = 6 \text{ mm}; h = 6 \text{ mm}$$

$$l_{pmin1,1} = \frac{4 \cdot M_{K1}}{h \cdot p_D \cdot D_{1,1}} = \frac{4 \cdot 16600}{6 \cdot 120 \cdot 22} = 4,2 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow \text{VOLÍM PERO } 6e7 \times 6 \times 22 \text{ ČSN 02 2562}$$

Spojení vstupní hřídele s kuželovým pastorkem

$$D_{1,2} = 20 \text{ mm} \Rightarrow b = 6 \text{ mm}; h = 6 \text{ mm}$$

$$l_{pmin1,2} = \frac{4 \cdot M_{K1}}{h \cdot p_D \cdot D_{1,2}} = \frac{4 \cdot 16600}{6 \cdot 120 \cdot 20} = 4,6 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow \text{VOLÍM PERO } 6e7 \times 6 \times 20 \text{ ČSN 02 2562}$$

5. 8. 2 Předlohová hřídel

Spojení kuželového kola s předlohovou hřídelí

$$D_{2,1} = 30 \text{ mm} \Rightarrow b = 10 \text{ mm}; h = 8 \text{ mm}$$

$$l_{pmin2,1} = \frac{4 \cdot M_{K2}}{h \cdot p_D \cdot D_{2,1}} = \frac{4 \cdot 38200}{8 \cdot 120 \cdot 30} = 5,3 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow \text{VOLÍM PERO } 10e7 \times 8 \times 25 \text{ ČSN 02 2562}$$

Spojení předlohové hřídele s čelním pastorkem

$$D_{2,2} = 30 \text{ mm} \Rightarrow b = 8 \text{ mm}; h = 7 \text{ mm}$$

$$l_{pmin2,2} = \frac{4 \cdot M_{K2}}{h \cdot p_D \cdot D_{2,2}} = \frac{4 \cdot 38200}{7 \cdot 120 \cdot 30} = 6,1 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow \text{VOLÍM PERO } 8e7 \times 7 \times 40 \text{ ČSN 02 2562}$$

Spojení předlohové hřídele s čelním pastorkem reverzace

$$D_{2,3} = 25 \text{ mm} \Rightarrow b = 8 \text{ mm}; h = 7 \text{ mm}$$

$$l_{pmin2,3} = \frac{4 \cdot M_{K2}}{h \cdot p_D \cdot D_{2,3}} = \frac{4 \cdot 38200}{7 \cdot 120 \cdot 25} = 7,3 \text{ mm}$$

=> VOLÍM PERO 8e7 x 7 x 40 ČSN 02 256

5. 8. 3 Hřídel vloženého kola

Spojení hřídele vloženého kola s vloženým kolem

$$D_r = 22 \text{ mm} \Rightarrow b = 6 \text{ mm}; h = 6 \text{ mm}$$

$$l_{pmin3} = \frac{4 \cdot M_{Kr}}{h \cdot p_D \cdot D_r} = \frac{4 \cdot 42200}{6 \cdot 120 \cdot 22} = 10,7 \text{ mm}$$

=> VOLÍM PERO 6e7 x 6 x 40 ČSN 02 256

5. 8. 4 Výstupní hřídel

Spojení výstupní hřídele s elektromagnetickou spojkou

$$D_{4,1} = 50 \text{ mm} \Rightarrow b = 14 \text{ mm}; h = 9 \text{ mm}$$

$$l_{pmin4} = \frac{4 \cdot M_{Kr}}{h \cdot p_D \cdot D_{4,1}} = \frac{4 \cdot 93600}{9 \cdot 120 \cdot 50} = 6,9 \text{ mm}$$

