FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE

Ústav konstruování a částí strojů

Návrh lanového vrátku pro posun kolejových vozidel

Design of rope winch for rail vehicles

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2020

Petr KOLOVRÁTNÍK

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový
Vedoucí práce: Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D.

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kolovrátník** Jméno: **Petr** Osobní číslo: **473636**

Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**

Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**

Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**

Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh lanového vrátku pro posun kolejových vozidel

Název bakalářské práce anglicky:

Design of rope winch for rail vehicles

Pokyny pro vypracování:

Navrhněte uspořádání lanového vrátku, který slouží k posunu kolejových vozidel a zpracujte konstrukční návrh jeho pohonu. Navrhněte použité lano, buben vrátku a ukladač lana.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

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

Datum zadání bakalářské práce: **15.04.2020** Termín odevzdání bakalářské práce: **29.05.2020**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D. podpis vedoucí(ho) práce	Ing. František Lopot, Ph.D. podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry	prof. Ing. Michael Valášek, DrSc. podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

28. 5. 2020 Datum převzetí zadání	Podpis studenta

© ČVUT v Praze, Design: ČVUT v Praze, VIC

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh lanového vrátku pro posun kolejových vozidel“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Zdeňka Češpíra, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne 3.7.2020 Kolovrátník

Petr KOLOVRÁTNÍK

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval všem, kteří mi pomáhali při tvorbě této bakalářské práce, zejména vedoucímu práce Ing. Zdeňku Češpírovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky a dále rodině a přátelům za podporu během studia.

Anotační list

Jméno autora:	Petr Kolovrátník
Název práce:	Návrh lanového vrátku pro posun kolejových vozidel
Anglický název:	Design of rope winch for rail vehicles
Rok:	2020
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí práce:	Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 48
	počet obrázků 27
	počet tabulek 8
	počet příloh 8
Klíčová slova:	vrátek, naviják, ocelové lano, lanový buben, převodovka, elektromotor, ukladač lana, reverzní šroub, 3D model, koleje, vagón
Keywords:	winch, steel rope, rope drum, gearbox, electic motor, rope winding mechanism, self-reversing screw, 3D model, rails, wagon

Anotace:

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem zařízení pro přesun kolejových vozidel pomocí lana. Cílem je navrhnout a provést kontrolu klíčových částí zařízení a navrhnout jejich uspořádání. Práce obsahuje představení existujících lanových vrátků a jejich komponent, poté následuje vlastní návrh zařízení, který zahrnuje návrh pohonu zařízení včetně převodovky, ocelového lana, lanového bubnu a ukladače lana.

Abstract:

This bachelor thesis deals with the design of device for moving rail vehicles using a rope. The goal is to design and inspect key parts of the device and to design their arrangement. The thesis includes an introduction to existing rope winches and their components, followed by the design of the device itself, which includes the design of the device drive, including the gearbox, steel rope, rope drum and rope windich mechanism.

Obsah

1 Úvod ..... - 1 -

2 Typy lanových vrátků ..... - 1 -

2.1 Malé víceúčelové ..... - 2 -

2.2 Stavební ..... - 2 -

2.3 Jeřábový ..... - 3 -

2.4 Pro posun kolejových vozidel ..... - 3 -

3 Rozbor zadání, výpočet tažné síly ..... - 4 -

3.1 Traťový odpor ..... - 5 -

3.2 Vozidlový odpor ..... - 5 -

3.3 Odpor zrychlení ..... - 5 -

3.4 Výsledná síla ..... - 6 -

4 Návrh lana ..... - 6 -

5 Návrh lanového bubnu ..... - 6 -

5.1 Rozměry drážek ..... - 7 -

5.2 Průměr bubnu, počet závitů a počet vinutí ..... - 7 -

5.3 Tloušťka stěny ..... - 8 -

5.3.1 Namáhání na ohyb ..... - 8 -

5.3.2 Namáhání na krut ..... - 8 -

5.3.3 Namáhání vnějším přetlakem ..... - 9 -

5.3.4 Redukované napětí ..... - 9 -

5.4 Otáčky bubnu ..... - 9 -

5.5 Uložení bubnu ..... - 10 -

6 Návrh pohonu ..... - 10 -

6.1 Volba elektromotoru ..... - 11 -

6.2 Návrh převodovky ..... - 12 -

6.2.1 Převodový poměr ..... - 12 -

6.2.2 Kroutící momenty hřídelů ..... - 13 -

6.2.3 Materiál ..... - 13 -

6.2.4 Ozubení ..... - 13 -

6.2.5 Průměry hřídelů ..... - 16 -

6.2.6 Silové poměry na ozubení ..... - 17 -

6.2.7 Reakční síly v ložiskách - 17 -
6.2.8 Návrh ložisek - 20 -
6.2.9 Kontrola hřídelů - 22 -
6.3 Spojky - 23 -
6.3.1 Motor – převodovka - 23 -
6.3.2 Převodovka – buben - 23 -
6.4 Model - 23 -
7 Návrh ukladače lana - 24 -
7.1 Výpočet sil - 25 -
7.2 Návrh vertikálních válečků - 25 -
7.3 Reverzní šroub - 27 -
7.3.1 Výpočet úhlů závitu - 28 -
7.3.2 Vzpěr a ohyb - 28 -
7.3.3 Krut - 30 -
7.3.4 Redukované napětí - 30 -
7.3.5 Volba materiálu - 30 -
7.3.6 Návrh ložisek - 31 -
7.4 Návrh jezdce - 32 -
7.4.1 Otlačení - 32 -
7.4.2 Střih - 33 -
7.4.3 Ohyb - 33 -
7.4.4 Redukované napětí - 33 -
7.4.5 Volba materiálu - 33 -
7.4.6 Ložisko jezdce - 33 -
7.5 Řetězový převod - 34 -
7.5.1 Přenášený výkon - 34 -
7.5.2 Volba řetězu - 34 -
7.6 Model - 34 -
8 Výsledný návrh - 35 -
9 Závěr - 36 -

1 Úvod

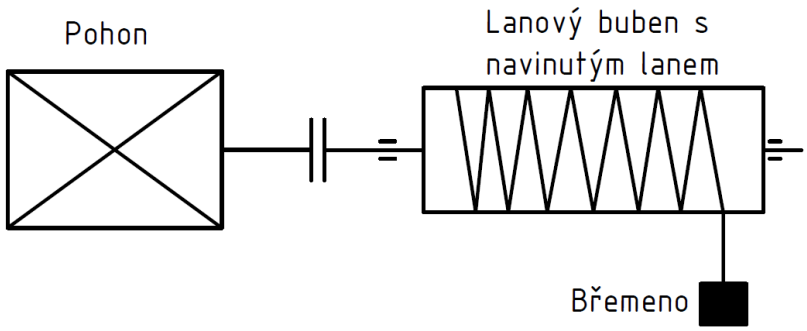
V této bakalářské práci se budu zabývat rozborem, návrhem a následnou kontrolou vybraných namáhaných částí lanového vrátku, který je určený pro přesun kolejových vozidel, konkrétně nákladních vagónů, které budou vrátkem vytahovány na vyvýšené místo. Mým úkolem je navrhnout pohon, lanový buben, lano, ukladač lana a výsledné uspořádání těchto součástí.

Způsob posuvu vagónů po kolejích pomocí lanového vrátku je vhodné použít na úseku, který je frekventovaně využíván právě na přesun vagónů z jednoho místa na druhé, například z nakládky na seřadiště nebo naopak. Jiná možnost je využít motorizované kolejové vozidlo, například lokomotivu, která by vagóny tlačila. Tento způsob není pro tuto aplikaci příliš vhodný, jelikož lokomotiva by spotřebovala při přepravě na vyvýšené místo mnohonásobně více energie než vrátek, který nemusí využívat část energie na přesun vlastní hmotnosti. Dále by bylo nutné mít k dispozici více kolejí nebo točnu, aby se lokomotiva mohla volně pohybovat. Lokomotivy se proto využívá převážně na nádražích pro řazení osobních vagónů, kde nebývá výškový rozdíl a je k dispozici více kolejí. Vrátek by na nádraží nebylo vhodné použít z důvodu komplikované infrastruktury, kde by lanový systém byl příliš složitý.

2 Typy lanových vrátků

Lanový vrátek je zařízení, které pomocí tažné síly lana přesouvá břemeno. Převážně se jedná o zvedání, ale vrátek může sloužit i pro horizontální tahání, například kmenů pokácených stromů nebo vozidel.

Základní součásti jsou pohon, lanový buben a lano, dále může být přidána brzda, řemenové či řetězové převody nebo ukladač lana. Pohon je většinou kromě hnacího prvku opatřen také převodovkou. Základní schéma lanového vrátku je na obr. č. 1.



Obr. 1: Základní schéma lanového vrátku

Pro různé aplikace existují různé druhy lanových vrátků, zde uvedu několik příkladů těch nejběžnějších.

2.1 Malé víceúčelové

Do této kategorie patří nejběžnější vrátky, které jsou určeny pro nenáročné použití, například ke zvedání či tažení menších břemen, nakládání osobních automobilů nebo lodí na přívěsy nebo na manipulační činnost na menších lodích. Pohon je buď ruční pomocí kliky se zpětnou západkou, která brání opačnému pohybu (obr. č. 2), nebo elektrický (obr. č. 3). Rotační pohyb je potom převeden na buben, na který je ve více vrstvách navinuto lano. Hlavní výhodou malých vrátků je široké využití, nízká cena a dobrá mobilita.

Obr. 2: Ruční lanový vrátek [1]

Obr. 3: Elektrický lanový vrátek [2]

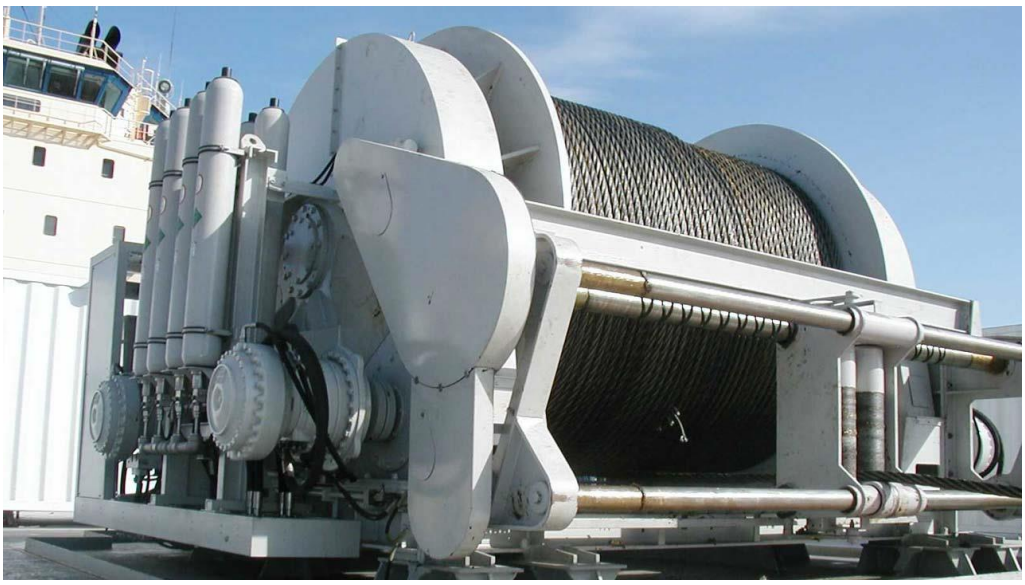
2.2 Stavební

Stavební lanové vrátky (obr. č. 4) se na stavbách využívají pro transport materiálu do vyšších pater. Mají snadné ovládání a velkou variabilitu upevnění, například na lešení či do rámů oken. Mají vysoký výkon a jsou opatřeny brzdou. Pohon se většinou skládá z elektromotoru a převodovky, motor ale může být i spalovací, což je vhodné, pokud na stavbě není přístup k elektrické síti. Pohon je poté připojen k bubnu s navinutým lanem. Na konci lana je upevněn hák, může zde být i soustava kladek, která souží k docílení větší únosnosti.

Obr. 4: Stavební lanový vrátek [3]

2.3 Jeřábový

Jeřábové navijáky jsou založené na podobném principu jako ruční či stavební, jsou ale mnohem větší a robustnější. Využívají se v různých variantách a velikostech například na mobilních, mostových nebo stavebních jeřábech, ale i na velkých lodích nebo v přístavech. Konstrukce takových navijáků se odvíjí od konkrétního použití a jsou určeny pro zvedání a manipulaci s břemeny o hmotnostech desítek tun. Pohon může být tvořen elektrickým nebo spalovacím motorem a převodovkou. Aby bylo zajištěno správné vedení lana, je buben opatřen drážkami a lano je navíjeno pouze v jedné vrstvě. Při nutnosti vinout lano ve více vrstvách pro větší zdvih nebo pokud při provozu dochází k vychýlení úhlu navíjení, je možné použít ukladač lana, který zajišťuje správné vedení lana na buben. Příklad navijáku s ukladačem lana je na obr. č. 5.



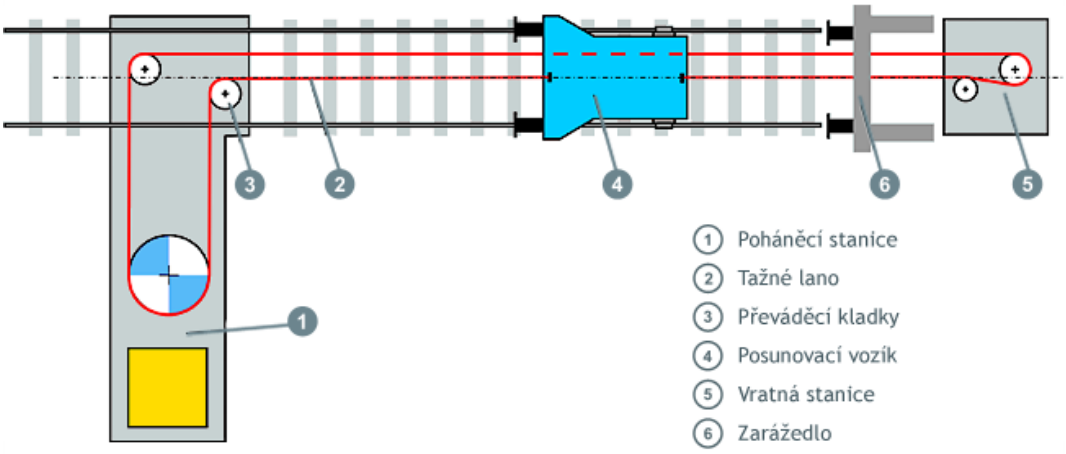
Obr. 5: Jeřábový naviják s ukladačem lana [4]

2.4 Pro posun kolejových vozidel

Jedna z možností přesouvání a řazení kolejových vozidel je pomocí lanového vrátku. Tyto vrátky se liší podle způsobu aplikace. Můžou být tvořeny podobně jako navijáky jeřábové, kde se lano navíjí na buben a tím je vozidlo taženo (obr. č. 6), nebo může být nekonečné lano vedeno soustavou kladek a v tomto případě je poháněno lanovým kotoučem, podobně jako například výtah. Schéma takového uspořádání je na obr. č. 7. Lano je ke kolejovému vozidlu upevněno buď přímo pomocí háku nebo speciálního úchytového mechanismu, nebo je na konci lana vozík, který jezdí po kolejích a vagón tlačí nebo táhne.

