TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní

Pohon navíjecího zařízení jeřábu

Bakalářská práce

Studijní program: B2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Strojní inženýrství

Autor práce: **Martin Beneš**
Vedoucí práce: doc. Ing. Petr Lepšík, Ph.D.
Katedra částí a mechanismů strojů

Liberec 2021

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní

Zadání bakalářské práce

Pohon navíjecího zařízení jeřábu

Jméno a příjmení:	**Martin Beneš**
Osobní číslo:	S18000016
Studijní program:	B2301 Strojní inženýrství
Studijní obor:	Strojní inženýrství
Zadávající katedra:	Katedra částí a mechanismů strojů
Akademický rok:	**2020/2021**

Zásady pro vypracování:

Navrhněte kompletní pohonný systém navíjecího zařízení jeřábu o výkonu 13kW a výstupních otáčkách 270 ot./min s možností redukce otáček na polovinu. 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 práce: tištěná/elektronická
Jazyk práce: Čeština

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, MITCAIc,
[10] Databáze knihovny TUL

Vedoucí práce: doc. Ing. Petr Lepšík, Ph.D.
Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání práce: 25. listopadu 2020
Předpokládaný termín odevzdání: 25. května 2022

L.S.

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan

prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.
vedoucí katedry

Prohlášení

Prohlašuji, že svou bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, 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 nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

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

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má bakalářská práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

22. června 2021 Martin Beneš

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu práce Doc. Ing. Petru Lepšíkovi, Ph.D. za odborné vedení, trpělivost, cenné rady a pomoc v průběhu práce a za vstřícnost při konzultacích i v této nelehké době. Dále bych chtěl poděkovat rodině a přátelům za veškerou podporu po celou dobu studia.

Anotace

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem pohonu navíjecího zařízení jeřábu, který bude uložen na svařovaném rámu. Práce obsahuje teoretickou část, kde se pojednává o manipulaci s materiálem, druzích jeřábů, druzích pohonů jeřábů a příslušenství využívaném u jeřábů. Celková konstrukce zařízení je složena z elektromotoru, převodovky, řetězového převodu a přidruženého převodu. Hlavní částí práce je výpočtová zpráva, kde je popsán postupný výpočet ozubených kol, řetězového převodu, přidruženého převodu, hřídelí, ložisek a spojů. Závěr práce obsahuje 3D model mechanismu s výkresovou dokumentací sestavy pohonu, sestavy převodovka a vybraných součástí.

Klíčová slova

pohon navíjecího zařízení jeřábu, jeřáb, ozubený převod, řetězový převod, hřídel, ložisko, spoj

Annotation

This bachelor thesis deals with construction design of drive for winding mechanism of crane which will be fitted on welded frame. Thesis containts theoretical part, where is talking about manipulation with material, types of cranes, types of drives for cranes and equipment, which is used to at cranes. Whole construction device compaund electric motor, gearbox, chain transmission and associated gear. The main part of thesis is computational report where is described progressive calculation of the gear wheels, chain transmission, associated gear, shafts, rollings and joints. The end of thesis containts 3D model of mechanism with drawing documentation of drive assembly, gearbox assembly and selected parts.

Key words

drive for winding mechanism of crane, crane, gear, chain transmission, shaft, rolling, joint

Obsah

1 Úvod ... 15
2 Cíle práce ... 16
3 Jeřáby a pohony jeřábů ... 17
3.1 Manipulace s materiálem ... 17
3.2 Jeřáby ... 17
3.2.1 Základní pojmy ... 17
3.3 Rozdělení jeřábů ... 18
3.3.1 Mostové jeřáby ... 19
3.3.2 Jednonosníkové mosty ... 19
3.3.3 Portálové a poloportálové jeřáby ... 20
3.3.4 Sloupové a věžové jeřáby ... 21
3.3.5 Konzolové jeřáby ... 21
3.4 Ocelová lana ... 22
3.5 Pohony jeřábu ... 23
3.5.1 Pohon spalovacím motorem ... 23
3.5.2 Pohon hydraulický ... 23
3.5.3 Pohon elektrický ... 24
3.6 Frekvenční měnič ... 25
4 Návrh vlastního pohonu ... 26
4.1 Volba elektromotoru ... 26
4.2 Mechanismus řazení ... 26
4.3 Schéma převodového ústrojí ... 27
4.4 Otáčky a převodové poměry ... 27
4.5 Kroutící momenty ... 29
4.6 Návrh kotoučové spojky ... 29
4.7 Návrh kuželového soukolí se šikmými zuby ... 30
4.7.1 Návrhový výpočet ... 30
4.7.2 Výpočet rozměrů soukolí ... 31
4.7.3 Výpočet silových účinků ... 33
4.7.4 Kontrolní výpočet ... 34
4.8 Návrh čelního soukolí se šikmými zuby prvního stupně ... 37
4.8.1 Návrhový výpočet ... 37
4.8.2 Výpočet rozměrů soukolí ... 37
4.8.3 Výpočet silových účinků ... 40

4.8.4 Kontrolní výpočet ... 40
4.9 Návrh čelního soukolí se šikmými zuby druhého stupně (redukce otáček na 50%) 41
4.9.1 Výpočty ... 41
4.10 Návrh řetězového převodu ... 44
4.10.1 Volba normalizovaného řetězu ... 44
4.10.2 Výpočet rozměrů ... 44
4.10.3 Kinematické poměry ... 46
4.10.4 Silové poměry ... 47
4.10.5 Součinitel bezpečnosti ... 48
4.11 Návrh čelního soukolí s přímými zuby přidruženého převodu ... 48
4.11.1 Výpočty ... 48
4.12 Návrh a kontrola hřídelů ... 51
4.12.1 Hřídel 1 ... 51
4.12.2 Hřídel 2 ... 55
4.12.3 Hřídel 3 ... 59
4.12.4 Hřídel 4 (přidružený převod) ... 62
4.13 Ložiska ... 65
4.13.1 Výpočet kuličkových ložisek ... 65
4.13.2 Souhrn ložisek ... 67
4.14 Spoje ... 67
4.14.1 Výpočet spojů ... 67
4.14.2 Souhrn spojů ... 68
4.15 Normalizované díly ... 69
4.16 Kontrola vrubů v kritických místech hřídelů na únavu ... 69
4.16.1 Vzorový výpočet ... 70
4.17 Převodová skříň ... 70
4.18 Rám ... 71
5 Ekonomické zhodnocení ... 73
6 Závěr ... 74

Seznam použitých značek

Výpočty otáček převodových poměrů, kroutících momentů a spojky		
Značka	**Název**	**Jednotka**
i	Převodový poměr	[-]
M_k	Kroutící moment	[Nm]
n	Otáčky	[min^{-1}]
P	Vstupní výkon	[W]
p	Tlak	[MPa]
p_D	Dovolený tlak	[MPa]
τ_S	Napětí ve smyku	[MPa]
τ_D	Dovolené napětí ve smyku	[MPa]
F	Síla	[N]
d	Průměr	[mm]
S	Plocha	[mm^2]
Výpočty ozubených kol		
Značka	**Název**	**Jednotka**
a	Osová vzdálenost	[mm]
a'_n	Osová vzdálenost náhradních kol	[mm]
a_{vc}	Teoretická osová vzdálenost	[mm]
b	Šířka ozubeného kola	[mm]
d	Průměr roztečné kružnice	[mm]
d'_n	Průměr roztečné kružnice náhradního kola	[mm]
d'_{na}	Průměr hlavové kružnice náhradního kola	[mm]
d'_{nb}	Průměr základní kružnice náhradního kola	[mm]
d_a	Průměr roztečné kružnice	[mm]
d_b	Průměr základní kružnice	[mm]
d_m	Průměr roztečné kružnice na střední kružnici	[mm]
d_{ma}	Průměr hlavové kružnice na střední kružnici	[mm]
d_{mb}	Průměr základní kružnice na střední kružnici	[mm]

F_a	Axiální síla	[N]
f_H	Pomocný součinitel pro výpočet roztečné kružnice	[-]
F_r	Radiální síla	[N]
F_t	Tečná síla	[N]
h_a	Výška hlavy zubu	[mm]
i	Převodový poměr	[-]
K_A	Součinitel vnějších dynamických sil	[-]
K_{AS}	Součinitel vnějších dynamických sil s ohledem na trvalou deformaci	[-]
K_F	Součinitel přídavných zatížení (pro výpočet na ohyb)	[-]
K_{FV}	Součinitel vnitřních dynamických sil (pro výpočet na ohyb)	[-]
$K_{F\alpha}$	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro výpočet na ohyb)	[-]
$K_{F\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (pro výpočet na ohyb)	[-]
K_H	Součinitel přídavných zatížení	[-]
K_{HV}	Součinitel vnitřních dynamických sil (pro výpočet na dotyk)	[-]
$K_{H\alpha}$	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro výpočet na dotyk)	[-]
$K_{H\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (pro výpočet na dotyk)	[-]
M_k	Kroutící moment	[Nm]
m_n	Normálový modul	[mm]
m_t	Tečný modul	[mm]
p_t	Čelní rozteč zubů	[mm]
p_{tb}	Základní čelní rozteč zubů	[mm]
p_{tm}	Čelní rozteč zubů na střední kružnici	[mm]
p_{tmb}	Základní čelní rozteč zubů na střední kružnici	[mm]
R_e	Mez kluzu	
S_{Fmin}	Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti prosti vzniku únavového lomu v patě zubu	[-]

S_{Hmin}	Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti prosti vzniku únavového lomu poškození boku zubů	[-]
x	Korekce	[-]
Y_{FS}	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	[-]
Y_{β}	Součinitel sklonu zubu	[-]
Y_{ε}	Součinitel vlivu záběru profilu (pro výpočet na ohyb)	[-]
z	Počet zubů	[-]
Z_E	Součinitel mechanických vlastností materiálu	[-]
Z_H	Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	[-]
Z_R	Součinitel výchozí drsnosti boků zubů	[-]
Z_{ε}	Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů	[-]
α_n	Normálový úhel záběru	[°]
α_t	Čelní úhel záběru	[°]
α_{tv}	Provozní úhel záběru	[°]
β	Úhel sklonu zubů	[°]
δ	Úhel roztečného kužele	[°]
Δy	Součinitel zmenšení průměru hlavové kružnice	[mm]
ε_{α}	Součinitel trvání záběru	[-]
ε_{β}	Součinitel trvání záběru	[-]
σ_F	Ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu	[MPa]
σ_{Fmax}	Největší místní ohybové napětí v patě zubu	[MPa]
σ_{FP}	Přípustné napětí v ohybu	[MPa]
σ_{FPmax}	Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení	[MPa]
σ_H	Napětí v dotyku ve valivém bodě	[MPa]
σ_{Hmax}	Největší napětí v dotyku	[MPa]
σ_{HO}	Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů	[MPa]
σ_{HP}	Přípustné napětí v dotyku	[MPa]
σ_{HPmax}	Přípustné napětí v dotyku při největším zatížení	[MPa]
σ^o_{Flim}	Mez únavy v ohybu materiálu	[MPa]
σ^o_{Hlim}	Mez únavy v dotyku materiálu	[MPa]

Výpočty řetězového převodu		
Značka	**Název**	**Jednotka**
a	Osová vzdálenost	[mm]
d	Roztečná kružnice	[mm]
F_1	Obvodová síla	[N]
F_{1x}	Složka obvodové síly	[N]
F_{1y}	Složka obvodové síly	[N]
F_{ct}	Odstředivá síla	[N]
F_v	Síla v tažné větvi řetězu	[N]
i	Převodový poměr	[-]
j	Počet článků řetězu	[-]
k	Součinitel bezpečnosti	[-]
L	Délka řetězu	[mm]
M_k	Kroutící moment	[Nm]
n	Otáčky	[min^{-1}]
p	Rozteč zubů	[mm]
v_{x1max}	Maximální obvodová rychlost	[m/s]
v_{x1min}	Minimální obvodová rychlost	[m/s]
z	Počet zubů	[-]
β	Součinitel vzdálenost os řetězových kol	[°]
δ	Součinitel nerovnoměrnosti rychlosti řetězu	[-]
ω	Úhlová rychlost	[rad/s]
Výpočty hřídelů		
Značka	**Název**	**Jednotka**
a	Rozměr hřídele	[mm]
b	Rozměr hřídele	[mm]
c	Rozměr hřídele	[mm]
d	Průměr hřídele	[mm]
d_v	Výchozí průměr hřídele	[mm]
F_a	Axiální síla	[N]

F_r	Radiální síla	[N]
F_t	Tečná síla	[N]
k	Celková bezpečnost	[-]
k_k	Bezpečnost v krutu	[-]
k_o	Bezpečnost v ohybu	[-]
M_k	Kroutící moment	[Nm]
M_o	Ohybový moment	[Nm]
R	Reakční síla v podpoře	[N]
r	Poloměr roztečné kružnice	[mm]
r_m	Poloměr roztečné kružnice na střední kružnici	[mm]
W_k	Průřezový modul v krutu	[m^3]
W_o	Průřezový modul v ohybu	[m^3]
σ_{Do}	Dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_o	Napětí v ohybu	[MPa]
τ_{Dk}	Dovolené napětí v krutu	[MPa]
τ_k	Napětí v krutu	[MPa]

Výpočty ložisek

Značka	**Název**	**Jednotka**
C	Dynamická únosnost ložiska	[N]
C_o	Statická únosnost ložiska	[N]
e	Porovnávací koeficient	[-]
F_a	Axiální síla	[N]
f_o	Výpočtový koeficient	[-]
F_r	Radiální síla	[N]
L_{HP}	Trvanlivost ložiska	[h]
n	Otáčky	[min^{-1}]
P	Dynamické ekvivalentní zatížení	[N]
p	Exponent rovnice trvanlivosti	[-]
X	Koeficient radiálního dynamického zatížení	[-]
x	Porovnávací hodnota	[-]

Y	Koeficient axiální dynamického zatížení	[-]
Výpočty spojů		
Značka	**Název**	**Jednotka**
d	Průměr hřídele	[mm]
h	Výška pera	[mm]
l	Délka pera	[mm]
l_p	Výchozí délka pera	[mm]
M_k	Kroutící moment	[Nm]
p_D	Dovolený tlak	[MPa]
Výpočty vrubů		
Značka	**Název**	**Jednotka**
a	Rameno ohybového momentu	[mm]
d	Průměr hřídele	[mm]
F_a	Axiální síla	[N]
F_r	Radiální síla	[N]
F_t	Tečná síla	[N]
k	Celková bezpečnost	[-]
k_k	Bezpečnost v krutu	[-]
k_o	Bezpečnost v ohybu	[-]
M_k	Kroutící moment	[Nm]
M_o	Ohybový moment	[Nm]
R	Poloměr zaoblení	[mm]
r_m	Poloměr roztečné kružnice na střední kružnici	[mm]
α_k	Součinitel tvaru v krutu	[-]
α_o	Součinitel tvaru v ohybu	[-]
σ_o	Napětí v ohybu	[MPa]
τ_k	Napětí v krutu	[MPa]

1 Úvod

Člověk již od nepaměti v životě využívá různé prostředky, pomůcky a stroje, kterými si usnadňuje život a práci. S vývojem člověka se nároky na technologie zvyšovaly. Technologie se zpřesňovaly, zrychlovaly, byly kladeny vyšší nároky na velikost a hmotnost břemen a rychlost přemisťování a v neposlední řadě jsou, hlavně v této době, kladeny vysoké nároky na ekologičnost a ekonomičnost výroby a provozu jednotlivých technologických zařízení. Za jeden z největších rozmachů technického pokroku je považována průmyslová revoluce v 18. století, kde došlo k zásadní proměně ve všech hospodářských odvětvích.

V případě zdvihacích zařízení se přešlo z ručních a zvířecích pohonů, používaných v dřívějších dobách, až k pohonům využívaných dnes, kde se nejčastěji používají pohony elektrické.

Celková konstrukce těchto zařízení bývá velmi často složitá jak z konstrukčního, tak z ekonomického hlediska a je prací konstruktéra, aby tyto hlediska zohlednil a našel optimální konstrukci.

2 Cíle práce

Cílem práce je vytvořit konstrukční návrh pohonu navíjecího zařízení jeřábu s redukcí otáček na 50 % podle zadaných parametrů. Zadanými parametry jsou výkon 13 kW a výstupní otáčky pohonu 270 min^{-1} Konstrukční návrh se bude skládat z elektromotoru spojeným spojkou s převodovým ústrojím, kde bude přes řazení docházet k redukci otáček na 50 %. Výstupem z převodového ústrojí bude řetězový převod, který bude spojovat převodové ústrojí s přidruženým převodem. Celý pohon bude uložen na svařované konstrukci.

3 Jeřáby a pohony jeřábů

3.1 Manipulace s materiálem

Podle normy ČSN 26 0002 se manipulací s materiálem rozumí odborné přemisťování, ložení a usměrňování materiálu (ve výrobě, oběhu a skladování). Dále je to soubor operací nutných při výrobě. Díky této potřebě při výrobě se manipulace s materiálem začala velmi rozvíjet a spadají pod ní i jiné významné operace, jako například celková technologická doprava, skladování a další manipulační operace.

Jelikož se proces výroby neustále obnovuje, tak se i manipulace s materiálem (přeprava, skladování, nakládka, vykládka) neustále využívá, ale s přihlédnutím k ekologii a ekonomice. Obor, který je přímo zaměřen na tuto problematiku se nazývá logistika. Aby pracovní proces probíhal správně, musí být vykonáván v požadovaném množství, sortimentu a jakosti tak, aby byl splněn stanovený čas a místo. Dle normy ČSN 26 0002 jsou k manipulaci s materiálem používány prostředky: [1]

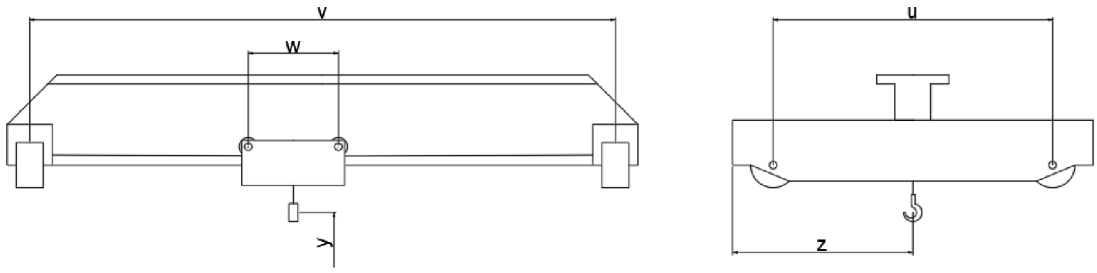
- Zdvihací zařízení (jeřáby, zdvihadla, výtahy atd.).
- Dopravní zařízení (dopravníky, lanovky, prostředky hydraulické a pneumatické dopravy atd.).
- Zařízení pro operační a mezioperační manipulaci (roboty a manipulátory).
- Zařízení pro ložné operace (rýpadla, zakladače, zemní a stavební práce).
- Přepravní prostředky (obaly, palety, kontejnery).
- Skladovací zařízení.
- Zařízení pro úpravu materiálu k manipulaci (váhy, plnící a balící stroje, transportní zařízení).
- Dopravní prostředky (vozíky, přívěsy, návěsy, automobily, kolejová vozidla, lodě, letadla).

3.2 Jeřáby

Jeřáby jsou zdvihací zařízení sloužící k přepravě ve svislém a vodorovném směru na prostoru, který je vymezen druhem a velikostí jeřábu. Tato přeprava je využívána zejména u břemen, které by nešly zdvihat lidskou silou a je realizována soustavou kladek a lan nebo řetězů. Jeřáby jsou hojně využívány takřka ve všech odvětvích průmyslu. [2]

3.2.1 Základní pojmy

Na *Obrázku 1* je zobrazena skica mostového jeřábu pro základní pojmy.



Obrázek 1 - Základní pojmy jeřábů

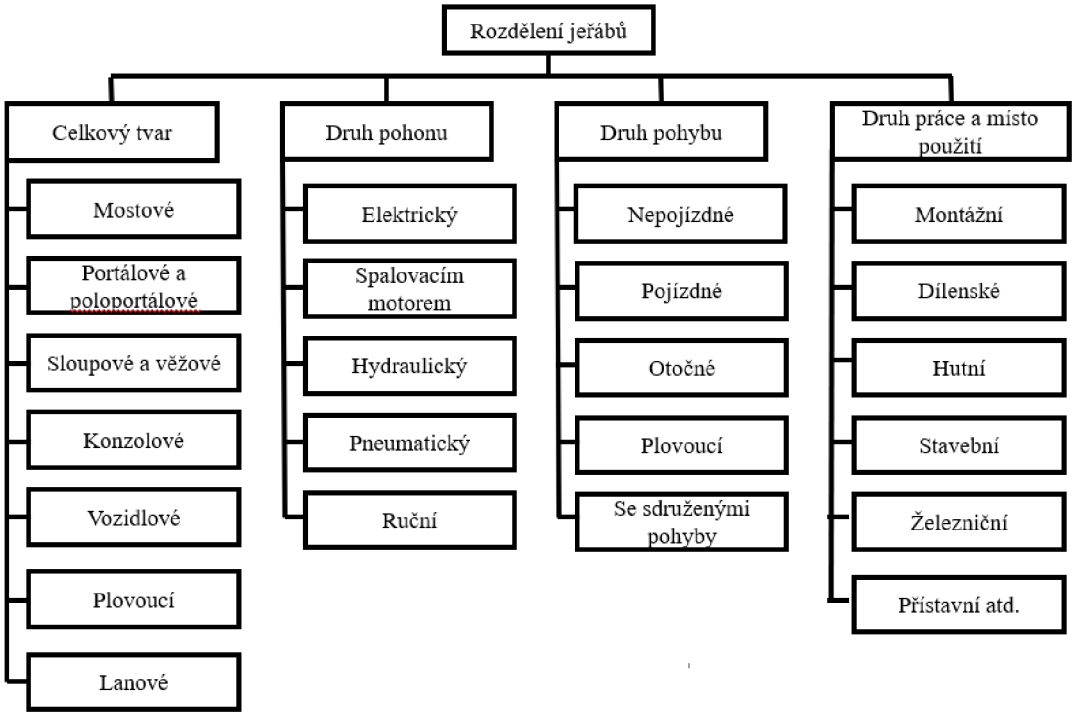
u – rozvor jeřábu v – rozpětí jeřábu w – rozvor kočky y – výška zdvihu z – dojezdová míra jeřábu

Norma ČSN 27 0000 stanovuje názvosloví hlavních druhů jeřábů a jejich částí. [3]

- Jeřáb – zdvihací zařízení, sloužící k přepravě břemena ve svislém a vodorovném směru ve vymezeném prostoru.
- Kočka – pojízdné zdvihadlo, pod jejíž jízdní dráhou se zvedá břemeno.
- Jmenovitá nosnost jeřábu – hodnota daná dovolenou hmotností břemena, do které se započítávají i odnímatelné prostředky k uchopení. Tato hodnota musí být viditelně vyznačena.
- Rozpětí jeřábu – vodorovná vzdálenost středních rovin pojížděcí kol.
- Rozchod – vodorovná vzdálenost středních rovin jeřábových kolejnic (u vozidlových jeřábů pojížděcích po vlastní dráze.
- Rozvor jeřábu – osová vzdálenost pojížděcích kol ve směru jeřábové dráhy.
- Vyložení jeřábu – vodorovná vzdálenost svislé osy závěsu břemena od osy otáčení jeřábu (jeřáby s otočným výložníkem) nebo od hrany klopení (jeřáby s neotočným výložníkem.
- Dojezdová míra jeřábu – vzdálenost osy háku od čela nárazníku (na mostě, portálu atd.) nebo od osy otáčení (otočné jeřáby).
- Průjezdný profil jeřábu – dán obrysem a předepsanými vůlemi normou ČSN 27 0140.
- Výška zdvihu – svislá vzdálenost mezi nejvyšší a nejnižší pracovní polohou háku.
- Rychlost zdvihací a pojížděcí – udávána v m/min při ustáleném běhu.
- Otáčecí rychlost – udávána počtem otáček za minutu při rovnoměrném pohybu.
- Sklápěcí rychlost – udávána počtem sekund nebo minut potřebných je vztyčení nebo sklopení výložníku z jedné krajní polohy do druhé.