=> VOLÍM PERO 14e7 x 9 x 36 ČSN 02 256

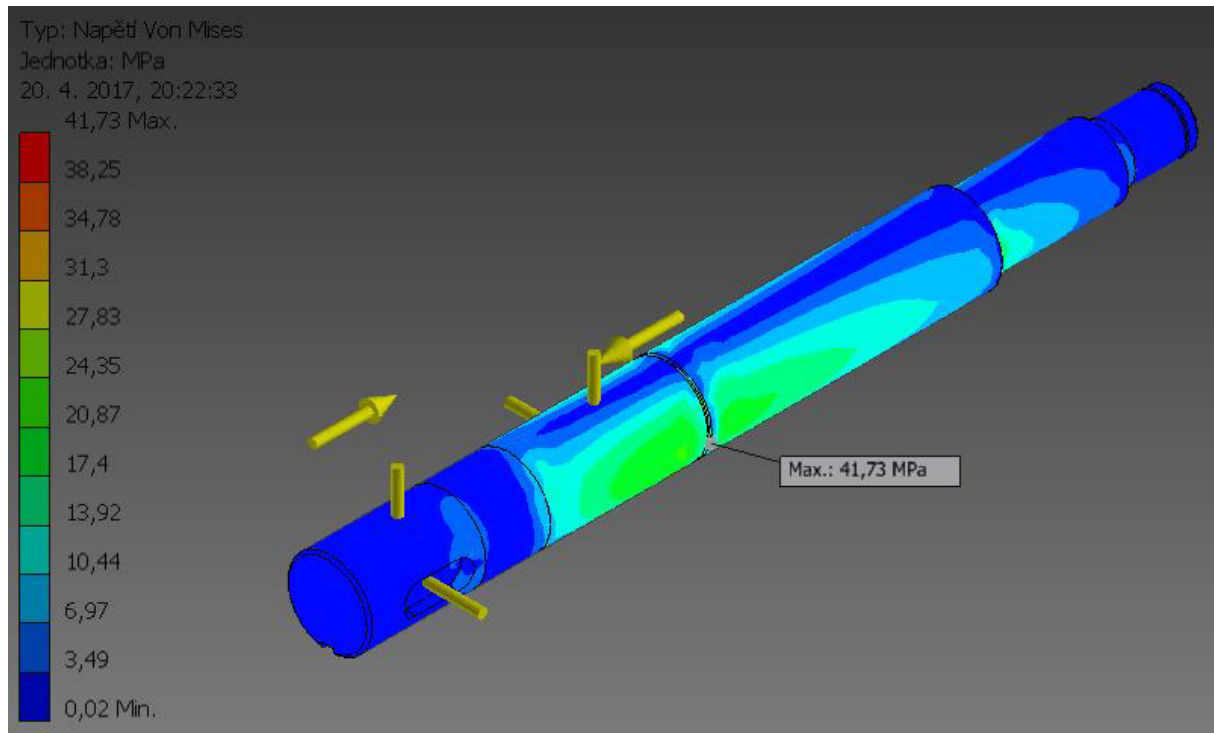
Spojení výstupní hřídele s hnací řemenicí