V této práci budu navrhovat zařízení s lanovým bubnem, které bude umístěno vedle koleje, podobně jako na obr. č. 6, vagón bude ale vytahován po nakloněné rovině. Upevnění lana k vagónu je variabilní, je možné použít hák nebo vozík. Hák je vhodnější na kratší vzdálenosti z důvodu prověšení lana, při přesunu na velkou vzdálenost je vhodnější použít vozík, který jede s vagónem po koleji. Lano je při tomto řešení vedeno soustavou vodících válečků umístěných podél nebo uprostřed koleje.

Obr. 6: Vrátek pro posun vagónů s lanovým bubnem [5]



Obr. 7: Schéma lanového vrátku s nekonečným lanem a vozíkem [6]

3 Rozbor zadání, výpočet tažné síly

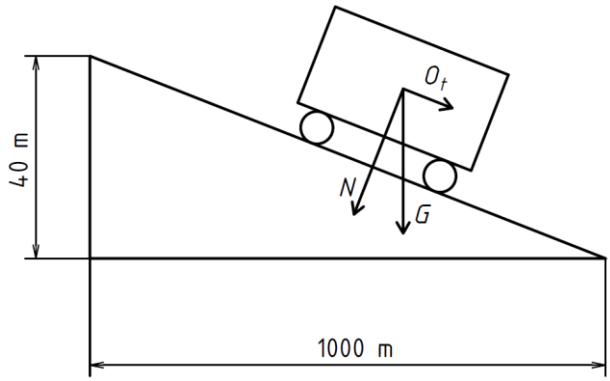
Nejdůležitější parametr, který k návrhu vrátku potřebuji znát, je síla nutná k tažení naloženého vagónu. Při výpočtu síly budu vycházet z předpokladu, že vagón bude vytahován po nakloněné rovině. Sklon trati se udává v promilích (výškové převýšení v metrech na úseku jeden kilometr) a největší povolený je 40 ‰, proto budu sílu určovat právě z této hodnoty sklonu. Sklon může být vyšší, pokud jsou na trati stanoveny speciální podmínky provozu. [7]

Pro návrh síly je třeba znát maximální hmotnost, kterou plánuji vrátkem tahat. Tu jsem zvolil na základě maximálního dovoleného zatížení na nápravu na tratích třídy C podle vyhlášky Ministerstva dopravy. [8] Toto zatížení je 20 t. Uvažuji maximálně čtyřnápravové vagóny, celková maximální tažená hmotnost je tedy 80 t.

Tažná síla potřebná k pohybu vagónu je dána součtem odporových sil, které na vagón působí. Jedná se o odpor traťový, který závisí zejména na sklonu trati, odpor vozidlový, daný valivým odporem kol po kolejích a odporem vzduchu, a odpor zrychlení, který vzniká při uvádění vagónu do pohybu. [9]

3.1 Traťový odpor

Traťový odpor spočítám rozkladem sil na nakloněné rovině (obr. č. 8).



Obr. 8: Nakloněná rovina

$$G = m_v \cdot g = 80\,000 \cdot 9{,}81 = 784\,800 \text{ N}$$

$$O_t = G \cdot \sin\left(\text{arctg}\left(\frac{40}{1000}\right)\right) = 784\,800 \cdot \left(\text{arctg}\left(\frac{40}{1000}\right)\right) = 31\,367 \text{ N}$$

3.2 Vozidlový odpor

Vozidlový odpor určím pomocí tabulkového výpočtu měrného vozidlového odporu pro ložený čtyřnápravový nákladní vůz. [9] Rychlost, kterou bude vagón tažen, volím $v = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$o_v = 1{,}3 + 0{,}00033 \cdot v^2 = 1{,}3 + 0{,}00033 \cdot 1^2 = 1{,}3 \text{ N} \cdot \text{kN}^{-1}$$

Výsledný vozidlový odpor:

$$O_v = o_v \cdot M_v \cdot g = 1{,}3 \cdot 80 \cdot 9{,}81 = 1\,020 \text{ N}$$

kde M_v je hmotnost vagónu v tunách.

3.3 Odpor zrychlení

Síla potřebná k urychlení vagónu je dána součinem hmotnosti a zrychlení, kterým bude vagón urychlen na pracovní rychlost. Zrychlení volím $a_v = 0{,}1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ s ohledem na potřebnou výslednou sílu, která by byla při větším zrychlení příliš velká. Ovšem pokud by se trať nastavila tak, aby k urychlení vagónu došlo ještě před stoupáním, toto zrychlení může být větší (až $a_v = 0{,}4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$), jelikož vrátek nebude překonávat traťový odpor. Takové uspořádání bude nejčastější, jelikož uskutečňovat nakládku na nakloněné rovině je nepraktické. Při návrhu tedy počítám s tím, že bude nutné vagón rozjet, pokud se nachází

na nakloněné rovině. To považuji ale za nouzový případ a reálné zrychlení při běžném použití bude již zmíněných $a_v = 0{,}4\ \mathrm{m \cdot s^{-2}}$.

$O_z = m_v \cdot a_v = 80\ 000 \cdot 0{,}1 = 8\ 000\ \mathrm{N}$

3.4 Výsledná síla

Výsledná tažná síla v laně je dána součtem všech odporů:

$F_l = O_t + O_v + O_z = 31\ 367 + 1\ 020 + 8\ 000 = 40\ 387\ \mathrm{N}$

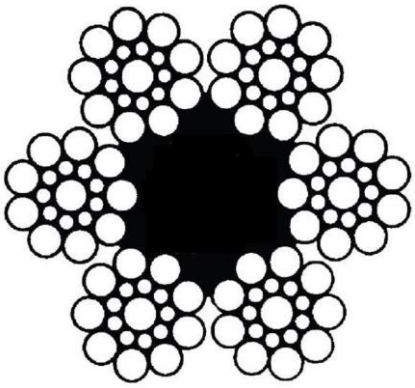
4 Návrh lana

Ocelové lano navrhuji na základě vypočtené tažné síly. Bezpečnost pro nosná lana jeřábů je $k = 3$. Tato aplikace je podobná navrhovanému lanovému vrátku pro posun kolejových vozidel, proto použiji stejnou bezpečnost. Volím šestipramenné lano SEAL (obr. č. 9), které je vhodné pro navíjení na buben, protože je dostatečně ohebné a odolné proti otěru. [10]

Minimální jmenovitá únosnost lana

$F_{min} = F_l \cdot k = 40{,}4 \cdot 3 = 121{,}2\ \mathrm{kN}$

Z katalogu [11] volím šestipramenné lano SEAL 6x19S – FC o průměru $d_l = 14\ \mathrm{mm}$ a únosnosti $F_P = 127\ \mathrm{kN}$.



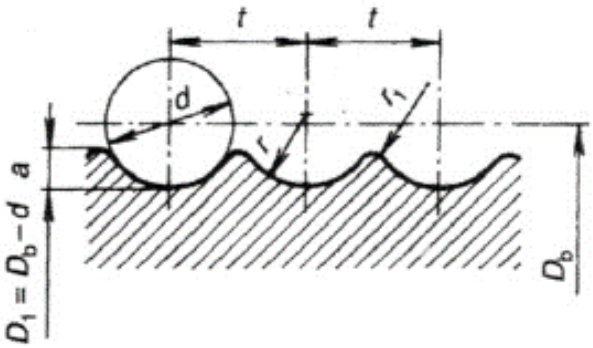
Obr. 9: Průřez šestipramenným lanem SEAL [11]

5 Návrh lanového bubnu

Lanový buben je součást vrátku, na kterou se v jedné nebo více vrstvách navíjí lano. Konstrukce se liší podle zatížení, buben může být plochý nebo s drážkami pro vedení lana, existují i bubny na navíjení více lan zároveň. Před bubnem může být vodící pouzdro, které zajišťuje správný úhel náběhu lana na buben, nebo ukladač lana, který kromě správného úhlu náběhu zajišťuje i správné navíjení lana na buben ve více vrstvách.

5.1 Rozměry drážek

Kvůli velkému zatížení volím buben s drážkami. Rozměry drážek (obr. č. 10) určím ze strojnických tabulek. [10]



Obr. 10: Rozměry drážek lanového bubnu [10]

$d = 14\ \mathrm{mm}$

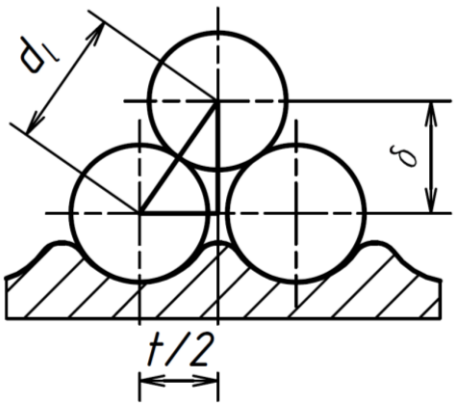
$r = 7{,}5\ \mathrm{mm}$

$a = 4\ \mathrm{mm}$

$r_1 = 2\ \mathrm{mm}$

5.2 Průměr bubnu, počet závitů a počet vinutí

Průměr bubnu D_b, počet závitů bubnu z_b a počet vinutí lana N_b volím na základě požadované délky úseku kolejí, na kterém bude probíhat přeprava vagónů. Tato délka je pro účel této práce $L_p = 300\ \mathrm{m}$. Počítám s tím, že v každé navinuté vrstvě je délka lana větší, protože je lano navíjeno na větší průměr. Rozdíl poloměrů navíjení jednotlivých vrstev lana je znázorněn na obr. č. 11.



Obr. 11: Schéma lana navinutého na buben

Rozdíl δ se spočítá jednoduše pomocí Pythagorovy věty:

$$\delta = \sqrt{{d_l}^2 - \left(\frac{t}{2}\right)^2} = \sqrt{14^2 - \left(\frac{16}{2}\right)^2} = 11{,}49\ \mathrm{mm}$$

Celková navinutá délka lana na buben je dána součtem délek lana v jednotlivých vrstvách.

$$L_l = \pi \cdot z_b \cdot \sum_{i=1}^{N_b} D_b + 2 \cdot \delta \cdot (i-1)$$

Aby buben nebyl příliš široký, volím počet závitů $z_b = 60$. Dále volím počet navinutých vrstev $N_b = 4$ a optimalizačními výpočty v programu Matlab (viz příloha č. 6) mi vyšel z výše uvedeného vzorce vhodný průměr bubnu $D_b = 368\ \mathrm{mm}$. Při těchto rozměrech vychází celková délka navinutého lana na buben $L_l = 303{,}5\ \mathrm{m}$, od které je nutné ještě odečíst délku třech závitů lana, které nebudou odvíjeny a jsou pouze bezpečnostní. Pracovní délka lana je potom:

$$L_P = L_l - 3 \cdot \pi \cdot D_b = 303{,}5 - 3 \cdot \pi \cdot 0{,}368 = 300\ \mathrm{m}$$

Požadavek na pracovní délku lana je splněn.

5.3 Tloušťka stěny

Tloušťku stěny bubnu budu dimenzovat podle kombinovaného namáhání bubnu, který je namáhán třemi druhy zatížení. To jsou zatížení na ohyb, krut a sevření lanem. [12]

5.3.1 Namáhání na ohyb

Maximální ohybový moment působí na buben, když se lano nachází uprostřed mezi podporami. Vzdálenost podpor je:

$$b = z_b \cdot t + 80 = 60 \cdot 16 + 80 = 1040\ \mathrm{mm}$$

kde součin $z_b \cdot t = b_b$ je šířka bubnu a 80 je odhadovaná vzdálenost ložisek od krajů bubnu. Ohybové napětí v tomto místě je dáno vztahem:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_l}{2} \cdot \frac{b}{2}}{W_o}$$

kde

$$W_o = \frac{\pi \cdot {D_1}^3}{32} \cdot \left(1 - \left(\frac{D_0}{D_1}\right)^4\right)$$

je modul mezikruží v ohybu.

5.3.2 Namáhání na krut

Maximální kroutící moment působí na buben, pokud je lano navíjeno na buben v nejvzdálenější vrstvě. Jeho velikost je dána vztahem:

$$M_{kb} = F_l \cdot \frac{D_b + 2 \cdot \delta \cdot 3}{2} = 40\,400 \cdot \frac{368 + 2 \cdot 11{,}49 \cdot 3}{2} = 8\,826\,188\ \mathrm{N \cdot mm}$$

Napětí v krutu je poté

$$\tau_k = \frac{M_{kb}}{W_k}$$

kde

$$W_k = \frac{\pi \cdot {D_1}^3}{16} \cdot \left(1 - \left(\frac{D_0}{D_1}\right)^4\right)$$

je modul mezikruží v krutu.

5.3.3 Namáhání vnějším přetlakem

Největší zatížení, které na buben působí, je vnější přetlak od navinutého lana. Buben počítám jako tenkostěnnou nádobu. Tlakové napětí je určeno vztahem: [12]

$$\sigma_{tl} = \frac{F_l}{s_b \cdot t}$$

kde s_b je minimální tloušťka stěny bubnu.

5.3.4 Redukované napětí

Celkové redukované napětí podle hypotézy HMH vypočítám vztahem:

$$\sigma_{red} = \sqrt{{\sigma_o}^2 + {\sigma_{tl}}^2 - \sigma_o \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot {\tau_k}^2}$$

Vnitřní průměr bubnu D_0 volím tak, aby redukované napětí nebylo větší než napětí dovolené, které je $\sigma_D = 110\ \mathrm{N \cdot mm^{-2}}$. [12] Optimalizační výpočet proběhl pomocí výše uvedených vzorců v programu Matlab (viz příloha č. 6) a vhodná tloušťka stěny bubnu vyšla $s_b = 24\ \mathrm{mm}$. Redukované napětí pro tuto tloušťku stěny vychází $\sigma_{red} = 102{,}7\ \mathrm{N \cdot mm^{-2}}$, což je vyhovující.

5.4 Otáčky bubnu

Otáčky lanového bubnu určím z požadované obvodové rychlosti a průměru bubnu. Jelikož je lano na buben navíjeno ve čtyřech vrstvách, průměr je proměnlivý. Budu počítat se středním průměrem bubnu, který je aritmetickým průměrem jmenovitého průměru bubnu D_b a průměru bubnu pří navíjení čtvrté vrstvy lana D_4. Tím docílím požadované střední rychlosti navíjení.

$$D_4 = D_b + 2 \cdot \delta \cdot 3 = 368 + 2 \cdot 11{,}49 \cdot 3 \doteq 437\ \mathrm{mm}$$

$$D_{stř} = \frac{D_b + D_4}{2} = \frac{368 + 437}{2} \doteq 400\ \mathrm{mm}$$

Výsledné otáčky lanového bubnu:

$$n_b = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_b} = \frac{60 \cdot 1}{\pi \cdot 0{,}4} = 47{,}75\ \mathrm{min^{-1}}$$

5.5 Uložení bubnu

Lanový buben bude uložen ve dvojici dvouřadých soudečkových ložiskách, pomocí kterých bude připevněn k rámu. Tato ložiska volím z důvodu velké únosnosti a možnosti mírného naklopení v uložení. Při návrhu vycházím z otáček lanového bubnu a z radiální reakce, která v uložení vzniká od síly v tažném laně. Tato reakce je v uložení největší, pokud síla působí v co nejkratší vzdálenosti od něj. Jelikož zatím neznám šířku ložisek ani jejich vzdálenost od krajů lanového bubnu, budu počítat s nejhorším případem, kdy síla působí přímo v ložisku a reakce je rovna tažné síle v laně. Díky použití ukladače lana nepůsobí na ložiska žádná axiální síla, ekvivalentní zatížení je tedy rovno zatížení radiálnímu.