3.3 Rozdělení jeřábů

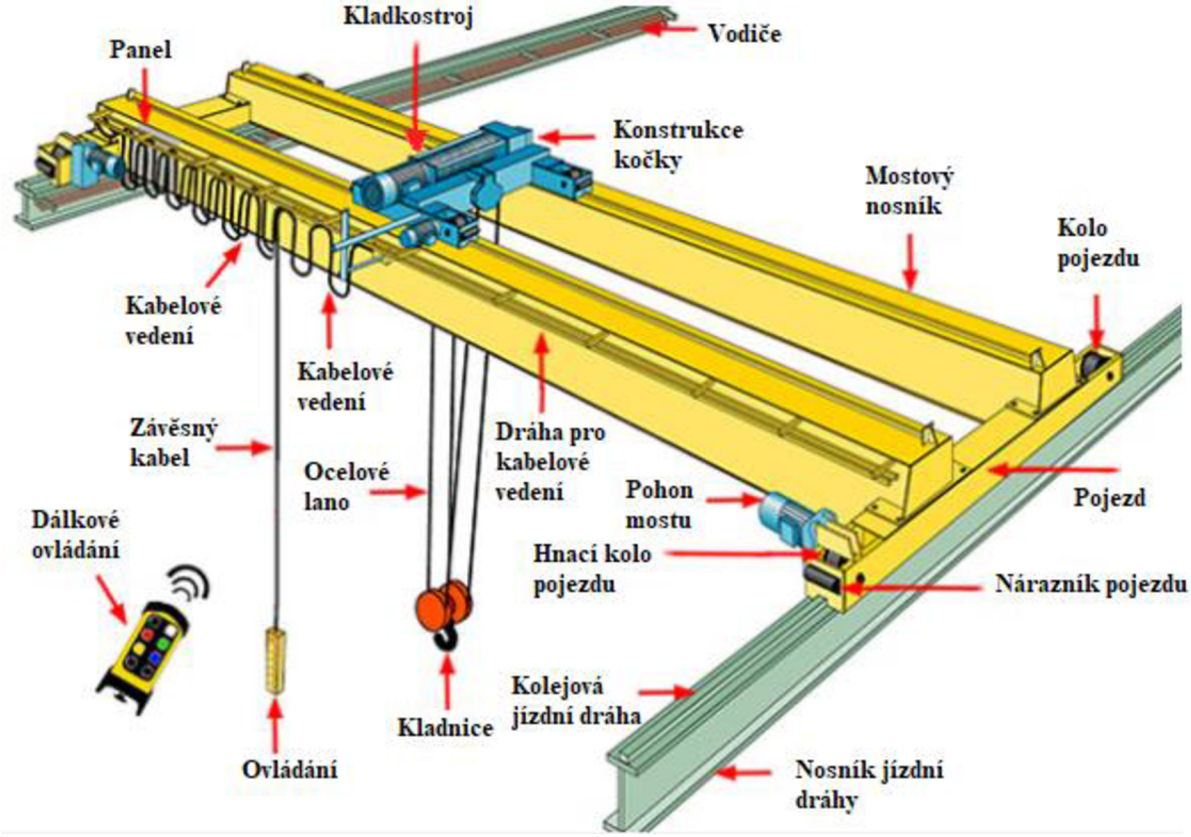
Obrázek 2 graficky zobrazuje rozdělení jeřábů.



Obrázek 2 - Rozdělení jeřábů

3.3.1 Mostové jeřáby

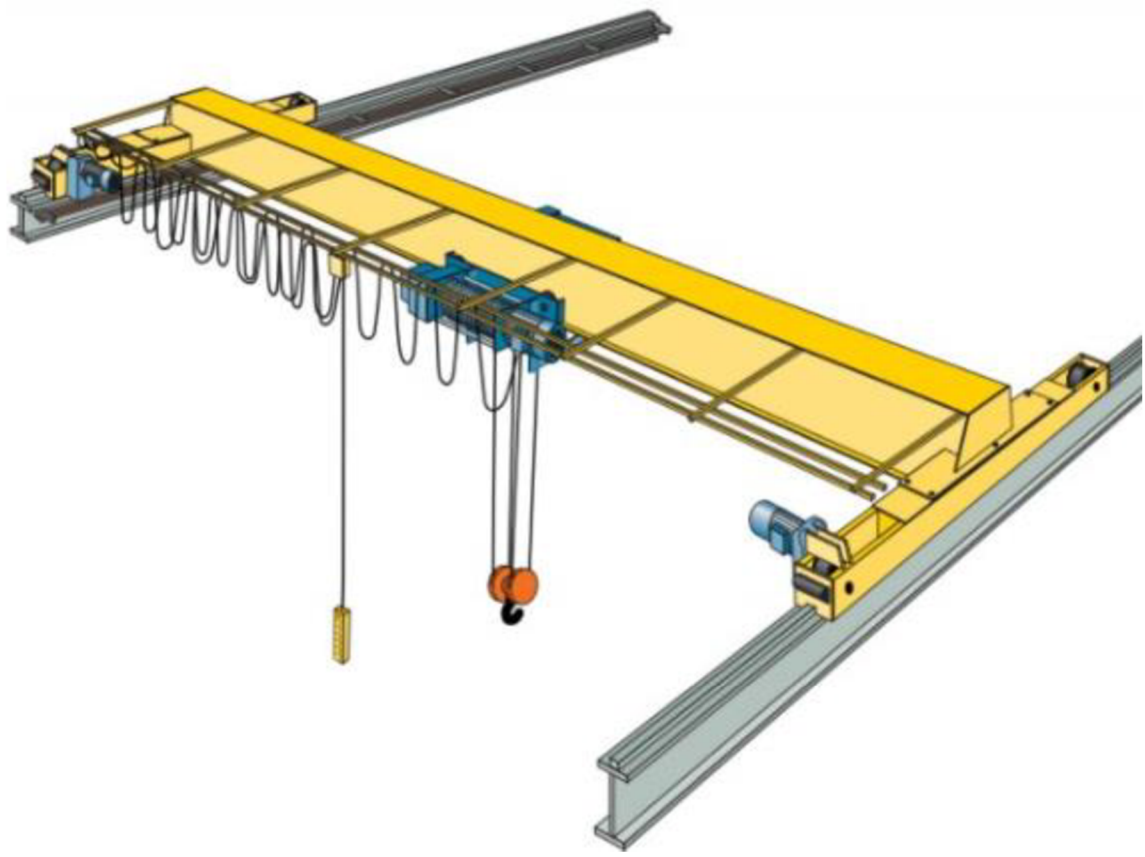
U mostových jeřábů tvoří nosnou konstrukci jeřábový most, pojíždějící po vyvýšené dráze, po kterém pojíždí jeřábová kočka. Tyto jeřáby jsou nejčastěji poháněny elektricky s mechanickými nebo hydraulickými převody a mají obdélníkové pracovní pole. Ovládání kočky se provádí pomocí závěsného ovladače ze země nebo z jeřábové kabiny u těžkotonážních jeřábů. Zvedání břemena je umožněno háky, drapáky, magnety nebo speciálně u zvláštních případů. Mohou být jednonosníkové nebo dvounosníkové. [3], [4]



Obrázek 3 - Schéma dvounosníkového mostového jeřábu [5]

3.3.2 Jednonosníkové mosty

Jsou vyráběny s menším rozpětím a s nižší nosností, ale mají nižší svislé zatížení, díky čemuž jsou levnější. Nosník je tvořen buď, plnostěnnou konstrukcí (I profil), anebo skříňovou konstrukcí pro větší rozpětí a nosnosti. [2], [4]

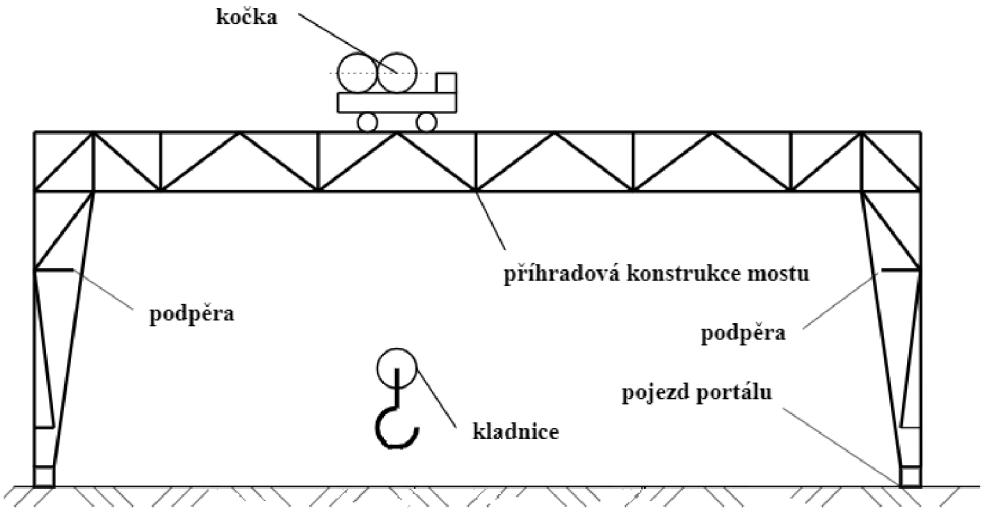


Obrázek 4 - Schéma jednonosníkového mostového jeřábu [6]

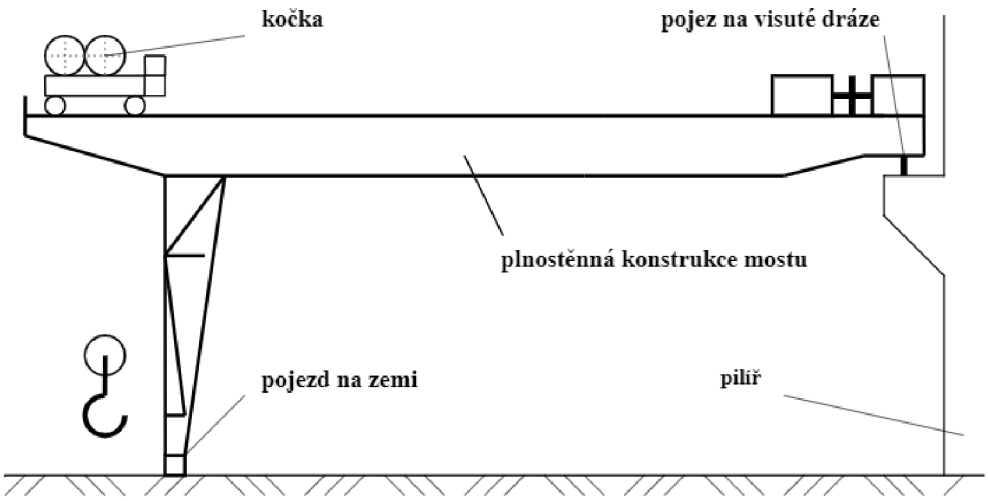
3.3.3 Portálové a poloportálové jeřáby

Jejich konstrukce je velmi obdobná mostovým jeřábům, kde jejich hlavní část tvoří jeřábový most a dvě podpěry v případě portálového jeřábu nebo jedné podpěry a jednoho pojezdu ve výšce jeřábové dráhy v případě poloportálových jeřábů. Po mostu jeřábu se opět pohybuje jeřábová kočka.

Portál může být stabilní nebo pojízdný. Jeřáby pracují na venkovních skládkách, překladištích a na venkovních i vnitřních výrobních a montážních pracovištích. [4], [7]



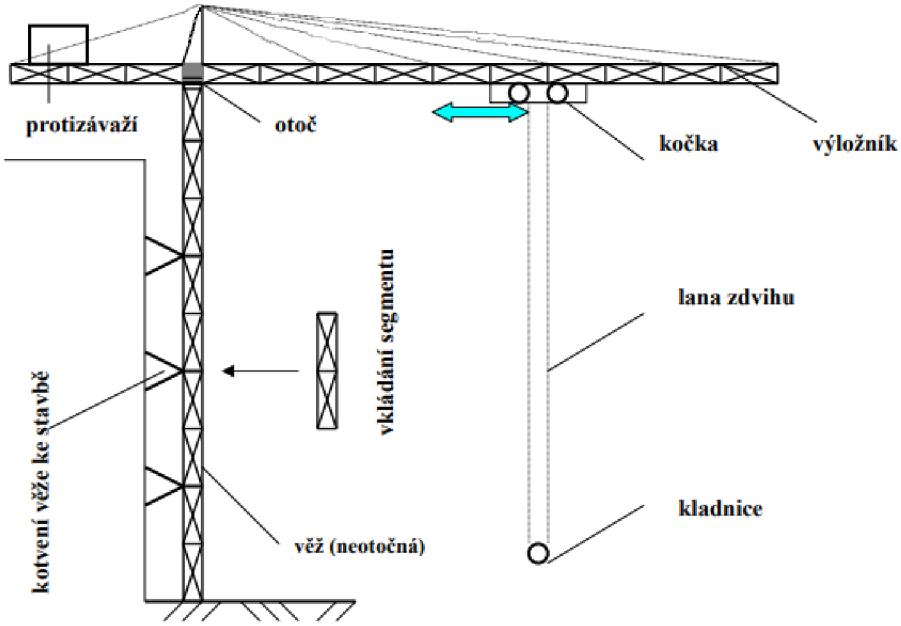
Obrázek 5 - Schéma portálového jeřábu [8]



Obrázek 6 - Schéma poloportálového jeřábu [8]

3.3.4 Sloupové a věžové jeřáby

Konstrukce se skládá ze sloupu (věže) a výložníku, který se sám otáčí okolo svislé osy sloupu (jeřáb s nehybným sloupem) nebo se otáčí se sloupem (jeřáb s otočným sloupem). Výložník může být stavitelný, který mění svůj sklon vůči ose sloupu (věže), nebo nemění svůj sklon, kde po vodorovném výložníku pojíždí kočka. Dále se rozlišují stacionární (nepojízdné) sloupové jeřáby a pojízdné, které se používají hlavně ve stavebnictví. [4], [7]

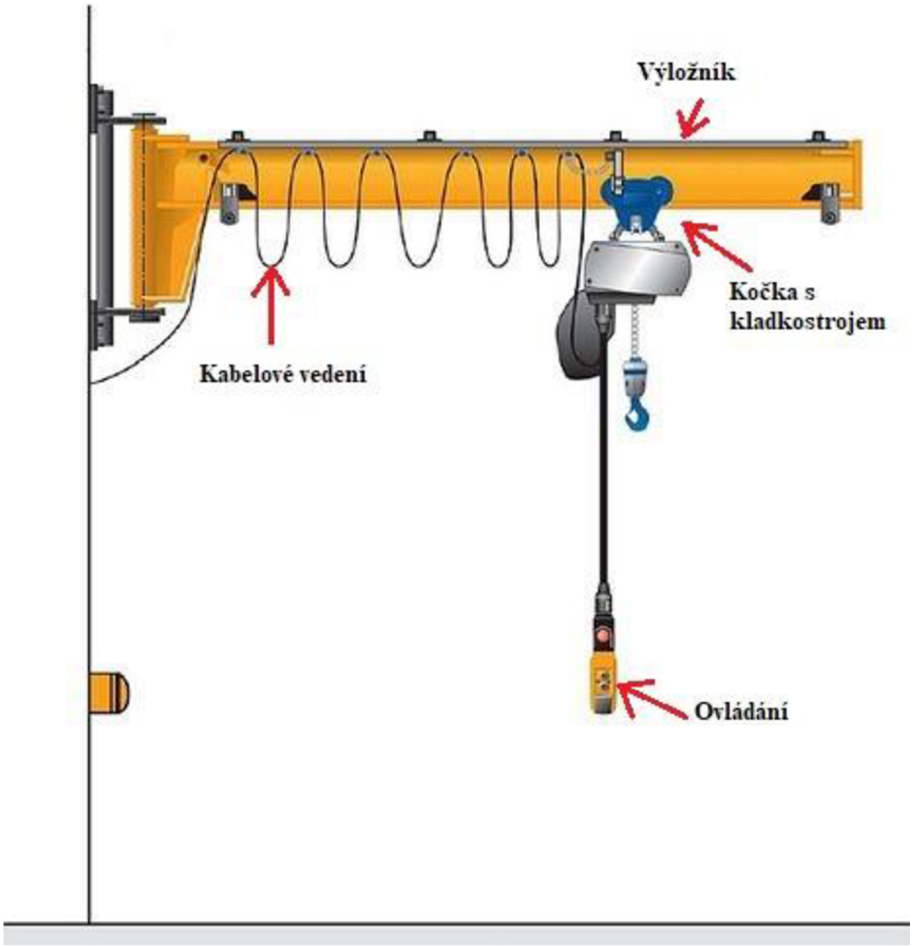


Obrázek 7 - Schéma věžového jeřábu [8]

3.3.5 Konzolové jeřáby

Konstrukce se skládá ze svislého rámu a ramena (neotočná konstrukce) nebo výložníku (otočná konstrukce), která zpravidla pojíždí pod mostovými jeřáby podél stěny, na které je umístěna pojezdová dráha.

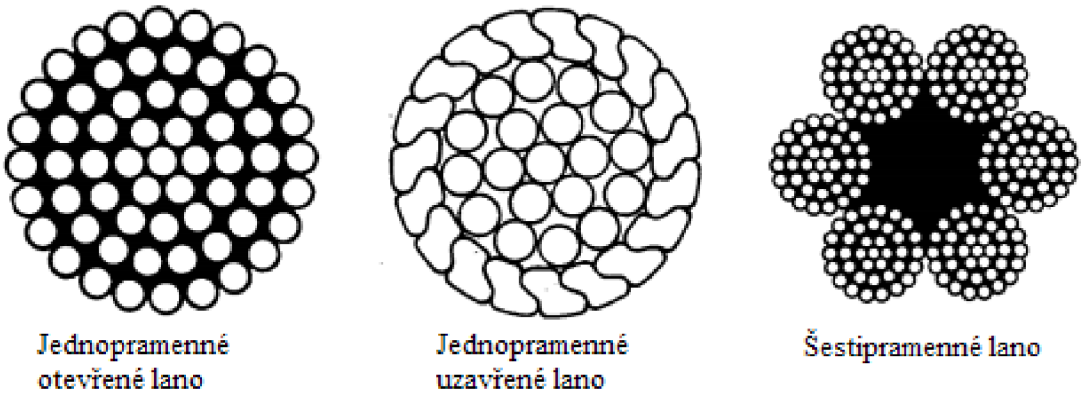
Neotočné konstrukce mají vždy proměnlivé vyložení pomocí pojezdové kočky a u otočných bývá vyložení neměnné. [7]



Obrázek 8 - Schéma konzolového jeřábu [9]

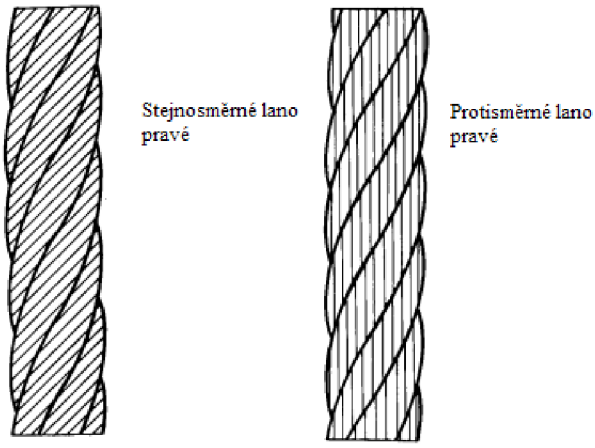
3.4 Ocelová lana

Lana jsou hlavní nosný prvek většiny jeřábů, výtahů a zdvihadel. Jsou to výrobky z tažených ocelových drátů vinutých v prameny, které se následně svinují do lana. Rozdělují se podle směru vinutí na pravá a levá, dále na jednopramenná, která se využívají u lanových jeřábů (jednopramenná lana polouzavřená nebo uzavřená) a vícepramenná, která se používají u zbývajících jeřábů.



Obrázek 9 - Rozdělení lan podle počtu pramenů [1]

Vícepramenná lana jsou vinuty stejnosměrně, když dráty a prameny mají stejný smysl vinutí, a protisměrně, když smysl vinutí pramenů je opačný než drátů. Stejnosměrně vinutá lana jsou měkčí, ohebnější a trvanlivější. Snadno se ale roztáčejí a tvoří smyčky. Proto se zajišťuje jejich trvalé zatížení (výtahy). Protisměrně vinutá lana se nezkrucují, netvoří smyčky a využívají se u jeřábů.



Obrázek 10 - Rozdělení lan podle smyslu vinutí [1]

Vícepramenná lana se svinují kolem duše, kterou může tvořit středový drát, jádrový drát, jádro pramene nebo vložky, která může být kovová i nekovová a plní funkci vnitřního rezervoáru maziva. [1], [2], [3]

3.5 Pohony jeřábu

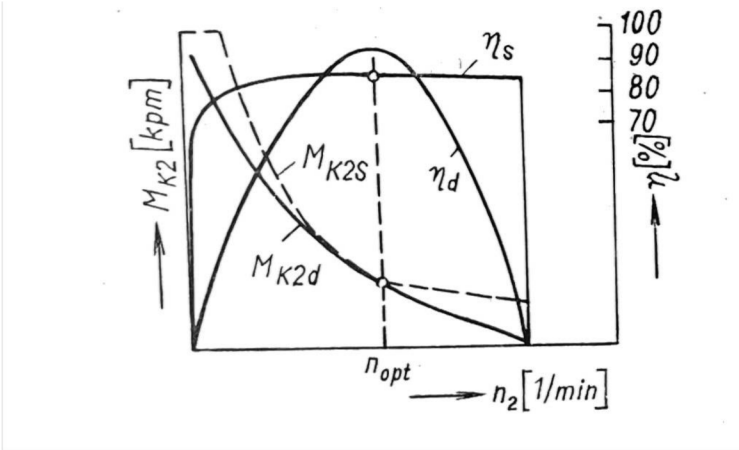
3.5.1 Pohon spalovacím motorem

Nejvíce využíván je naftový motor a to k přímému (dieselmechanickému) pohonu nebo sdruženému (dieselelektrickému nebo dieselhydraulickému) pohonu. Výhody jsou v okamžité pohotovosti k provozu, poměrné čistotě, méně namáhavé obsluze, menších rozměrech a v celkové účinnosti. Nevýhodami jsou malá přetížitelnost, nemožnost reverzace motorem, nemožnost přímé změny otáček při konstantním zatížení a nutnost spouštění motoru bez zatížení pomocí cizího zdroje energie. [3]

3.5.2 Pohon hydraulický

Jako primární zdroj se nevyskytuje vůbec, primární energii dodává elektromotor nebo naftový motor. Jde zde o hydraulické převody, a to hydrostatické a hydrodynamické. Hydrostatické, kde čerpadlo vytváří potřebný tlak, který se podle potřeby přivádí k hydraulickým motorům, které následně pohání příslušné ústrojí. Výhodou je plynulé ovládání pracovních rychlostí ve vysokém rozmezí převodového poměru a jednoduché reverzaci. Nevýhodou je hlavně nižší účinnost.

Hydrodynamický převod využívá hydrodynamický měnič, který je vždy konstruován na určitý převod (účinnost klesá s vyšším i nižším převodem), protože úhly lopatek jsou neměnné. Hnací ústrojí pohání primární hřídel měniče, kde mezi lopatkami následně dochází k přenesení kinetické energie na druhou hřídel, která pohání hnaná ústrojí jeřábu. Měnič samočinně reguluje přívod potřebného výkonu v závislosti na zatížení. [3]



Obrázek 11 - Účinnosti hydrostatického a hydrodynamického pohonu [3]

3.5.3 Pohon elektrický

Je to nejčastěji využívaný pohon, kde přes 80 % všech poháněných zdvihacích strojů a zařízení je poháněno právě elektricky.

Hlavními výhodami jsou stálá připravenost a schopnost provozu, čistota, snadná obsluha, možnost reverzace, možnost elektrického brzdění (přechod ze silové oblasti do brzdové), možnost individuálního pohonu jednotlivých mechanismů.

Nevýhodami poté jsou závislost na přívodu elektrického proudu a možnost úrazu elektrickým proudem, který ale při správné údržbě podle předpisů a norem nenastane.

Vzhledem k tomu, že jsou zde značná přetížení (hlavně při rozběhu), a dochází k velkým počtům zapnutí a vypnutí pohonu, vyžaduje robustní konstrukci.

Motory, které jsou využívány, jsou stejnosměrné motory (sériové, derivační a s cizím buzením) a trojfázové asynchronní motory s kroužkovou kotvou. Rozsah výkonů se pohybuje od 1,5 kW do 200 kW.

Regulace otáček by se prováděla u stejnosměrných pohonů (s cizím buzením) pomocí Ward-Leonardovy soustavy s regulovatelným napětím a u trojfázového pohonu pomocí frekvenčních měničů. Dále by byla možnost využití převodového ústrojí, kde by byla pevná redukce podle toho, jaký by byl převodový poměr mezi jednotlivými převody. [3], [10]

Obrázek 12 - Trojfázový asynchronní motor [11]

Obrázek 13 - Stejnosměrný motor [12]

3.6 Frekvenční měnič

Je to zařízení sloužící k regulaci otáček třífázových elektromotorů, kde se změnou frekvence mění jmenovitá hodnota napětí a tím se mění otáčky generované v elektromotoru. Frekvenčního měniče se využívá tam, kde se musí dosáhnout jiných otáček než trvalých u daného elektromotoru nebo kde je případně nutné řídit výstupní moment.

Měnič je napájen na vstupu střídavým napětím (jednofázovým nebo třífázovým), následně je ve vnitřních obvodech usměrněno a na výstupu je napětí střídačem převedeno na třífázové o požadované frekvenci. Výrobce [13] uvádí, že měniče umožňují změnu frekvence od 0 do 650 Hz, což je více než povolený rozsah otáček asynchronních elektromotorů a tím pádem regulovat otáčky v plném rozsahu v obou směrech.

Měniče umožňují buď plynulou regulaci, anebo regulaci v nastavených frekvencích (např. 3 nebo 6 pevných frekvencí. [13]

4 Návrh vlastního pohonu

Veškeré výpočty jsou prováděny pomocí [14], [15], [16], [17].