$$D_{4,2} = 40 \text{ mm} \Rightarrow b = 12 \text{ mm}; h = 8 \text{ mm}$$

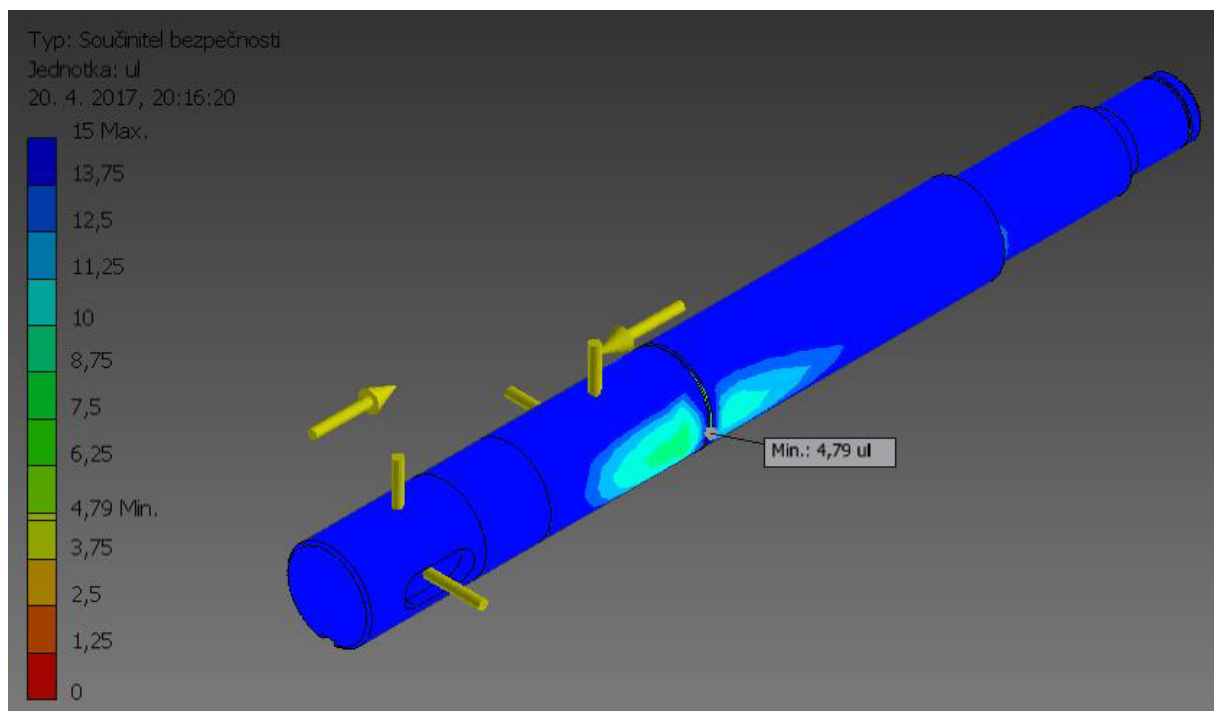
$$l_{pmin4} = \frac{4 \cdot M_{Kr}}{h \cdot p_D \cdot D_{4,2}} = \frac{4 \cdot 93600}{8 \cdot 120 \cdot 40} = 19,5 \text{ mm}$$

=> VOLÍM PERO 12e7 x 8 x 56 ČSN 02 256

5. 9 Analýza předlohovvé hřídele pomocí MKP



Obr. 30 – Ekvivalentní napětí dle teorie von Mises



Obr. 31 – Součinitel bezpečnosti

$$\sigma_{\text{HMH}_{\text{max}}} = 41,73 \text{ MPa} < \sigma_{\text{D},0} = 100 \text{ MPa} \\ \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Maximální napětí z MKP analýzy je menší než dovolené napětí v ohybu. Minimální bezpečnost hřídele je $k = 4,79$. Přibližně stejné místo bylo kontrolováno i výpočtem v kapitole 5. 6. 5, kde vyšla celková bezpečnost $k = 2,52$. Jak výpočet, tak analýza, pochopitelně závisí na mnoha faktorech. Proto se od sebe vypočtené hodnoty a hodnoty získané z analýzy MKP liší. Analýza byla, stejně jako k vytvoření 3D modelu a veškeré výkresové dokumentace, vytvořena ve studentské verzi programu Autodesk Inventor Professional 2015.

6 Ekonomické zhodnocení

Tato kapitola se zabývá ekonomickým zhodnocením některých vybraných dílů pohonného systému. Pro jednoduchost byla snaha použít především normalizované součásti, které bylo snadné vkládat do 3D sestavy z knihovny normalizovaných součástí. Takové součásti se daly najít v katalogích dodavatelů, tedy i ceny byly snadno zjistitelné. Dále se dala dobře odhadnout cena konstrukčního materiálu pro výrobu rámu, který je tvořen normalizovanými U profily. Tabulka 5 ukazuje jen zlomek celkové ceny pohonného systému. Není zde započtena cena nenormalizovaných součástí, které je nutno vyrobit na zakázku a také ceny některých prací, jako obrábění, svařování a montáže.

Jednou z nejnákladnějších položek je Elektromotor SIEMENS 1LE1001-1BA63-4AA4, který byl vybrán z katalogu prodejce elektromotorů Siemens [10] a lze ho zakoupit za cenu 9087 Kč. Jak otáčkami, tak výkonem přibližně odpovídá zadaným parametrům z tabulky 1. Dalším důležitým prvkem je pružná čepová spojka mezi elektromotorem a hnacím hřídelem, která se dá pořídit za 1531 Kč. K řazení rychlostních stupňů byly použity dvě elektromagnetické spojky ELS v ceně 16000 Kč. Řemenový převod se skládá z normalizovaných dílů, které se dají vybrat v katalogu SKF [4]. Kompletní řemenový převod, tedy hnací a hnanou řemenici a čtyři řemeny, lze zakoupit za 3800 Kč. Další normalizovanou položkou jsou ložiska, která byla vybrána taktéž z katalogu SKF z důvodu nízké ceny a vysoké kvality a spolehlivosti. Ložiska spolu s guferou vyjdou na 2580 Kč. Hutní materiál pro výrobu svařovaného rámu pohonu je tvořen U profily o celkové ceně 1730 Kč. Cena spojovacího materiálu, která zahrnuje veškeré šrouby a matice, podložky, pera a pojistné kroužky, je odhadována na 880 Kč.