Z katalogu SKF [13] volím rovnou celou ložiskovou jednotku SYNT 100 LTF se základní dynamickou únosností $C = 425\ \mathrm{kN}$. Životnost ložiska v hodinách je poté dána vztahem:

$$L_h = \left(\frac{C}{F_l}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{n_b \cdot 60} = \left(\frac{425}{40{,}4}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{47{,}75 \cdot 60} = 890\ 000\ \mathrm{h}$$

6 Návrh pohonu

Nejčastějším pohonem lanových vrátků je asynchronní elektromotor, který je vhodnější pro větší, nepřenosné navijáky, například na různých druzích jeřábů. Pro mobilní, menší vrátky je vhodnější pohon ruční, pokud je vyžadován větší výkon, tak pneumatický, elektrický či spalovací.

Pro převod otáček a momentu z motoru na buben se vyžívají převodovky s čelními nebo kuželovými ozubenými koly, nebo planetové či šnekové převodovky. Kuželová kola se využívají v aplikacích, kde je osa motoru různoběžná s osou bubnu, šneková převodovka se používá při velkém převodovém poměru a mimoběžné poloze os.

Spojení elektromotoru, převodovky a lanového bubnu může být realizováno hřídelovou spojkou nebo dodatečným řemenovým či řetězovým převodem. Mezi motorem a převodovkou je vhodné zvolit elastickou hřídelovou spojku nebo řemenový převod, a to kvůli lepším dynamickým vlastnostem (rozběh). Mezi převodovkou a bubnem je vhodné zvolit zubovou hřídelovou spojku nebo řetězový převod.

Každý lanový vrátek musí být z hlediska bezpečnosti i funkčnosti opatřen stavící brzdou, která zajistí zastavení navíjeného tělesa a následné setrvání v klidu. Brzdy fungují na principu tření statického brzdného členu o pohybující se součást, kterou chceme brzdit. Konstrukční řešení mohou být různá, mezi nejběžnější mechanické patří brzda pásová, bubnová nebo kotoučová. Dále existují brzdy pneumatické či hydraulické. U posunování kolejových vozidel může jako brzda fungovat i zarážka pod kolem.

6.1 Volba elektromotoru

Pro návrh elektromotoru potřebuji znát potřebný výkon a otáčky. Výkon, který je potřeba vyvinout na lanovém bubnu, je dán součinem síly v laně a rychlosti posuvu vagónu.

$$P_b = F_l \cdot v = 40\,387 \cdot 1 = 40\,387\ \mathrm{W} = 40{,}4\ \mathrm{kW}$$

Výkon na motoru poté závisí na požadovaném výkonu na bubnu a účinnostech jednotlivých částí vrátku. Největší ztráty budou v převodovce a na lanovém bubnu. Účinnost čelního ozubení uvažuji $\eta_{oz} = 0{,}98$ a účinnost bubnu $\eta_b = 0{,}96$. Převodovku budu navrhovat dvoustupňovou, výsledná účinnost je tedy dána součinem účinností dvou ozubení a lanového bubnu.

$$\eta_c = \eta_{oz} \cdot \eta_{oz} \cdot \eta_b = 0{,}98 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}96 = 0{,}922$$

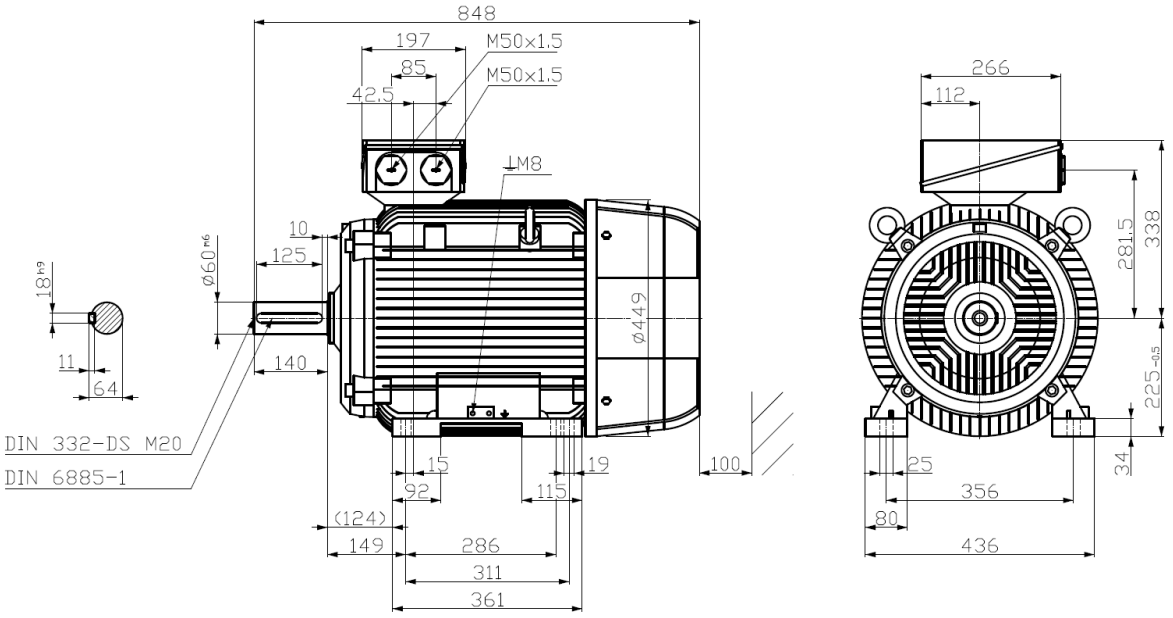
Minimální potřebný výkon elektromotoru je tedy:

$$P'_m = \frac{P_b}{\eta_c} = \frac{40{,}4}{0{,}922} = 43{,}8\ \mathrm{kW}$$

Volím elektromotor od firmy Siemens, typ 1LE1503-2BB23. Parametry tohoto motoru jsou v tab. č. 1 a schéma je na obr. č. 12. U tohoto elektromotoru je možné vybrat variantu s implementovanou stavící brzdou. Aby konstrukce vrátku nebyla příliš komplikovaná a prostorově náročná, využiji tuto možnost. [14]

Tabulka 1: Parametry elektromotoru

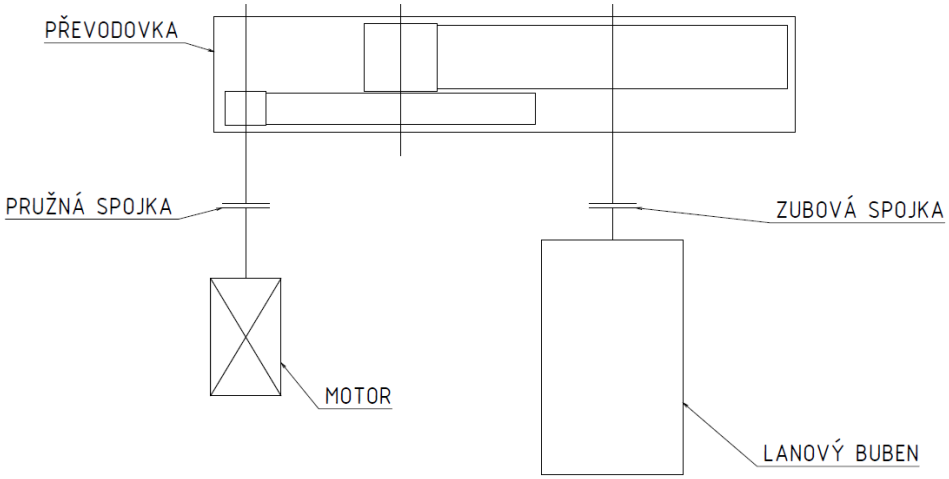
Výkon	Otáčky	Kroutící moment	Moment setrvačnosti
P_m [kW]	n_m [min^{-1}]	M_{km} [N · m]	I_m [kg · m^2]
45	1478	290	0,52



Obr. 12: Schéma elektromotoru [14]

6.2 Návrh převodovky

Převodovku navrhuji dvoustupňovou s čelními ozubenými koly s šikmými zuby. Chlazení a mazání je řešeno rozstřikem oleje pomocí ozubených kol, tímto způsobem se mažou jak ložiska, tak soukolí. Výstup a vstup převodovky jsou na stejné straně. Motor i lanový buben budou k převodovce připojeny přímo pomocí hřídelových spojek, elastickou mezi motorem a spojkou a zubovou mezi spojkou a lanovým bubnem. Aby se buben i motor vešly vedle sebe, musí být osová vzdálenost mezi vstupem a výstupem minimálně 480 mm, což je dáno rozměry bubnu a elektromotoru. Schéma uspořádání převodovky je na obr. č. 13.



Obr. 13: Schéma uspořádání převodovky

6.2.1 Převodový poměr

Převodový poměr převodovky určím z otáček elektromotoru a lanového bubnu. Otáčky elektromotoru znám z katalogu a otáčky lanového bubnu jsem spočítal v bodě 5.4.

Celkový převodový poměr převodovky:

$$i_p = \frac{n_m}{n_b} = \frac{1478}{47{,}75} = 30{,}955$$

Tento převodový poměr je na jedno soukolí příliš velký, proto je třeba ho rozdělit ve vhodném poměru. Doporučené rozdělení je:

$$i_{12} = 1{,}4 \cdot i_{34}$$

Pro celkový převod převodovky platí:

$$i_p = i_{12} \cdot i_{34}$$

Z těchto rovnic vyjádřím jednotlivé převodové poměry:

$$i_{12} = \sqrt{i_p \cdot 1{,}4} = \sqrt{30{,}955 \cdot 1{,}4} = 6{,}583$$

$$i_{34} = \frac{i_p}{i_{12}} = \frac{30{,}955}{6{,}583} = 4{,}702$$

6.2.2 Kroutící momenty hřídelů

Pro další výpočty je třeba znát kroutící momenty na jednotlivých hřídelích. Ty spočítám pomocí převodových poměrů, účinností a kroutícího momentu na motoru.

$$M_{kI} = M_{km} = \frac{9550 \cdot P_M}{n_M} = \frac{9550 \cdot 45}{1478} = 290{,}76\ \mathrm{N \cdot m}$$

$$M_{KII} = M_{KI} \cdot i_{12} \cdot \eta_{12} = 290{,}76 \cdot 6{,}583 \cdot 0{,}98 = 1875{,}85\ \mathrm{N \cdot m}$$

$$M_{KIII} = M_{KII} \cdot i_{34} \cdot \eta_{34} = 1875{,}85 \cdot 4{,}702 \cdot 0{,}98 = 8644{,}24\ \mathrm{N \cdot m}$$

6.2.3 Materiál

Materiál ozubených kol musí být vysoce odolný vůči otěru a napětí v dotyku a také musí být dostatečně tvrdý. Toho se dá docílit povrchovou úpravou zubů, což zachová houževnaté jádro a tím se zvýší odolnost proti vylomení.

Volím materiál 16MnCr5 (14 220), určený k cementování a kalení. Jeho pevnostní parametry jsou v tab. č. 2. [15]

Tabulka 2: Parametry materiálu 16MnCr5

Mez únavy v ohybu	Mez únavy v dotyku
σ_{Flim} $[\mathrm{N \cdot mm^{-2}}]$	σ_{Hlim} $[\mathrm{N \cdot mm^{-2}}]$
700	1270

6.2.4 Ozubení

Počet zubů na pastorku nesmí být nižší než 16, jinak by docházelo k podřezání paty zubu. Zároveň by počet zubů na druhém pastorku měl být menší než počet zubů na prvním pastorku. Proto volím počty zubů na pastorcích takto:

$$z_1 = 19$$

$$z_3 = 17$$

Počty zubů na ozubených kolech určím z převodových poměrů:

$$z_2 = i_{12} \cdot z_1 = 6{,}583 \cdot 19 = 125$$

$$z_4 = i_{34} \cdot z_3 = 4{,}702 \cdot 17 = 80$$

Zaokrouhlením počtu zubů na celé číslo jsem změnil hodnotu výsledného převodového poměru. Chyba oproti požadovanému převodovému poměru nesmí přesáhnout 4 %.

$$i_{pskut} = \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_2}{z_1} = \frac{125}{19} \cdot \frac{80}{17} = 30{,}96$$

$$chyba = (i_{pskut} - i_p)/i_p \cdot 100 = (30{,}96 - 30{,}955)/30{,}955 \cdot 100 = 0{,}015\ \% < 4\ \%$$

Další zvolené parametry ozubení jsou uvedeny v tab. č. 3.

Tabulka 3: Zvolené parametry ozubení

Popis	Označení a jednotka	Hodnota
Úhel záběru	α_n [°]	20
Úhel zešikmení 1. soukolí	β_{12} [°]	12
Úhel zešikmení 2. soukolí	β_{34} [°]	10
Poměrná šířka ozubení	ψ_m [1]	15
Součinitel výšky hlavy zubu	$h_a^{\times}$ [1]	1
Hlavová vůle	c [1]	0,25
Srovnávací ohybové (Bachovo) napětí	c_{Bach} [N · mm^{-2}]	15

Předběžný výpočet velikosti modulů dle Bacha:

$$\mathrm{m}'_{12} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{kI} \cdot cos\,\beta_{12}}{c_{Bach} \cdot \pi \cdot \psi_m \cdot z_1}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 290\,760 \cdot \cos(12)}{15 \cdot \pi \cdot 15 \cdot 19}} = 3{,}49\ \mathrm{mm}$$

$$\mathrm{m}'_{34} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{kII} \cdot cos\,\beta_{34}}{c_{Bach} \cdot \pi \cdot \psi_m \cdot z_3}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1\,875\,850 \cdot \cos(10)}{15 \cdot \pi \cdot 15 \cdot 17}} = 6{,}75\ \mathrm{mm}$$

Volím normalizované velikosti modulů:

$$m_{12} = 3\ \mathrm{mm}$$

$$m_{34} = 6\ \mathrm{mm}$$

Roztečné průměry:

$$d_1 = \frac{m_{12} \cdot z_1}{\cos\beta_{12}} = \frac{3 \cdot 19}{\cos(12)} = 58{,}27\ \mathrm{mm}$$

$$d_2 = \frac{m_{12} \cdot z_2}{\cos\beta_{12}} = \frac{3 \cdot 125}{\cos(12)} = 383{,}38\ \mathrm{mm}$$

$$d_3 = \frac{m_{34} \cdot z_3}{\cos\beta_{34}} = \frac{6 \cdot 17}{\cos(10)} = 103{,}57\ \mathrm{mm}$$

$$d_4 = \frac{m_{34} \cdot z_4}{\cos\beta_{34}} = \frac{6 \cdot 80}{\cos(10)} = 487{,}4\ \mathrm{mm}$$

Šířky ozubených kol vypočítám pomocí poměrné šířky ozubení, přičemž pastorky nechám o modul širší než kolo:

$$b_2 = \psi_m \cdot m_{12} = 15 \cdot 3 = 45\ \mathrm{mm}$$

$$b_1 = b_2 + m_{12} = 45 + 3 = 48\ \mathrm{mm}$$

$$b_4 = \psi_m \cdot m_{34} = 15 \cdot 6 = 90\ \mathrm{mm}$$

$$b_3 = b_4 + m_{34} = 90 + 6 = 96\ \mathrm{mm}$$

Nekorigované osové vzdálenosti:

$$a_{12} = 0{,}5 \cdot (d_1 + d_2) = 0{,}5 \cdot (58{,}27 + 383{,}38) = 220{,}826 \text{ mm}$$

$$a_{34} = 0{,}5 \cdot (103{,}57 + 487{,}4) = 295{,}489 \text{ mm}$$

Volím osové vzdálenosti tak, aby osová vzdálenost vstupního a výstupního hřídele byla dostatečně velká na připojení elektromotoru a lanového bubnu vedle sebe.