4.1 Volba elektromotoru

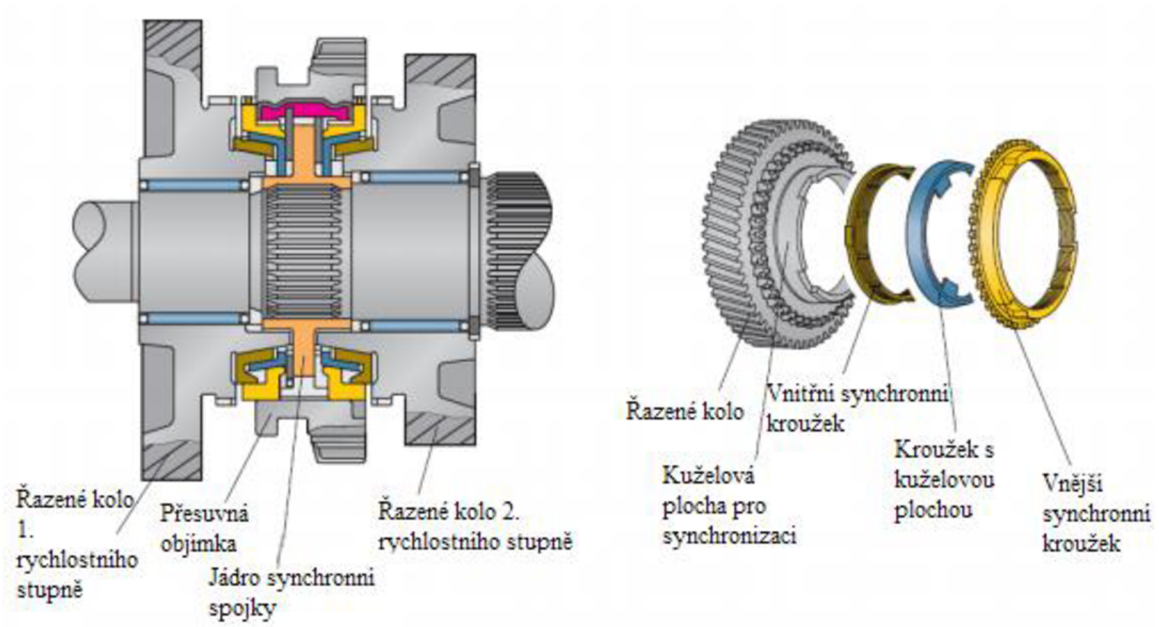
Byl vybrán třífázový asynchronní elektromotor 1LE1004-1DB42-2AA4 z konfigurátoru a nabídky firmy Siemens [18] s parametry potřebnými k zadanému pohonu. Pro zohlednění výkonových ztrát tak, aby byl přiváděn výkon do pohonu 13 kW má tento elektromotor výkon 15 kW.

Tabulka 1 - Parametry elektromotoru

Název	Hodnota	Jednotka
Výkon	15	[kW]
Otáčky	1480	[min^{-1}]
Napětí	230 Δ/ 400 Y	[V]
Frekvence	50	[Hz]
Počet pólů	4	[-]
Osová výška	160	[mm]
Teplota okolí	od -20 do 40	[°C]
Materiál	Hliník	[-]

4.2 Mechanismus řazení

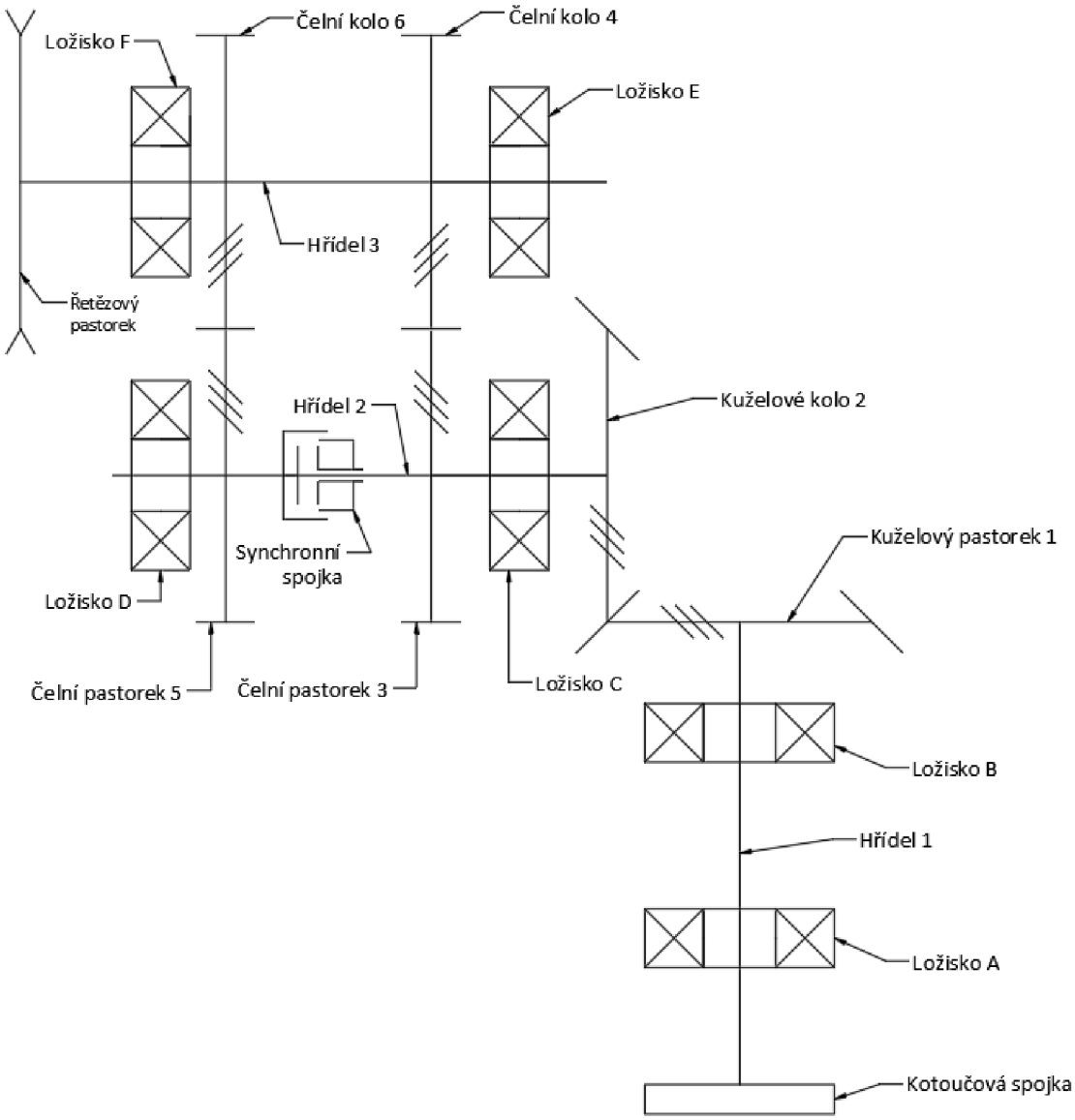
Pro realizaci řazení byla vybrána synchronní spojka, díky které lze řazení provádět za chodu. Spojka je umístěna mezi čelními ozubenými koly prvního a druhého převodu, které nejsou pevně spojeny s hřídelí, ale přes kluzná ložiska. Hlavní části spojky je řadící kroužek, kterým se dá volně axiálně pohybovat. Tato část zajišťuje přenášení kroutícího momentu spojením drážkováním na boční straně ozubeného kola s drážkováním na hřídeli. Pro hladký průběh řazení je potřeba zajistit synchronizaci otáček, která je realizována synchronními kroužky. V práci je využit zjednodušený model této spojky.



Obrázek 14 - Součásti dvojnásobné synchronizace u převodovky MQ 200 [19]

4.3 Schéma převodového ústrojí

Na *Obrázku 15* je zobrazena skica převodovky.



Obrázek 15 - Schéma převodového ústrojí

4.4 Otáčky a převodové poměry

Vstupní otáčky jsou dány parametry motoru a jsou dané (***n_1***). Výstupní otáčky za řetězovým kolem ***n_v*** jsou zadané. Z těchto dvou parametrů navrhuji převodové poměry jednotlivých převodů.

- Celkový převodový poměr prvního stupně

$$i_c = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1480}{270} = 5{,}48 \tag{1}$$

Pro lepší počítání volím ***n_c=5,5***. Tato změna ovlivňuje výstupní otáčky tak málo, že se dá zanedbat.

- Celkový převodový poměr druhého stupně (redukce na poloviční otáčky)

$$i_{c50\%} = n_c * 2 = 5{,}5 * 2 = 11 \tag{2}$$

Abych mohl vypočítat dílčí převodové poměry, musím si zvolit celkový převodový poměr ozubených převodů v převodové skříni (bez řetězového převodu).

Z důvodu, že tyto převody neslouží primárně k velkým převodovým poměrům, ale hlavně k řazení mezi jednotlivými stupni, tak volím $\boldsymbol{i_p=2{,}5}$ pro první převodový stupeň a $\boldsymbol{i_{p50\%}=5}$ pro druhý převodový stupeň.

Dále volím převodový poměr kuželového soukolí $\boldsymbol{i_k=2}$.

- Převodový poměr čelního soukolí prvního stupně

$$i_{č} = \frac{i_p}{i_k} = \frac{2{,}5}{2} = 1{,}25 \tag{3}$$

- Převodový poměr čelního soukolí druhého stupně

$$i_{č50\%} = \frac{i_{p50\%}}{i_k} = \frac{5}{2} = 2{,}5 \tag{4}$$

- Převodový poměr řetězového převodu

$$i_{ř} = \frac{i_c}{i_p} = \frac{5{,}5}{2{,}5} = 2{,}2 \tag{5}$$

- Otáčky na hřídeli 2
  Hřídel, která nese pastorky čelních ozubených převodů s šikmými zuby.

$$n_2 = \frac{n_1}{i_k} = \frac{1480}{2} = 740\ ot/min \tag{6}$$

- Otáčky na hřídeli 3
  Hřídel, která nese kola čelních ozubených převodů s šikmými zuby a pastorek řetězového kola.

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{č}} = \frac{740}{1{,}25} = 592\ ot/min \tag{7}$$

$$n_{3\ 50\%} = \frac{n_2}{i_{č50\%}} = \frac{740}{2{,}5} = 296\ ot/min \tag{8}$$

- Otáčky na hřídeli 4
  Hřídel, která nese přidružený převod a řetězové kolo.

$$n_4 = \frac{n_3}{i_{ř}} = \frac{592}{2{,}2} = 270\ ot/min \tag{9}$$

$$n_{4\ 50\%} = \frac{n_{3\ 50\%}}{i_{ř}} = \frac{296}{2{,}2} = 134{,}5\ ot/min \tag{10}$$

4.5 Kroutící momenty

- Kroutící moment na vstupní hřídeli (hřídel 1)

$$M_{k1} = \frac{60 * P}{2 * \pi * n_1} = \frac{60 * 13000}{2 * \pi * 1480} = 83{,}9\ Nm \tag{11}$$

- Kroutící moment na hřídeli 2

$$M_{k2} = M_{k1} * i_k = 83{,}9 * 2 = 167{,}8\ Nm \tag{12}$$

- Kroutící moment na hřídeli 3

$$M_{k3} = M_{k2} * i_č = 167{,}8 * 1{,}25 = 209{,}8\ Nm \tag{13}$$

$$M_{k3\ 50\%} = M_{k2} * i_{k50\%} = 167{,}8 * 2{,}5 = 419{,}6\ Nm \tag{14}$$

- Kroutící moment na výstupní hřídeli

$$M_{kv} = M_{k3} * i_ř = 209{,}8 * 2{,}2 = 460\ Nm \tag{15}$$

$$M_{kv50\%} = M_{k3\ 50\%} * i_ř = 419{,}6 * 2{,}2 = 920\ Nm \tag{16}$$

4.6 Návrh kotoučové spojky

Kotoučová spojka bude spojovat výstupní hřídel z elektromotoru se vstupní hřídelí převodového ústrojí pomocí 4 lícovaných šroubů. Šrouby byly zvoleny M10 x 40 a budou z materiálu 12 060.1, kde bude uvažován dovolený tlak $\boldsymbol{p_d = 80\ MPa}$ a dovolené napětí ve smyku $\boldsymbol{\tau_D = 110\ MPa}$. Šrouby budou na poloměru $\boldsymbol{R = 50\ mm}$.

- Síla působící na šrouby
  Ve jmenovateli je číslo 4, protože síla se rozkládá mezi všechny šrouby.

$$F = \frac{1000 M_{k1}}{4R} = \frac{1000 * 83{,}9}{4 * 50} = 419{,}6\ N \tag{17}$$

- Napětí ve smyku
  Poloměr lícovaného šroubu v dříku je $\boldsymbol{d_2 = 11\ mm}$.

$$\tau_s = \frac{4F}{\pi d_2^2} = \frac{4 * 419{,}6}{\pi * 11^2} = 4{,}42\ MPa \tag{18}$$

- Tlakový napětí
  Plocha je brána přibližně jako kratší část dříku, o který se opírá jedna z částí kotoučové spojky a je $\boldsymbol{S = 55\ mm^2}$.

$$p = \frac{F}{S} = \frac{419{,}6}{55} = 7{,}63\ MPa \tag{19}$$

- Porovnání hodnot

$$\tau_s \leq \tau_D \tag{20}$$

$$p \leq p_D \tag{21}$$

  Obě kontroly jsou vyhovující.

4.7 Návrh kuželového soukolí se šikmými zuby

4.7.1 Návrhový výpočet

Pastorek		Kolo	
Materiál: 16 440		13 242	
Zušlechtěno		Zušlechtěno	
Tvrdost J_{HV}	=290	J_{HV}	=290
R_m	=932 MPa	R_m	=932 MPa
R_e	=785 MPa	R_e	=686 MPa
σ^o_{Hlim1}	=700 MPa	σ^o_{Hlim2}	=700 MPa
σ^o_{Flim1}	=518 MPa	σ^o_{Flim2}	=518 MPa
z_1	=30	z_2	$=i_k*z_1=60$

Tabulka 2 - Koeficienty pro návrhový výpočet kuželového soukolí se šikmými zuby

Koeficient	Hodnota
f_H	690
(b_{wh}/d_1)	0,7
K_a	1,5
$K_{H\beta}=K_{f\beta}$	1,6

- Přípustné napětí v dotyku

$$\sigma_{HP} = 0{,}8 * 0{,}45 * (\sigma^o_{Hlim1} * \sigma^o_{Hlim2}) = 0{,}8 * 0{,}45 * (700 + 700) = 504\ MPa \tag{22}$$

Napětí počítáno ze σ^o_{Hlim} materiálů pastorku a kola kuželového soukolí.

- Koeficient K_H

$$K_H = K_a * K_{H\beta} = 1{,}5 * 1{,}6 = 2{,}4 \tag{23}$$

Počítáno z koeficientů v *Tabulce 2.*

- Návrhový výpočet průměru pastorku

$$d_{m1} = f_H * \sqrt[3]{\frac{K_H * M_{K1}}{(b_{wH}/d_1) * \sigma^2_{HP}} * \frac{i_k + 1}{i_k}} = 690 * \sqrt[3]{\frac{2{,}4 * 83{,}9}{0{,}7 * 504^2} * \frac{2 + 1}{2}} = 82{,}34\ mm \tag{24}$$

Počítáno z koeficientů v *Tabulce 2.*

- Střední tečný modul

$$m_{tm} = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{82{,}34}{30} = 2{,}74\ mm \tag{25}$$

Volím střední normálový modul zubů $\boldsymbol{m_{nm} = 3mm}$

4.7.2 Výpočet rozměrů soukolí

Pro kuželové soukolí volím úhel stoupání $\beta_{12} = 15°$. Přičemž pastorek soukolí bude mít levé stoupání a uvažuji otáčení po směru hodinových ručiček. Normálový záběrový úhel je daný $\alpha_{nm} = 20°$.

- Přepočtený střední tečný modul

$$m_{tm} = \frac{m_{nm}}{cos\beta_{12}} = \frac{3}{\cos(15)} = 3{,}1\ mm \tag{26}$$

- Poloviční vrcholový úhel roztečného kužele pastorku

$$\delta_1 = arctg\left(\frac{1}{i_k}\right) = arctg\left(\frac{1}{2}\right) = 26{,}57° \tag{27}$$

- Poloviční vrcholový úhel roztečného kužele kola

$$\delta_2 = 90 - \delta_1 = 90 - 26{,}57 = 63{,}43° \tag{28}$$

- Tečný záběrový úhel

$$\alpha_{tm} = arctg\left(\frac{tg\alpha_{nm}}{cos\beta_{12}}\right) = arctg\left(\frac{tg(20)}{\cos(15)}\right) = 20{,}65° \tag{29}$$

Pastorek kuželového soukolí

- Průměr roztečné kružnice na střední kružnici pastorku

$$d_{m1} = z_1 * \frac{m_{tm}}{cos\beta_{12}} = 30 * \frac{3}{\cos(15)} = 93{,}175\ mm \tag{30}$$

- Průměr hlavové kružnice na střední kružnici pastorku

$$\begin{aligned} d_{ma1} &= d_{m1} + 2 * h_a^* \frac{m_{nm}}{cos\beta_{12}} cos\delta_1 \\ &= 93{,}175 + 2 * 1 * \frac{3}{\cos(15)} \cos(26{,}57) = 98{,}73\ mm \end{aligned} \tag{31}$$

- Průměr základní kružnice na střední kružnici pastorku

$$d_{mb1} = d_{m1} * \cos\alpha_{tm} = 93{,}175 * \cos(20{,}65) = 87{,}19\ mm \tag{32}$$

- Průměr roztečné kružnice náhradního kola

$$d'_{n1} = \frac{d_{m1}}{cos\delta_1} = \frac{93{,}175}{\cos(26{,}57)} = 104{,}17\ mm \tag{33}$$

- Průměr hlavové kružnice náhradního kola

$$d'_{na1} = \frac{d_{ma1}}{cos\delta_1} = \frac{98{,}173}{\cos(26{,}57)} = 110{,}38\ mm \tag{34}$$

- Průměr základní kružnice náhradního kola

$$d'_{nb1} = \frac{d_{mb1}}{cos\delta_1} = \frac{87{,}19}{\cos(26{,}57)} = 97{,}48\ mm \tag{35}$$

Kolo kuželového soukolí

- Průměr roztečné kružnice na střední kružnici kola

$$d_{m2} = z_2 * \frac{m_{tm}}{cos\beta_{12}} = 60 * \frac{3}{\cos(15)} = 186{,}35\ mm \tag{36}$$

- Průměr hlavové kružnice na střední kružnici pastorku

$$\begin{aligned} d_{ma2} &= d_{m2} + 2 * h_a^* \frac{m_{nm}}{cos\beta_{12}} cos\delta_2 \\ &= 186{,}35 + 2 * 1 * \frac{3}{\cos(15)} \cos(63{,}43) = 189{,}13\ mm \end{aligned} \tag{37}$$

- Průměr základní kružnice na střední kružnici pastorku

$$d_{mb2} = d_{m2} * \cos\alpha_{tm} = 186{,}35 * \cos\,(20{,}65) = 174{,}38\ mm \tag{38}$$

- Průměr roztečné kružnice náhradního kola

$$d'_{n2} = \frac{d_{m2}}{cos\delta_2} = \frac{186{,}35}{\cos(63{,}43)} = 416{,}69\ mm \tag{39}$$

- Průměr hlavové kružnice náhradního kola

$$d'_{na2} = \frac{d_{ma2}}{cos\delta_2} = \frac{189{,}13}{\cos(63{,}43)} = 422{,}9\ mm \tag{40}$$

- Průměr základní kružnice náhradního kola

$$d'_{nb2} = \frac{d_{mb2}}{cos\delta_2} = \frac{174{,}38}{\cos(63{,}43)} = 389{,}93\ mm \tag{41}$$

Součinitel záběru kuželového soukolí

- Osová vzdálenost náhradního soukolí

$$a'_n = \frac{d'_{n1} + d'_{n2}}{2} = \frac{104{,}17 + 416{,}69}{2} = 260{,}43\ mm \tag{42}$$

- Čelní rozteč na střední kružnici

$$p_{tm} = \frac{\pi * m_{nm}}{cos\beta_{12}} = \frac{\pi * 3}{\cos(15)} = 9{,}75\ mm \tag{43}$$

- Základní rozteč na střední kružnici

$$p_{tmb} = p_{tm} * cos\alpha_{tm} = 9{,}75 * \cos\,(20{,}65) = 9{,}13\ mm \tag{44}$$

- Součinitel trvání záběru

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{{r'_{na1}}^2 - {r'_{nb1}}^2} + \sqrt{{r'_{na2}}^2 - {r'_{nb2}}^2} - a'_n * sin\alpha_{tm}}{p_{tmb}} = \frac{\sqrt{55{,}19^2 - 48{,}74^2} + \sqrt{211{,}45^2 - 194{,}965^2} - 260{,}43 * \sin(20{,}65)}{9{,}13} = 1{,}74 \quad (45)$$

Součinitel záběru ε_β volím $\boldsymbol{\varepsilon_\beta = 1{,}26}$. Ze které poté budu počítat šířku ozubení a součinitel ε byl přibližně celočíselný.

Výpočet a návrh šířky ozubení

- Šířka ozubení

$$b_{12} = \frac{\varepsilon_\beta * p_{tm}}{tg\beta_{12}} = \frac{1{,}26 * 9{,}75}{\mathrm{tg}(15)} = 45{,}86\ mm \quad (46)$$

Volím šířku ozubení $\boldsymbol{b_{12} = 50mm}$.

4.7.3 Výpočet silových účinků

- Tečná síla na pastorku a kole kuželového soukolí

$$F_{t12} = \frac{1000 * M_{k1}}{\frac{d_{m1}}{2}} = \frac{1000 * 83{,}9}{\frac{93{,}175}{2}} = 1801\ N \quad (47)$$

- Radiální síla na pastorku a axiální síla na kole kuželového soukolí

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t12} * tg\alpha_{nm} * cos\delta_1 = 1801 * tg(20) * \cos(26{,}57) = 391\ N \quad (48)$$

- Axiální síla na pastorku a radiální síla na kole kuželového soukolí

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t12} * tg\alpha_{nm} * sin\delta_1 = 1801 * tg(20) * sin(26{,}57) = 735\ N \quad (49)$$

4.7.4 Kontrolní výpočet

Kontrolní výpočet je prováděn s koeficienty uvedenými v *Tabulce 3.*

Tabulka 3 - Koeficienty na kontrolní výpočet kuželového soukolí s šikmými zuby

Koeficient	Hodnota
Z_E	190
Z_ε	0,78
Z_H	2,425
Z_R	1
S_{Hmin}	1,3
$K_{H\alpha}*K_{HV}=K_{F\alpha}*K_{FV}$	1,2
S_{Flim}	1,4
Y_{FS1}	3,875
Y_{FS2}	3,71
Y_β	0,875
K_{AS}	2

Hodnota součinitele K_{AS} je volena na zkušenosti a je vždy vyšší než hodnota K_A (viz. *Tabulka 3.*), z tohoto důvodu volím hodnotu $\boldsymbol{K_{AS} = 2}$.

- Koeficient K_H

$$K_H = K_F = K_A * K_{H\beta} * K_{H\alpha} * K_{HV} = 1{,}5 * 1{,}6 * 1{,}2 = 2{,}88 \tag{50}$$

- Koeficient Y_ε

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1{,}74} = 0{,}57 \tag{51}$$

S přihlédnutím k podmínce, že $\varepsilon_\beta \geq 1$.

Kontrola z hlediska únavy v dotyku

- Napětí σ_{HO}

$$\sigma_{HO} = Z_E * Z_H * Z_\varepsilon * \sqrt{\frac{F_{t12} * (i_k + 1)}{b_{12} * d_{mb1} * i_k}} = 190 * 2{,}425 * 0{,}78 * \sqrt{\frac{1801 * (2 + 1)}{50 * 87{,}19 * 2}} = 283\ MPa \tag{52}$$

- Napětí σ_{HP1}

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma^o_{Hlim1} * Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{700 * 1}{1{,}3} = 538.5\ MPa \tag{53}$$

- Napětí σ_{HP2}

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{Hlim2}^{o} * Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{700 * 1}{1{,}3} = 538.5\ MPa \tag{54}$$

- Napětí σ_H

$$\sigma_H = \sigma_{HO} * \sqrt{K_H} = 283 * \sqrt{2{,}88} = 480\ MPa \tag{55}$$

- Porovnání

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP1,2} \tag{56}$$

Kontrola z hlediska únavy v dotyku je vyhovující

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení

- Napětí σ_{HPmax1}

$$\sigma_{HPmax1} = 2{,}8 * R_e = 2{,}8 * 785 = 2198\ MPa \tag{57}$$

- Napětí σ_{HPmax2}

$$\sigma_{HPmax2} = 2{,}8 * R_e = 2{,}8 * 686 = 1921\ MPa \tag{58}$$

S přihlédnutím, že se jedná o kola zušlechtěná.

- Napětí σ_{Hmax}

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} * \sqrt{K_H * K_{as}} = 283 * \sqrt{2{,}88 * 2} = 679\ MPa \tag{59}$$

- Porovnání

$$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax1,2} \tag{60}$$

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení je vyhovující.

