



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

Návrh pohonu nákladní zdvihací plošiny

Design of Cargo Lifting Platform Drive

Bakalářská práce

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

Vedoucí práce: Ing. Martin Dub

Jiří Mašín

Praha 2015

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením Ing. Martina Duba a použil jsem pouze podklady uvedené v příloženém seznamu použité literatury.

V Praze dne

Jiří Mašín

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Martinu Dubovi, za cenné připomínky a metodické vedení práce. Dále bych rád poděkoval své přítelkyni a rodině za podporu při studiu.



Anotační list

Jméno autora:	Jiří MAŠÍN
Název BP:	Návrh pohonu nákladní zdvihací plošiny
Anglický název:	Design of Cargo Lifting Platform Drive
Rok:	2015
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Martin Dub
Bibliografické údaje:	počet stran 53 počet obrázků 24 počet tabulek 8 počet příloh 2
Klíčová slova:	Pohon; plošina; šneková převodovka; výkon; krouticí moment
Keywords:	Drive; platform; worm gear transmission; power; torsion moment
Anotace:	Tato bakalářská práce se zabývá návrhem pohonu nákladové zdvihací plošiny. Obsahuje stručnou rešerši na téma zdvihacích plošin a základní kinematické, dynamické a pevnostní výpočty pohonu a částí plošiny.
Abstract:	This thesis concentrates on design of cargo lifting platform drive. It contains a brief research of the cargo lifting platforms theme and a basic kinematic, dynamic and strength calculations of the drive and parts of the platform.

Obsah

1	ÚVOD.....	- 8 -
2	NÁKLADNÍ ZDVIHACÍ PLOŠINY	- 9 -
2.1	TYPY ZDVIHACÍCH ZAŘÍZENÍ	- 9 -
2.1.1	Nůžkový zvedák.....	- 9 -
2.1.2	Hřebenový zvedák.....	- 10 -
2.1.3	Sloupový hydraulický zvedák.....	- 10 -
2.1.4	Šroubový zvedák	- 11 -
2.1.5	Trakční výtahy a nákladní plošiny	- 12 -
3	ŘEŠENÍ.....	- 13 -
3.1	VYBRANÁ VARIANTA.....	- 13 -
3.2	VSTUPNÍ PARAMETRY	- 13 -
3.3	NÁVRHOVÉ VÝPOČTY	- 14 -
3.3.1	Návrh uspořádání pohonu	- 14 -
3.3.2	Výpočet zatížení	- 14 -
3.3.3	Návrh řetězu a řetězových kol.....	- 15 -
3.3.4	Otáčky, krouticí moment a výkon řetězového převodu.....	- 15 -
3.3.5	Volba elektromotoru	- 16 -
3.3.6	Návrh řemenového převodu (motor - převodovka)	- 16 -
3.3.7	Návrh typu převodovky.....	- 18 -
3.3.8	Volba počtu zubů šneku a šnekového kola.....	- 18 -
3.3.9	Výpočet krouticího momentu na vstupní a výstupní hřídeli	- 19 -
3.3.10	Volba materiálu šneku a šnekového kola.....	- 19 -
3.3.11	Předběžný výpočet průměru šnekového kola	- 20 -
3.4	SKUTEČNÉ PARAMETRY ŠNEKOVÉHO SOUKOLÍ.....	- 21 -
3.4.1	Modul ozubení a skutečné rozměry šneku a šnekového kola	- 21 -
3.4.2	Skutečná účinnost a výkon přenášený převodem	- 24 -
3.5	PEVNOSTNÍ VÝPOČTY ŠNEKOVÉHO SOUKOLÍ.....	- 24 -
3.5.1	Kontrola dotykového napětí.....	- 24 -
3.5.2	Kontrola zubů šnekového kola na ohyb	- 25 -
3.6	SILOVÉ POMĚRY ŠNEKOVÉHO SOUKOLÍ	- 27 -
3.6.1	Vzorový výpočet sil na šneku.....	- 28 -
3.6.2	Síly na šnekovém kole	- 29 -
3.7	NÁVRH A KONTROLA LOŽISEK	- 30 -
<hr/>		
	Návrh pohonu nákladní zdvihací plošiny	- 6 -