$$a_{w12} = 220 \text{ mm}$$

$$a_{w34} = 300 \text{ mm}$$

Korekce soukolí 12:

$$\alpha_{t12} = \text{arctg}\left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_{12}}\right) = \text{arctg}\left(\frac{\tan 20}{\cos 12}\right) = 20{,}41°$$

$$\text{inv}_{12} = \tan \alpha_{t12} - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha_{t12} = 0{,}015873651$$

$$\alpha_{tw12} = \text{arcos}\left(\frac{a_{12}}{a_{w12}} \cdot \cos \alpha_{t12}\right) = \text{arcos}\left(\frac{220{,}825}{220} \cdot \cos 20{,}41\right) = 19{,}82°$$

$$\text{inv}_{w12} = \tan \alpha_{tw12} - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha_{tw12} = 0{,}0145$$

$$x_1 + x_2 = \frac{\text{inv}_{w12} - \text{inv}_{12}}{2 \cdot \tan \alpha_n} \cdot (z_1 + z_2) = -0{,}271$$

Protože je celková korekce na prvním soukolí záporná, koriguji jen ozubené kolo, protože na pastorku by mohlo docházet k podřezání paty zubu.

$$x_1 = 0$$

$$x_2 = -0{,}271$$

Korekce soukolí 34:

$$\alpha_{t34} = \text{arctg}\left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_{34}}\right) = \text{arctg}\left(\frac{\tan 20}{\cos 10}\right) = 20{,}283°$$

$$\text{inv}_{34} = \tan \alpha_{t34} - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha_{t34} = 0{,}0156$$

$$\alpha_{tw34} = \text{arcos}\left(\frac{a_{34}}{a_{w34}} \cdot \cos \alpha_{t34}\right) = \text{arcos}\left(\frac{295{,}489}{300} \cdot \cos 20{,}283\right) = 22{,}5°$$

$$\text{inv}_{w34} = \tan \alpha_{tw34} - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha_{tw34} = 0.0215$$

$$x_3 + x_4 = \frac{\text{inv}_{w34} - \text{inv}_{34}}{2 \cdot \tan \alpha_n} \cdot (z_3 + z_4) = 0{,}7918$$

Protože je celková korekce na druhém soukolí kladná a větší než 0,3, rozdělím ji mezi pastorek a ozubené kolo v obráceném poměru počtu zubů.

$$x_3 = \frac{x_3 + x_4}{1 + \frac{z_3}{z_4}} = \frac{0{,}7918}{1 + \frac{17}{80}} = 0{,}653$$

$$x_4 = x_3 + x_4 - x_3 = 0{,}7918 - 0{,}653 = 0{,}139$$

Kontrola ozubení na otlačení a ohyb proběhla v programu Autodesk Inventor (viz příloha č. 1), výsledky jsou v tab. č. 4.

Tabulka 4: Výsledné bezpečnosti v dotyku a ohybu

	Pastorek 1	Kolo 2	Pastorek 3	Kolo 4
S_F	2,67	2,78	2,85	2,58
S_H	1,38	1,38	1,26	1,26

6.2.5 Průměry hřídelů

Průměry hřídelů navrhuji z pevnostní podmínky v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} < \tau_D$$

Modul průřezu v krutu pro kruh je:

$$W_k = \frac{\pi \cdot D^3}{16}$$

Dovolená smyková napětí pro jednotlivé hřídele jsou uvedena v tab. č. 5.

Tabulka 5: Dovolená smyková napětí pro hřídele

τ_{DI} $[\mathrm{N \cdot mm^{-2}}]$	τ_{DII} $[\mathrm{N \cdot mm^{-2}}]$	τ_{DIII} $[\mathrm{N \cdot mm^{-2}}]$
25	35	50

Z pevnostní podmínky a modulu průřezu vyjádřím vztah pro výpočet průměru

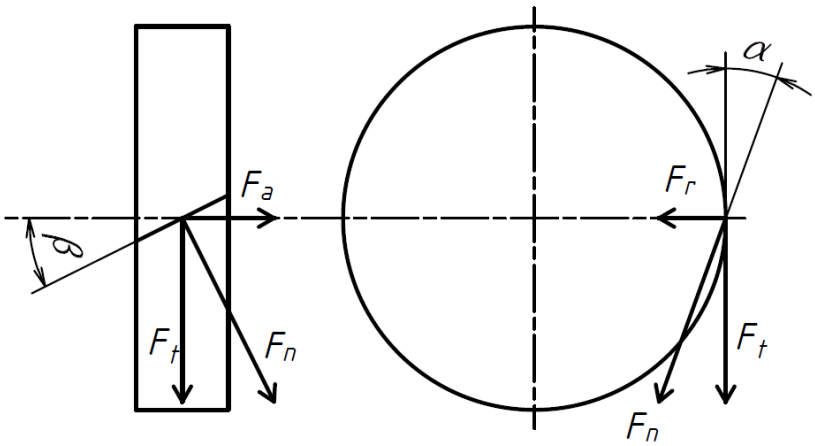
$$D_I' = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kI}}{\pi \cdot \tau_{DI}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 290\,765}{\pi \cdot 25}} = 38{,}98\ \mathrm{mm} \rightarrow D_I = 40\ \mathrm{mm}$$

$$D_{II}' = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kII}}{\pi \cdot \tau_{DII}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1\,875\,850}{\pi \cdot 35}} = 64{,}87\ \mathrm{mm} \rightarrow D_{II} = 65\ \mathrm{mm}$$

$$D_{III}' = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kIII}}{\pi \cdot \tau_{DIII}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 8\,644\,237}{\pi \cdot 50}} = 95{,}85\ \mathrm{mm} \rightarrow D_{III} = 100\ \mathrm{mm}$$

6.2.6 Silové poměry na ozubení

Normálová síla působící v bodě kontaktu ozubeného kola a pastorku se dá rozložit do třech hlavních směrů, do směru tečného, radiálního a axiálního, jak je znázorněno na obr. č. 14.



Obr. 14: Rozklad sil na čelním ozubení s šikmými zuby

Výpočet jednotlivých složek:

$$F_{t12} = F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{KI}}{d_1} = \frac{2 \cdot M_{KII}}{d_2} = \frac{2 \cdot 290765}{58{,}27} = 9\,979{,}9 \text{ N}$$

$$F_{a12} = F_{a1} = F_{a2} = F_{t12} \cdot \tan \beta_{12} = 9\,979{,}9 \cdot \tan\,(12) = 2\,121{,}2 \text{ N}$$

$$F_{r12} = F_{r1} = F_{r2} = F_{t12} \cdot \frac{\tan \alpha_n}{cos\, \beta_{12}} = 9\,979{,}9 \cdot \frac{\tan(20)}{\cos(12)} = 3\,713{,}3 \text{ N}$$

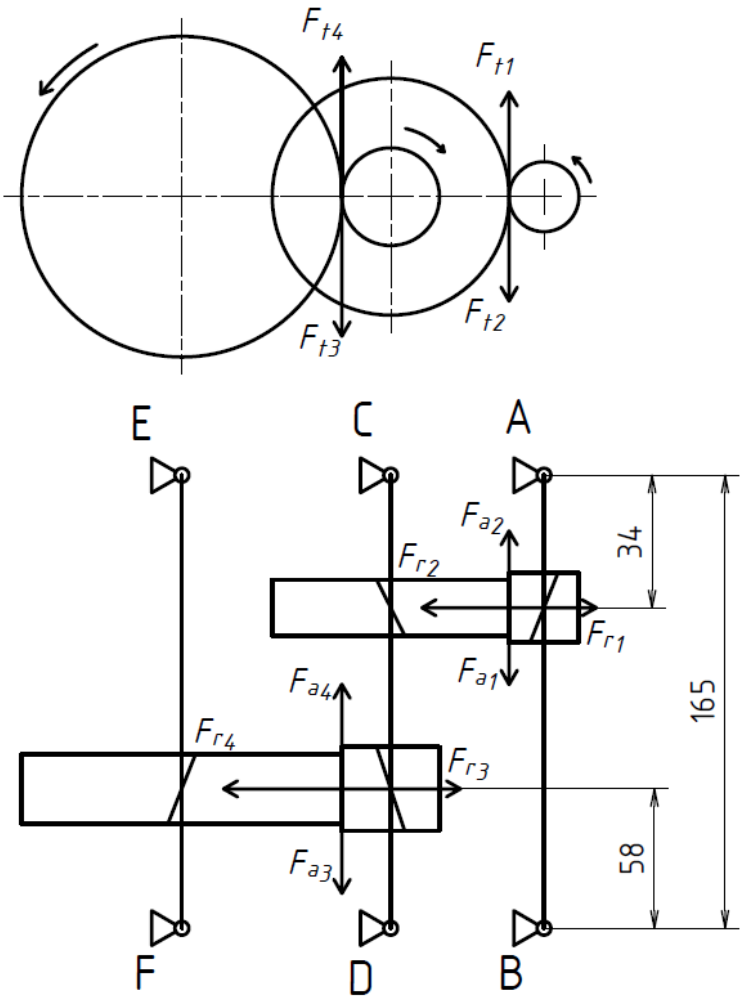
$$F_{t34} = F_{t3} = F_{t4} = \frac{2 \cdot M_{KII}}{d_3} = \frac{2 \cdot M_{KIII}}{d_4} = \frac{2 \cdot 1875850}{103{,}57} = 36\,222{,}6 \text{ N}$$

$$F_{a34} = F_{a3} = F_{a4} = F_{t34} \cdot \tan \beta_{34} = 36\,222{,}6 \cdot \tan\,(10) = 6\,387 \text{ N}$$

$$F_{r34} = F_{r3} = F_{r4} = F_{t34} \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_{34}} = 36\,222{,}6 \cdot \frac{\tan 20}{\cos 10} = 13\,387{,}3 \text{ N}$$

6.2.7 Reakční síly v ložiskách

Pro určení reakčních sil budu uvažovat zjednodušenou soustavu, kde budu počítat hřídel jako staticky určitý nosník na dvou podporách. Z návrhu ozubení jsem určil vzdálenost podpor a polohu obou soukolí, tyto rozměry jsou znázorněny na obr. č. 15. Dále jsou na obrázku znázorněny směry působení a poloha sil v ozubení pro jeden smysl otáčení. Pokud by smysl otáčení byl opačný, změnila by se orientace sil axiálních a tečných, tedy stačí prohodit indexy 1 – 2 a 3 – 4 u těchto sil. Směr radiálních sil je při obou smyslech otáčení stejný.

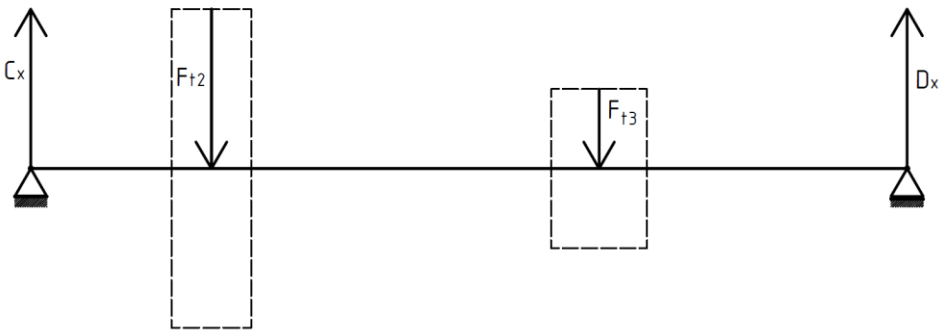


Obr. 15: Schéma převodovky a působení sil

6.2.7.1 Předlohový hřídel

Reakční síly jsem určil výpočtem pomocí statické rovnováhy ve dvou rovinách hřídele.

Rovina XZ (obr. č. 16):



Obr. 16: Působení sil na předlohovém hřídeli v rovině XZ

Rovnováha ve směru osy x:

$$C_x + D_x - F_{t2} - F_{t3} = 0$$

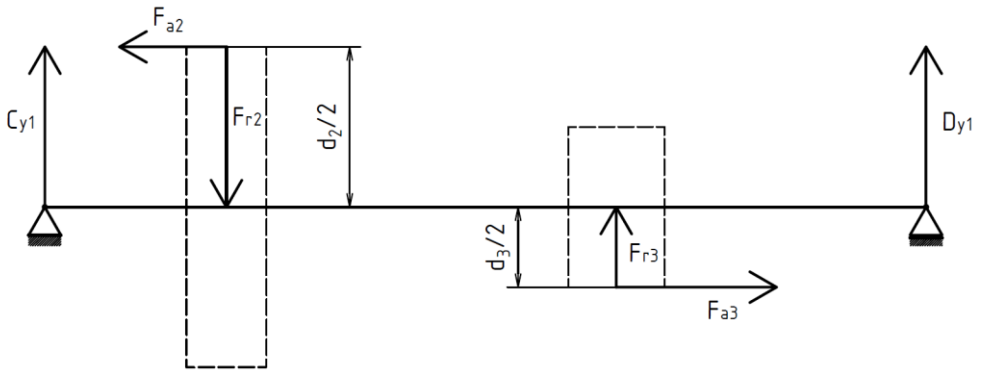
Rovnováha momentů k bodu D:

$$C_x \cdot 165 = F_{t2} \cdot (165 - 34) + F_{t3} \cdot 58$$

$$C_x = \frac{F_{t2} \cdot (165 - 34) + F_{t3} \cdot 58}{165} = \frac{9979{,}9 \cdot (165 - 34) + 36222{,}6 \cdot 58}{165} = 20655{,}76 \text{ N}$$

$$D_x = F_{t2} + F_{t3} - C_x = 9979{,}9 + 36222{,}6 - 20655{,}76 = 25546{,}14 \text{ N}$$

Rovina YZ (obr. č. 17):



Obr. 17: Působení sil na předlohovém hřídeli v rovině YZ pro jeden smysl otáčení

Rovnováha ve směru osy y pro smysly otáčení 1 a 2:

$$C_{y1} + D_{y1} - F_{r2} + F_{r3} = 0$$

$$C_{y2} + D_{y2} - F_{r2} + F_{r3} = 0$$

Rovnováha momentů k bodu D pro smysly otáčení 1 a 2:

$$C_{y1} \cdot 165 = F_{r2} \cdot (165 - 34) - F_{r3} \cdot 58 + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{a3} \cdot \frac{d_3}{2}$$

$$C_{y2} \cdot 165 = F_{r2} \cdot (165 - 34) - F_{r3} \cdot 58 - F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{a3} \cdot \frac{d_3}{2}$$

$$C_{y1} = \frac{F_{r2} \cdot (165 - 34) - F_{r3} \cdot 58 + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{a3} \cdot \frac{d_3}{2}}{165}$$

$$C_{y1} = \frac{3713{,}3 \cdot (165 - 34) - 13387{,}3 \cdot 58 + 2121{,}2 \cdot \frac{383{,}37}{2} + 6387 \cdot \frac{103{,}57}{2}}{165} = 2711{,}2 \text{ N}$$

$$D_{y1} = F_{r2} - F_{r3} - C_{y1} = 3713{,}3 - 13387{,}3 - 2711{,}2 = -12385{,}2 \text{ N}$$

$$C_{y2} = \frac{F_{r2} \cdot (165 - 34) - F_{r3} \cdot 58 - F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{a3} \cdot \frac{d_3}{2}}{165}$$

$$C_{y2} = \frac{3713{,}3 \cdot (165 - 34) - 13387{,}3 \cdot 58 - 2121{,}2 \cdot \frac{383{,}37}{2} - 6387 \cdot \frac{103{,}57}{2}}{165} = -6226{,}6 \text{ N}$$

$$D_{y2} = F_{r2} - F_{r3} - C_{y2} = 3713{,}3 - 13387{,}3 + 6226{,}6 = -3447{,}4 \text{ N}$$

Celkové reakce:

$$R_{C1} = \sqrt{{C_x}^2 + {C_{y1}}^2} = \sqrt{20655{,}76^2 + 2711{,}2^2} = 20833 \text{ N}$$

$$R_{C2} = \sqrt{{C_x}^2 + {C_{y2}}^2} = \sqrt{20655{,}76^2 + 6226{,}6^2} = 21574 \text{ N}$$

$$R_{D1} = \sqrt{{D_x}^2 + {D_{y1}}^2} = \sqrt{25546{,}14^2 + 12385{,}2^2} = 28390 \text{ N}$$

$$R_{D2} = \sqrt{{D_x}^2 + {D_{y2}}^2} = \sqrt{25546{,}14^2 + 3447{,}4^2} = 25777 \text{ N}$$

Reakce v místě C je větší při smyslu otáčení 2:

$$R_C = 21\,574 \text{ N}$$

Reakce v místě D je větší při smyslu otáčení 1:

$$R_D = 28\,390 \text{ N}$$

Axiální síla:

$$F_{AII} = F_{a3} - F_{a2} = 4\,266 \text{ N}$$

U vstupního a výstupního hřídele jsem pří výpočtu postupoval stejně (viz příloha č. 5), výsledné reakce jsou vypsány v tab. č. 6.