Kontrola z hlediska únavy v ohybu

- Napětí σ_{FP1}

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{Flim1}^{o}}{S_{Fmin}} = \frac{518}{1{,}4} = 370\ MPa \tag{61}$$

- Napětí σ_{FP2}

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{Flim2}^{o}}{S_{Fmin}} = \frac{518}{1{,}4} = 370\ MPa \tag{62}$$

- Napětí σ_{F1}

$$\begin{aligned}\sigma_{F1} &= \frac{F_{t12}}{b_{12} * m_{nm}} * K_F * Y_{FS1} * Y_\varepsilon * Y_\beta \\ &= \frac{1801}{50 * 3} * 2{,}88 * 3{,}875 * 0{,}57 * 0{,}875 = 67{,}2\ MPa\end{aligned} \tag{63}$$

- Napětí σ_{F2}

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{t12}}{b_{12} * m_{nm}} * K_F * Y_{FS2} * Y_\varepsilon * Y_\beta = \frac{1801}{50 * 3} * 2{,}88 * 3{,}875 * 0{,}57 * 0{,}875 = 64{,}4\ MPa \tag{64}$$

- Porovnání

$$\sigma_{F1} \leq \sigma_{FP1} \tag{65}$$

$$\sigma_{F2} \leq \sigma_{FP2} \tag{66}$$

Kontrola z hlediska únavy v ohybu je vyhovující

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

- Napětí σ_{FPmax1}

$$\sigma_{FPmax1} = 0{,}8 * 2{,}8 * \sigma^o_{Flim1} = 0{,}8 * 2{,}5 * 518 = 1036\ MPa \tag{67}$$

- Napětí σ_{FPmax2}

$$\sigma_{FPmax2} = 0{,}8 * 2{,}8 * \sigma^o_{Flim2} = 0{,}8 * 2{,}5 * 518 = 1036\ MPa \tag{68}$$

Vzorce pro σ_{FPmax} převzaty ze skript [17].

- Napětí σ_{Fmax1}

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} * K_{as} = 67{,}2 * 2 = 134{,}4\ MPa \tag{69}$$

- Napětí σ_{Fmax2}

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} * K_{as} = 64{,}4 * 2 = 128{,}8\ MPa \tag{70}$$

- Porovnání

$$\sigma_{Fmax1} \leq \sigma_{FPmax1} \tag{71}$$

$$\sigma_{Fmax2} \leq \sigma_{FPmax2} \tag{72}$$

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení je vyhovující

4.8 Návrh čelního soukolí se šikmými zuby prvního stupně

4.8.1 Návrhový výpočet

Pastorek		Kolo	
Materiál: 15 241		13 242	
Kaleno po boku zubů		Zušlechtěno	
Tvrdost V_{HV}	=600	J_{HV}	=290
R_m	=980 MPa	R_m	=932 MPa
R_e	=850 MPa	R_e	=686 MPa
σ^o_{Hlim3}	=1160 MPa	σ^o_{Hlim4}	=700 MPa
σ^o_{Flim3}	=528 MPa	σ^o_{Flim4}	=518 MPa
z_3	=44	z_4	$=i_č*z_1=55$

Tabulka 4 - Koeficienty pro návrhový výpočet čelního soukolí se šikmými zuby prvního stupně

Koeficient	Hodnota
f_h	690
(b_{wh}/d_1)	1,1
K_a	1,5
$K_{H\beta}=K_{f\beta}$	1,42

- Přípustné napětí v dotyku

$$\sigma_{HP} = 0{,}8 * 0{,}45 * (\sigma^o_{Hlim3} * \sigma^o_{Hlim4}) = 0{,}8 * 0{,}45 * (1160 + 700) = 669{,}6\ MPa \tag{73}$$

Napětí počítáno ze σ^o_{Hlim} materiálů pastorku a kola kuželového soukolí.

- Koeficient K_H

$$K_H = K_a * K_{H\beta} = 1{,}5 * 1{,}42 = 2{,}13 \tag{74}$$

Počítáno z koeficientů v *Tabulce 4.*

- Návrhový výpočet průměru pastorku

$$d_3 = f_H * \sqrt[3]{\frac{K_H * M_{K2}}{(b_{wH}/d_1) * \sigma^2_{HP}} * \frac{i_č + 1}{i_č}} = 690 * \sqrt[3]{\frac{2{,}055 * 167{,}8}{1{,}1 * 669{,}6^2} * \frac{1{,}25 + 1}{1{,}25}} = 75{,}4\ mm \tag{75}$$

Počítáno s koeficienty v *Tabulce 4.*

- Návrhový vypočet tečný modul

$$m_{t34} = \frac{d_3}{z_3} = \frac{75{,}4}{44} = 1{,}71\ mm \tag{76}$$

Volím normálový modul zubů $\boldsymbol{m_{n34} = 3mm}$

4.8.2 Výpočet rozměrů soukolí

Pro čelní soukolí volím úhel stoupání $\boldsymbol{\beta_{34} = 10°}$. Přičemž pastorek soukolí bude mít pravé stoupání. Normálový záběrový úhel je daný $\boldsymbol{\alpha_n = 20°}$.

- Tečný modul

$$m_{t34} = \frac{m_{n34}}{cos\beta_{34}} = \frac{3}{\cos(10)} = 3{,}05\ mm \tag{77}$$

- Tečný záběrový úhel

$$\alpha_t = arctg\left(\frac{tg\alpha_n}{cos\beta_{34}}\right) = arctg\left(\frac{tg(20)}{\cos(10)}\right) = 20{,}28° \tag{78}$$

Výpočet teoretické osové vzdálenosti

- Průměr roztečné kružnice pastorku

$$d_3 = m_{t34} * z_3 = 3{,}05 * 44 = 134{,}04\ mm \tag{79}$$

- Průměr roztečné kružnice kola

$$d_4 = m_{t34} * z_4 = 3{,}05 * 55 = 167{,}55\ mm \tag{80}$$

- Teoretická osová vzdálenost

$$a_{vc} = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{3134{,}04 + 167{,}55}{2} = 150{,}79\ mm \tag{81}$$

Volím osovou vzdálenost pro dané soukolí ***a = 150 mm.***

Výpočet korekcí pastorku a kola soukolí

Abych dosáhl zvolené osové vzdálenosti musím být soukolí korigované.

- Provozní záběrový úhel

$$\begin{aligned}\alpha_{tv} &= \arccos\left(\frac{m_{n34} * (z_3 + z_4) * cos\alpha_t}{2 * cos\beta_{34} * a}\right) \\ &= arccos\left(\frac{3 * (44 + 55) * \cos(20{,}28)}{2 * \cos(10) * 150}\right) = 19{,}45°\end{aligned} \tag{82}$$

- Součet korekcí

$$\begin{aligned}x_3 + x_4 &= \frac{z_3 + z_4}{2 * tg\alpha_n} * (inv\alpha_{tv} - inv\alpha_t) \\ &= \frac{44 + 55}{2 * tg(20)} * \big(inv(19{,}45) - inv(20{,}28)\big) = -0{,}26\ mm\end{aligned} \tag{83}$$

Tato hodnota se musí rozdělit mezi dílčí korekce pastorku a kola soukolí tak, aby jejich následný součet dával stejnou velikost. Dosáhne se toho zvolením jedné hodnoty a dopočítáním druhé, dokud nebude hodnota stejná.

- Korekce kola soukolí
  Volím korekci pastorku ***x_3 = -0,145 mm.***

$$x_4 = x_3 * \frac{z_3}{z_4} = -0{,}145 * \frac{44}{55} = -0{,}116\ mm \tag{84}$$

- Zmenšení průměru hlavového válce

$$\Delta y = 2 * \left(\frac{d_3}{2} + \frac{d_4}{2} + (x_3 + x_4) * m_{n34} - a_{vc}\right) = 2 * \left(\frac{134{,}04}{2} + \frac{167{,}55}{2} + (-0{,}145 - 0{,}116) * 3 - 150\right) = 0{,}02\ mm \tag{85}$$

Pastorek čelního soukolí

- Průměr hlavové kružnice

$$d_{a3} = d_3 + 2 * m_{n34} * (1 + x_3) - \Delta y = 134{,}04 + 2 * 3 * (1 - 0{,}145) - 0{,}02 = 139{,}15\ mm \tag{86}$$

- Průměr základní kružnice

$$d_{b3} = d_3 * cos\alpha_t = 134{,}04 * \cos(20{,}28) = 125{,}72\ mm \tag{87}$$

Kolo čelního soukolí

- Průměr hlavové kružnice

$$d_{a4} = d_4 + 2 * m_{n34} * (1 + x_4) - \Delta y = 167{,}55 + 2 * 3 * (1 - 0{,}116) - 0{,}02 = 172{,}83\ mm \tag{88}$$

- Průměr základní kružnice

$$d_{b4} = d_4 * cos\alpha_t = 167{,}55 * \cos(20{,}28) = 157{,}16\ mm \tag{89}$$

Součinitel záběru čelního soukolí

- Čelní rozteč na střední kružnici

$$p_{t34} = \frac{\pi * m_{n34}}{cos\beta_{34}} = \frac{\pi * 3}{\cos(10)} = 9{,}565\ mm \tag{90}$$

- Základní rozteč na střední kružnici

$$p_{tb34} = p_{t34} * cos\alpha_t = 9{,}565 * \cos(20{,}28) = 8{,}97\ mm \tag{91}$$

- Součinitel trvání záběru

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{\left(\frac{d_{a3}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{b3}}{2}\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{d_{a4}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{b4}}{2}\right)^2} - a_{vc} * sin\alpha_{tv}}{p_{tb34}} = \frac{\sqrt{\left(\frac{139{,}15}{2}\right)^2 - \left(\frac{125{,}72}{2}\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{172{,}83}{2}\right)^2 - \left(\frac{157{,}16}{2}\right)^2} - 150 * \sin(19{,}45)}{8{,}97} = 1{,}54 \tag{92}$$

Součinitel záběru ε_β volím $\boldsymbol{\varepsilon_\beta = 1{,}46}$. Ze které poté budu počítat šířku ozubení a součinitel ε byl přibližně celočíselný.

Výpočet a návrh šířky ozubení

- Šířka ozubení

$$b_{34} = \frac{\varepsilon_\beta * p_{t34}}{tg\beta_{34}} = \frac{1{,}46 * 9{,}565}{\mathrm{tg}(10)} = 79{,}2\ mm \tag{93}$$

Volím šířku ozubení ***b_{34}=80mm.***

4.8.3 Výpočet silových účinků

- Tečná síla na pastorku a kole kuželového soukolí

$$F_{t34} = \frac{1000 * M_{k2}}{\frac{d_3}{2}} = \frac{1000 * 167{,}84}{\frac{134{,}04}{2}} = 2504\ N \tag{94}$$

- Radiální síla na pastorku a axiální síla na kole kuželového soukolí

$$F_{r34} = \frac{F_{t34}}{cos\beta_{34}} * tg\alpha_n = \frac{2504}{\cos\,(10)} * tg(20) = 925\ N \tag{95}$$

- Axiální síla na pastorku a radiální síla na kole kuželového soukolí

$$F_{a34} = F_{t34} * tg\beta_{34} = 2504 * tg(10) = 441\ N \tag{96}$$

4.8.4 Kontrolní výpočet

Kontrolní výpočet byl prováděn stejným způsobem jako u kuželového soukolí. Z toho důvodu zde uvádím jen tabulku koeficientů pro kontrolní výpočet (*Tabulka 5*) a tabulku výsledných hodnot (*Tabulka 6*).

Tabulka 5 - Koeficienty a součinitele na kontrolní výpočet čelního soukolí prvního stupně s šikmými zuby

Koeficient	Hodnota
Z_E	190
Z_ε	0,81
Z_H	2,5
Z_R	1
S_{Hmin}	1,3
$K_{h\alpha}*K_{hv}=K_{f\alpha}*K_{fv}$	1,2
S_{flim}	1,4
Y_{fs3}	3,9
Y_{fs4}	3,75
Y_β	0,92
K_{as}	2

Tabulka 6 - Výsledné hodnoty kontrolního výpočtu čelního soukolí se šikmými zuby prvního stupně

Veličina	Hodnota	Jednotka	Poznámka
(b_{56}/d_5)	0,597	[-]	
$k_{h\beta}$	1,2	[-]	Stejně jako u návrhového výpočtu
K_H	2,16	[-]	
Y_ε	0,651	[-]	
σ_{HO}	249,5	[Mpa]	
σ_{HP3}	892,3	[Mpa]	Porovnávací hodnota
σ_{HP4}	538,5	[Mpa]	Porovnávací hodnota
σ_H	366,6	[Mpa]	$\leq \sigma_{HP3,4}$
σ_{HPmax3}	2400	[Mpa]	Porovnávací hodnota
σ_{HPmax4}	1921	[Mpa]	Porovnávací hodnota
σ_{Hmax}	518,5	[Mpa]	$\leq \sigma_{HPmax3,4}$
σ_{FP3}	377	[Mpa]	Porovnávací hodnota
σ_{FP4}	370	[Mpa]	Porovnávací hodnota
σ_{F3}	53,2	[Mpa]	$\leq \sigma_{FP3}$
σ_{F4}	51,1	[Mpa]	$\leq \sigma_{FP4}$
σ_{FPmax3}	1056	[Mpa]	Porovnávací hodnota
σ_{FPmax4}	1036	[Mpa]	Porovnávací hodnota
σ_{Fmax3}	106,4	[Mpa]	$\leq \sigma_{FPmax3}$
σ_{Fmax4}	102,2	[Mpa]	$\leq \sigma_{FPmax4}$

4.9 Návrh čelního soukolí se šikmými zuby druhého stupně (redukce otáček na 50%)

4.9.1 Výpočty

Pastorek
Materiál: 15 241
Kaleno po boku zubů
Tvrdost V_{HV} =600
R_m =980 MPa
R_e =850 MPa
σ^o_{Hlim5} =1160 MPa
σ^o_{Flim5} =528 MPa
z_5 =34

Kolo
14 140
Kaleno po boku zubů
V_{HV} =600
R_m =785 MPa
R_e =539 MPa
σ^o_{Hlim6} =1140 MPa
σ^o_{Flim6} =450 MPa
z_6 $=i_{č50\%}*z_1=85$

Postup výpočtů čelního soukolí druhého stupně (s redukcí otáček na 50%) je stejný jako postup výpočtů u čelního soukolí prvního stupně.

Z tohoto důvodu uvádím jen tabulku výsledků jednotlivých výpočtů.

Tabulka 7 - Koeficienty pro návrhový výpočet čelního soukolí se šikmými zuby druhého stupně

Koeficient	Hodnota
f_h	690
(b_{wh}/d_1)	0,9
K_a	1,5
$K_{H\beta}=K_{f\beta}$	1,325

Tabulka 8 - Výsledné hodnoty návrhového výpočtu a výpočtu rozměrů čelního soukolí se šikmými zuby druhého stupně

Veličina	Hodnota	Jednotka	Poznámka
σ_{hp}	828	[MPa]	
K_H	1,99	[-]	
d_5	62,88	[mm]	
m_{t56}	1,85	[mm]	
m_{n56}	2,50	[mm]	Zvolená hodnota
m_{t56}	2,54	[mm]	Přepočtená hodnota
β_{56}	10	[°]	Zvolená hodnota
α_n	20	[°]	Daná hodnota
α_t	20,28	[°]	
d_5	86,31	[mm]	
d_6	215,78	[mm]	
a_{v56}	150	[mm]	Zvoleno tak aby byla osová vzdálenost u obou soukolí stejná
α_{tv}	19,17	[°]	
x_5+x_6	-0,41	[mm]	
x_5	-0,293	[mm]	Zvolená hodnota
x_6	-0,117	[mm]	
Δy	0,04	[mm]	
d_{a5}	89,81	[mm]	
d_{b5}	80,96	[mm]	
d_{a6}	220,15	[mm]	
d_{b6}	202,40	[mm]	
p_{t56}	7,97	[mm]	
p_{tb56}	7,48	[mm]	
ε_α	1,80	[-]	
ε_β	1,2	[-]	Zvolená hodnota na celočíselný úhel záběru
b_{56}	54,25	[mm]	Volím šířku 60 mm

Tabulka 9 - Silové účinky čelního soukolí se šikmými zuby druhého stupně

Veličina	Hodnota	Jednotka
$F_{t5}=F_{t6}$	3889	[N]
$F_{r5}=F_{r6}$	1437	[N]
$F_{a5}=F_{a6}$	686	[N]

Tabulka 10 - Koeficienty na kontrolní výpočet čelního soukolí druhého stupně s šikmými zuby

Koeficient	Hodnota
Z_E	190
Z_ε	0,76
Z_H	2,5
Z_R	1
S_{Hmin}	1,3
$K_{h\alpha}*K_{hv}=K_{f\alpha}*K_{fv}$	1,2
S_{flim}	1,4
Y_{fs3}	3,87
Y_{fs4}	3,7
Y_β	0,92
K_{as}	2

Tabulka 11 - Výsledné hodnoty kontrolního výpočtu čelního soukolí se šikmými zuby druhého stupně

Veličina	Hodnota	Jednotka	Poznámka
(b_{56}/d_5)	0,7	[-]	
$k_{h\beta}$	1,24	[-]	Stejně jako u návrhového výpočtu
K_H	1,488	[-]	
Y_ε	0,64	[-]	
sigmaHO1	389,3	[MPa]	
σ_{HP5}	892,3	[MPa]	Porovnávací hodnota
σ_{HP6}	876,9	[MPa]	Porovnávací hodnota
σ_H	474,9	[MPa]	$\leq \sigma_{HP5,6}$
σ_{HPmax5}	2400	[MPa]	Porovnávací hodnota
σ_{HPmax6}	2400	[MPa]	Porovnávací hodnota
σ_{Hmax}	671,6	[MPa]	$\leq \sigma_{HPmax5,6}$
σ_{FP5}	377,1	[MPa]	Porovnávací hodnota
σ_{FP6}	321,4	[MPa]	Porovnávací hodnota
σ_{F5}	97,8	[MPa]	$\leq \sigma_{FP5}$
σ_{F6}	93,5	[MPa]	$\leq \sigma_{FP6}$
σ_{FPmax5}	1056	[MPa]	Porovnávací hodnota
σ_{FPmax6}	900	[MPa]	Porovnávací hodnota
σ_{Fmax5}	195,6	[MPa]	$\leq \sigma_{FPmax5}$
σ_{Fmax6}	187	[MPa]	$\leq \sigma_{FPmax6}$

4.10 Návrh řetězového převodu

4.10.1 Volba normalizovaného řetězu

Vybral jsem ze strojnických tabulek podle normy ČSN 02 3311 ***2-řadý řetěz 16B***

Tabulka 12 - Parametry 2-řadého řetězu 16B [14]

Veličina	Hodnota	Jednotka	Popis
p	25,40	[mm]	Rozteč zubů
A	421,00	[mm^2]	Plocha kloubu
F_{Pt}	110000,00	[N]	Síla při přetržení
m	5,50	[kg]	Hmotnost 1 m
$d_{1ř}$	15,88	[mm]	Průměr pouzdra
$d_{2ř}$	8,28	[mm]	Průměr kolíku
$d_{3ř}$	8,33	[mm]	Průměr díry pro kolík
e	31,88	[mm]	Osová vzdálenost
b_1	17,02	[mm]	Šířka zubu

4.10.2 Výpočet rozměrů

Jelikož převodový poměr na řetězovém převodu je $i_ř = 2{,}2$ musím volit počet zubů pastorku tak, aby vyšel počet zubů kola celočíselný. Z tohoto důvodu volím z_7 ***= 20.***

- Počet zubů řetězového kola

$$z_8 = z_7 * i_ř = 20 * 2{,}2 = 44 \tag{97}$$

- Roztečná kružnice pastorku

$$d_7 = \frac{p}{\sin\left(\frac{\pi}{z_7}\right)} = \frac{25{,}4}{\sin\left(\frac{\pi}{20}\right)} = 162{,}45\ mm \tag{98}$$

- Roztečná kružnice kola

$$d_8 = \frac{p}{\sin\left(\frac{\pi}{z_8}\right)} = \frac{25{,}4}{\sin\left(\frac{\pi}{44}\right)} = 356{,}23\ mm \tag{99}$$

Volím si osovou vzdálenost ***a = 600 mm.***

- Počet článků řetězu

$$j = \frac{z_7 + z_8}{2} + \left(\frac{z_8 - z_7}{2 * \pi}\right)^2 * \frac{p}{a} + \frac{2 * a}{p} = \frac{20 + 44}{2} + \left(\frac{44 - 20}{2 * \pi}\right)^2 * \frac{25{,}4}{600} + \frac{2 * 600}{25{,}4} = 79{,}86 \tag{100}$$

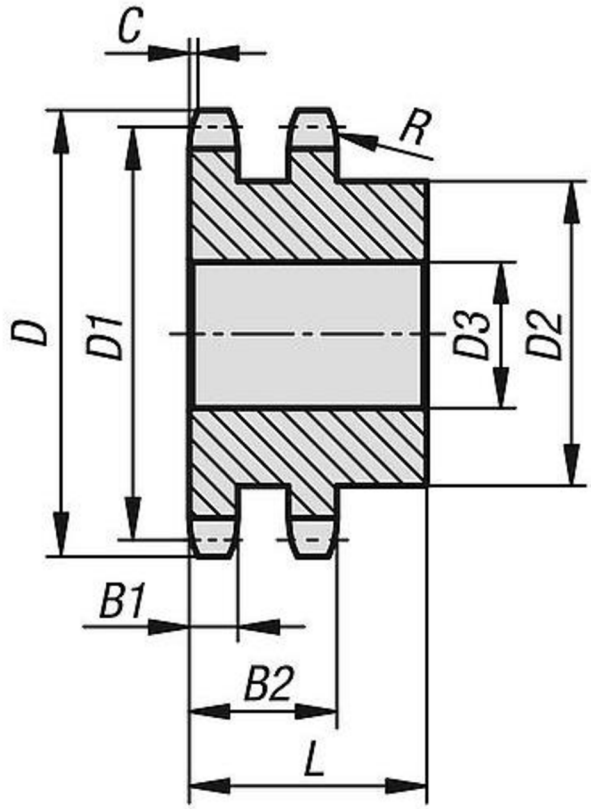
Počet článků musí být celočíselný a vyšší než vypočtený v rovnici (100). Z tohoto důvodu volím počet článků řetězu ***j = 80.***

- Délka řetězu

$$L = j * p = 80 * 25{,}4 = 2032\ mm \tag{101}$$

Pastorek a kolo by byly vyrobeny. Rozměry jsou převzaté od výrobce [20], kromě průměru díry na hřídel a průměru vyčnívající části bez zubů.

Materiál kola i pastorku volím 12 050.



Obrázek 16 - Schéma s rozměry pastorku a kola řetězového převodu [20]

Tabulka 13 - Rozměry pastorku a kola řetězového převodu podle Obr. 16.