3.7.1	Návrh a kontrola ložisek na hřídeli šneku	- 30 -
3.7.2	Návrh a kontrola ložisek na hřídeli šnekového kola	- 31 -
3.8	NÁVRH A KONTROLA SPOJENÍ TĚLESA A VĚNCE ŠNEKOVÉHO KOLA.....	- 33 -
3.9	NÁVRH A KONTROLA PER	- 34 -
3.9.1	Pero na vstupním hřídeli (pod řemenicí)	- 34 -
3.9.2	Pero na výstupním hřídeli (pod šnekovým kolem)	- 35 -
3.9.3	Pero na výstupním hřídeli (pod řetězovým kolem).....	- 35 -
3.10	VÝPOČET SILOVĚ NAMÁHANÝCH ŠROUBOVÝCH SPOJŮ	- 35 -
3.10.1	Výpočet šroubového spojení konstrukce plošiny a unašeče (upravený L profil). -	35
-		
3.10.2	Výpočet šroubového spojení unašeče (upravený L profil) a unášivých členů řetězu-	36 -
3.11	NÁVRH ULOŽENÍ ŘETĚZOVÉHO KOLA NA HŘÍDELI NÁSTĚNNÉ KLADKY	- 37 -
3.11.1	Pevnostní výpočet	- 39 -
3.11.2	Návrh a kontrola ložisek.....	- 39 -
3.12	NÁVRH LINEÁRNÍHO VEDENÍ.....	- 40 -
4	ZÁVĚR.....	- 42 -
5	POUŽITÉ ZDROJE.....	- 49 -
6	SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK.....	- 51 -
7	PŘÍLOHY	- 53 -

1 Úvod

V mnoha průmyslových odvětvích je jedním z nejdůležitějších faktorů pro správný chod podniku, zajištění přepravy a manipulace látek, materiálu nebo výrobků nejrůznějších druhů. Takovou problematikou se zabývá právě tato práce. Práce se konkrétně zabývá problematikou zdvihacích plošin, a to především návrhem jejich pohonu. Téma práce bylo zadáno na základě požadavků automobilového servisu, kde bude návrh plošiny realizován.

V automobilových servisech jsou zdvihací plošiny využívány hojně především ke zdvihání automobilů pro zajištění lepšího přístupu při kontrole a opravování. Zdvihací plošina navrhovaná v této práci bude zajišťovat transport pneumatik a kol, náhradních dílů, sudů s provozními kapalinami a dalšího materiálu do podzemních skladovacích prostor servisu. Zdvihací plošina v daném místě výrazně zjednoduší přístup zejména velkých objektů, které byly doposud do skladu nošeny za pomoci fyzické síly, což bylo nejen neekonomické, ale mnohdy i nebezpečné. V objektu je již připraven stropní otvor, jehož rozměry společně s výškou stropu podzemní místnosti jsou pro práci výchozími parametry.

Cílem práce je navrhnout konstrukci a pohon plošiny tak, aby splňovala prostorové i ekonomické požadavky a především bezpečnost při jejím používání.

2 Nákladní zdvihací plošiny

Nákladní zdvihací plošiny slouží k přepravě břemen různých rozměrů i hmotností ve vertikálním směru, nejčastěji po svislé nebo mírně nakloněné ose. Využívají nejrůznějších způsobů pohonu. Pravděpodobně nejběžnější jsou elektricky poháněné zdvihací mechanismy, tedy pomocí elektromotoru nebo hydraulicky poháněné zdvihací mechanismy, které využívají tlakovou energii kapalin k přeměně na mechanickou práci zdvihacího zařízení.