Tabulka 6: Radiální reakce v uložení hřídelů

Hřídel I		Hřídel II		Hřídel III	
R_A [N]	R_B [N]	R_C [N]	R_D [N]	R_E [N]	R_F [N]
8 592	2 351	21 574	28 390	19 027	29 664

6.2.8 Návrh ložisek

Pro všechny tři hřídele volím kuželíková ložiska uložená do X, která jsou schopna přenést jak radiální, tak axiální zatížení. Vzniká v nich ovšem dodatečná vnitřní axiální síla od radiálního zatížení, se kterou je nutno počítat. Minimální požadovaná životnost je:

$$L_h^{min} = 20\,000 \text{ h}.$$

6.2.8.1 Vstupní hřídel

Otáčky hřídele:

$n_I = 1478\ \mathrm{min}^{-1}$

Volím kuželíkové ložisko 33109 z katalogu SKF [13] s parametry:

$C = 104\ \mathrm{kN}$

$e = 0{,}37$

$Y = 1{,}6$

Axiální síly v ložiskách v místech A a B od radiálního zatížení:

$$F_{ar}^{A} = \frac{R_A}{2 \cdot Y} = \frac{8592}{2 \cdot 1{,}6} = 2685\ \mathrm{N}$$

$$F_{ar}^{B} = \frac{R_B}{2 \cdot Y} = \frac{2351}{2 \cdot 1{,}6} = 735\ \mathrm{N}$$

Výsledná axiální síla pro oba směry axiální síly od ozubení:

$F_a^{v1} = F_{ar}^{A} - F_{ar}^{B} + F_{AI} = 2685 - 735 + 2121 = 4071\ \mathrm{N} \rightarrow \text{sevřené ložisko v místě B}$

$F_a^{v2} = F_{ar}^{A} - F_{ar}^{B} - F_{AI} = 2685 - 735 - 2121 = -171\ \mathrm{N} \rightarrow \text{sevřené ložisko v místě A}$

Axiální síla působící na ložisko v místě A pro oba případy – sevřeno, odlehčeno:

$F_a^{Aodl} = F_{ar}^{A} = 2685\ \mathrm{N}$

$F_a^{Asev} = F_{AI} + F_{ar}^{B} = 2121 + 735 = 2856\ \mathrm{N}$

Horší případ je sevřeno:

$F_a^{A} = 2856\ \mathrm{N}$

Axiální síla působící na ložisko v místě B pro oba případy – sevřeno, odlehčeno:

$F_a^{Bodl} = F_{ar}^{B} = 735\ \mathrm{N}$

$F_a^{Bsev} = F_{AI} + F_{ar}^{A} = 2121 + 2685 = 4806\ \mathrm{N}$

Horší případ je sevřeno:

$F_a^{B} = 4806\ \mathrm{N}$

Ekvivalentní zatížení ložiska v místě A:

$$\frac{F_a^{A}}{R_A} = \frac{2856}{8592} = 0{,}33 < e = 0{,}37 \rightarrow P_A = R_A = 8592\ \mathrm{N}$$

Ekvivalentní zatížení ložiska v místě B:

$$\frac{F_a^B}{R_B} = \frac{4806}{2351} = 2{,}12 > e = 0{,}37 \rightarrow P_B = 0{,}4 \cdot R_B + Y \cdot F_a^B = 8630 \text{ N}$$

Kontrola zatíženějšího ložiska:

$$L_h = \left(\frac{C}{P_B}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} = \left(\frac{104000}{8630}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{1478 \cdot 60} = 45\,246 \text{ h} > \mathrm{L}_h^{min} = 20\,000 \text{ h}$$

Ložisko vyhovuje.

U předlohového a výstupního hřídele jsem postupoval stejně (viz příloha č. 7), zvolená ložiska včetně parametrů a výsledných životností jsou v tab. č. 7.

Tabulka 7: Ložiska pro uložení hřídelů

Hřídel	n [min^{-1}]	Ložisko	C [kN]	e [1]	Y [1]	L_h [h]
I	1478	33109	104	0,37	1,6	45 246
II	224,66	33113	175	0,4	1,5	28 924
III	47,75	32 922	154	0,35	1,7	57 572

6.2.9 Kontrola hřídelů

Kontrolu jsem provedl pomocí programu Inventor, kam jsem zadal spočítaná zatížení. V příloze č. 8 jsou vyobrazeny grafy průběhů ohybových momentů, natočení a průhybů na jednotlivých hřídelích. Z grafů jsem odečetl hodnoty extrémů a ty porovnal s hodnotami dovolenými. Pomocí maximálních hodnot ohybových momentů jsem dále spočítal redukovaná napětí v jednotlivých hřídelích.

6.2.9.1 Vstupní hřídel

$$M_O^{red} = \sqrt{{M_{OXZ}^{max}}^2 + {M_{OYZ}^{max}}^2 + {M_K}^2} = \sqrt{269{,}4^2 + 149{,}3^2 + 291^2} = 424 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_{red} = \frac{M_O^{red}}{W_O} = \frac{32 \cdot M_O^{red}}{\pi \cdot {D_I}^3} = \frac{32 \cdot 424000}{\pi \cdot 45^3} = 47{,}4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} < \sigma_D$$

6.2.9.2 Předlohový hřídel

$$M_O^{red} = \sqrt{{M_{OXZ}^{max}}^2 + {M_{OYZ}^{max}}^2 + {M_K}^2} = \sqrt{1481{,}7^2 + 718{,}3^2 + 1876^2} = 2496 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_{red} = \frac{M_O^{red}}{W_O} = \frac{32 \cdot M_O^{red}}{\pi \cdot {D_{II}}^3} = \frac{32 \cdot 2496000}{\pi \cdot 66^3} = 88{,}4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} < \sigma_D$$

6.2.9.3 Výstupní hřídel

$$M_O^{red} = \sqrt{{M_{OXZ}^{max}}^2 + {M_{OYZ}^{max}}^2 + {M_K}^2} = \sqrt{1362{,}4^2 + 1511{,}2^2 + 8644^2} = 8880 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_{red} = \frac{M_O^{red}}{W_O} = \frac{32 \cdot M_O^{red}}{\pi \cdot {D_{III}}^3} = \frac{32 \cdot 8880000}{\pi \cdot 110^3} = 68\ \mathrm{N \cdot mm^{-2}} < \sigma_D$$

6.2.9.4 Natočení

Maximální dovolené natočení v kuželíkovém ložisku předlohového hřídele:

$$\varphi_{max} = \mathrm{arctg}(0{,}002)\ \mathrm{rad} = 0{,}11\ ° > \varphi = 0{,}01\ °$$

Maximální dovolená natočení pro ozubená kola na předlohovém hřídeli:

$$\varphi_{max2} = \mathrm{arctg}(0{,}0002) \cdot \frac{d_2}{b_2} = \mathrm{arctg}(0{,}0002) \cdot \frac{383{,}4}{45}\ \mathrm{rad} = 0{,}098\ ° > \varphi_2 = 0{,}007\ °$$

$$\varphi_{max3} = \mathrm{arctg}(0{,}0002) \cdot \frac{d_3}{b_3} = \mathrm{arctg}(0{,}0002) \cdot \frac{103{,}8}{96}\ \mathrm{rad} = 0{,}012\ ° > \varphi_3 = 0{,}004\ °$$

6.2.9.5 Průhyb

Maximální dovolený průhyb pro kuželíková ložiska předlohového hřídele:

$$u_{max} = 0{,}0002 \cdot \mathrm{L}_{lož} = 0{,}0002 \cdot 165 = 0{,}033\ \mathrm{mm} > u_l = 0{,}007\ \mathrm{mm}$$

Maximální dovolený průhyb pro čelní ozubené kolo 2:

$$u_{max} = 0{,}01 \cdot m_{12} = 0{,}01 \cdot 3 = 0{,}03\ \mathrm{mm} > u_2 = 0{,}007\ \mathrm{mm}$$

6.3 Spojky

Spojky volím na základě jmenovitých kroutících momentů spočtených v bodě 6.2.2 a na základě průměru hřídelů.

6.3.1 Motor – převodovka

Jmenovitý kroutící moment:

$$M_{kI} = 290{,}76\ \mathrm{N \cdot m}$$

Volím elastickou hřídelovou spojku Euroflex-S 1702KO5 z katalogu Stemin Breitbach [16] s jmenovitým kroutícím momentem $M_{kjmen} = 320\ \mathrm{N \cdot m}$.

6.3.2 Převodovka – buben

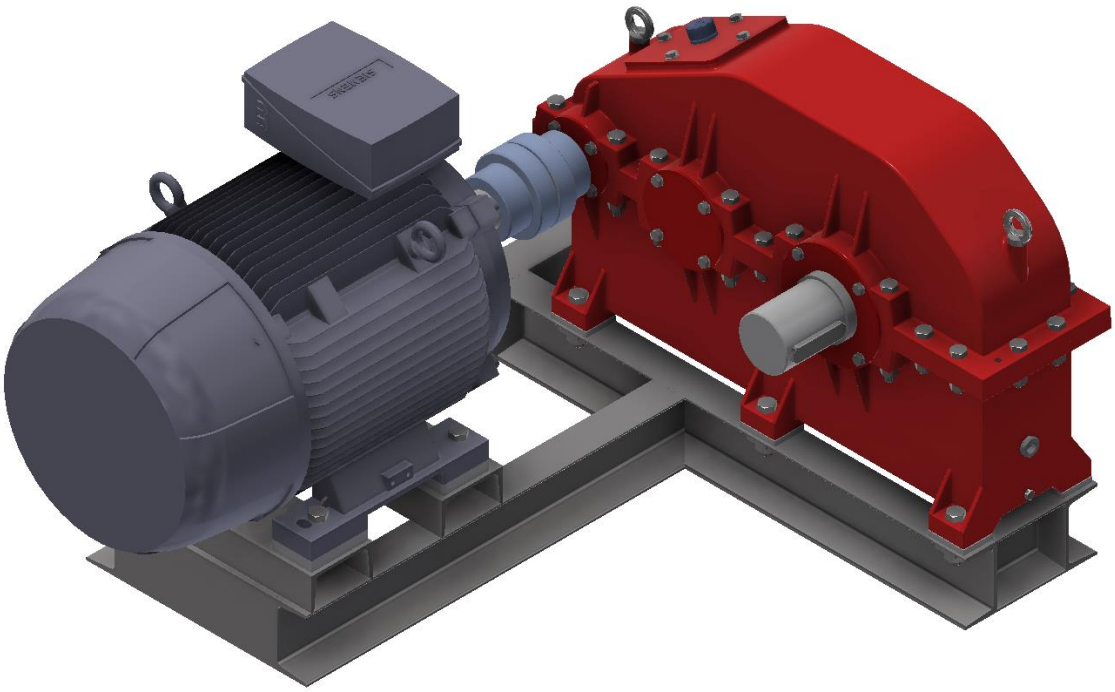
Jmenovitý kroutící moment:

$$M_{kIII} = 8644{,}24\ \mathrm{N \cdot m}$$

Volím zubovou hřídelovou spojku Zapex-ZN 2LC0330 z katalogu Siemens [14] s jmenovitým kroutícím momentem $M_{kjmen} = 11\ 000\ \mathrm{N \cdot m}$.

6.4 Model

Na obr. č. 18 je zobrazen model celého pohonu včetně ocelového rámu, který je svařovaný z profilů tvaru U.



Obr. 18: Model sestavy pohonu

7 Návrh ukladače lana

Ukladač lana je zařízení, které slouží ke správnému navedení lana na buben. Bez ukladače by neměl úhel náběhu lana na buben překročit 2–3 °, kdyby se tak stalo, docházelo by k většímu opotřebení lana nebo dokonce ke špatnému navíjení. S ukladačem se úhel náběhu může vychýlit mnohem více, konkrétní úhel záleží na návrhu ukladače.

Princip funkce ukladače je takový, že společně s navíjením lana se před bubnem pohybuje reverzním pohybem těleso ukladače s vodícími válečky či kladkami. Tento pohyb je synchronizovaný tak, že na každou otáčku bubnu se ukladač posune o jednu rozteč bubnu. Reverzního pohybu je docíleno takzvaným diamantovým (reverzním) šroubem, který má na sobě jak levý, tak pravý závit, které jsou na koncích spojené, takže vznikne nekonečný závit, po kterém při jednom smyslu otáčení jezdí těleso reverzním pohybem. Na těleso se pohyb převádí pomocí jezdce s jazýčkem umístěným v závitu šroubu. Tento jezdec je v tělese uložen pomocí ložiska, aby bylo umožněno jeho natáčení při změně smyslu závitu.

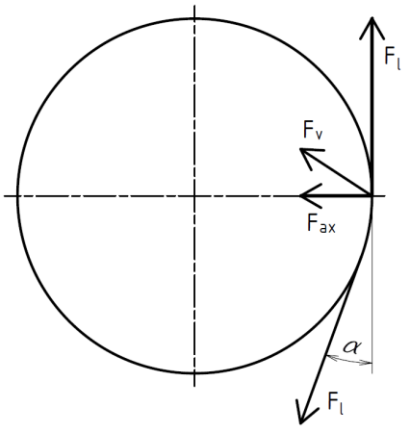
Pro svůj návrh ukladače budu uvažovat vychýlení lana jen v horizontální rovině, jelikož ukladač bude umístěn vedle koleje. Ve vertikálním směru vychýlení neuvažuji, protože vagón se pohybuje po rovné koleji. Ukladač se při montáži tedy seřídí tak, aby lano vedlo skrz něj přímo na buben.