Veličina	Hodnota	Jednotka	Popis
D_7	173,90	[mm]	Průměr na hlavové kružnici
D_{17}	162,45	[mm]	Průměr na roztečný kružnici
D_{27}	100,00	[mm]	Zvolen
D_{37}	35,00	[mm]	Průměr díry na hřídel (zvolen kvůli peru)
B_1	15,80	[mm]	Šířka zubů
B_2	47,70	[mm]	Šířka ozubení
L	70,00	[mm]	Celková šířka
C	2,50	[mm]	Zkosení
R	26,00	[mm]	Rádius
D_8	356,23	[mm]	Průměr na hlavové kružnici
D_{18}	369,80	[mm]	Průměr na roztečný kružnici
D_{28}	200,00	[mm]	Zvolen
D_{38}	35,00	[mm]	Průměr díry na hřídel (zvolen kvůli peru)
B_1	15,80	[mm]	Šířka zubů
B_2	47,70	[mm]	Šířka ozubení
L	70,00	[mm]	Celková šířka
C	2,50	[mm]	Zkosení
R	26,00	[mm]	Rádius

4.10.3 Kinematické poměry

- Úhlová rychlost prvního stupně

$$\omega = \frac{2 * \pi * n_3}{60} = \frac{2 * \pi * 592}{60} = 61{,}96\, rad/s \tag{102}$$

- Úhlová rychlost druhého stupně

$$\omega_{50\%} = \frac{2 * \pi * n_{3\,50\%}}{60} = \frac{2 * \pi * 296}{60} = 30{,}98\, rad/s \tag{103}$$

- Minimální obvodová rychlost prvního stupně

$$v_{x1min} = \omega * \frac{d_7}{2} * \cos\left(\frac{\pi}{z_7}\right) = 61{,}96 * \frac{173{,}9}{1000 * 2} * \cos\left(\frac{\pi}{20}\right) = 4{,}97\, m/s \tag{104}$$

- Minimální obvodová rychlost druhého stupně

$$v_{x1min50\%} = \omega_{50\%} * \frac{d_7}{2} * \cos\left(\frac{\pi}{z_7}\right) = 30{,}98 * \frac{173{,}9}{1000 * 2} * \cos\left(\frac{\pi}{20}\right) = 2{,}49\, m/s \tag{105}$$

- Maximální obvodová rychlost prvního stupně

$$v_{x1max} = \omega * \frac{d_7}{2} = 61{,}96 * \frac{173{,}9}{1000 * 2} = 5{,}03\, m/s \tag{106}$$

- Maximální obvodová rychlost druhého stupně

$$v_{x1max50\%} = \omega_{50\%} * \frac{d_7}{2} = 30{,}98 * \frac{173{,}9}{1000 * 2} = 2{,}52\ m/s \tag{107}$$

- Součinitel nerovnoměrnosti rychlosti řetězu v tažné větvi prvního stupně

$$\delta = \frac{v_{x1max} - v_{x1min}}{v_{x1max}} = \frac{5{,}03 - 4{,}97}{5{,}03} = 0{,}01 \tag{108}$$

- Součinitel nerovnoměrnosti rychlosti řetězu v tažné větvi druhého stupně

$$\delta_{50\%} = \frac{v_{x1max50\%} - v_{x1min50\%}}{v_{x1max50\%}} = \frac{2{,}52 - 2{,}49}{2{,}52} = 0{,}01 \tag{109}$$

4.10.4 Silové poměry

- Obvodová síla prvního stupně

$$F_1 = \frac{M_{k3}}{\frac{d_7}{2}} = \frac{1000 * 209{,}8}{\frac{162{,}45}{2}} = 2583\ N \tag{110}$$

- Obvodová síla druhého stupně

$$F_{1\ 50\%} = \frac{M_{k3\ 50\%}}{\frac{d_7}{2}} = \frac{1000 * 419{,}6}{\frac{162{,}45}{2}} = 5166\ N \tag{111}$$

- Úhel β

$$\beta = 2 * \arcsin\left(\frac{d_8 - d_7}{2 * a}\right) = 2 * \arcsin\left(\frac{356{,}23 - 162{,}45}{2 * 600}\right) = 18{,}59° \tag{112}$$

- Složky obvodové síly prvního stupně

$$F_{1x} = F_1 * \sin\beta = 2583 * \sin(18{,}59) = 823\ N \tag{113}$$

$$F_{1y} = F_1 * \cos\beta = 2583 * \cos(18{,}59) = 2448\ N \tag{114}$$

- Složky obvodové síly druhého stupně

$$F_{1x50\%} = F_{1\ 50\%} * \sin\beta = 5166 * \sin(18{,}59) = 1647\ N \tag{115}$$

$$F_{1y50\%} = F_{1\ 50\%} * \cos\beta = 5166 * \cos(18{,}59) = 4897\ N \tag{116}$$

- Odstředivá síla prvního stupně

$$F_{ct} = v_{x1max}^2 * \mathrm{m} = 5{,}03^2 * 5{,}5 = 139\ N \tag{117}$$

- Odstředivá síla druhého stupně

$$F_{ct50\%} = v_{x1max50\%}^2 * \mathrm{m} = 2{,}52^2 * 5{,}5 = 35\ N \tag{118}$$

- Síla v tažné větvi řetězu prvního stupně

$$F_{v1} = F_1 + F_{ct} = 2583 + 139 = 2722\ N \tag{119}$$

- Síla v tažné větvi řetězu druhého stupně

$$F_{v1\,50\%} = F_{1\,50\%} + F_{ct50\%} = 5166 + 35 = 5201\ N \tag{120}$$

4.10.5 Součinitel bezpečnosti

- Součinitel bezpečnosti prvního stupně

$$k = \frac{F_{pt}}{F_{v1}} = \frac{110000}{2722} = 40{,}41 \tag{121}$$

- Součinitel bezpečnosti druhého stupně

$$k_{50\%} = \frac{F_{pt}}{F_{v1\,50\%}} = \frac{110000}{5201} = 21{,}15 \tag{122}$$

4.11 Návrh čelního soukolí s přímými zuby přidruženého převodu

4.11.1 Výpočty

Pastorek
Materiál: 15 241
Kaleno po boku zubů
Tvrdost V_{HV} =600
R_m =980 MPa
R_e =850 MPa
σ^o_{Hlim7} =1160 MPa
σ^o_{Flim7} =528 MPa
z_7 =40

Věnec
42 2719
Kaleno po boku zubů
V_{HV} =600
R_m =700 MPa
R_e =340 MPa
σ^o_{Hlim8} =1140 MPa
σ^o_{Flim8} =352 MPa
$z_{8Délk}$ $=i_{č50\%}*z_{pv}=136$

Postup výpočtů čelního soukolí přidruženého převodu je stejný jako postup výpočtů u čelního soukolí prvního stupně. Některé výpočty jsou v poznámce upraveny aby vyhovovaly výpočtům pro vnitřní čelní soukolí (pastorek – věnec).

Z tohoto důvodu uvádím jen tabulku výsledků jednotlivých výpočtů.

Tabulka 14 - Koeficienty pro návrhový výpočet čelního soukolí s přímými zuby přidruženého převodu

Koeficient	Hodnota
f_h	770
(b_{wh}/d_1)	0,6
K_a	1,5
$K_{H\beta}=K_{f\beta}$	1,35

Tabulka 15 - Výsledné hodnoty návrhového výpočtu a výpočtu rozměrů čelního soukolí s přímými zuby přidruženého převodu

Veličina	Hodnota	Jednotka	Poznámka
σ_{hp}	828	[MPa]	
K_H	2,025	[-]	
d_7	138,99	[mm]	
m_{t78}	3,47	[mm]	
m_{n78}	3,5	[mm]	Zvolená hodnota
m_{t78}	3,5	[mm]	Přepočtená hodnota
β_{78}	0	[°]	Zvolená hodnota
α_n	20	[°]	Daná hodnota
α_t	20	[°]	
d_7	140	[mm]	
d_8	476	[mm]	
a_{v78}	168	[mm]	$(d_8/2)-(d_7/2)$
α_{tv}	20	[°]	
x_7+x_8	0	[mm]	
x_7	0	[mm]	Zvolená hodnota
x_8	0	[mm]	
Δy	0	[mm]	
d_{a7}	147	[mm]	
d_{b8}	131,56	[mm]	
d_{a7}	469	[mm]	$d_8-2*m_{n78}*(h^*_a+x_8)-\Delta y$
d_{b8}	447,29	[mm]	
p_{t78}	10,99	[mm]	
p_{tb78}	10,33	[mm]	
ε_α	1,91	[-]	$\frac{\sqrt{r_{a7}^2-r_{b7}^2}-\sqrt{r_{a8}^2-r_{b8}^2}+a_{v78}*sin\alpha_t}{p_{tb78}}$
ε_β	0	[-]	
b_{78}	60	[mm]	Zvolená hodnota

Tabulka 16 - Silové účinky čelního soukolí s přímými zuby přidruženého převodu

Veličina	Hodnota		Jednotka
	1. stupeň	2. stupeň	
$F_{t7}=F_{t8}$	6593	13187	[N]
$F_{r7}=F_{r8}$	2400	4800	[N]
F_a	0	0	[N]

Tabulka 17 - Koeficienty na kontrolní výpočet čelního soukolí s přímými zuby přidruženého převodu

Koeficient	Hodnota
Z_E	189
Z_ε	0,83
Z_H	2,6
Z_R	1
S_{Hmin}	1,3
$K_{h\alpha}*K_{hv}=K_{f\alpha}*K_{fv}$	1,2
S_{flim}	1,4
Y_{fs3}	4,35
Y_{fs4}	3,7
Y_β	1
K_{as}	2

Kontrolní výpočet byl počítán pro 2. stupeň, protože při něm působí vyšší silové účinky.

Tabulka 18 - Výsledné hodnoty kontrolního výpočtu čelního soukolí s přímými zuby přidruženého převodu

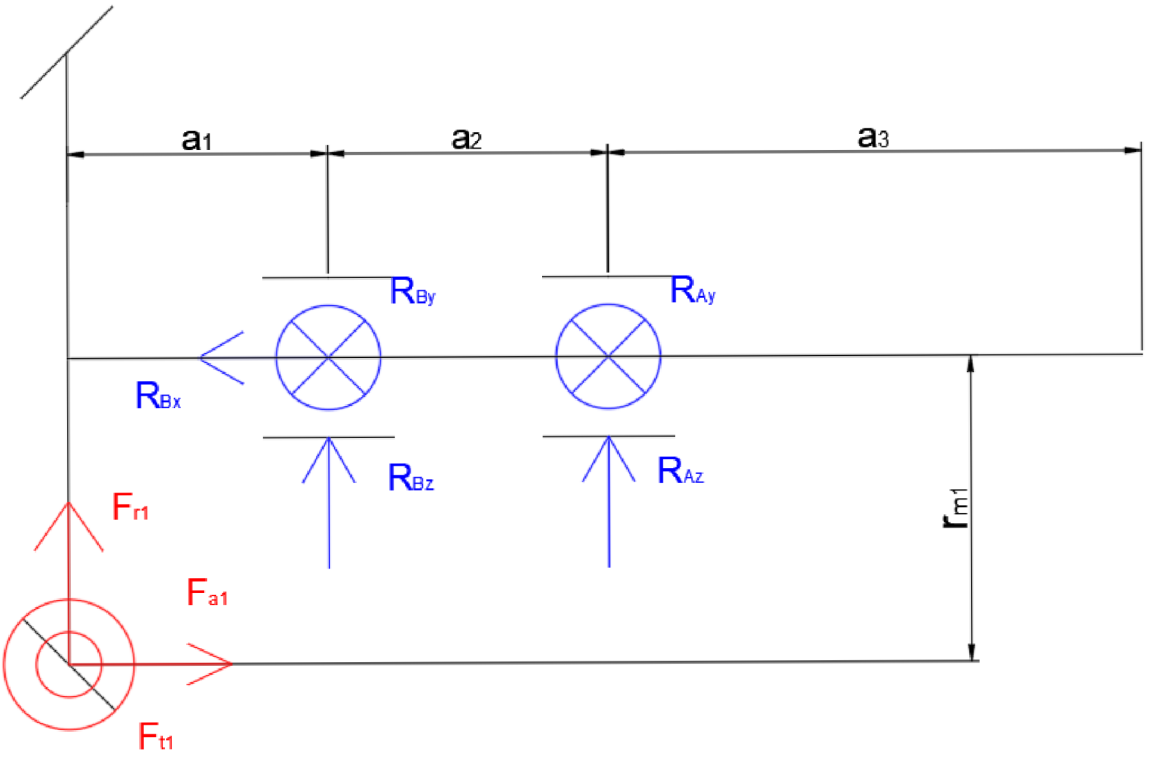
Veličina	Hodnota	Jednotka	Poznámka
(b_{56}/d_5)	0,43	[-]	
$k_{h\beta}$	1,18	[-]	Stejně jako u návrhového výpočtu
K_H	1,416	[-]	
Y_ε	0,62	[-]	
sigmaHO1	581,4	[MPa]	
σ_{HP7}	892,3	[MPa]	Porovnávací hodnota
σ_{HP8}	876,9	[MPa]	Porovnávací hodnota
σ_H	691,8	[MPa]	$\leq \sigma_{HP7,8}$
σ_{HPmax7}	2400	[MPa]	Porovnávací hodnota
σ_{HPmax8}	2400	[MPa]	Porovnávací hodnota
σ_{Hmax}	978,3	[MPa]	$\leq \sigma_{HPmax7,8}$
σ_{FP7}	377,1	[MPa]	Porovnávací hodnota
σ_{FP8}	251,4	[MPa]	Porovnávací hodnota
σ_{F7}	239,3	[MPa]	$\leq \sigma_{FP7}$
σ_{F8}	203,5	[MPa]	$\leq \sigma_{FP8}$
σ_{FPmax7}	1056	[MPa]	Porovnávací hodnota
σ_{FPmax8}	704	[MPa]	Porovnávací hodnota
σ_{Fmax7}	478,5	[MPa]	$\leq \sigma_{FPmax7}$
σ_{Fmax8}	407	[MPa]	$\leq \sigma_{FPmax8}$

4.12 Návrh a kontrola hřídelů

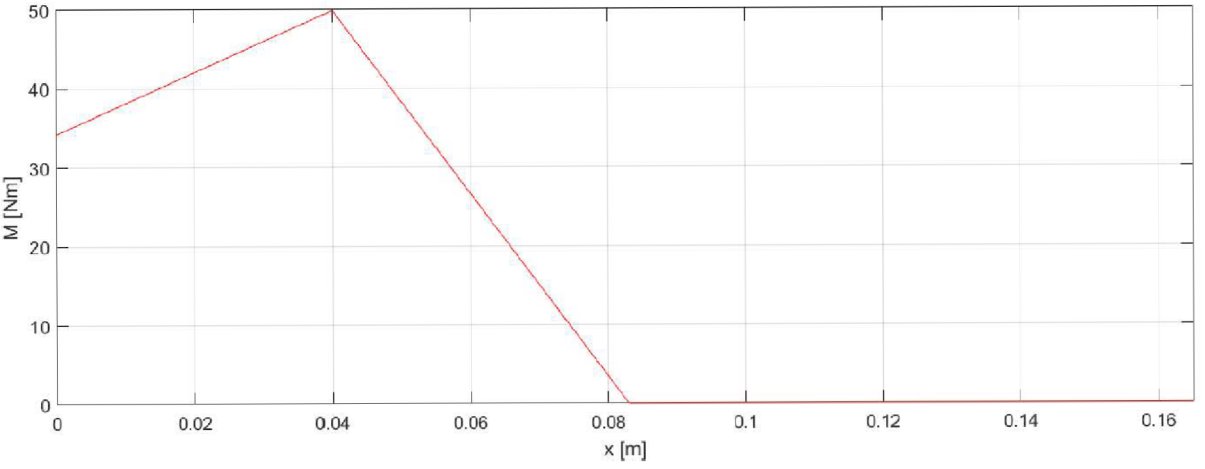
Červeně jsou zakresleny síly působící na hřídel a modře jsou zakresleny reakce, které působí v ložiskách.

4.12.1 Hřídel 1

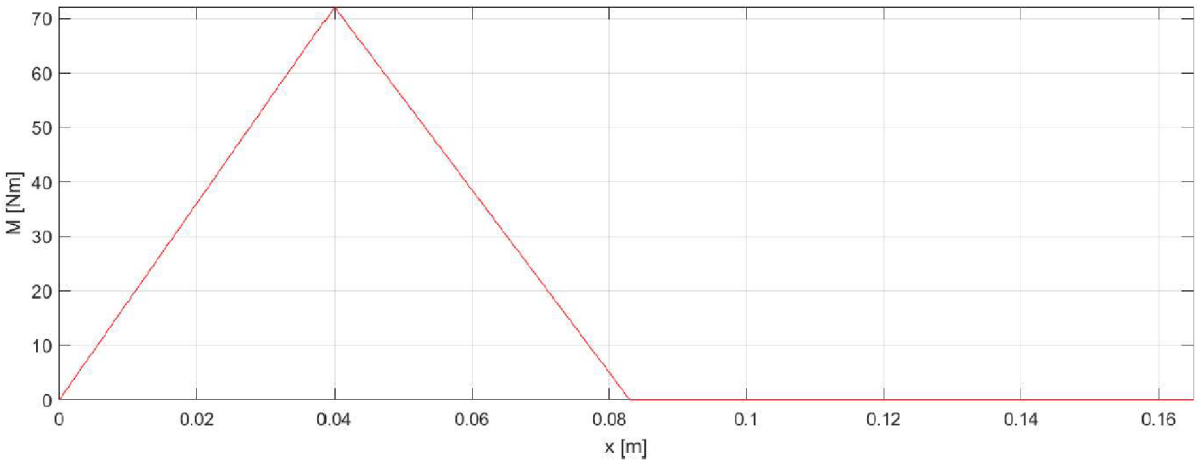
Náčrt a volba rozměrů hřídele



Obrázek 17 - Náčrt hřídele 1 s působícími silami a reakcemi v ložiskách



Obrázek 18 - Průběh ohybového momentu hřídele 1 v rovině XY



Obrázek 19 - Průběh ohybového momentu hřídele 1 v rovině XZ

Rozměry hřídele jsou voleny s ohledem na to, aby danou hřídel i s veškerými komponentami bylo možné vyrobit a tyto komponenty na ní přidat, aniž by došlo ke kolizi komponent a zároveň, aby hřídel nebyla zbytečně dlouhá. Síly působící na hřídel jsou stejné, jako síly, které působí v kuželovém soukolí a jejich směry se určují podle druhu stoupání ozubení a směru rotace kola či pastorku.

Z těchto důvodů volím tyto rozměry. Podle *obrázku 17* a těchto pravidel jsou dané síly takovéto.

Tabulka 19 - Rozměry a zatížení působící na hřídel 1

a_1	40	[mm]
a_2	43	[mm]
a_3	82	[mm]
r_{m1}	46,59	[mm]

F_{r1}	391	[N]
F_{a1}	-735	[N]
F_{t1}	1801	[N]

Rovnice rovnováhy

- Silová rovnice rovnováhy ve směru x

$$F_{a1} - R_{Bx} = 0 \tag{123}$$

- Silová rovnice rovnováhy ve směru y

$$F_{t1} - R_{By} - R_{Ay} = 0 \tag{124}$$

- Silová rovnice rovnováhy ve směru z

$$F_{r1} + R_{Bz} + R_{Az} = 0 \tag{125}$$

- Momentová rovnice rovnováhy k ose x bodu B

$$F_{t1} * r_{m1} = M_{k1} = 83{,}92\ Nm \tag{126}$$

- Momentová rovnice rovnováhy k ose y bodu B

$$F_{a1} * r_{m1} + R_{Az} * a_2 - F_{r1} * a_1 = 0 \tag{127}$$

- Momentová rovnice rovnováhy k ose z bodu B

$$F_{t1} * a_1 + R_{Ay} * a_2 = 0 \tag{128}$$

Vyjádření reakcí z rovnic rovnováhy

Záporná znaménka znamenají, že daná síla působí proti směru určeným v *Obrázku 17*.

- Reakce R_{Az} z rovnice (144)

$$R_{Az} = \frac{F_{r1} * a_1 - F_{a1} * r_{m1}}{a_2} = \frac{391 * 40 + 735 * 46{,}59}{50} = 1161\ N \tag{129}$$

- Reakce R_{Ay} z rovnice (145)

$$R_{Ay} = \frac{-F_{t1} * a_1}{a_2} = \frac{-1801 * 40}{50} = -1676\ N \tag{130}$$

- Reakce R_{Bx} z rovnice (140)

$$R_{Bx} = F_{a1} = -735\ N \tag{131}$$

- Reakce R_{By} z rovnice (141)

$$R_{By} = F_{t1} - R_{Ay} = 1801 + 1676 = 3477\ N \tag{132}$$

- Reakce R_{Bz} z rovnice (142)

$$R_{Bz} = -F_{r1} - R_{Az} = -391 - 1161 = -1552\ N \tag{133}$$

- Výsledná reakce R_A

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{(-1676)^2 + 1161^2} = 2038\ N \tag{134}$$

- Výsledná reakce R_B

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{(-735)^2 + 3477^2 + (-1552)^2} = 3878\ N \tag{135}$$

Maximální ohybový moment

Maximální ohybový moment bude působit v místě podpory (ložiska) B.

- Maximální ohybový moment M_{omax}

$$\begin{aligned} M_{omax} = M_{oB} &= \sqrt{(-F_{a1} * r_{m1} + F_{r1} * a_1)^2 + (F_{t1} * a_1)^2} \\ &= \sqrt{(735 * 0{,}04659 + 391 * 0{,}04)^2 + (1801 * 0{,}04)^2} \\ &= 87{,}65\ Nm \end{aligned} \tag{136}$$

Návrh průměru hřídele

Materiál hřídele volím 12 060. Hodnoty dovolených napětí jsou brány ze strojnických tabulek. Průměr budu navrhovat v místě největšího ohybového momentu.

Tabulka 20 - Dovolená napětí v krutu a ohybu pro hřídel 1 a 2 [14]

τ_{Dk}	110	[MPa]
σ_{Do}	190	[MPa]

- Stanovení výchozího průměru hřídele

$$d_v \geq \sqrt[3]{\frac{16 * M_{k1}}{\pi * \tau_{Dk}}} * 1000 = \sqrt[3]{\frac{16 * 83{,}92}{\pi * 110 * 10^6}} * 1000 = 15{,}72\ mm \tag{137}$$

Průměr hřídele v daném místě musí být vyšší než tento výchozí průměr a bude se odvíjet od výpočtu dynamické únosnosti ložiska, aby ložisko vydrželo požadovaný počet hodin. Z toho důvodu volím ***d = 30 mm.***

Bezpečnost hřídele

- Průřezový modul v ohybu

$$W_o = \frac{\pi * d^3}{32} = \frac{\pi * 0{,}03^3}{32} = 2{,}65 * 10^{-6}\ m^3 \tag{138}$$

- Napětí v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} = \frac{87{,}65}{2{,}65 * 10^{-6}} = 33{,}07\ MPa \tag{139}$$

- Bezpečnost v ohybu

$$k_o = \frac{\sigma_{Do}}{\sigma_o} = \frac{190}{33{,}07} = 5{,}75 \tag{140}$$

- Průřezový modul v krutu

$$W_k = \frac{\pi * d^3}{16} = \frac{\pi * 0{,}03^3}{16} = 5{,}3 * 10^{-6}\ m^3 \tag{141}$$

- Napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{M_{k1}}{W_k} = \frac{83{,}92}{5{,}3 * 10^{-6}} = 15{,}83\ MPa \tag{142}$$

- Bezpečnost v krutu

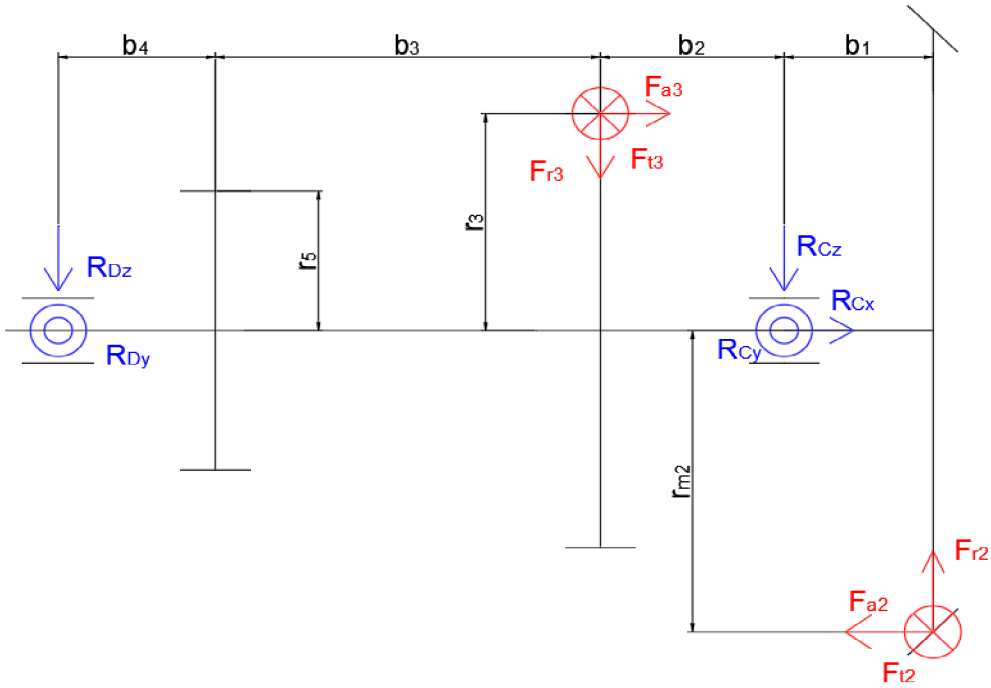
$$k_k = \frac{\tau_{Dk}}{\tau_k} = \frac{110}{15{,}83} = 6{,}95 \tag{143}$$

- Celková bezpečnost v místě největšího ohybového napětí

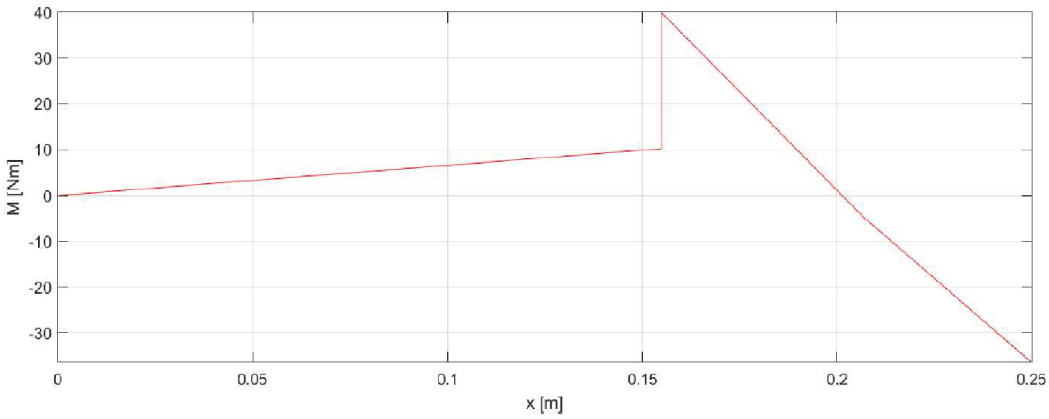
$$k = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{k_o^2} + \frac{1}{k_k^2}}} = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{5{,}75^2} + \frac{1}{6{,}95^2}}} = 4{,}91 \tag{144}$$