Tabulka 5 - Ceny vybraných součástí

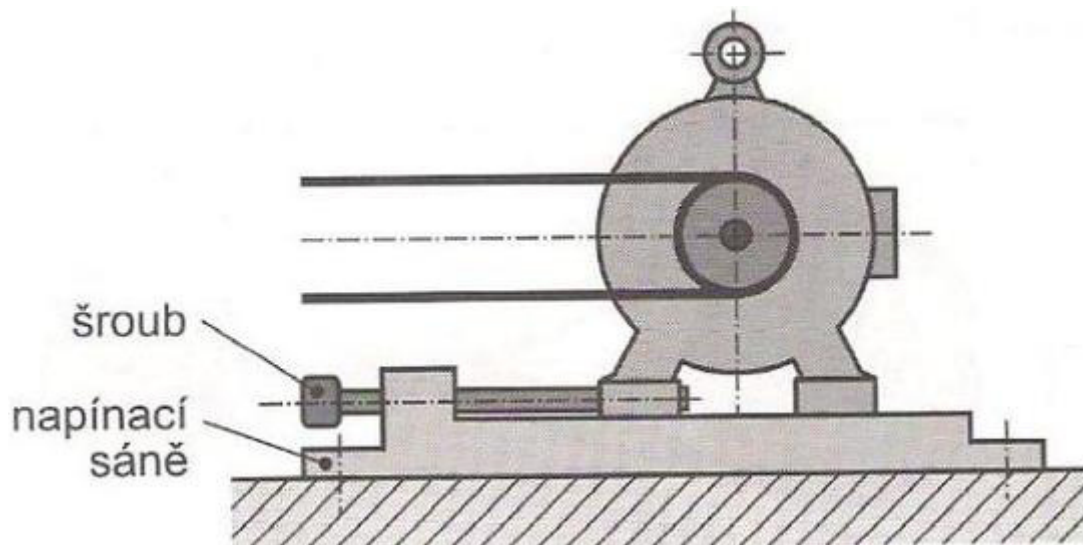
Položka	Cena [Kč]
Elektromotor SIEMENS 1LE1001-1BA63-4AA4	9087
Pružná čepová spojka BOKU-N	1531
Elektromagnetické spojky ELS	16000
Řemenový převod	3800
Ložiska a gufera	2580
Hutní materiál	1730
Spojovací materiál	880
Celková cena	35638

7 Závěr

V bakalářské práci byla navržena kompletní pohonná jednotka pro mobilní vyprošťovací naviják zahrnující elektromotor, převodovku s možností reverzace chodu, řemenový převod a svařovaný rám. Při návrhu se vycházelo ze vstupních parametrů uvedených v tabulce 1.

Postup práce byl následující. Nejprve byl proveden průzkum možných řešení, bylo nutné zamyslet se, jak velké objekty bude navijákem s pohonem dle zadaných parametrů možno vyprošťovat. Bylo třeba brát v potaz podmínky, ve kterých se má zařízení používat. Dle toho byl zvolen elektromotor, jehož výhodou je nezávislost na chodu motoru vyprošťovacího vozidla. Také bylo na místě zvolit způsob řazení mezi dvěma rychlostními stupni. K tomu bylo využito dvou elektromagnetických lamelových spojek. Potom byl proveden předběžný návrh a skica vhodného uspořádání jednotlivých částí pohonu, především převodovky. Následovalo rozvržení celkového převodového poměru na dílčí, které byly přiřazeny kuželovému soukolí, čelnímu soukolí a řemenovému převodu. Soukolí reverzace má z důvodu zachování stejné velikosti výstupních otáček shodný převodový poměr jako čelní soukolí pro běžný chod. Dále byl proveden návrhový výpočet, výpočet silových poměrů a pevnostní kontrola jednotlivých soukolí. Všechna zvolená ozubená soukolí mají šikmé zuby, což nepředstavuje o mnoho složitější výrobu než kola s přímými zuby. Naopak, tato varianta přináší spíše výhody jako vyšší únosnost, plynulejší chod a delší trvání záběru. Všechna ozubená kola jsou

s hřídeli spojena těsnými pery. Kuželová kola jsou proti posuvu zajištěna hřídelovými maticemi KM a podložkami MB.