7.1 Výpočet sil

Maximální úhel náběhu lana volím $\varphi = 20\,°$. Ze schématu na obr. č. 19 určím rozkladem síly v laně zatížení působící na ukladač. Kontakt lana s válečkem uvažuji v jednom bodě.

$$F_{ax} = F_l \cdot \sin(\alpha) = 40{,}4 \cdot \sin(20) = 13{,}8\ \mathrm{kN}$$

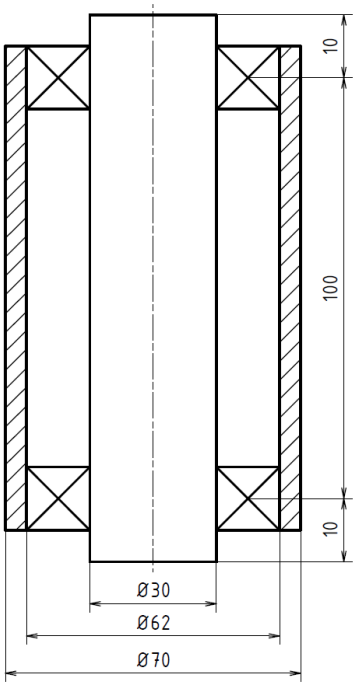
$$F_v = \sqrt{{F_{ax}}^2 + (F_l - F_l \cdot \cos(\alpha))^2} = \sqrt{13{,}8^2 + (40{,}4 - 40{,}4 \cdot \cos(20))^2} = 14\ \mathrm{kN}$$



Obr. 19: Rozklad sil na vertikálním válečku

7.2 Návrh vertikálních válečků

Vertikální váleček je kontaktní bod mezi ukladačem a lanem. S tělem ukladače je spojen pomocí čepu, aby mohl volně rotovat a lano se o něj neotíralo, tím se zásadně zvýší jeho životnost. Schéma válečku a čepu je na obr. č. 20.



Obr. 20: Schéma vertikálního válečku a čepu

Čep i váleček jsou zatíženy ohybovým momentem, proto jejich návrh bude vycházet z dovoleného napětí v ohybu. Zároveň ale budou rozměry záviset na tom, jak velké bude nutné použít ložisko, jehož životnost je požadována minimálně 20 000 h. Životnost ložiska se odvíjí od otáček válečku, které jsou ale závislé na vnějším průměru válečku. Budu proto muset tento vnější rozměr zvolit, a pokud nenajdu vhodné ložisko, které by se do válečku vešlo, budu tento průměr muset zvětšit.

Vnější průměr válečku volím $D_v = 70\ \mathrm{mm}$ a výšku $h_v = 100 = \mathrm{mm}$.

Otáčky válečku:

$$n_v = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_v} = \frac{60 \cdot 1}{\pi \cdot 0{,}07} = 272{,}8\ \mathrm{min}^{-1}$$

Volím kuželíkové ložisko 33206 z katalogu SKF [13] s parametry:

$C = 79{,}7\ \mathrm{kN}$

$e = 0{,}35$

$Y = 1{,}7$

Maximální radiální zatížení ložiska je rovno síle působící na váleček F_v, které nastane v případě, že síla bude působit přímo v místě uložení ložiska. Axiálně je ložisko zatíženo jen silou, která vzniká přímo v ložisku od radiálního zatížení. Tato síla je:

$$F_a = \frac{F_v}{2 \cdot Y} = \frac{14}{2 \cdot 1{,}7} = 4{,}1\ \mathrm{kN}$$

Poměr axiálního a radiálního zatížení:

$$\frac{F_a}{F_v} = \frac{4{,}1}{14} = 0{,}29 < e = 0{,}35$$

Tento poměr je menší než parametr ložiska e, ekvivalentní zatížení ložiska je tedy rovno zatížení radiálnímu. Životnost ložiska v hodinách je poté dána vztahem:

$$L_h = \left(\frac{C}{F_v}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{n_v \cdot 60} = \left(\frac{79{,}7}{14}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{272{,}8 \cdot 60} = 20\ 127\ \mathrm{h}$$

Ložisko vyhovuje.

Vnější průměr ložiska, což je zároveň vnitřní průměr válečku, je $d_v = 62\ \mathrm{mm}$.

Maximální ohybový moment na váleček působí, pokud je lano uprostřed, jeho velikost je:

$$M_o^{max} = \frac{F_v \cdot h_v}{2 \cdot 2} = \frac{14\ 000 \cdot 100}{4} = 350\ 000\ \mathrm{N \cdot mm}$$

Modul průřezu v ohybu:

$$W_o = \frac{\pi \cdot {D_v}^3}{32} \cdot \left(1 - \left(\frac{d_v}{D_v}\right)^4\right) = \frac{\pi \cdot 70^3}{32} \cdot \left(1 - \left(\frac{62}{70}\right)^4\right) = 12\,950\ \mathrm{mm}^3$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o^{max}}{W_o} = \frac{350\,000}{12\,950} = 27\ \mathrm{N \cdot mm^{-2}} < \sigma_D = 100\ \mathrm{N \cdot mm^{-2}}$$

Vnitřní průměr ložiska, a tedy průměr čepu, je $D_č = 30\ \mathrm{mm}$. Maximální ohybový moment na čep působí, pokud je lano v místě uložení ložiska. V ložisku je tedy maximální reakce, která se přenáší na čep, který je uložen v tělese ukladače. Vzdálenost uložení čepu v tělese a uložení ložiska je $l_č = 10\ \mathrm{mm}$ a délka čepu je $L_č = 120\ \mathrm{mm}$. Velikost maximálního ohybového momentu:

$$M_o^{max} = \frac{F_v \cdot l_č}{\frac{L_č}{L_č - l_č}} = \frac{14\,000 \cdot 10}{\frac{120}{120 - 10}} = 128\,333\ \mathrm{N \cdot mm}$$

Modul průřezu v ohybu:

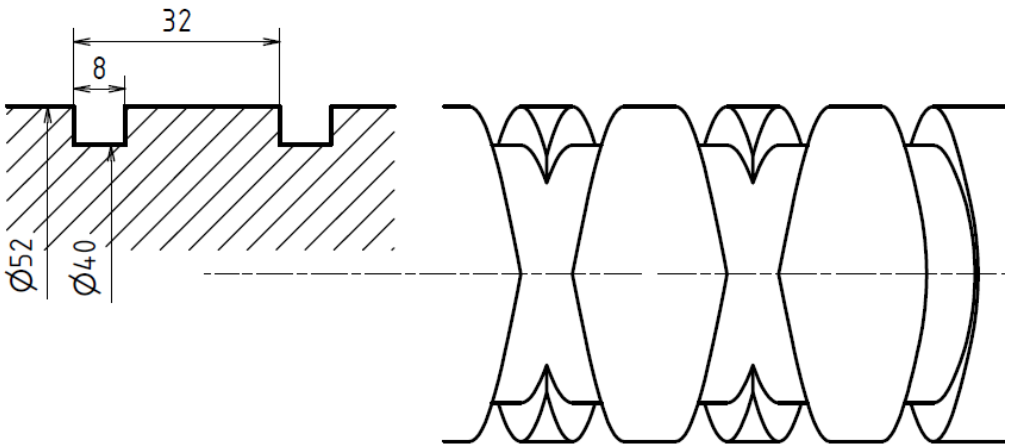
$$W_o = \frac{\pi \cdot {D_č}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 30^3}{32} = 2\,651\ \mathrm{mm}^3$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o^{max}}{W_o} = \frac{128\,333}{2\,651} = 48{,}4\ \mathrm{N \cdot mm^{-2}} < \sigma_D = 100\ \mathrm{N \cdot mm^{-2}}$$

7.3 Reverzní šroub

Parametry závitu reverzního šroubu volím na základě doporučení jednoho z výrobců. [17] Profil závitu s rozměry je zobrazen na obr. č. 21.



Obr. 21: Profil závitu reverzního šroubu

Součin počtu závitů a rozteče musí být u bubnu i reverzního šroubu stejný:

$$b_b = z_b \cdot t = z_š \cdot P = 60 \cdot 16 = 30 \cdot 32 = 960 \text{ mm}$$

K této šířce se ještě musí přičíst šířka tělesa ukladače $b_u = 200$ mm, kterou volím na základě průměru vertikálních válečků a průměru lana.

Výsledná délka šroubu mezi uloženími v ložiskách:

$$L_š = b_b + b_u = 960 + 200 = 1\,160 \text{ mm}$$

7.3.1 Výpočet úhlů závitu

Úhel stoupání závitu:

$$\gamma = \text{arctg}\left(\frac{P}{\pi \cdot d_š}\right) = \text{arctg}\left(\frac{32}{\pi \cdot 40}\right) = 14{,}29\,°$$

Třecí úhel v závislosti na součiniteli tření mezi šroubem a jezdcem, který uvažuji $f = 0{,}05$

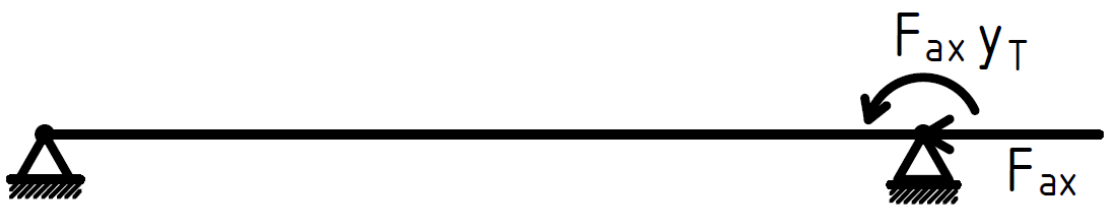
$$\varphi' = \text{arctg}\left(\frac{f}{\cos(\beta)}\right) = \text{arctg}\left(\frac{0{,}05}{\cos(0)}\right) = 2{,}86\,°$$

7.3.2 Vzpěr a ohyb

Diamantový šroub je zatížen axiální silou $F_{ax} = 13{,}8$ kN, která ovšem působí na rameni tvořeném polohou těžiště opěrné plochy jazýčku, což způsobuje kromě axiálního zatížení i ohybový moment. Tuto polohu těžiště jsem určil z 3D modelu v programu Autodesk Inventor. Poloha těžiště leží přibližně na malém průměru diamantového šroubu.

$$y_T = \frac{d_š}{2} = \frac{40}{2} = 20 \text{ mm}$$

Výsledné zatížení je tedy kombinace vzpěru a ohybu. Toto zatížení je největší, pokud se ukladač lana nachází v krajní poloze, v takovém případě je působiště síly vzdáleno o polovinu šířky ukladače od uložení šroubu. Pro zjednodušení následného výpočtu budu ale uvažovat působení síly přímo na kraji šroubu v jedné z podpor (obr. č. 22). Při této úvaze je zatížení větší než to reálné, protože zatížený úsek je delší.



Obr. 22: Zjednodušené schéma zatížení reverzního šroubu

Průběh ohybového momentu je dán rovnicí:

$$M_{(x)} = \mathcal{M}_{(x)} + F_{ax} \cdot u_{(x)}$$

kde

$\mathcal{M}_{(x)}$ – průběh ohybového momentu od zatížení osamělým momentem

$u_{(x)}$ – průhyb v místě x

Rovnici dvakrát zderivuji a za průhyb dosadím z Bernoulliho rovnice:

$$u''_{(x)} = -\frac{M_{(x)}}{E \cdot J_z}$$

Dostanu diferenciální rovnici druhého řádu:

$$M''_{(x)} + \alpha^2 \cdot M_{(x)} = \mathcal{M}''_{(x)}$$

kde jsem použil substituci:

$$\alpha = \sqrt{\frac{F_{ax}}{E \cdot J_z}}$$

Ze Schwedlerovy věty vyplývá, že se jedná o homogenní diferenciální rovnici, jelikož na hřídel nepůsobí žádné spojité zatížení.

$$\mathcal{M}''_{(x)} = -q_{(x)} = 0$$

Řešení homogenní diferenciální rovnice v tomto tvaru je:

$$M_{(x)} = C_1 \cdot \cos(\alpha \cdot x) + C_2 \cdot \sin\,(\alpha \cdot x)$$

Konstanty určím z okrajových podmínek:

$$M_{(0)} = 0 \rightarrow 0 = C_1 \cdot \cos(\alpha \cdot 0) + C_2 \cdot \sin(\alpha \cdot 0) \rightarrow C_1 = 0$$

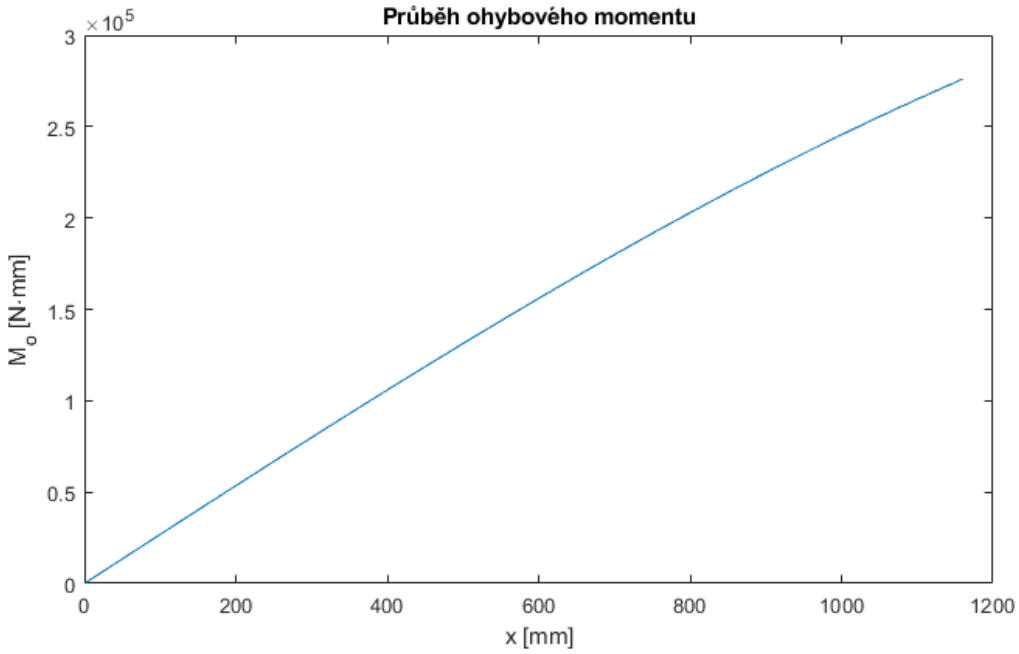
$$M_{(L_š)} = F_{ax} \cdot y_T \rightarrow F_{ax} \cdot y_T = C_2 \cdot \sin(\alpha \cdot L_š) \rightarrow C_2 = \frac{F_{ax} \cdot y_T}{\sin(\alpha \cdot L_š)}$$

Výsledná funkce průběhu ohybového momentu je:

$$M_{(x)} = \frac{F_{ax} \cdot y_T}{\sin(\alpha \cdot L_š)} \cdot \sin(\alpha \cdot x)$$

Po dosazení známých hodnot jsem si nechal průběh funkce vykreslit v programu Matlab (obr. č. 23), ze kterého jsem zjistil i její extrém.

$$M_o^{max} = F_{ax} \cdot y_T = 13\,800 \cdot 20 = 276\,000\ \mathrm{N \cdot mm}$$



Obr. 23: Průběh ohybového momentu na reverzním šroubu

Ohybové napětí je:

$$\sigma_o = \frac{M_o^{max}}{W_o} = \frac{32 \cdot M_o^{max}}{\pi \cdot {d_š}^3} = \frac{32 \cdot 276\,000}{\pi \cdot 40^3} = 44\ \mathrm{N \cdot mm^{-2}}$$

7.3.3 Krut

Kroutící moment, který je třeba na diamantovém šroubu vyvinout, aby se ukladač lana pohyboval, počítám stejně jako pohybový šroub.

$$M_{kš} = F_{ax} \cdot \frac{d}{2} \cdot \mathrm{tg}(\gamma + \varphi') = 13\,800 \cdot \frac{46}{2} \cdot \mathrm{tg}(14{,}29 + 2{,}86) = 97\,948\ \mathrm{N \cdot mm}$$

Smykové napětí od krutu je potom:

$$\tau_k = \frac{M_{kš}}{W_k} = \frac{16 \cdot M_{kš}}{\pi \cdot {d_š}^3} = \frac{16 \cdot 97\,948}{\pi \cdot 40^3} = 7{,}79\ \mathrm{N \cdot mm^{-2}}$$

7.3.4 Redukované napětí

Redukované napětí podle hypotézy HMH:

$$\sigma_{red} = \sqrt{{\sigma_o}^2 + 3 \cdot {\tau_k}^2} = \sqrt{44^2 + 3 \cdot 7{,}79^2} = 46\ \mathrm{N \cdot mm^{-2}} < \sigma_D = 245\ \mathrm{N \cdot mm^{-2}}$$

7.3.5 Volba materiálu

Materiál reverzního šroubu musí být odolný proti otěru a musí vyhovovat vypočtené pevnostní podmínce. Z katalogu [18] volím ocel ČSN 12 052, která má parametry:

$$R_m = 880 \div 1030\ \mathrm{N \cdot mm^{-2}}$$

$$R_e = 735\ \mathrm{N \cdot mm^{-2}} \rightarrow \sigma_D = \frac{R_e}{k} = \frac{735}{3} = 245\ \mathrm{N \cdot mm^{-2}}$$

7.3.6 Návrh ložisek

Pro uložení diamantového šroubu k rámu využiji dvojici kuželíkových ložisek umístěných v ložiskových domcích. Kuželíková ložiska volím proto, že jsou schopna přenést jak radiální, tak axiální zatížení. Požadovaná minimální životnost je 20 000 h.