2.1 Typy zdvihacích zařízení

2.1.1 Nůžkový zvedák

Nůžkové zvedáky jsou nejčastěji poháněné hydraulicky, případně pneumaticky. V průmyslu jsou využívány jako manipulační prostředky ve výrobních linkách a zdvihací zařízení v automobilovém průmyslu. Vhodné jsou především na místech, kde je třeba zajistit přístup ke zdvihanému předmětu ze všech stran, protože celý stroj je umístěn pod břemenem. Běžná nosnost nůžkových zvedáků je 2-5 t a zdvih až do 3 m. [6].



Obrázek 1: Nůžkový zvedák uni-max [7]

Nůžkový zvedák funguje na principu nůžkového mechanismu, kdy je jedna ze dvou zkřížených podpor zdvihána pomocí hydraulického pístu. Plošiny jsou zajištěny proti samovolnému pádu pomocí mechanických západek [7].

2.1.2 Hřebenový zvedák

Vyrábí se ve vysokém rozsahu únosnosti od 2 do 30 tun. Využívá se jak ručně pohaněných hřebenových zvedáků například ke zdvihání nákladních automobilů při výměně kola, tak motoricky poháněných zvedáků, kdy motor často bývá pevně spojen s pohyblivou částí zvedáku a hřeben je pevně spojen s objektem kde je zvedák umístěn.

Hřebenový zvedák pracuje na principu ozubeného převodu, kde jedno nebo více ozubených kol přenáší přes ozubený hřeben rotační pohyb pohonné jednotky na posuvný pohyb zdvihací části zařízení [6].



Obrázek 2: Hřebenový zvedák [13]

2.1.3 Sloupový hydraulický zvedák

Sloupový zvedák je vyráběn v jedno, dvou nebo i čtyř sloupových provedeních, podle velikosti zatížení a prostorových dispozic jeho umístění.



Obrázek 3: Dvousloupový zvedák uni-max [8]

sloup je tvořen hydraulickým pístem, který zdvihá ramena, nebo plošinu zvedáku. Pro vyšší rychlost zdvihu se často využívá převodu přes řetěz, kdy na vrcholku pístu je umístěno řetězové kolo, přes které je převlečen řetěz, jedním koncem pevně upevněný k pevné základně plošiny a druhým koncem k pohyblivé, zdvihací části plošiny [8].

2.1.4 Šroubový zvedák

Některé šroubové zvedáky jsou si konstrukčně velice blízké se sloupovými hydraulickými zvedáky, kde namísto hydraulického pístu ve sloupu je umístěn pohybový šroub. Šroubové zvedáky se vyznačují vysokou spolehlivostí a bezpečností, která je zajištěna díky samosvornosti lichoběžníkového závitu šroubu.



Obrázek 4: Dvousloupový šroubový zvedák AMITEC [14]

Šroubový zvedák funguje na principu pohybového šroubu, kdy je rotační pohyb šroubu přeměněn na posuvný pohyb matice, která je zabezpečena proti otáčení. Jelikož v pohybovém šroubu dochází k velkým třecím ztrátám pohybuje se účinnost okolo 40%. Kvůli velkému tření jsou šroub a matice vyráběny z odlišných materiálů například kombinace ocel - bronz, kde z bronzu je vyráběna ta část, která je méně náročná na výrobu a výměnu, což bývá nejčastěji matice [9].

2.1.5 Trakční výtahy a nákladní plošiny

Trakční pohony se využívají například u plošin, které jsou rozměrově omezeny z prostorových důvodů. Využívají lanových a řetězových navijecích systémů, nebo jsou unášeny na nekonečné lanové či řetězové smyčce. Výhodou těchto systémů je vysoká účinnost například u řetězů zhruba 98%.

Principem trakčního pohonu s využitím nekonečné řetězové smyčky je umístění řetězu na 2 řetězové kola, z nichž jedno je poháněno elektromotorem. Potřebné otáčky jsou docíleny využitím převodovky. Vhodně se jeví využití šnekové převodovky, která zajišťuje možnost velkého převodu a zároveň bezpečnost díky samosvornosti šnekového převodu [10].