4.12.2 Hřídel 2

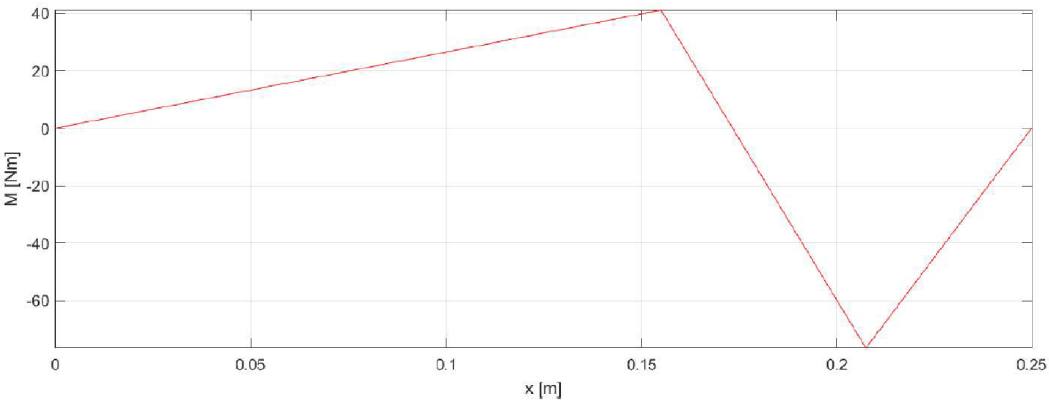
Náčrt a volba rozměrů hřídele



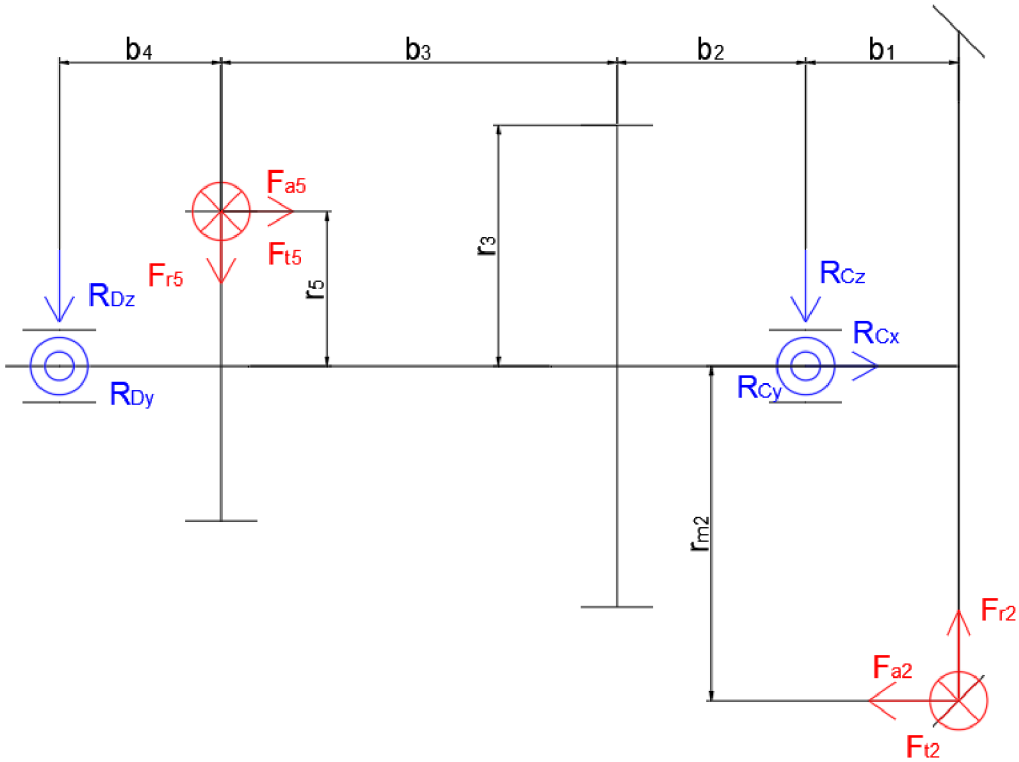
Obrázek 20 - Náčrt hřídele 2 s působícími silami a reakcemi v ložiskách prvního stupně



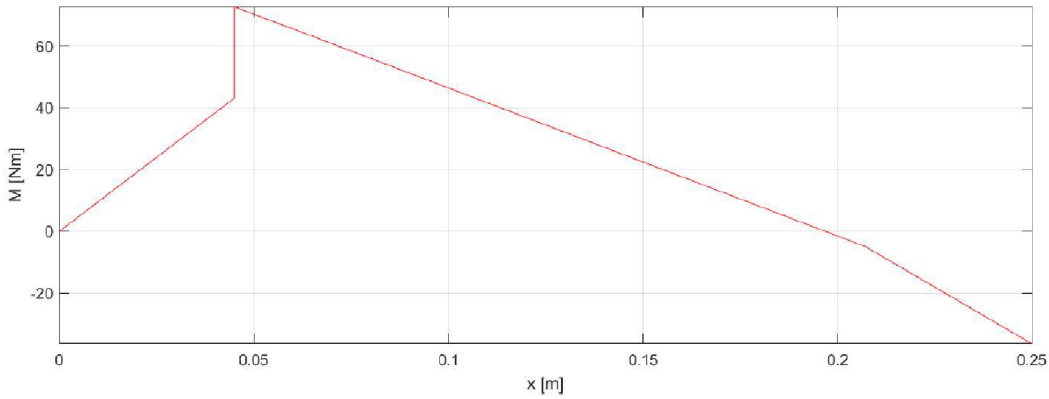
Obrázek 21 - Průběh ohybového momentu hřídele 2 v rovině XY první stupeň



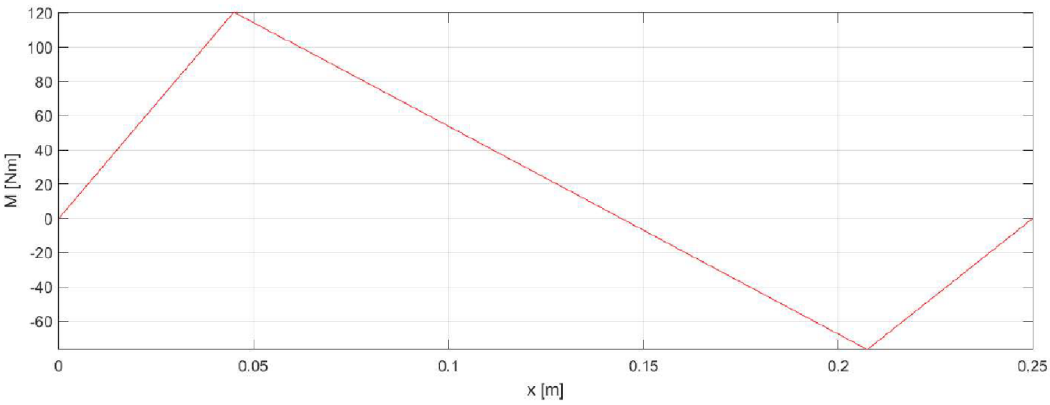
Obrázek 22 - Průběh ohybového momentu hřídele 2 v rovině XZ první stupeň



Obrázek 23 - Náčrt hřídele 2 s působícími silami a reakcemi v ložiskách druhého stupně



Obrázek 24 - Průběh ohybového momentu hřídele 2 v rovině XY druhý stupeň



Obrázek 25 - Průběh ohybového momentu hřídele 2 v rovině XZ druhý stupeň

Rozměry hřídele jsou voleny s ohledem na to, aby danou hřídel i s veškerými komponentami bylo možné vyrobit a tyto komponenty na ní přidat, aniž by došlo ke kolizi komponent a zároveň, aby hřídel nebyla zbytečně dlouhá. Síly působící na hřídel jsou stejné, jako síly, které působí v kuželovém a čelním soukolí a jejich směry se určují podle druhu stoupání ozubení a směru rotace kola či pastorku.

Z těchto důvodů volím tyto rozměry. Podle *obrázků 20* a *23* a těchto pravidel jsou dané síly takovéto.

Tabulka 21 - Rozměry a zatížení působící na hřídel 2

b_1	42,5	[mm]
b_2	52,5	[mm]
b_3	110	[mm]
b_4	45	[mm]
r_{m2}	93,17	[mm]
r_3	67,02	[mm]
r_5	43,16	[mm]

F_{a2}	391	[N]
F_{r2}	735	[N]
F_{t2}	1801	[N]
F_{t3}	2504	[N]
F_{r3}	926	[N]
F_{a3}	442	[N]
F_{t5}	3889	[N]
F_{r5}	1437	[N]
F_{a5}	686	[N]

Rovnice rovnováhy hřídele 2

Každý bod je nejdřív počítán z pohledu prvního stupně a poté z druhého stupně

- Silová rovnice rovnováhy ve směru x

$$-F_{a2} + R_{Cx} + F_{a3} = 0 \tag{145}$$

$$-F_{a2} + R_{Cx} + F_{a5} = 0 \tag{146}$$

- Silová rovnice rovnováhy ve směru y

$$-F_{t2} + R_{Cy} + R_{Dy} - F_{t3} = 0 \tag{147}$$

$$-F_{t2} + R_{Cy} + R_{Dy} - F_{t5} = 0 \tag{148}$$

- Silová rovnice rovnováhy ve směru z

$$-F_{r2} + R_{Cz} + R_{Dz} + F_{r3} = 0 \tag{149}$$

$$-F_{r2} + R_{Cz} + R_{Dz} + F_{r5} = 0 \tag{150}$$

- Momentová rovnice rovnováhy k ose x bodu B (podmínka krutu)

$$F_{t2} * r_{m2} - F_{t3} * r_3 = 0 \tag{151}$$

$$F_{t2} * r_{m2} - F_{t5} * r_5 = 0 \tag{152}$$

- Momentová rovnice rovnováhy k ose y bodu B

$$-F_{r2} * b_1 + F_{a2} * r_{m2} + F_{a3} * r_3 - F_{r3} * b_2 - R_{Dz} * (b_2 + b_3 + b_4) = 0 \tag{153}$$

$$-F_{r2} * b_1 + F_{a2} * r_{m2} + F_{a5} * r_5 - F_{r5} * (b_3 + b_2) - R_{Dz} * (b_2 + b_3 + b_4) = 0 \quad (154)$$

- Momentová rovnice rovnováhy k ose z bodu B

$$F_{t2} * b_1 - F_{t3} * b_2 + R_{Dy} * (b_2 + b_3 + b_4) = 0 \quad (155)$$

$$F_{t2} * b_1 - F_{t5} * (b_3 + b_2) + R_{Dy} * (b_2 + b_3 + b_4) = 0 \quad (156)$$

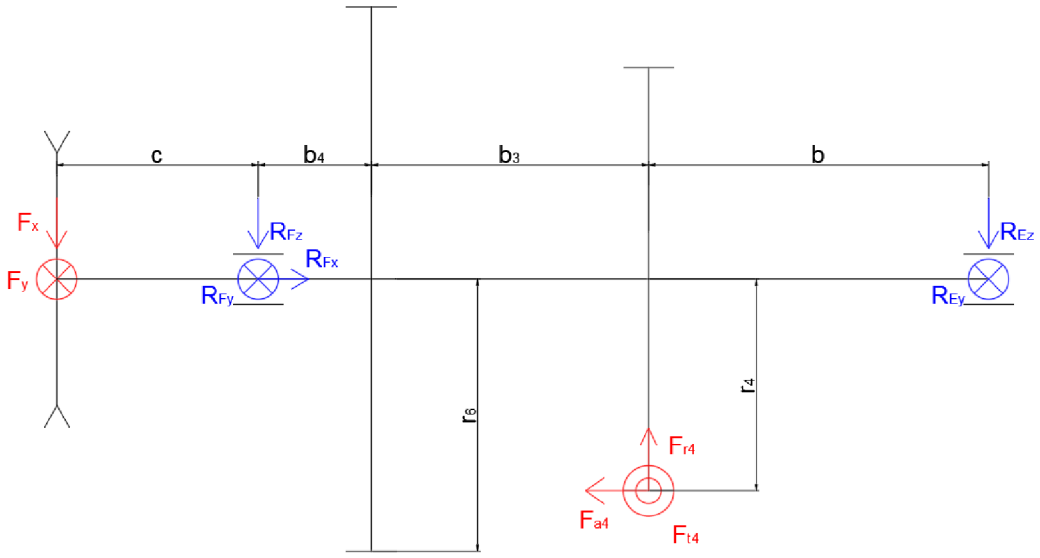
Tabulka 22 - Výsledné hodnoty pro hřídel 2

1. stupeň		
R_{Cx}	-50	[N]
R_{Cy}	4041	[N]
R_{Cz}	-124	[N]
R_C	4043	[N]
R_{Dy}	265	[N]
R_{Dz}	-66	[N]
R_D	273	[N]
M_{omax}	76,74	[Nm]
d_v	19,81	[mm]
d	40	[mm]
W_o	6,28*10 -6	[m^3]
σ_o	12,21	[MPa]
k_o	15,56	[m^3]
W_k	1,26*10 -5	[m^3]
τ_k	13,36	[MPa]
k_k	8,24	[m^3]
k	7,28	[m^3]

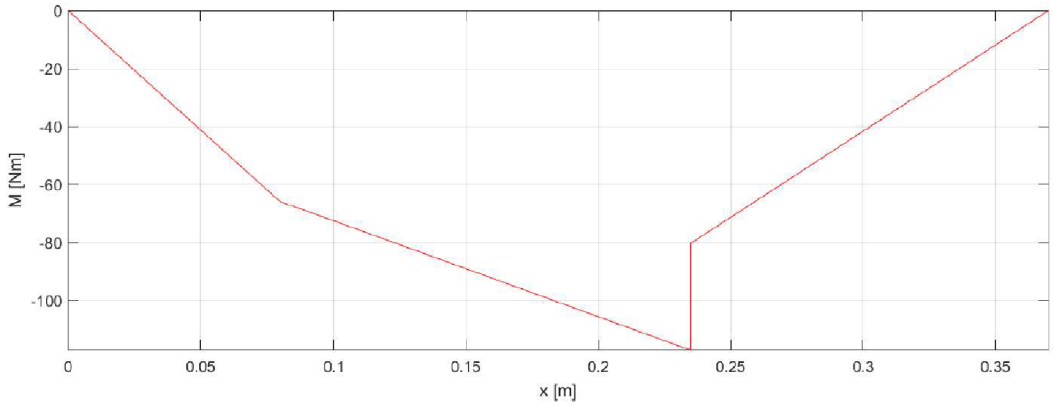
2. stupeň		
R_{Cx}	-295	[N]
R_{Cy}	3014	[N]
R_{Cz}	256	[N]
R_C	3039	[N]
R_{Dy}	2677	[N]
R_{Dz}	-958	[N]
R_D	2843	[N]
M_{omax}	140,7	[Nm]
d_v	19,96	[mm]
d	30	[mm]
W_o	2,65*10 -6	[m^3]
σ_o	53,08	[MPa]
k_o	3,58	[m^3]
W_k	5,3*10 -6	[m^3]
τ_k	31,66	[MPa]
k_k	3,47	[m^3]
k	2,49	[m^3]

4.12.3 Hřídel 3

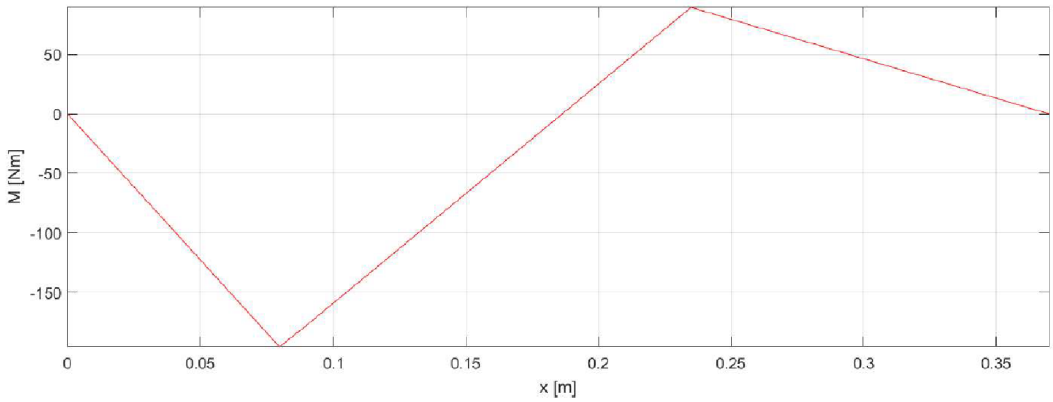
Náčrt a volba rozměrů hřídele



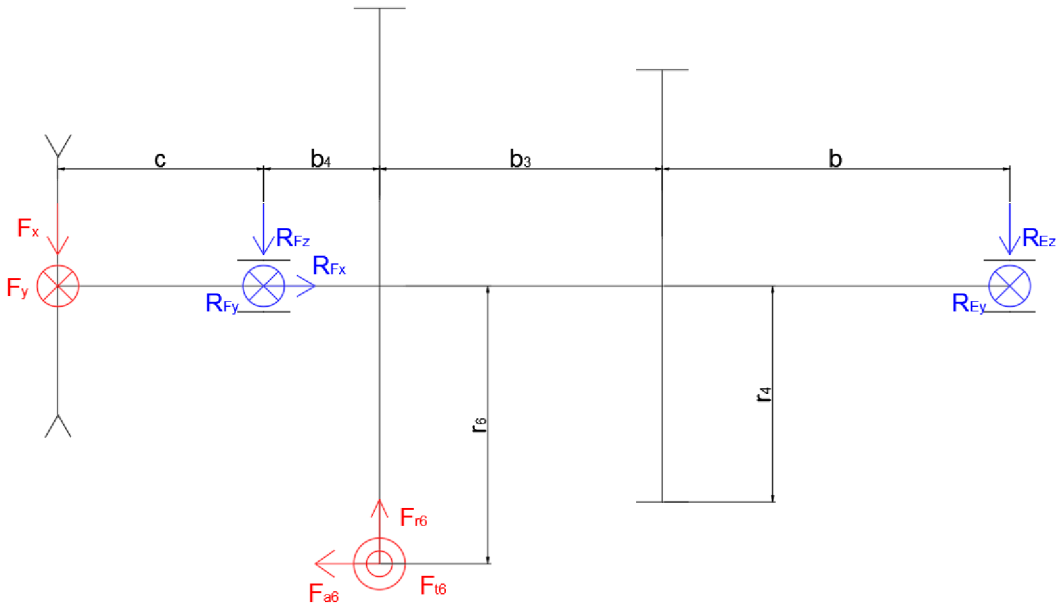
Obrázek 26 - Náčrt hřídele 3 s působícími silami a reakcemi v ložiskách prvního stupně



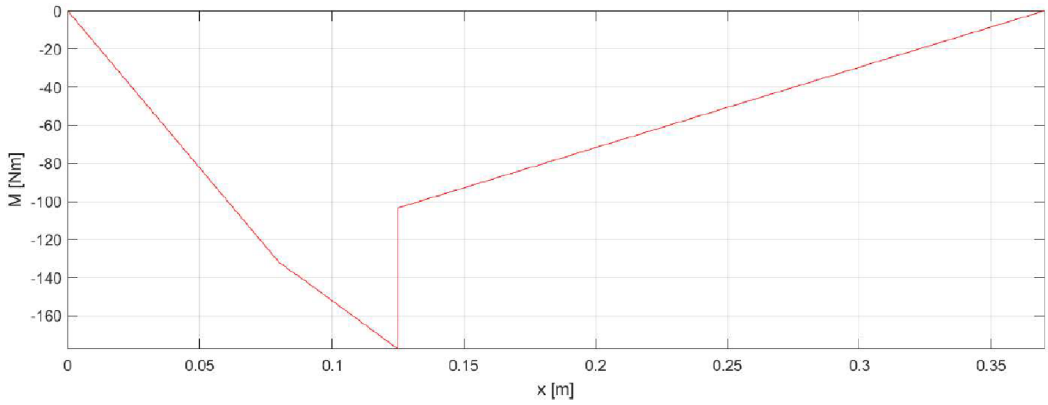
Obrázek 27 - Průběh ohybového momentu hřídele 3 v rovině XY první stupeň



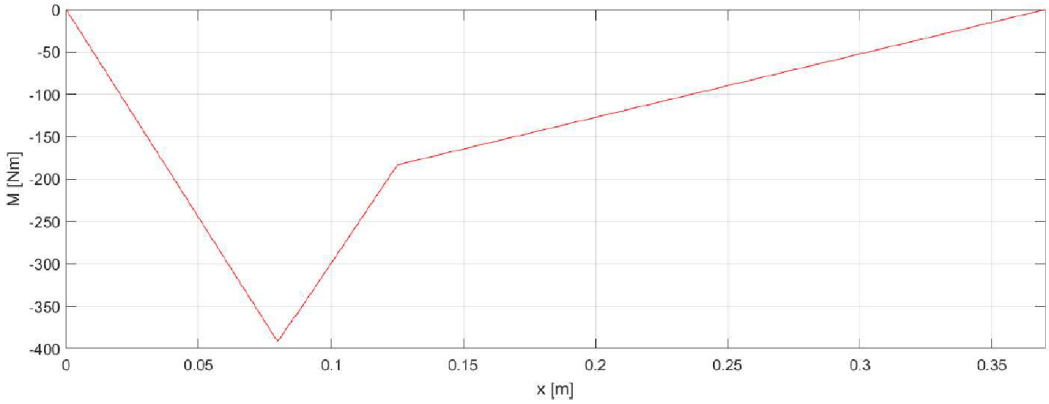
Obrázek 28 - Průběh ohybového momentu hřídele 3 v rovině XZ první stupeň



Obrázek 29 - Náčrt hřídele 3 s působícími silami a reakcemi v ložiskách druhého stupně



Obrázek 30 - Průběh ohybového momentu hřídele 3 v rovině XY druhý stupeň



Obrázek 31 - Průběh ohybového momentu hřídele 3 v rovině XZ druhý stupeň

Rozměry hřídele jsou voleny s ohledem na to, aby danou hřídel i s veškerými komponentami bylo možné vyrobit a tyto komponenty na ní přidat, aniž by došlo ke kolizi komponent a zároveň, aby hřídel nebyla zbytečně dlouhá. Zde rozměr ***b*** musí být zvětšen z důvodu, že by ložisko ***E*** mělo kolizi s kuželovým kolem. Síly působící na hřídel jsou stejné, jako síly, které

působí čelních soukolích a jejich směry se určují podle druhu stoupání ozubení a směru rotace kola či pastorku.

Z těchto důvodů volím tyto rozměry. Podle *obrázků 26* a *29* a těchto pravidel jsou dané síly takovéto.

Tabulka 23 - Rozměry a zatížení působící na hřídel 3

b [mm]	135
b_3 [mm]	110
b_4 [mm]	45
c [mm]	80
r_4 [mm]	83,77
r_5 [mm]	107,89

F_{a4} [N]	442
F_{r4} [N]	926
F_{t4} [N]	2504
F_{t6} [N]	3889
F_{r6} [N]	1437
F_{a6} [N]	686
F_{1x} [N]	823
$F_{1x50\%}$ [N]	1647
F_{1y} [N]	2448
$F_{1y50\%}$ [N]	4897

Rovnice rovnováhy hřídele 3

Každý bod je nejdřív počítán z pohledu prvního stupně a poté z druhého stupně.