Otáčky diamantového šroubu musí být takové, aby posun ukladače odpovídal rozteči drážkování lanového bubnu. Rozteč bubnu je dvakrát menší než rozteč diamantového šroubu. Na jednu otáčku bubnu se tedy diamantový šroub musí otočit o půl otáčky. Převod je tedy dán poměrem roztečí:

$$i_u = \frac{P}{t} = \frac{32}{16} = 2$$

Otáčky reverzního šroubu:

$$n_š = \frac{n_b}{i_u} = \frac{47{,}75}{2} = 23{,}88\ \mathrm{min}^{-1}$$

kde n_b jsou otáčky lanového bubnu z bodu 5.4.

Radiální reakce v uložení šroubu vzniká od ohybového momentu počítaného v předchozím bodě.

$$R_š = \frac{\mathcal{M}_{(x)}}{L_š} = \frac{F_{ax} \cdot y_T}{L_š} = \frac{13{,}8 \cdot 20}{1\ 160} = 0{,}238\ \mathrm{kN}$$

Volím ložiska 32008 X z katalogu SKF [13] s parametry:

$C = 64{,}7\ \mathrm{kN}$

$e = 0{,}37$

$Y = 1{,}6$

Axiální zatížení je mnohem větší než zatížení radiální, proto je ekvivalentní dynamické zatížení dáno vztahem:

$$F_{ekv} = 0{,}4 \cdot R_š + Y \cdot \left(F_{ax} + \frac{R_š}{2 \cdot Y}\right) = 0{,}4 \cdot 0{,}238 + 1{,}6 \cdot \left(13{,}8 + \frac{0{,}238}{2 \cdot 1{,}6}\right) = 22{,}3\ \mathrm{kN}$$

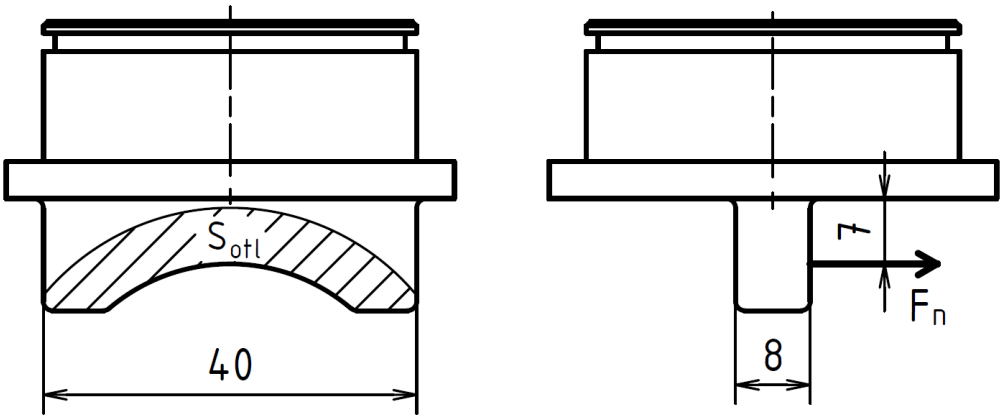
Životnost ložiska v hodinách:

$$L_h = \left(\frac{C}{F_{ekv}}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{n_š \cdot 60} = \left(\frac{64{,}7}{22{,}3}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{23{,}88 \cdot 60} = 24\ 312\ \mathrm{h}$$

Ložisko vyhovuje.

7.4 Návrh jezdce

Jezdec je důležitá součást ukladače lana. Nejnamáhanější část je jeho jazýček, který jezdí v drážce diamantového šroubu a zajišťuje přenos rotačního pohybu na posuvný. Je namáhán především na ohyb, střih, otlačení a otěr. Protože je jazýček tolik namáhán, je nutné použít materiál, který je vysoce odolný vůči otěru a má zároveň vysokou pevnost. Schéma jezdce s rozměry je na obr. č. 24.



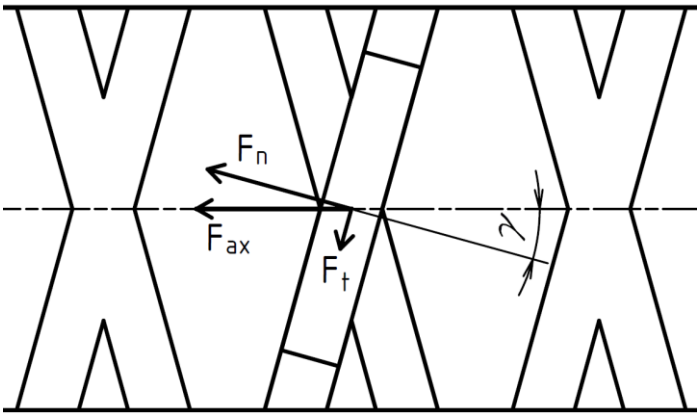
Obr. 24: Schéma jezdce

Axiální síla působící na jezdec se díky natočení jazýčku o úhel stoupání závitu rozkládá do dvou složek, normálové a tečné. Tento rozklad je znázorněn na obr. č. 25.

$$F_n = F_{ax} \cdot \cos(\gamma) = 13\,800 \cdot \cos(14{,}29) = 13\,373 \text{ N}$$

$$F_t = F_{ax} \cdot \sin(\gamma) = 13\,800 \cdot \sin(14{,}29) = 3\,406 \text{ N}$$

Působiště těchto sil leží v těžišti opěrné plochy diamantového šroubu a jazýčku, jehož polohu jsem určil v bodě 7.3.2.



Obr. 25: Rozklad axiální síly na jazýčku jezdce

7.4.1 Otlačení

Otlačení spočítám pomocí normálové síly, která působí na kontaktní plochu jazýčku a šroubu. Obsah této plochy jsem změřil ve 3D modelu v programu Autodesk Inventor.

$S_{otl} = 245\ \mathrm{mm}^2$

Otlačení jazýčku:

$$p = \frac{F_n}{S_{otl}} = \frac{13\ 373}{245} = 54{,}6\ \mathrm{N \cdot mm^{-2}} < p_D = 100\ \mathrm{N \cdot mm^{-2}}$$

7.4.2 Střih

Smykové napětí od normálové síly je:

$$\tau = \frac{F_n}{b \cdot h} = \frac{13\ 373}{8 \cdot 40} = 41{,}8\ \mathrm{N \cdot mm^{-2}}$$

7.4.3 Ohyb

Ohybový moment je tvořen normálovou silou, která působí na rameni daném těžištěm opěrné plochy.

$$M_o = F_n \cdot y_T = 13\ 373 \cdot 7 = 93\ 611\ \mathrm{N \cdot mm}$$

Napětí od ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{6 \cdot M_o}{h \cdot b^2} = \frac{6 \cdot 93\ 611}{40 \cdot 8^2} = 219{,}4\ \mathrm{N \cdot mm^{-2}}$$

7.4.4 Redukované napětí

Výpočet redukovaného napětí podle hypotézy HMH:

$$\sigma_{red} = \sqrt{{\sigma_o}^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{219{,}4^2 + 3 \cdot 41{,}8^2} = 231\ \mathrm{N \cdot mm^{-2}} < \sigma_D = 245\ \mathrm{N \cdot mm^{-2}}$$

7.4.5 Volba materiálu

Vzhledem k namáhání jazýčku jezdce je nutné zvolit velice odolný materiál. Proto volím stejný materiál jako materiál reverzního šroubu z bodu 7.3.5, který je vhodný pro povrchové kalení.

7.4.6 Ložisko jezdce

Protože jezdec se při změně směru pohybu ukladače pouze naklápí a nekoná žádné otáčky, navrhuji ložisko podle statické únosnosti. Na ložisko působí pouze radiální síla, která je rovna axiální síle působící na ukladač $F_{ax} = 13\ 800\ \mathrm{N}$. Statickou bezpečnost určím z tabulky v katalogu SKF [19].

$$s_0 = 0{,}5$$

Minimální základní statická únosnost je poté dána vztahem:

$$C_{0min} = s_0 \cdot F_{ax} = 0{,}5 \cdot 13{,}8 = 6{,}9\ \mathrm{kN}$$

Volím kuličkové ložisko 61908 z katalogu SKF [13] se základní statickou únosností

$$C_0 = 10\ \mathrm{kN} > C_{0min} = 6{,}9\ \mathrm{kN}$$

7.5 Řetězový převod

7.5.1 Přenášený výkon

Výkon, který je třeba na ukladač přenést, spočítám z kroutícího momentu na diamantovém šroubu a jeho otáček. Tyto parametry jsem spočítal v podkapitole 7.3.

$$P_{š} = M_{kš} \cdot \omega_{š} = M_{kš} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{š}}{60} = 98 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{23{,}88}{60} = 245 \text{ W}$$

Účinnost řetězového převodu:

$$\eta_{řet} = 0{,}92$$

Celkový přenášený výkon na ukladač:

$$P_{u} = \frac{P_{š}}{\eta_{řet}} = \frac{245}{0{,}92} = 266 \text{ W}$$

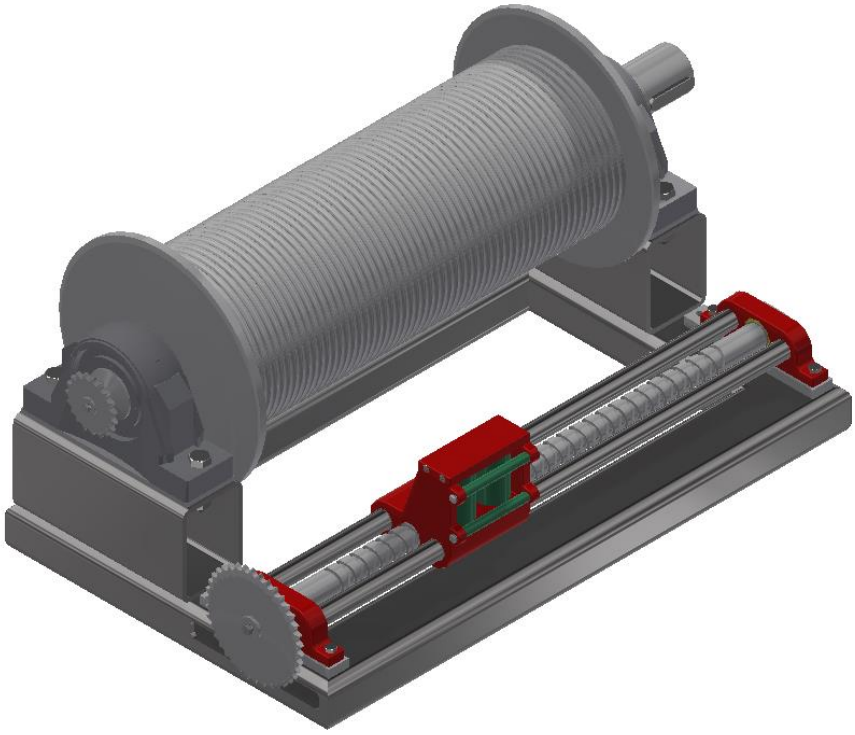
7.5.2 Volba řetězu

Z tabulek [10] volím ŘETĚZ 80 ČLÁNKŮ 12 B-1 ČSN 02 3311.1

Počet článků jsem zvolil na základě uspořádání ukladače a bubnu pomocí programu Autodesk Inventor. Napínání řetězu je řešeno posuvným připevněním ukladače k rámu.

7.6 Model

Na obr. č. 26 je zobrazen 3D model výsledného návrhu ukladače s lanovým bubnem, které jsou připevněny na rámu z obdélníkových profilů.



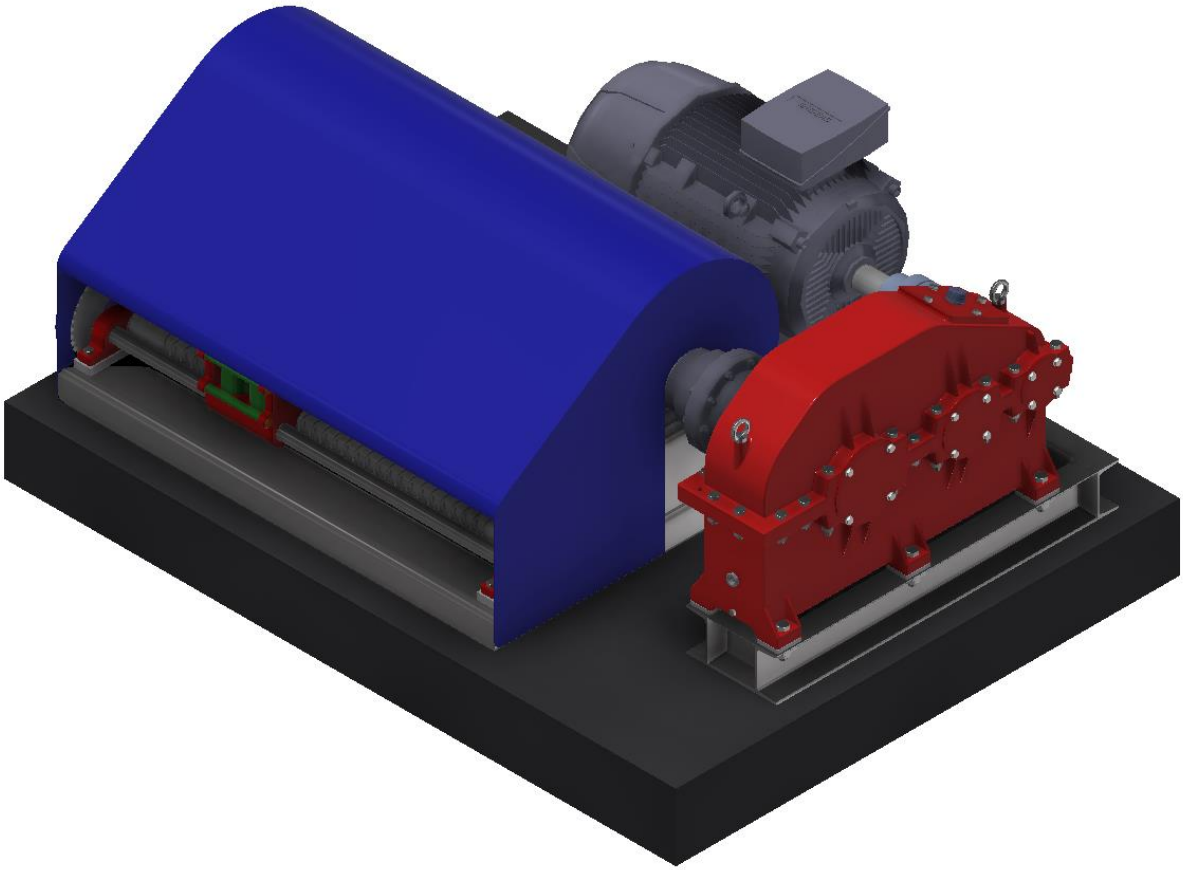
Obr. 26: Model sestavy bubnu s ukladačem lana

8 Výsledný návrh

Výsledné uspořádání vrátku je řešeno sestavou dvou rámů, jeden s pohonnou jednotkou (elektromotor a převodovka) a ke druhému rámu je připevněn lanový buben a ukladač. Tyto dva rámy jsou poté přimontovány na betonový základ s ocelovými patkami pro uložení rámů. Jelikož elektromotor a lanový buben jsou od sebe vzdáleny pár centimetrů, je na lanový buben s ukladačem připevněn plechový kryt, který zároveň chrání buben a ukladač proti nepříznivým vlivům. Model celého vrátku je na obr. č. 27. Výsledné parametry lanového vrátku jsou uvedeny v tab. č. 8.