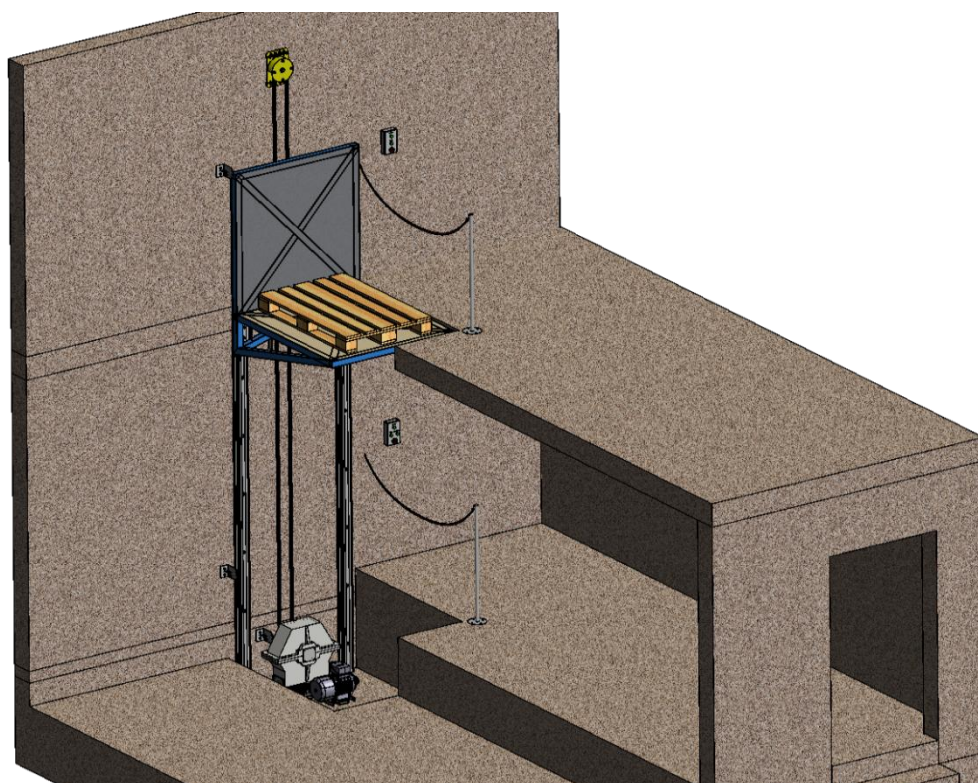


Obrázek 5: Stavební trakční výtah [15]

3 Řešení

3.1 Vybraná varianta

Jako nejvhodnější varianta byla zvolena trakční nákladní plošina poháněná pomocí nekonečné řetězové smyčky s unášivým členem. Pohon plošiny se tedy bude skládat z hnacího elektromotoru, šnekové převodovky pro dosažení potřebných výstupních otáček a pro zajištění bezpečnosti a řetězové smyčky s několika unášivými členy, sestávající se ze dvou řetězových kol stejného průměru. Ovládací panel plošiny bude umístěn v horní a dolní místnosti. Horní ovladač bude obsahovat tlačítka pro zapnutí pojezdu nahoru a dolů a tlačítko stop pro okamžité vypnutí plošiny. Dolní ovladač bude mít navíc tlačítko pro bezpečný dojezd plošiny. Plošina se totiž při spouštění dolů bude zastavovat v bezpečné výšce 0,5 m nad podlahou a teprve až obsluha vizuálně zkontroluje, že se pod plošinou nenacházejí žádné předměty ani osoby, podržením bezpečnostního tlačítka spustí rampu až do dolní polohy.