- Silová rovnice rovnováhy ve směru x

$$-F_{a4} + R_{Fx} = 0 \tag{157}$$

$$-F_{a6} + R_{Fx} = 0 \tag{158}$$

- Silová rovnice rovnováhy ve směru y

$$-F_{t4} + R_{Ey} + R_{Fy} + F_{1y} = 0 \tag{159}$$

$$-F_{t6} + R_{Ey} + R_{Fy} + F_{1y50\%} = 0 \tag{160}$$

- Silová rovnice rovnováhy ve směru z

$$-F_{r4} + R_{Ez} + R_{Fz} + F_{1x} = 0 \tag{161}$$

$$-F_{r6} + R_{Ez} + R_{Fz} + F_{1x50\%} = 0 \tag{162}$$

- Momentová rovnice rovnováhy k ose x bodu E

$$F_{t4} * r_4 = M_{k3} = 209{,}8\ Nm \tag{163}$$

$$F_{t6} * r_6 = M_{k350\%} = 419{,}6\ Nm \tag{164}$$

- Momentová rovnice rovnováhy k ose y bodu E

$$F_{r4} * b + F_{a4} * r_4 - F_{1x} * (b+b_3 + b_4 + c) - R_{Fz} * (b+b_3 + b_4) = 0 \tag{165}$$

$$F_{r6} * (b + b_3) + F_{a6} * r_6 - F_{1x50\%} * (b+b_3 + b_4 + c) - R_{Fz} * (b+b_3 + b_4) = 0 \tag{166}$$

- Momentová rovnice rovnováhy k ose z bodu E

$$F_{t4} * b - F_{1y} * (b + b_3 + b_4 + c) - R_{Fy} * (b + b_3 + b_4) = 0 \tag{167}$$

$$F_{t6} * (b + b_3) - F_{1y50\%} * (b + b_3 + b_4 + c) - R_{Fy} * (b + b_3 + b_4) = 0 \tag{168}$$

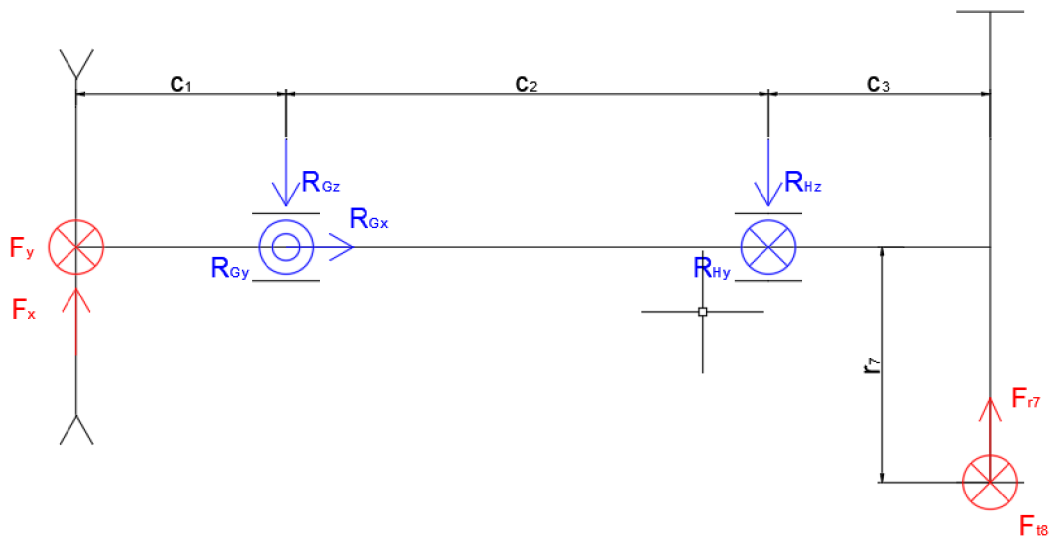
Tabulka 24 - Výsledné hodnoty pro hřídel 3

1. stupeň	
R_{Fx} [N]	442
R_{Fy} [N]	4289
R_{Fz} [N]	-492
R_F [N]	4340
R_{Ey} [N]	663
R_{Ez} [N]	594
R_E [N]	890
M_{omax} [Nm]	206,64
d_v [mm]	20,73
d [mm]	42
W_o [m^3]	7,27*10 -6
σ_o [MPa]	20,28
k_o [-]	10,11
W_k [m^3]	1,45*10 -5
τ_k [Mpa]	14,42
k_k [-]	8,32
k [-]	6,42

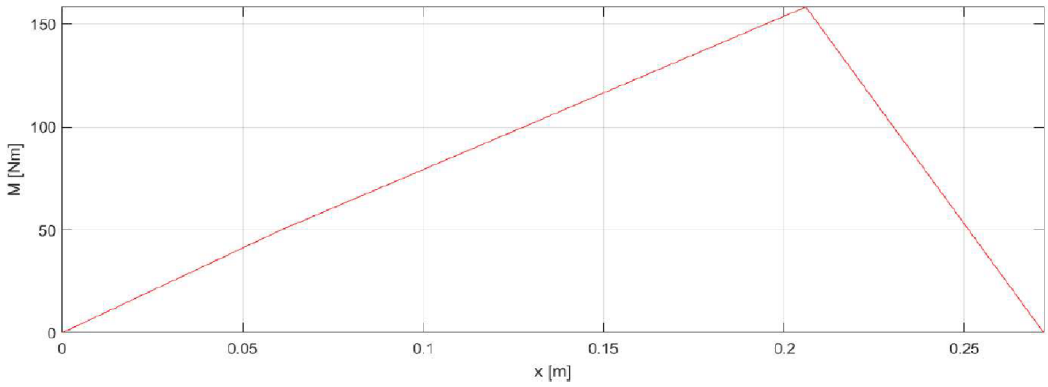
2. stupeň	
R_{Fx} [N]	686
R_{Fy} [N]	9533
R_{Fz} [N]	-631
R_F [N]	9579
R_{Ey} [N]	-747
R_{Ez} [N]	422
R_E [N]	858
M_{omax} [Nm]	413,28
d_v [mm]	26,11
d [mm]	42
W_o [m^3]	7,27*10 -6
σ_o [MPa]	56,82
k_o [-]	3,61
W_k [m^3]	1,45*10 -6
τ_k [Mpa]	28,84
k_k [-]	4,16
k [-]	2,73

4.12.4 Hřídel 4 (přidružený převod)

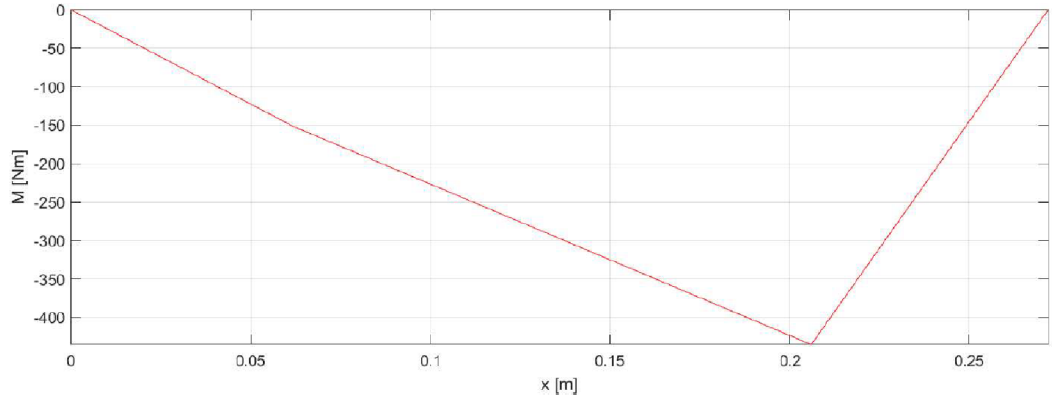
Náčrt a volba rozměrů hřídele



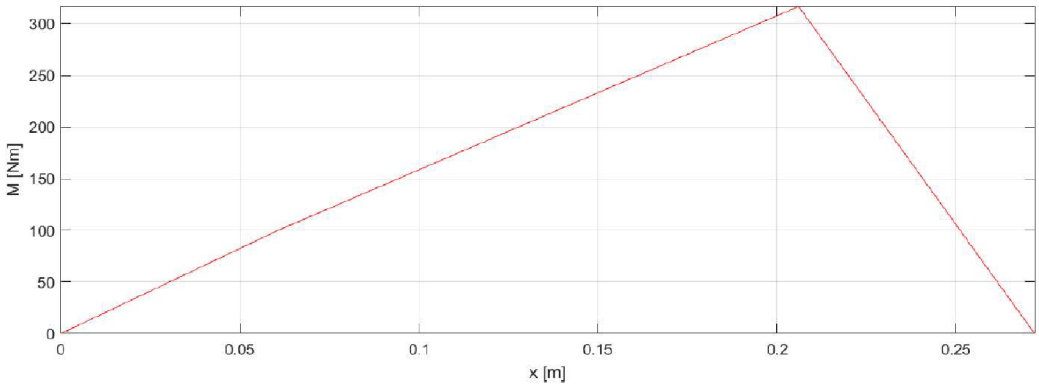
Obrázek 32 - Náčrt hřídele 4 s působícími silami a reakcemi v ložiskách



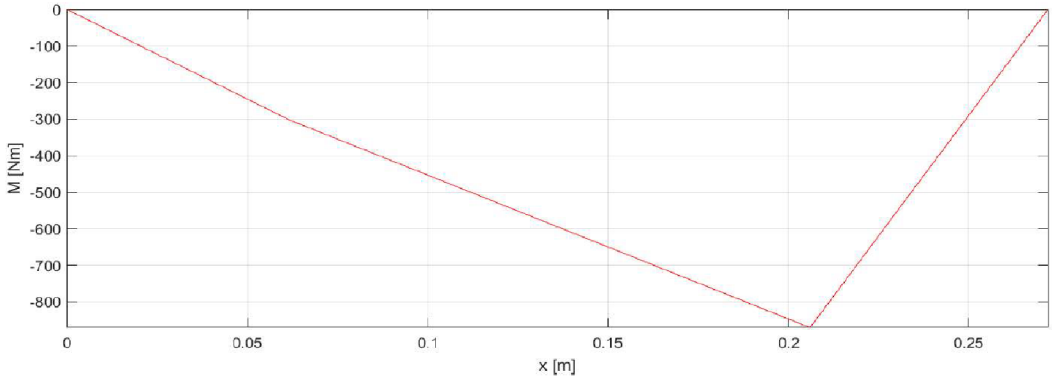
Obrázek 33 - Průběh ohybového momentu hřídele 4 v rovině XY první stupeň



Obrázek 34 - Průběh ohybového momentu hřídele 4 v rovině XZ první stupeň



Obrázek 35 - Průběh ohybového momentu hřídele 4 v rovině XY druhý stupeň



Obrázek 36 - Průběh ohybového momentu hřídele 4 v rovině XZ druhý stupeň

Tabulka 25 - Rozměry a zatížení působící na hřídel 4

c_1 [mm]	62,5
c_2 [mm]	143,5
c_3 [mm]	66
r_7 [mm]	70

F_{t7} [N]	6593
$F_{t7\,50\%}$ [N]	13187
F_{r7} [N]	2400
$F_{r7\,50\%}$ [N]	4800
F_{1x} [N]	823
$F_{1x50\%}$ [N]	1647
F_{1y} [N]	2448
$F_{1y50\%}$ [N]	4897

Rovnice rovnováhy hřídele 4

Rovnice jsou stejné pro první i pro druhý stupeň převodu, výsledné hodnoty jsou uvedeny v *Tabulce 26*.

- Silová rovnice rovnováhy ve směru x

$$R_{Gx} = 0 \tag{169}$$

- Silová rovnice rovnováhy ve směru y

$$-F_{t7(50\%)} - R_{Hy} + R_{Gy} - F_{1y(50\%)} = 0 \tag{170}$$

- Silová rovnice rovnováhy ve směru z

$$-F_{r7(50\%)} + R_{Hz} + R_{Gz} - F_{1x(50\%)} = 0 \tag{171}$$

- Momentová rovnice rovnováhy k ose x bodu H

$$F_{t4} * r_4 = M_{k3} = 209{,}8\ Nm \tag{172}$$

$$F_{t6} * r_6 = M_{k350\%} = 419{,}6\ Nm \tag{173}$$

- Momentová rovnice rovnováhy k ose y bodu H

$$-F_{r7(50\%)} * c_3 + F_{1x(50\%)} * (c_1 + c_2) - R_{Gz} * c_2 = 0 \tag{174}$$

- Momentová rovnice rovnováhy k ose z bodu H

$$-F_{t7(50\%)} * c_3 + F_{1y(50\%)} * (c_1 + c_2) - R_{Gy} * c_2 = 0 \tag{175}$$

Tabulka 26 - Výsledné hodnoty pro hřídel 4

1. stupeň	
R_{Gx} [N]	0
R_{Gy} [N]	482
R_{Gz} [N]	78
R_G [N]	488
R_{Hy} [N]	-8560
R_{Hz} [N]	3145
R_H [N]	9120
M_{omax} [Nm]	926,25
d_v [mm]	27,75
d [mm]	45
W_o [m^3]	$8,95*10^{-6}$
σ_o [MPa]	51,77
k_o [-]	3,67
W_k [m^3]	$1,79*10^{-5}$
τ_k [Mpa]	25,8
k_k [-]	4,26
k [-]	2,78

2. stupeň	
R_{Gx} [N]	0
R_{Gy} [N]	964
R_{Gz} [N]	156
R_G [N]	976
R_{Hy} [N]	-17120
R_{Hz} [N]	6290
R_H [N]	18239
M_{omax} [Nm]	926,25
d_v [mm]	34,96
d [mm]	45
W_o [m^3]	$8,95*10^{-6}$
σ_o [MPa]	103,54
k_o [-]	1,84
W_k [m^3]	$1,79*10^{-5}$
τ_k [Mpa]	51,59
k_k [-]	2,13
k [-]	1,39

4.13 Ložiska

Modely a veškeré parametry ložisek jsou brány od výrobce [21]. Předpokládám jednosměnný osmihodinový provoz, kde pohon bude pracovat 60 % času a výdrž deset let. Podle pracovní kalkulačky vychází přibližně na $\boldsymbol{L_{HP} = 12\ 000\ h}$.

Ložiska volím kuličková radiální jednořadá, protože zde nejsou výrazné axiální síly oproti radiálním a při použití ložisek s kosoúhlým stykem by rozměry ložisek vycházeli vyšší než u radiálních.

Z toho důvodu bude parametr $\boldsymbol{p = 3}$.

4.13.1 Výpočet kuličkových ložisek

Vzorový výpočet pro výpočet kuličkových ložisek budu provádět na *ložisku B,* které leží na *hřídeli 1*.

Volím radiální kuličkové ložisko **6406.**

Tabulka 27 - Parametry ložiska B a jeho zatížení

d [mm]	30
D [mm]	90
B [mm]	23
C [kN]	43,6
C_0 [kN]	23,6
f_0 [-]	12,1
n_1 [min^{-1}]	1480
$F_r = (R_{Bz}^2 + R_{By}^2)^{1/2}$ [N]	3 808
$F_a = R_{Bx}$ [N]	735

Jelikož zde působí axiální síla musíme pomocí strojnických tabulek [14] zjistit, jaký bude mít tato síla vliv na dynamické ekvivalentní zatížení. Pokud by axiální síla nepůsobila na ložisko, tak dynamické ekvivalentní zatížení se rovná radiálnímu zatížení.

- Poměr sil

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{735}{3808} = 0{,}193 \tag{176}$$

- Relativní axiální zatížení

$$\frac{F_a * f_o}{C_o} = \frac{735 * 12{,}1}{23600} = 0{,}377 = x \tag{177}$$

- Porovnávací koeficient ***e***
  Tento koeficient se musí určit interpolací mezi mezemi (***x_1, x_2, e_1, e_2***), které zjistím z tabulek [14] a následně se porovnává s poměrem sil. Z tohoto porovnání se následně určí koeficient ***X*** a ***Y.***

$$e = e_1 + \frac{e_2 - e_1}{x_2 - x_1} * (x - x_1) = 0{,}22 + \frac{0{,}26 - 0{,}22}{0{,}689 - 0{,}345} * (0{,}377 - 0{,}345) = 0{,}224 \tag{178}$$

- Určení koeficientů ***X*** a ***Y***

  Koeficient ***e*** je vyšší než poměr sil. Z toho vychází podle tabulek, že ***X = 1*** a ***Y = 0.***

- Dynamické ekvivalentní zatížení

$$P = X * F_r + Y * F_a = 1 * 3808 + 0 * 735 = 3808\ N \tag{179}$$

- Trvanlivost ložiska v hodinách

$$L_H = (\frac{C}{P})^p * \frac{10^6}{60 * n_1} = (\frac{43600}{3808})^3 * \frac{10^6}{60 * 1480} = 16907\ h \tag{180}$$

  Tato hodnota je vyšší než požadovaná ***L_{HP}.*** To znamená, že ložisko vyhovuje.

4.13.2 Souhrn ložisek

Výsledné hodnoty všech ložisek jsou uvedeny v *Tabulce 28*.

Tabulka 28 - Souhrn a výsledné hodnoty ložisek

Ložisko	Ložisko A	Ložisko C	Ložisko D	Ložisko E	Ložisko F	Ložisko G	Ložisko H
Značení	6305	6208 ETN9	6306	6007	6207	SYNT 50 FTF	P2BC 50M-TPSS
d [mm]	25	40	30	35	35	50	50
D [mm]	62	80	72	62	72	-	-
B [mm]	17	18	19	14	17	51,6	65
C [kN]	23,4	32,5	29,6	16,8	27	29,6	103
C_0 [kN]	11,6	19	16	10,2	15,3	23,2	108
f_0 [-]	12	13,8	13,1	15	13,8	-	-
n_1 [min^{-1}]	1480	740	740	592	592	270	270
n_2 [min^{-1}]				296	296	134,5	134,5
F_{r1} [N]	2038	4043	273	2100	2066	488	9120
F_{r2} [N]	-	3021	2826	1999	3105	976	18239
F_{a1} [N]	-	50	-	-	442	-	-
F_{a2} [N]	-	295	-	-	686	-	-
P_1 [N]	2038	4043	273	2100	2066	488	9120
P_2 [N]	-	3021	2826	1999	3105	976	18239
L_{h1} [h]	17037	15637	$28*10^6$	14418	60802	$3,45*10^6$	39738
L_{h2} [h]	-	37493	25880	33405	37029	$13,7*10^6$	199515

V místech G a H jsou použity ložiskové domky, aby bylo možné přidružený převod uložit na rám. Ložisko G má vysokou trvanlivost z důvodu působení nízkého zatížení a výrobce [18] nenabízí ložiskový domek s nižší únosností.

4.14 Spoje

Na všech hřídelích uvažuji spoje perem, jejichž rozměry jsem bral ze strojnických tabulek [14] (ČSN 02 2562). Dovolený tlak $\boldsymbol{p_D = 120\ MPa}$. Tuto hodnotu jsem převzal ze skript [15]. Kontrolu na smyk nebudu provádět, protože větší vliv na návrh délky pera má namáhání na otlačení.

4.14.1 Výpočet spojů

Vzorový výpočet spojů hřídele s nábojem pomocí per budu provádět pod kuželovým pastorkem.

Tabulka 29 - Parametry spoje na vstupu hřídele 1 a spoje pod kuželovým pastorkem

M_{k1} [Nm]	83,92
p_D [MPa]	120
d [mm]	25
h [mm]	7

- Délka pera

$$l_p = \frac{4 * M_{k1}}{h * d * p_D} = \frac{4 * 83{,}92}{7 * 25 * 120} = 15{,}99\ mm \tag{181}$$

Volím délku pera ***l = 20 mm*** pod kuželovým pastorkem.

4.14.2 Souhrn spojů

Výsledné hodnoty všech spojů jsou uvedeny v *Tabulce 30*.

Tabulka 30 - Souhrn a výsledné hodnoty spojů

Hřídel	Hřídel 1	Hřídel 2	Hřídel 3			Hřídel 4	
Spoj	Spoj 1	Spoj 3	Spoj 4	Spoj 5	Spoj 6	Spoj 7	Spoj 8
Mk [Nm]	83,92	167,84	209,8	419,61	419,6	923,14	923,14
d [mm]	22	35	42	42	32	45	45
h [mm]	6	8	8	8	8	9	9
l_p [mm]	21,19	19,98	20,81	41,63	54,64	37,99	37,99
l [mm]	28	25	28	50	63	40	40

4.15 Normalizované díly

Kluzná ložiska jsou brána od výrobce, ostatní normalizované díly z knihovny normalizovaných dílů.

Tabulka 31 - Seznam normalizovaných dílů

Název	Rozměr	Norma	Popis
Pojistný kroužek	30	ČSN 02 2930	Hřídel 1 (1 ks)
Pojistný kroužek	90	ČSN 02 2931	Hřídel 1 (1 ks)
Pojistný kroužek	45	ČSN 02 2930	Hřídel 2 (1 ks)
Pojistný kroužek	42	ČSN 02 2930	Hřídel 3 (1 ks)
Pojistný kroužek	55	ČSN 02 2930	Hřídel 3 (1 ks)
Pojistný kroužek	32	ČSN 02 2930	Hřídel 3 (2 ks)
Pero	6e7 x 7 x 28	ČSN 02 2562	Hřídel 1
Pero	8e7 x 7 x 20	ČSN 02 2562	Hřídel 1
Pero	10e7 x 8 x 25	ČSN 02 2562	Hřídel 2
Pero	12e7 x 8 x 32	ČSN 02 2562	Hřídel 3
Pero	16e7 x 10 x 45	ČSN 02 2562	Hřídel 3
Pero	10e7 x 8 x 63	ČSN 02 2562	Hřídel 3
Gufero	G 22 x 35 x 7	ČSN 02 9401	Vstup, hřídel 1
Gufero	G 32 x 52 x 7	ČSN 02 9401	Výstup, hřídel 3
Šroub	M8 x 16	ČSN EN 24017	8.8, upevnění víček (24 ks)
Šroub	M8 x 30	ČSN EN 24017	8.8, upevnění skříně (20 ks)
Matice	M8	ČSN EN ISO 4032	5, upevnění skříně (20 ks)
Matice	M10	ČSN EN ISO 4032	Upevnění táhla
Kolík	5 x 20 B	ISO 2338	Ukotvení skříně
Matice	M25 x 1,5	ČSN ISO 2982-2	Uchycení kuželového pastorku
Matice	M35 x 1,5	ČSN ISO 2982-2	Uchycení kuželového kola
Podložka	MB 5	ČSN ISO 2982-2	Uchycení kuželového pastorku
Podložka	MB 7	ČSN ISO 2982-2	Uchycení kuželového kola
Kluzné ložisko	PBM 30 x 40 x 60	SKF [18]	Pod čelním pastorkem 5
Kluzné ložisko	PBM 45 x 55 x 80	SKF [18]	Pod čelním pastorkem 3

4.16 Kontrola vrubů v kritických místech hřídelů na únavu

Koeficienty $\boldsymbol{\alpha}$ a $\boldsymbol{\beta}$ jsou ze strojnických tabulek [14]. Koeficienty $\boldsymbol{q}$ jsou brány ze studijního materiálu na stránkách katedry pružnosti a pevnosti [22]. Vzhledem k malým axiálním zatížením nebudu kontrolovat vruby na tah. Ramena pro ohybové momenty jsou závislé na umístění vrubu na hřídeli. Meze únavy v ohybu a krutu pro 12 060 jsou $\boldsymbol{\sigma_{co} = 215\ MPa}$ a $\boldsymbol{\tau_{ck} = 150\ MPa}$.

4.16.1 Vzorový výpočet

Změna průměru u kuželového pastorku

- Určení koeficientů
  Pro přechod v pravém úhlu je v tabulkách dán koeficient pro ohyb $\alpha_o = 2$. Pro určení koeficientu pro krut musíme spočítat poměr menšího průměru $d = 25\ mm$ ku zaoblení a poté z grafu určit.

$$\frac{R}{d} = \frac{1}{25} = 0{,}04 \tag{182}$$

  $\alpha_k = 1{,}75$.

- Výpočet napětí v daném místě

  Krouticí moment je stejný jako na celé hřídeli $M_{k1} = 83{,}9\ Nm$. Ramena pro ohybové momenty jsou přibližně na střed šířky kola $a = 22{,}5\ mm$.

$$\begin{aligned} M_o &= \sqrt{(F_{t1} * a)^2 + (F_{r1} * a + F_{a1} * r_{m1})^2} \\ &= \sqrt{(1801 * 0{,}0225)^2 + (391 * 0{,}0225 + 735 * 0{,}0466)^2} \\ &= 59{,}1\ Nm \end{aligned} \tag{183}$$

$$\sigma_o = \frac{32 * M_o}{\pi * d^3} = \frac{32 * 59{,}1}{\pi * 0{,}025^3} = 38{,}5\ MPa \tag{184}$$

$$\tau_k = \frac{16 * M_{k1}}{\pi * d^3} = \frac{16 * 83{,}9}{\pi * 0{,}025^3} = 27{,}4\ MPa \tag{185}$$

- Bezpečnost

$$k_o = \frac{\sigma_{co}}{\sigma_o * \alpha_o} = \frac{215}{38{,}5 * 2} = 2{,}8 \tag{186}$$

$$k_k = \frac{\tau_{ck}}{\tau_k * \alpha_k} = \frac{150}{27{,}4 * 1{,}75} = 3{,}13 \tag{187}$$

$$k = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{k_o^2} + \frac{1}{k_k^2}}} = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{2{,}8^2} + \frac{1}{3{,}13^2}}} = 2{,}09 \tag{188}$$

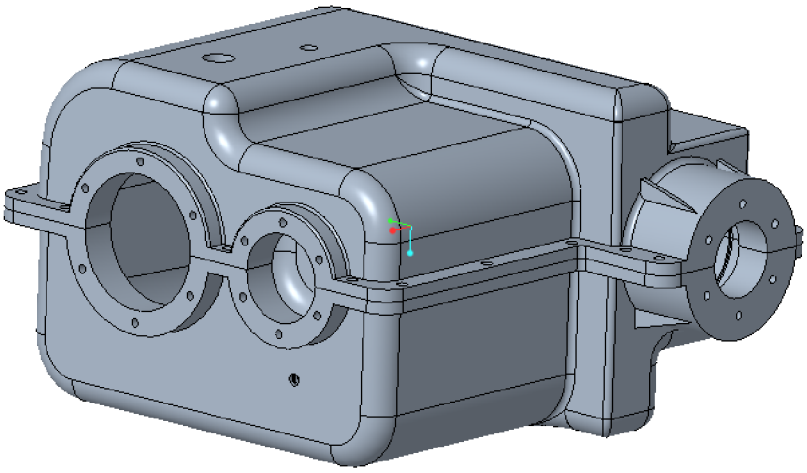
Ostatní vrubové účinky v jednotlivých místech na hřídelích by se počítali obdobným způsobem.

4.17 Převodová skříň

Jelikož je výroba uvažována jako sériová, tak je jako technologie výroby zvoleno odlévání. Materiálem pro odlévání byla zvolena tvárná feritická litina 42 2303, která se vyznačuje vysokou houževnatostí a mezí únavy. Tento materiál je vhodný na odlitky o tloušťce stěn 5 až 100 mm, součásti silničních vozidel, převodové a ložiskové skříně atd [14].

Skříň je tvořena z horní a dolní části, které jsou k sobě vzájemně přišroubovány šrouby. Obě části jsou konstrukčně navrženy tak, aby vyhovovaly zásadám navrhování odlitků. Tloušťka

stěny je 10 mm, ostré hrany jsou opatřeny rádiusy a plochy kolmé na dělící rovinu jsou zkoseny pod úhlem 2°, aby bylo možné odlitek vyndat z formy. Otvory pro uložení ložisek, pojistné a těsnící kroužky a šrouby se musí po odlití dodatečně obrobit. Horní část obsahuje navíc obrobený závit pro závěsný hák a nalévací otvor. Dolní část má zkosené dno k místu kde se nachází výpustný otvor, aby olej při výměně vytekl.