Tabulka 8: Parametry lanového vrátku pro posun kolejových vozidel

Maximální dovolená hmotnost vagónu	m [t]	80
Maximální dovolené stoupání	α [‰]	40
Maximální dovolené vychýlení lana	φ [°]	20
Rychlost navíjení	v [$\mathrm{m \cdot s^{-1}}$]	1
Pracovní délka lana	L [m]	300
Výkon elektromotoru	P_m [kW]	45



Obr. 27: Model vrátku pro posun kolejových vozidel

9 Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout lanový vrátek určený k posunu kolejových vozidel. Mým úkolem bylo navrhnout pohon, lano, lanový buben a ukladač lana. Volba konkrétní aplikace a parametrů vrátku byla zcela na mně, vycházel jsem tedy z maximálních povolených hodnot stoupání a zatížení trati v České republice.

Po zjištění potřebné tažné síly jsem navrhnul šestipramenné lano SEAL o průměru 14 mm s ohledem na bezpečnostní koeficient odpovídající lanovým jeřábům.

Při návrhu lanového bubnu jsem se řídil mnou zvolenou délkou navíjeného lana a dbal jsem na to, aby buben nebyl příliš široký. Kromě důležitých rozměrů bubnu jsem navrhnul i počet navíjených vrstev lana. Kontrolu jsem provedl na namáhání ohybem, krutem a vnějším přetlakem od navinutého lana.

Jako pohon jsem zvolil asynchronní elektromotor s integrovanou stavící brzdou a k němu přes elastickou spojku připevněnou dvojstupňovou převodovku s čelním ozubením se šikmými zuby. Výkon elektromotoru vychází z rychlosti navíjení a tažné síly v laně. U převodovky jsem provedl návrh a kontrolu ozubení, hřídelů a ložisek.

Kvůli navíjení více vrstev lana na buben a možnému vychýlení lana v horizontální rovině jsem před buben umístil ukladač lana. Po silovém rozboru jsem navrhnul důležité rozměry hlavních součástí – válečků, reverzního šroubu a jezdce ukladače a také potřebná ložiska. Převod mezi ukladačem a bubnem je realizován pomocí válečkového řetězu. Buben společně s ukladačem jsou připevněny na rámu, ke kterému jsem z důvodu blízkosti elektromotoru a bubnu připevnil plechový kryt. Ten má bezpečnostní funkci a zároveň omezuje vniknutí nečistot do prostoru navíjení lana.

Všechny stanovené cíle práce byly tedy splněny. Námětem další práce by mohla být detailní analýza součástí pomocí metody konečných prvků a jejich další optimalizace.

Seznam zkratek a symbolů

Označení	Popis	Jednotka
a	Zrychlení, délkový rozměr	$[\mathrm{m \cdot s^{-2}}], [\mathrm{mm}]$
b	Šířka	$[\mathrm{mm}]$
c	Hlavová vůle	$[1]$
c_{Bach}	Srovnávací ohybové (Bachovo) napětí	$[\mathrm{N \cdot mm^{-2}}]$
C	Základní dynamická únosnost ložiska	$[\mathrm{kN}]$
C_0	Základní statická únosnost ložiska	$[\mathrm{kN}]$
d, D	Průměr	$[\mathrm{mm}]$
e	Výpočtový součinitel pro ložiska	$[1]$
E	Modul pružnosti v tahu	$[\mathrm{N \cdot mm^{-2}}]$
F_a, F_{ax}	Axiální síla	$[\mathrm{N}]$
F_l	Síla v laně	$[\mathrm{N}]$
F_n	Normálová síla	$[\mathrm{N}]$
F_r	Radiální síla	$[\mathrm{N}]$
F_t	Tečná síla	$[\mathrm{N}]$
g	Tíhové zrychlení	$[\mathrm{m \cdot s^{-2}}]$
G	Tíhová síla	$[\mathrm{N}]$
h	Délkový rozměr	$[\mathrm{mm}]$
$h_a^{\times}$	Součinitel výšky hlavy zubu	$[1]$
i	Převodový poměr	$[1]$
J	Kvadratický moment průřezu	$[\mathrm{mm^4}]$
k	Bezpečnostní koeficient	$[1]$
L_h	Základní trvanlivost ložiska	$[\mathrm{h}]$
l, L	Délkový rozměr	$[\mathrm{m}], [\mathrm{mm}]$
m	Hmotnost, modul ozubení	$[\mathrm{kg}], [\mathrm{mm}]$
M_k	Kroutící moment	$[\mathrm{N \cdot mm}]$
M_o	Ohybový moment	$[\mathrm{N \cdot mm}]$
N	Počet vrstev	$[1]$
n	Otáčky	$[\mathrm{min^{-1}}]$
o	Měrná odporová síla	$[\mathrm{N \cdot kN^{-1}}]$
O	Odporová síla	$[\mathrm{N}]$
p	Tlak	$[\mathrm{MPa}]$
P	Výkon, rozteč závitu	$[\mathrm{W}], [\mathrm{mm}]$
r	Rádius	$[\mathrm{mm}]$
R	Reakční síla	$[\mathrm{N}]$
R_e	Mez kluzu	$[\mathrm{N \cdot mm^{-2}}]$
R_m	Pevnost v tahu	$[\mathrm{N \cdot mm^{-2}}]$
s_0	Statická bezpečnost ložiska	$[1]$
s	Tloušťka stěny	$[\mathrm{mm}]$
S	Plocha	$[\mathrm{mm^2}]$
S_F	Součinitel bezpečnosti ozubení pro ohyb	$[1]$
S_H	Součinitel bezpečnosti ozubení pro dotyk	$[1]$
t	Rozteč závitu lanového bubnu	$[\mathrm{mm}]$
u	Průhyb	$[\mathrm{mm}]$

v	Rychlost	$[\mathrm{m \cdot s^{-1}}]$
W_k	Modul průřezu v krutu	$[\mathrm{mm^3}]$
W_o	Modul průřezu v ohybu	$[\mathrm{mm^3}]$
x	Korekce ozubení, délková souřadnice	$[1]$, $[\mathrm{mm}]$
y_t	Poloha těžiště	$[\mathrm{mm}]$
Y	Výpočtový součinitel pro ložiska	$[1]$
z	Počet závitů, počet zubů	$[1]$
α	Úhel	$[°]$
β	Úhel zešikmení zubů, úhel boku závitu	$[°]$
γ	Úhel stoupání zavitu	$[°]$
δ	Délkový rozdíl	$[\mathrm{mm}]$
η	Účinnost	$[1]$
π	Matematická konstanta	$[1]$
σ	Normálové napětí	$[\mathrm{N \cdot mm^{-2}}]$
τ	Tečné napětí	$[\mathrm{N \cdot mm^{-2}}]$
φ	Natočení	$[°]$
φ'	Třecí úhel závitu	$[°]$
ψ_m	Poměrná šířka ozubení	$[1]$

Seznam použité literatury

[1] Pavlínek s.r.o.; *Vázací prostředky* [online]. © 2020[cit. 22. 6. 2020]. Dostupné z: https://www.pavlinek.cz/rucni-lanovy-navijak-brano-bez-lana/

[2] Expondo; *Navijáky* [online]. © 2019[cit. 22. 6. 2020]. Dostupné z: https://www.expondo.cz/msw-offroad-lanovy-navijak-3-500-lbs-1-587-kg-10060022

[3] Dum-dilna.cz.; *Elektrické navijáky* [online]. © 2020[cit. 22. 6. 2020]. Dostupné z: https://www.dum-dilna.cz/elektricke-navijaky-230v/elektricky-lanovy-navijak-230v-400-800kg--verke-v06052/

[4] Bornemann Gewindetechnik GmbH & Co. KG; *Self-reversing Screws* [online]. © 2020[cit. 22. 6. 2020]. Dostupné z: https://www.bornemann-gewindetechnik.de/en/products/self-reversing-thread/

[5] Jeamar Winches Corporation; *Rail – Push Pull Winches* [online]. © 2020[cit. 22. 6. 2020]. Dostupné z: http://www.jeamar.com/industry/rail/push-pull-winches/

[6] Kolejové pohony, a.s.; *Lanová posunovací zařízení* [online]. © 2013[cit. 22. 6. 2020]. Dostupné z: http://www.kolejovepohony.cz/lanove-posunovaci-zarizeni-ltv-nv.html

[7] PLÁŠEK, Otto. *Úvod do železničních staveb* [online]. [cit. 22. 6. 2020]. Dostupné z: https://www.fce.vutbr.cz/zel/plasek.o/studium/5_zeleznice_uvod.pdf

[8] Zákon č. 177/1995 Sb., stavební a technický řád drah. [cit. 22. 6. 2020]. Dostupné také z: https://www.mdcr.cz/getattachment/Dokumenty/Drazni-doprava/Legislativa-v-drazni-doprave/Narizeni-vlady-a-vyhlasky-v-drazni-doprave/177-95uplzneni-28-4-2017.pdf.aspx?lang=cs-CZ

[9] ZÍTKO, Martin. *Co spotřebuje vagón?* [online]. [cit. 22. 6. 2020]. Dostupné z: https://www.vagony.cz/vagony/energie.html

[10] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření.* Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.

[11] Lana – řetězy.; *Ocelová lana* [online]. © 2020[cit. 22. 6. 2020]. Dostupné z: https://www.lana-retezy.cz/sestipramenna-lana-seal/sestipramenne-lano-seal-6x19s-fc/

[12] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Vysoké učení technické, 1988.

[13] SKF; *ložiska* [online]. © 2020[cit. 22. 6. 2020]. Dostupné z: https://www.skf.com/cz

[14] Siemens, s.r.o.; *Pohony* [online]. © 2020[cit. 22. 6. 2020]. Dostupné z: https://new.siemens.com/cz/cs/products/drives.html

[15] KUGL, Otmar. *Projekt: III. ročník*. Praha: České vysoké učení technické, 1997. ISBN 80-01-01638-2.

[16] Stemin Breitbach; *ELASTISCHE KOPPELINGEN* [online]. [cit. 22. 6. 2020]. Dostupné z: https://www.steminbreitbach.com/nl/producten/as-en-vliegwielkoppelingen/elastisch.html

[17] Liaoning MEC Group Co.; *Integral Winch Spooling Gear* [online]. © 2020[cit. 22. 6. 2020]. Dostupné z: https://www.exportimes.com/products/Integral-Winch-Spooling-Gear_9488.html

[18] CZ FERRO – STEEL, spol. s.r.o.; *Tyčová ocel tažená za studena kruhová* [online]. [cit. 22. 6. 2020]. Dostupné z: http://www.czferrosteel.cz/cz/tycova-ocel-tazena-za-studena-kruhova/

[19] SKF. *Hlavní katalog 6000 CS.* Maďarsko: SKF Group, 2007.

Seznam obrázků

Obr. 1: Základní schéma lanového vrátku ..... - 1 -
Obr. 2: Ruční lanový vrátek [1] ..... - 2 -
Obr. 3: Elektrický lanový vrátek [2] ..... - 2 -
Obr. 4: Stavební lanový vrátek [3] ..... - 2 -
Obr. 5: Jeřábový naviják s ukladačem lana [4] ..... - 3 -
Obr. 6: Vrátek pro posun vagónů s lanovým bubnem [5] ..... - 4 -
Obr. 7: Schéma lanového vrátku s nekonečným lanem a vozíkem [6] ..... - 4 -
Obr. 8: Nakloněná rovina ..... - 5 -
Obr. 9: Průřez šestipramenným lanem SEAL [11] ..... - 6 -
Obr. 10: Rozměry drážek lanového bubnu [10] ..... - 7 -
Obr. 11: Schéma lana navinutého na buben ..... - 7 -
Obr. 12: Schéma elektromotoru [14] ..... - 11 -
Obr. 13: Schéma uspořádání převodovky ..... - 12 -
Obr. 14: Rozklad sil na čelním ozubení s šikmými zuby ..... - 17 -
Obr. 15: Schéma převodovky a působení sil ..... - 18 -
Obr. 16: Působení sil na předlohovém hřídeli v rovině XZ ..... - 18 -
Obr. 17: Působení sil na předlohovém hřídeli v rovině YZ pro jeden smysl otáčení ..... - 19 -
Obr. 18: Model sestavy pohonu ..... - 24 -
Obr. 19: Rozklad sil na vertikálním válečku ..... - 25 -
Obr. 20: Schéma vertikálního válečku a čepu ..... - 25 -
Obr. 21: Profil závitu reverzního šroubu ..... - 27 -
Obr. 22: Zjednodušené schéma zatížení reverzního šroubu ..... - 28 -
Obr. 23: Průběh ohybového momentu na reverzním šroubu ..... - 30 -
Obr. 24: Schéma jezdce ..... - 32 -
Obr. 25: Rozklad axiální síly na jazýčku jezdce ..... - 32 -
Obr. 26: Model sestavy bubnu s ukladačem lana ..... - 34 -
Obr. 27: Model vrátku pro posun kolejových vozidel ..... - 35 -

Seznam tabulek

Tabulka 1: Parametry elektromotoru ..... - 11 -
Tabulka 2: Parametry materiálu 16MnCr5 ..... - 13 -
Tabulka 3: Zvolené parametry ozubení ..... - 14 -
Tabulka 4: Výsledné bezpečnosti v dotyku a ohybu ..... - 16 -
Tabulka 5: Dovolená smyková napětí pro hřídele ..... - 16 -
Tabulka 6: Radiální reakce v uložení hřídelů ..... - 20 -
Tabulka 7: Ložiska pro uložení hřídelů ..... - 22 -
Tabulka 8: Parametry lanového vrátku pro posun kolejových vozidel ..... - 35 -

Seznam příloh

Příloha 1: 3D model zařízení

Příloha 2: Výkres sestavy převodovky

Příloha 3: Výkres sestavy ukladače lana

Příloha 4: Výrobní výkres předlohového hřídele

Příloha 5: Matlab skript – převodovka

Příloha 6: Matlab skript – lanový buben

Příloha 7: Matlab skript – kuželíková ložiska

Příloha 8: Kontrola hřídelů převodovky – grafy