Obrázek 6: 3D CAD model nákladní zdvihací plošiny

3.2 Vstupní parametry

Plošina se bude pohybovat po svislé dráze a bude poháněna elektromotorem. Požadovaných otáček a momentu bude dosaženo použitím převodovky. Výška zdvihu $h = 2,68 \text{ m}$, přibližná doba zdvihu $t = 30 \text{ s}$. Výpočet rychlosti posuvu plošiny:

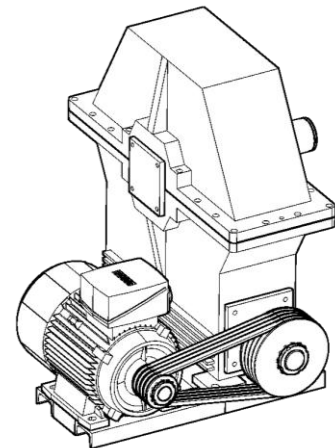
$$v = \frac{h}{t} = \frac{2,68}{30} = 0,09 \text{ m/s} \quad (1)$$

zvolena rychlost $v = 0,10 \text{ m/s}$

3.3 Návrhové výpočty

3.3.1 Návrh uspořádání pohonu

Motor je umístěn vedle šnekové převodovky osa motoru a osa šneku převodovky jsou v rovnoběžné poloze. Takové uspořádání je zvoleno především s ohledem na omezený prostor strojovny. Motor je se vstupní hřídelí převodovky spojen řemenovým převodem o převodovém poměru $i = 2,50$, čímž jsou zajištěny příznivější podmínky pro volbu elektromotoru. Pružné vlastnosti řemenového převodu navíc utlumí rázy vznikající při rozběhu a zastavování elektromotoru.



Obrázek 7: Uspořádání pohonu

3.3.2 Výpočet zatížení

Požadovaná nosnost plošiny je $m_b = 500 \text{ kg}$ a přibližná hmotnost konstrukce plošiny je $m_p = 100 \text{ kg}$, tedy celková hmotnost

$$m_c = m_b + m_p = 600 \text{ kg} \quad (2)$$

Pro výpočet výsledné zatěžovací síly je bezpečnostní koeficient pro zdvihací zařízení pomocí řetězu $k_{min} = 4$ dle zákona č.22/1995 Sb. o technických požadavcích.

$$F = F' \cdot k_{min} = 5886 \cdot 4 = 23\,544 \text{ N} \quad (3)$$

kde F' je gravitační síla působící na plošinu s břemenem:

$$F' = m_c \cdot g = 600 \cdot 9,81 = 5886 \text{ N} \quad (4)$$

3.3.3 Návrh řetězu a řetězových kol

Dle strojnických tabulek je zvolen počet zubů řetězového kola $z_{\check{r}} = 17$ pro plynulý chod mechanismu a řetěz jednořadý 16 B-1 ČSN 02 3311.1 s únosností $F_{pt} = 58,00 \text{ kN}$. Řetěz má rozteč $P_{\check{r}} = 25,40 \text{ mm}$ tedy průměr roztečné kružnice řetězového kola [1]

$$d_{\check{r}} = \frac{P_{\check{r}}}{\sin \frac{180^\circ}{z}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{17}} = 138,23 \text{ mm} \quad (5)$$

3.3.4 Otáčky, krouticí moment a výkon řetězového převodu

Z navrženého roztečného průměru $d_{\check{r}} = 138,23 \text{ mm}$ řetězového kola je vypočítána úhlová rychlost:

$$\omega_{\check{r}} = \frac{v}{\frac{d_{\check{r}}}{2}} = \frac{0,1}{\frac{138,23 \cdot 10^{-3}}{2}} = 1,45 \text{ rad/s} \quad (6)$$

Předběžné otáčky řetězového kola:

$$n_{\check{r}} = \frac{60 \cdot \omega_{\check{r}}}{2 \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 1,447}{2 \cdot \pi} = 13,82 \text{ ot/min} \quad (7)$$

Krouticí moment:

$$M_{k\check{r}} = F' \cdot \frac{d_{\check{r}}}{2} = 5886 \cdot \frac{138,23 \cdot 10^{-3}}{2} = 406,81 \text{ Nm} \quad (8)$$

Výkon přenášený řetězovým převodem:

$$P_{\check{r}} = M_{k\check{r}} \cdot \omega_{\check{r}} = 406,81 \cdot 1,45 = 589,88 \text{ W} \quad (9)$$