Obr. 32 – Napínání řemenů

Následně byl navržen řemenový převod a vypočten potřebný počet řemenů. K napínání řemenů sejevilo jako vhodné využít tzv. napínací sáně (viz obr. 31), kde se pomocí šroubů jednoduše reguluje napětí. Problematika napínání řemenů včetně správného měření napětí je probírána i v katalogu SKF [4]. Dalším krokem výpočtu byl návrh minimálních průměrů jednotlivých hřídelí. Všechny hřídele jsou z oceli 11 500. Po návrhu těsných per a vymodelování hřídelí bylo možné provést i pevnostní kontrolu na střídavý ohyb a statický krut v nejkritičtějších místech každé hřídele. U předlokové hřídele byla pro kontrolu provedena i pevnostní analýza pomocí MKP. Pro výpočet ložisek bylo zatížení měnicí se v čase rozvrženo na 70 % pro navíjení (běžný chod) a 30 % pro odvíjení (reverzace). Všechna zvolená ložiska jsou kuličková a jsou navržena pro minimální životnost 8000 hodin. Jedním z posledních kroků v konstrukci převodovky byl návrh převodové skříně. Ta je konstruována jako odlitek z ocelolityny o tloušťce stěny 6 mm s obrobenými funkčními plochami. Celá pohonná jednotka je uložena na svařovaném rámu, který je tvořen ocelovými U profily a jeho konstrukce je inspirována rámem terénního nákladního automobilu Praga V3S. K vytvoření 3D modelů, výkresové dokumentace a MKP analýzy byl použit program Autodesk Inventor Professional 2015. K náčrtu reakcí a průběhů momentů na hřídelích byl použit program UGS Solid Edge V20. Ekonomické zhodnocení, ve kterém navíc některé součásti pohonu nejsou zahrnuty, napovídá, že výroba takovéto převodovky by byla poměrně nákladná. Návrh pohonu mobilního vyprošťovacího navijáku byl proveden a cíle práce byly splněny.

Seznam použité literatury

- [1] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: Stručný přehled*. 5. Vydání, Liberec. Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-184-9.
- [2] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: Stručný přehled*. 5. Vydání, Liberec. Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-183-2.
- [3] LEINVEBER, Jan, VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*, dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2006. ISBN 80-7361-033-7.
- [4] *Řemeny SKF pro přenos výkonu* [online]. [cit. 11. 4. 2017]. Dostupné z: <http://www.skf.com/binary/151-159705/Remeny-SKF-pro-prenos-vykonu.pdf>
- [5] BUREŠ, Miroslav. *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*. [online]. Technická univerzita v Liberci, 2006 [cit. 15. 4. 2017]. Dostupné z: http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Navrh_a_pevnostni_vypocet_ozubenych_kol.pdf
- [6] PRÁŠIL, Ludvík. *Únava materiálu strojních součástí při periodickém zatěžování*. [online]. [cit. 15. 4. 2017]. Dostupné z: www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Unava_materialu_strojnich_soucasti_pri_periodickem_zatezovani.pdf
- [7] *Záchranné a hasičské systémy*. ZAHAS s.r.o. [online]. [cit. 15. 4. 2017]. Dostupné z: http://qishop.zahas-sro.cz/12-Vyprostovani-g8338323_10939.aspx
- [8] TICHÝ, Štěpán: *Vyprošťovací lanový naviják pro mobilní stroje*. Bakalářská práce. VUT Brno 2013. Vedoucí práce Miroslav Škopán.
- [9] *Naviják* [online], poslední aktualizace 23. 9. 2016 v 19:52, Wikipedie. [cit. 15. 4. 2017]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Navij%C3%A1k>
- [10] *Elektromotor SIEMENS 1LE1001-1BA63-4xxx (5,5Kw)*. Elektromotory Berg [online]. [cit. 15. 4. 2017], Dostupné z: <http://www.elektromotory-siemens.cz/obchod/elektromotory-3000ot-min-1/elektromotor-siemens-1le1001-1ba63-4xxx-5-5kw.html>
- [11] *Flexible pin type couplings BOKU-N*. TYMA CZ s.r.o. [online]. Květen 2013. [cit. 15. 4. 2017]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/files/spojky/boku-en-2013-t.pdf>
- [12] *Warn – pro znalce*. [online]. [cit. 16. 4. 2017], Dostupné z: <http://www.warn.cz/>
- [13] *Elektromagnetická lamelová spojka EL*. [online]. [cit. 17. 4. 2017], Dostupné z: <http://www.pohony.cz/cs/spojky/katalog/elektromagneticke-lamelove-spojky-7/elektromagneticka-lamelova-spojka-els-8>