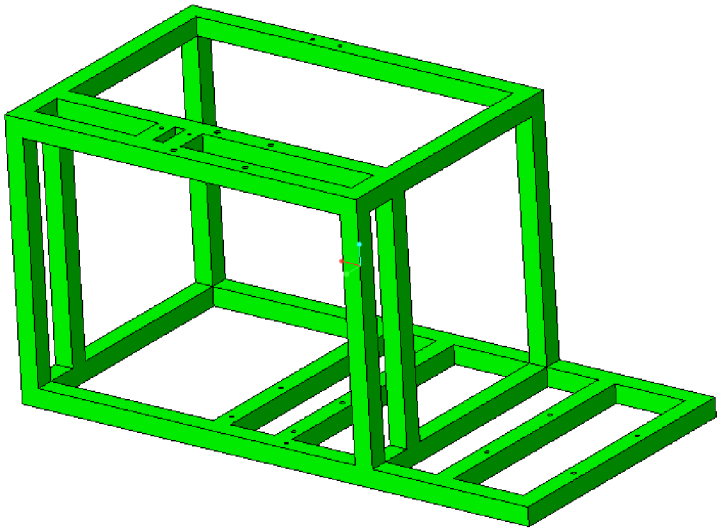


Obrázek 37 - Model převodové skříně

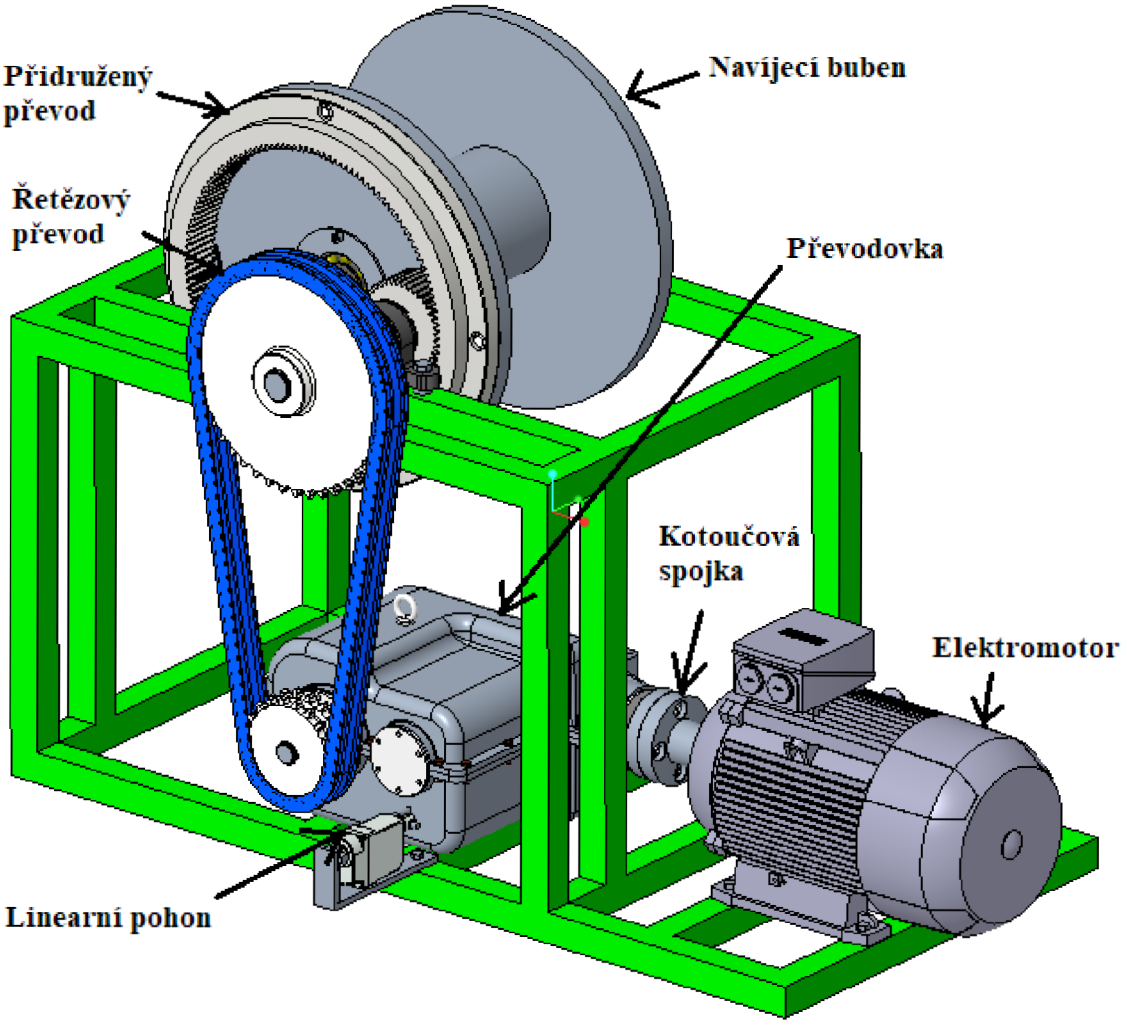
4.18 Rám

Rám bude vyroben technologií svařování. Proto jako materiál byla zvolena konstrukční ocel 11 523 se zaručenou svařitelností, která je vhodná na trubkové svařované konstrukce strojů [14].

Polotovarem byla zvolena čtvercová trubka TR 4HR 50 x 5 podle normy ČSN 42 5720, která je svařena do finální podoby rámu. Rám bude obsahovat otvory pro šrouby, aby bylo možné připevnit součásti (motor, převodové ústrojí atd.).



Obrázek 38 - Model rámu



Obrázek 39 - Pohon navíjecího ústrojí

5 Ekonomické zhodnocení

Pohon bude poháněn elektromotorem, který byl vybrán od firmy Siemens v ceně 25 240 Kč. Cena převodové skříně je obtížně odhadnutelná, protože se odvíjí od četnosti výroby, náročnosti a použité technologii. Jelikož je uvažována sériová výroba, tak by se celková cena, která by samostatně byla velmi vysoká, sníží. Převodovka obsahuje 2 kuželová kola a 4 čelní kola, ke kterým se přidá soukolí přidruženého převodu. Cena těchto ozubených převodů byla přibližně odhadnuta podle cen od výrobců. Cena hřídelů by se odvíjela od jejich složitosti a času stráveném na jejich výrobě, což je opět těžce odhadnutelné. U synchronní spojky záleží na velikosti a výrobci. Z toho důvodu je zde uvedena odhadnutá cena podle cen nalezených u různých výrobců. Cena řetězového převodu je přibližně odhadnutá z cen od výrobce. Cena ložisek a ložiskových domků je brána od výrobce SKF, která by se dala snížit možným výběrem jiného výrobce. Spojovací materiál a normalizované části jako šrouby, matice, pojistné kroužky atd. jsou cenově dány od výrobce a většinou se prodávají po více kusech, proto zde je uvedena přibližná hodnota. Svařované profily a jejich cena se odvíjí od druhu profilu a celkové délky, která bude v konstrukci rámu použita.

Tabulka 32 - Tabulka odhadovaných nákladů

Součást	**Cena [Kč]**
Elektromotor	25240
Ložiska a ložiskové domky	22500
Spojovací materiál a normalizované části	2000
Řetězový převod	12000
Synchronní spojka	3000
Ozubená kola	10500
Profily	6000
Celkem	**81240**

Tato celková cena by se ještě zvýšila o ceny převodové skříně a hřídelů. Je to pouze odhadovaná částka, která byla stanovena podle cen od dostupných výrobců.

6 Závěr

Cílem práce bylo navrhnout pohon navíjecího ústrojí jeřábu podle zadaných parametrů, kterými byly výstupní otáčky s redukcí na polovinu a výkon. Jeřáb, pro který by se tento pohon využíval, byl stanoven jako stavební jeřáb.

Prvním krokem bylo stanovení elektromotoru s potřebným výkonem, u kterého se musely zohlednit výkonové ztráty tak, aby pohon měl zadaný výkon. Z toho důvodu byl vybrán elektromotor od firmy Siemens 1LE1004-1DB42-2AA4. Jako další krok byla navržena kotoučová spojka s lícovanými šrouby jako spojení výstupu z motoru a vstupu převodového ústrojí. Následně byla zhotovena skica převodovky s rozvržením všech soukolí a ložisek. Z výstupních otáček elektromotoru bylo potřeba rozvrhnout převody tak, aby se dosáhlo požadovaných výstupních otáček pohonu. Celková konstrukce pohonu obsahuje jedno kuželové soukolí a dvě čelní soukolí, mezi kterými dochází k řazení uvnitř převodovky, řetězový převod a přidružený převod, aby se dosáhlo zadaných výstupních otáček.

Poté, co byly převody a otáčky rozvržené a vypočítané, následoval návrh ozubených kol všech převodů. Zde se postupovalo podle návrhového výpočtu, kde se některé hodnoty volily, odečítaly z grafů a tabulek a dopočítávaly. U všech soukolích se následně dopočítávalo, jaké silové účinky na ně působí a poté se provedla pevnostní kontrola ozubení. Dále byl navržen řetězový převod, kde se nejdříve zvolil druh řetězu podle otáček řetězového pastorku a výkonu, poté následovaly výpočty geometrických, kinematických, silových parametrů a bezpečnosti převodu. Následně byl proveden návrh přidruženého převodu, který obsahoval převod pastorek s věncem, stejným návrhovým výpočtem jako u předchozích ozubených převodů. Po vypočtení všech převodů následoval návrh hřídelí. U každé hřídele se nejdříve museli zvolit rozměry a umístění reakcí, ze kterých se následně sestavily rovnice rovnováhy a dopočítávaly se výsledné hodnoty reakcí. Následně se vypočítal maximální ohybový moment a provedl se návrhový výpočet průměru hřídele, který se následně volil tak, aby celková bezpečnost byla dostatečná, ale také aby hřídel konstrukčně vyhovovala ložiskům, která na ní budou nalisována. Následně se v programu MATLAB vytvořily průběhy ohybových momentů pro jednotlivé hřídele a jejich stupně při řazení. Poté co se navrhly geometrie jednotlivých hřídelí, došlo na návrh a ověření trvanlivosti ložisek v místech reakcí. Následoval kontrolní výpočet spojů hřídelí s nábojem pomocí per. V práci je uveden i vzorový výpočet vrubových účinků. Poté co byly hotovy výpočty bylo na řadě modelování v programu CREO Parametric a Autodesk Inventor jednotlivých převodů a hřídelí. Modely ložisek byly převzaty z katalogu firmy SKF a modely normalizovaných dílů byly převzaty z knihovny normalizovaných dílů. Následoval návrh konstrukce skříně převodového ústrojí, u kterého byly brány v potaz všechny náležitosti pro tvorbu odlitků. Dále byl vytvořen vzorový návrh navíjecího bubnu, který by byl na úplném výstupu celého pohonu. Celý pohon byl následně uložen na svařovaném rámu z normalizovaných profilů. Z těchto modelů byly vytvořeny výkresy pohonu, převodovky, hřídele, ozubeného soukolí a nenormalizované části. V konečné fázi byl celý návrh konstrukce ekonomicky zhodnocen.

Celkový návrh pohonu navíjecího zařízení jeřábu byl zhotoven podle zadaných parametrů a tím byly splněny veškeré cíle práce.

Zdroje:

[1] *Dopravní a manipulační zařízení I.* [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001 [cit. 2021-5-24]. ISBN 80-248-0043-8. Dostupné z: http://www.342.vsb.cz/pol25/Polak_DaMZ_1_NP.pdf

[2] KOČÁR, Ladislav. *Konstrukční návrh pohonu mostového jeřábu* [online]. Praha, 2019 [cit. 2021-5-24]. Dostupné z: https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/85130/F2-BP-2019-Kocar-Ladislav-Bakalarska%20prace%20-%20Konstrukcni%20navrh%20pohonu%20mostoveho%20jerabu.pdf?sequence=-1&isAllowed=y. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze, fakulta strojní.

REMTA, František, Ladislav KUPKA, František DRAŽAN, Zdeněk CVEKL, Oldřich JURÁŠEK a Juraj KOŠÁBEK. *Jeřáby*. II. díl. 2. přepr. a dopl. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1975.

[3] REMTA, František, Ladislav KUPKA, František DRAŽAN, Oldřich JURÁŠEK, Zdeněk LEDR a Otakar ZDEBSKI. *Jeřáby*. I. díl. 2. přepr. a dopl. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1974.

[4] BRÁZDA, Robert, Jan VYLETĚLEK, Kamil SKÁCEL, Petr GŰNTHER, Jaroslav GRABEC a Jakub ŽALČÍK. *Dopravní a manipulační zařízení* [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2013 [cit. 2021-5-24]. ISBN 978-80-248-3012-4. Dostupné z: http://projekty.fs.vsb.cz/463/edubase/VY_01_038/Dopravn%C3%AD%20a%20manipula%C4%8Dn%C3%AD%20za%C5%99%C3%ADzen%C3%AD/02%20Text%20pro%20e-learning/Dopravn%C3%AD%20a%20manipula%C4%8Dn%C3%AD%20za%C5%99%C3%ADzen%C3%AD%2011.pdf

[5] Overhead Travelling Crane. *Aicrane* [online]. Zhengzhou: AIMIX GROUP CO. [cit. 2021-5-24]. Dostupné z: https://overheadcranemanufacturers.com/overhead-travelling-crane/amp/

[6] Top Running, Single Girder Bridge Crane. *Bay Area General Crane Service* [online]. Houston: Bay Area/General Crane Service Co. [cit. 2021-5-24]. Dostupné z: http://bayareacrane.com/bridge-cranes/TopRunnningSingle.aspx

[7] REMTA, František, Ladislav KUPKA, František DRAŽAN, Zdeněk CVEKL, Oldřich JURÁŠEK a Juraj KOŠÁBEK. *Jeřáby*. II. díl. 2. přepr. a dopl. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1975.

[8] BARTÁK, Pavel a Josef MORAVEC. *Stavba a provoz strojů III* [online]. Hořice: Českomoravský štěrk Heidelbergcement group, 2012 [cit. 2021-5-24]. Dostupné z: https://docplayer.cz/3914915-1-0-stroje-a-zarizeni-pro-dopravu-a-manipulaci.html

[9] Konzolové jeřáby. *TEDOX s.r.o.* [online]. Praha: Tedox, c2021 [cit. 2021-5-27]. Dostupné z: https://www.tedox.cz/konzolove-jeraby

[10] PLŠEK, Petr. Dopravní stroje a zařízení. *SPŠVOŠ* [online]. Brno: Střední průmyslová škola a vyšší odborná škola Brno, Sokolská, 2012 [cit. 2021-5-24]. Dostupné z: https://www.sokolska.cz/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_07-06.pdf

[11] Y2 132S2 2 Hliníkové Pouzdro Třífázový Asynchronní Motor. *Hanzel* [online]. Taizhou city: HENGSU HOLDINGS CO. [cit. 2021-5-24]. Dostupné z: http://cz.hanzelmotor.org/asynchronous-motor/ie2-motor/y2-132s2-2-aluminum-housing-three-phase.html

Frekvenční měniče a vše o nich. *K-Drives* [online]. Mohelnice: K-Drives CZ s.r.o, c2021 [cit. 2021-5-24]. Dostupné z: https://www.elektromotory.cz/frekvencni-menice-proc-a-jak

[12] Stejnosměrné motory. *Stejnosměrné motory* [online]. Otrokovice: Raveo, c2021 [cit. 2021-5-24]. Dostupné z: http://www.stejnosmerne-motory.cz/

[13] Frekvenční měniče a vše o nich. *K-Drives* [online]. Mohelnice: K-Drives CZ s.r.o, c2021 [cit. 2021-5-24]. Dostupné z: https://www.elektromotory.cz/frekvencni-menice-proc-a-jak

[14] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.

[15] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. Vyd. 5., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-183-2.

[16] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. Vyd. 5., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-184-9.

[17] Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol* [online]. Liberec: Doc. Ing. Miroslav Bureš, CSc, 2006 [cit. 2021-03-15]. Dostupné z: http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady//Navrh_a_pevnostni_vypocet_ozubenych_kol.pdf

[18] Konfigurátory. *Siemens* [online]. Nuernberg: Siemens, © Siemens 1996 – 2021 [cit. 2021-6-7]. Dostupné z: https://mall.industry.siemens.com/spice/pcmplus/app/

[19] DLOUHÝ, Jan. *RACIONALIZACE OPERACÍ OBRÁBĚNÍ OZUBENÝCH KOL PRO PŘEVODOVKU MQ200 VE FIRMĚ ŠKODA AUTO a.s., MLADÁ BOLESLAV* [online]. Liberec, 2012 [cit. 2021-6-9]. Dostupné z: https://dspace.tul.cz/bitstream/handle/15240/149135/V_11912_Sb.pdf?sequence=-1&isAllowed=y. Bakalářská práce. Technická univerzita v Liberci, fakulta strojní.

[20] ŘETĚZOVÁ KOLA, DVOJITÉ 1" X 17,02 MM DIN ISO 606. *ŘETĚZOVÁ KOLA, DVOJITÉ 1" X 17,02 MM DIN ISO 606* [online]. Brno: MAREK Industrial, c2017-2021 [cit. 2021-03-15]. Dostupné z: https://www.marek.eu/norelem-normovane-dily/systemy-a-komponenty-pro-vyrobu-stroju-a-zarizeni/technika-hnacich-ustroji/retezy-a-retezova-kola/27973/retezova-kola-dvojite-1-x-17-02-mm-din-iso-606.html

[21] Deep groove ball bearings. *Deep groove ball bearings* [online]. SKF [cit. 2021-03-15]. Dostupné z: https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings

[22] Únavové křivky a faktory, které je ovlivňují. *Únavové křivky a faktory, které je ovlivňují* [online]. Liberec: Katedra mechaniky, pružnosti a pevnosti, c2021 [cit. 2021-03-15]. Dostupné z: http://www.kmp.tul.cz/system/files/duz_2017_2_ru.pdf

Seznam obrázků

Obrázek 1 - Základní pojmy jeřábů ... 17
Obrázek 2 - Rozdělení jeřábů ... 18
Obrázek 3 - Schéma dvounosníkového mostového jeřábu [6] ... 19
Obrázek 4 - Schéma jednonosníkového mostového jeřábu [7] ... 20
Obrázek 5 - Schéma portálového jeřábu [8] ... 20
Obrázek 6 - Schéma poloportálového jeřábu [8] ... 21
Obrázek 7 - Schéma věžového jeřábu [8] ... 21
Obrázek 8 - Schéma konzolového jeřábu [9] ... 22
Obrázek 9 - Rozdělení lan podle počtu pramenů [3] ... 22
Obrázek 10 - Rozdělení lan podle smyslu vinutí [3] ... 23
Obrázek 11 - Účinnosti hydrostatického a hydrodynamického pohonu [1] ... 24
Obrázek 12 - Trojfázový asynchronní motor [12] ... 25
Obrázek 13 - Stejnosměrný motor [13] ... 25
Obrázek 14 - Součásti dvojnásobné synchronizace u převodovky MQ 200 [22] ... 26
Obrázek 15 - Schéma převodového ústrojí ... 27
Obrázek 16 - Schéma s rozměry pastorku a kola řetězového převodu ... 45
Obrázek 17 - Náčrt hřídele 1 s působícími silami a reakcemi v ložiskách ... 51
Obrázek 18 - Průběh ohybového momentu hřídele 1 v rovině XY ... 51
Obrázek 19 - Průběh ohybového momentu hřídele 1 v rovině XZ ... 52
Obrázek 20 - Náčrt hřídele 2 s působícími silami a reakcemi v ložiskách prvního stupně. 55
Obrázek 21 - Průběh ohybového momentu hřídele 2 v rovině XY první stupeň ... 55
Obrázek 22 - Průběh ohybového momentu hřídele 2 v rovině XZ první stupeň ... 55
Obrázek 23 - Náčrt hřídele 2 s působícími silami a reakcemi v ložiskách druhého stupně 56
Obrázek 24 - Průběh ohybového momentu hřídele 2 v rovině XY druhý stupeň ... 56
Obrázek 25 - Průběh ohybového momentu hřídele 2 v rovině XZ druhý stupeň ... 56
Obrázek 26 - Náčrt hřídele 3 s působícími silami a reakcemi v ložiskách prvního stupně. 59
Obrázek 27 - Průběh ohybového momentu hřídele 3 v rovině XY první stupeň ... 59
Obrázek 28 - Průběh ohybového momentu hřídele 3 v rovině XZ první stupeň ... 59
Obrázek 29 - Náčrt hřídele 3 s působícími silami a reakcemi v ložiskách druhého stupně 60
Obrázek 30 - Průběh ohybového momentu hřídele 3 v rovině XY druhý stupeň ... 60
Obrázek 31 - Průběh ohybového momentu hřídele 3 v rovině XZ druhý stupeň ... 60
Obrázek 32 - Náčrt hřídele 4 s působícími silami a reakcemi v ložiskách ... 62
Obrázek 33 - Průběh ohybového momentu hřídele 4 v rovině XY první stupeň ... 63
Obrázek 34 - Průběh ohybového momentu hřídele 4 v rovině XZ první stupeň ... 63
Obrázek 35 - Průběh ohybového momentu hřídele 4 v rovině XY druhý stupeň ... 63
Obrázek 36 - Průběh ohybového momentu hřídele 4 v rovině XZ druhý stupeň ... 63
Obrázek 37 - Model převodové skříně ... 71
Obrázek 38 - Model rámu ... 71
Obrázek 39 - Pohon navíjecího ústrojí ... 72

Seznam tabulek

Tabulka 1 - Parametry elektromotoru 26
Tabulka 2 - Koeficienty pro návrhový výpočet kuželového soukolí se šikmými zuby 30
Tabulka 3 - Koeficienty na kontrolní výpočet kuželového soukolí s šikmými zuby 34
Tabulka 4 - Koeficienty pro návrhový výpočet čelního soukolí se šikmými zuby prvního stupně 37
Tabulka 5 - Koeficienty a součinitele na kontrolní výpočet čelního soukolí prvního stupně s šikmými zuby 40
Tabulka 6 - Výsledné hodnoty kontrolního výpočtu čelního soukolí se šikmými zuby prvního stupně 41
Tabulka 7 - Koeficienty pro návrhový výpočet čelního soukolí se šikmými zuby druhého stupně 41
Tabulka 8 - Výsledné hodnoty návrhového výpočtu a výpočtu rozměrů čelního soukolí se šikmými zuby druhého stupně 42
Tabulka 9 - Silové účinky čelního soukolí se šikmými zuby druhého stupně 42
Tabulka 10 - Koeficienty na kontrolní výpočet čelního soukolí druhého stupně s šikmými zuby 43
Tabulka 11 - Výsledné hodnoty kontrolního výpočtu čelního soukolí se šikmými zuby druhého stupně 43
Tabulka 12 - Parametry 2-řadého řetězu 16B [1] 44
Tabulka 13 - Rozměry pastorku a kola řetězového převodu podle Obr. 15. 46
Tabulka 14 - Koeficienty pro návrhový výpočet čelního soukolí s přímými zuby přidruženého převodu 48
Tabulka 15 - Výsledné hodnoty návrhového výpočtu a výpočtu rozměrů čelního soukolí s přímými zuby přidruženého převodu 49
Tabulka 16 - Silové účinky čelního soukolí s přímými zuby přidruženého převodu 49
Tabulka 17 - Koeficienty na kontrolní výpočet čelního soukolí s přímými zuby přidruženého převodu 50
Tabulka 18 - Výsledné hodnoty kontrolního výpočtu čelního soukolí s přímými zuby přidruženého převodu 50
Tabulka 19 - Rozměry a zatížení působící na hřídel 1 52
Tabulka 20 - Dovolená napětí v krutu a ohybu pro hřídel 1 a 2 [1] 54
Tabulka 21 - Rozměry a zatížení působící na hřídel 2 57
Tabulka 22 - Výsledné hodnoty pro hřídel 2 58
Tabulka 23 - Rozměry a zatížení působící na hřídel 3 61
Tabulka 24 - Výsledné hodnoty pro hřídel 3 62
Tabulka 25 - Rozměry a zatížení působící na hřídel 4 64
Tabulka 26 - Výsledné hodnoty pro hřídel 4 65
Tabulka 27 - Parametry ložiska B a jeho zatížení 66
Tabulka 28 - Souhrn a výsledné hodnoty ložisek 67
Tabulka 29 - Parametry spoje na vstupu hřídele 1 a spoje pod kuželovým pastorkem 67
Tabulka 30 - Souhrn a výsledné hodnoty spojů 68
Tabulka 31 - Seznam normalizovaných dílů 69
Tabulka 32 - Tabulka odhadovaných nákladů 73

Seznam příloh

- výkres sestavy pohonu (BP_01)
- výkres sestavy převodovky (BP_01_01)
- výkres pastorku ozubeného převodu (BP_01_01_01)
- výkres kola ozubeného převodu (BP_01_01_02)
- výkres hřídele (BP_01_01_03)
- výkres víčka (BP_01_01_04)