3.3.5 Volba elektromotoru

Součinitel bezpečnosti výkonu motoru $k_m = 1,8$ je zvolen pro zamezení dlouhodobého chodu při využití plného výkonu motoru. Tedy požadovaný výkon na výstupní hřídeli šnekové převodovky při uvažování účinnosti řetězového převodu $\eta_{\dot{\gamma}} = 0,98$:

$$P_{out} = \frac{M_{k\dot{\gamma}} \cdot \omega_{\dot{\gamma}} \cdot k_m}{\eta_{\dot{\gamma}}} = \frac{406,81 \cdot 1,45 \cdot 1,8}{0,98} = 1083,44 \text{ W} \quad (10)$$

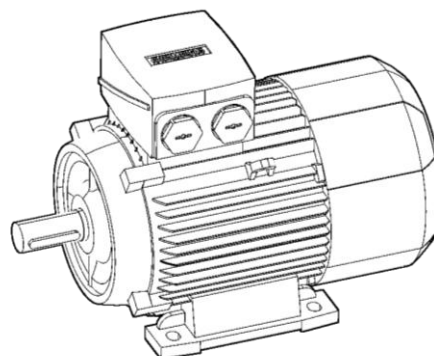
Minimální výkon elektromotoru je určen pomocí účinnosti šnekového a řemenového převodu

$$P'_M = \frac{P_{out}}{\eta_{\dot{\gamma}} \cdot \eta_{rem}} = \frac{1083,44}{0,75 \cdot 0,94} = 1536,79 \text{ W} \quad (11)$$

Zvolen třífázový čtyřpólový elektromotor SIEMENS 1LE1002-1AB4

Tabulka 1: Parametry elektromotoru [2]

Výkon P_M	2,2 kW
Otáčky n_M	1425 ot/min
Napětí	230/400 V, 50 Hz
Váha	18 kg
Cena bez DPH	3 812,18 Kč



Obrázek 8: Elektromotor SIEMENS 2,2 kW

3.3.6 Návrh řemenového převodu (motor - převodovka)

Řemenový převod je volen s ohledem na otáčky elektromotoru $n_M = 1425 \text{ ot/min}$ s průměrem malé řemenice $d_1 = 80 \text{ mm}$ a velké řemenice $d_2 = 200 \text{ mm}$. Výsledný převodový poměr řemenového převodu pak bude:

$$i_{rem} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{200}{80} = 2,50 \quad (12)$$

Otáčky velké řemenice tedy otáčky na vstupu převodovky:

$$n_{in} = \frac{n_M}{i_{rem}} = \frac{1425}{2,50} = 570 \text{ ot/min} \quad (13)$$

Řemen navržen dle strojnických tabulek následujícím způsobem [1]:

1. *Výpočtová délka řemene:*

kde je dosazena předběžná osová vzdálenost $a'_r = 272 \text{ mm}$

$$L'_p \approx 2 \cdot a'_r + 1,57(d_1 + d_2) + \frac{(d_1 + d_2)^2}{4 \cdot a} = \quad (14)$$
$$2 \cdot 272 + 1,57(80 + 200) + \frac{(80 + 200)^2}{4 \cdot 272} = 1055,66 \text{ mm}$$

Nejbližší normalizovaná délka řemene $L_p = 1000 \text{ mm}$

2. *Výpočet skutečné osově vzdálenosti:*

$$a = 0,25 \cdot \left[(L_p - W) + \sqrt{(L_p - W)^2 - 8 \cdot y} \right] = \quad (15)$$
$$0,25 \cdot \left[(1000 - 439,82) + \sqrt{(1000 - 439,82)^2 - 8 \cdot 3600} \right] = 273,51 \text{ mm}$$

$$W = \pi \cdot \frac{d_1 + d_2}{2} = 439,82 \text{ mm} \quad y = \left(\frac{d_2 - d_1}{2} \right)^2 = 3600 \text{ mm}^2 \quad (16)$$