Seznam použitých obrázků

Obr. 1 – Vyprošťovací naviják	15
Obr. 2 – Čtyřkolka s navijákem Warn v akci	17
Obr. 3 – Terénní auto s navijákem Warn v akci	17
Obr. 4 – Naviják s možností posuvu po plošině na odtahovém vozidle	18
Obr. 5 – Naviják na hasičském vozidle Tatra	18
Obr. 6 – Pružná čepová spojka [2]	21
Obr. 7 – Kotoučová třecí spojka [2]	21
Obr. 8 – Pružná obručová spojka [2].....	22
Obr. 9 – Schéma převodovky.....	23
Obr. 10 – Řez 3D modelem převodovky	24
Obr. 11 – 3D sestava pohonu s rámem.....	25
Obr. 12 – Diagram pro určení průřezu řemene [4]	41
Obr. 13 – Reakce a ohybový moment na vstupní hřídeli v rovině x-y	43
Obr. 14 – Reakce a ohybový moment na vstupní hřídeli v rovině x-z.....	44
Obr. 15 – Kontrolované místo na vstupní hřídeli.....	45
Obr. 16 – Reakce a ohybový moment na předlohové hřídeli v rovině y-x.....	47
Obr. 17 – Reakce a ohybový moment na předlohové hřídeli v rovině y-z.....	47
Obr. 18 – Reakce a ohybový moment na předlohové hřídeli v rovině y-x.....	49
Obr. 19 – Reakce a ohybový moment na předlohové hřídeli v rovině y-z.....	49
Obr. 20 – Kontrolované místo na předlohové hřídeli.....	51
Obr. 21 – Silové poměry u vloženého kola.....	53
Obr. 22 – Reakce a ohybový moment na hřídeli vloženého kola v rovině y-x	54
Obr. 23 – Reakce a ohybový moment na hřídeli vloženého kola v rovině y-z	54
Obr. 24 – Kontrolované místo na hřídeli vloženého kola	56
Obr. 25 – Reakce a ohybový moment na výstupní hřídeli v rovině y-x.....	57
Obr. 26 – Reakce a ohybový moment na výstupní hřídeli v rovině y-z	57
Obr. 27 – Reakce a ohybový moment na výstupní hřídeli v rovině y-x.....	59
Obr. 28 – Reakce a ohybový moment na výstupní hřídeli v rovině y-z	60
Obr. 29 – Kontrolované místo na výstupní hřídeli	62
Obr. 30 – Ekvivalentní napětí dle teorie von Mises.....	70
Obr. 31 – Součinitel bezpečnosti	70

Obr. 32 – Napínání řemenů.....	73
--------------------------------	----

Seznam tabulek

Tabulka 1 – Zadané parametry	15
Tabulka 2 – Materiály ozubených kol a mechanické vlastnosti	26
Tabulka 3 – Materiály ozubených kol a mechanické vlastnosti	32
Tabulka 4 – Materiály ozubených kol a mechanické vlastnosti	36
Tabulka 5 - Ceny vybraných součástí	72

Seznam příloh

Výkres 01 – PASTOREK
Výkres 02 – OZUBENÉ KOLO
Výkres 03 – PŘEDLOHOVÝ HŘÍDEL
Výkres 04 – PŘEVODOVKA
Výkres 05 – SESTAVA