3. *Výpočet úhlu opásání α :*

$$\alpha = 180^\circ - 57 \cdot \frac{(d_2 - d_1)}{a} = 154,99^\circ \quad (17)$$

Součinitel úhlu opásání řemen $C_\alpha = 0,95$

4. *Typ a počet řemenů:*

Z prostorových důvodů je malá řemenice zvolena s poměrně malým průměrem 80 mm, pro takovou řemenici je vhodný řemen průřezu Z. Součinitel vlivu délky řemene $C_L = 1,06$. Součinitel dynamičnosti zařízení a pracovního režimu $C_p = 1,20$. Jmenovitý výkon předávaný jedním řemenem $N_0 = 0,75 \text{ kW}$.

Výkon přenášený jedním řemenem v podmínkách provozu:

$$N_p = N_0 \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_p} = 0,63 \text{ kW} \quad (18)$$

Počet řemenů:

$$k = \frac{P_M}{N_p} = \frac{2,20}{0,63} = 3,49 \Rightarrow 4 \text{ řemeny} \quad (19)$$

3.3.7 Návrh typu převodovky

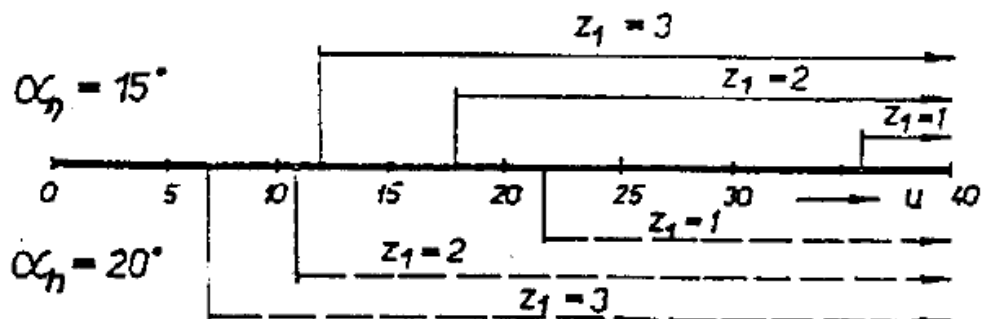
Vstupní otáčky převodovky $n_{in} = 570 \text{ ot/min}$ je třeba zredukovat na požadované otáčky $n_{\check{r}} = 13,82 \text{ ot/min}$. Převodové číslo převodovky je určeno poměrem těchto otáček:

$$i'_{p\check{r}} = \frac{n_{in}}{n_{\check{r}}} = \frac{570}{13,82} = 41,24 \quad (20)$$

Pro převodové číslo $i'_{p\check{r}} = 41,24$ je zvolena převodovka šneková, které díky samosvornosti zajistí i zabezpečení plošiny proti pádu při výpadku proudu nebo selhání motoru.

3.3.8 Volba počtu zubů šneku a šnekového kola

Na základě převodového čísla $i'_{p\check{r}} = 41,24$ a zvoleném úhlu profilu $\alpha_n = 20$ je dle diagramu na obr. 9 zvolen počet zubů (chodů) šneku $z_1 = 1$



Obrázek 9: Diagram pro určení počtu zubů (chodů) šneku [3]

Počet zubů šnekového kola je dán vztahem:

$$z_2 = i'_{př} \cdot z_1 = 41,24 \cdot 1 = 41,24 \quad (21)$$

Zvolen počet zubů $z_2 = 40$.

Skutečný převod převodovky je tedy $i_{př} = 40$.

Skutečné otáčky výstupní hřídele převodovky:

$$n_{out} = \frac{n_{in}}{i_{př}} = \frac{570}{40} = 14,25 \text{ ot/min} \quad (22)$$

Podmínka $z_2 \geq 22$ pro $\alpha_n = 20^\circ$ je splněna a zvolený počet zubů tedy lze použít. Počtu zubů na šneku $z_1 = 1$ odpovídá úhel stoupání $\gamma' = 6^\circ$ [3]. Po zpětném dosazení skutečných otáček se výsledná rychlost posuvu plošiny změní jen v řádu tisícin, tedy zanedbatelně a převodový poměr je proto vyhovující.

3.3.9 Výpočet krouticího momentu na vstupní a výstupní hřídeli

Krouticí moment motoru:

$$M_{kM} = \frac{60 \cdot P_M}{2 \cdot \pi \cdot n_M} = \frac{60 \cdot 2200}{2 \cdot \pi \cdot 1425} = 14,74 \text{ Nm} \quad (23)$$

Krouticí moment na vstupní hřídeli převodovky:

$$M_{kl} = M_{kM} \cdot i_{řem} \cdot \eta_{řem} = 14,74 \cdot 2,50 \cdot 0,94 = 34,64 \text{ Nm} \quad (24)$$

Krouticí moment na výstupní hřídeli převodovky:

$$M'_{kII} = M_{kl} \cdot i_{př} \cdot \eta_{př} = 34,64 \cdot 40 \cdot 0,75 = 1039,20 \text{ Nm} \quad (25)$$

3.3.10 Volba materiálu šneku a šnekového kola

Materiál šneku je zpravidla ocel třídy 12, 14 nebo 16 umožňující tepelné vytvrzení povrchu. Po cementaci nebo kalení se boky zubů přebrousí

kotoučem s přímkovými povrchy na závitových bruskách. Po nitridaci lze boky zubů pouze přeleštit [3].

Šnekové kolo má věnec bronzový. Z úsporných důvodů je kolo dělené, tedy bronzový věnec je vhodně upevněn na litinovém nebo ocelovém tělese kola. Pro odhadovanou kluznou rychlost $v_k = (4 \div 10) \text{ m/s}$ se používají levnější bronzы s nižším obsahem Sn (5 až 6 %) [3]. Materiál je zvolen dle tabulky 2.

Tabulka 2: Volba materiálu šneku a šnekového kola [3]

kluzná rychlost $v_k \text{ [ms}^{-1}\text{]}$	ŠNEKOVÉ KOLO							ŠNEK						
	MATERIÁL			σ_n [MPa]	σ_x [MPa]	HB	E [MPa]	σ_c [MPa]	σ_{cm} [MPa]	Ocel	HRC			
$v_k > 10$	cínové bronzы	Cu Sn10 P1	P	210	120	90	$(0,75 + 1) \cdot 10^5$	110	85	12 050	51 + + 56			
			K	260	150	100		150	120	14 140				
		Cu Sn12	P	240	135	100		140	110	14 331				
			K	260	150	100		150	120	16 240				
		$v_k = 4 \div 10$	cínové bronzы	Cu Sn10 Ni1 P1	O	290		170	120	170		130	aj.	
				Cu Sn6 Zn6 Pb3	P	145		75	60	90		70		
		K	175		95	60	110	85	12 050	45 +				
			P	150	80	60	95	75	16 240	+ 56				
$v_k < 4$	bronzы měděkové	Cu Al9 Fe3	P	450	250	100	$0,75 \cdot 10^5$	viz tab. III.V.	180	14 140	45 + + 50			
			K	500	250	100			200	14 331				
		Cu Al10 Fe4 Ni4	P	600	300	170			250	aj.				
			K	650	300	170			260					
		magnez	Cu66 Al16 Fe3 Mn2	K	650	240			160	255		14 331		
				K	300	140			100	120		aj.		

P - odlito do pisku, K - odlito do kokily, O - odlito odstředivě

Jako materiál šneku je zvolena ocel 12 050. Materiálem šnekového kola je zvolen cínový bronz CuSn5Zn5Pb51 (věnec odlitý do kokily).

3.3.11 Předběžný výpočet průměru šnekového kola

Pro výpočet je třeba zvolit následující parametry. Předběžný úhel stoupání $\gamma' = 6^\circ$, úhel profilu $\alpha_n = 20$, předběžný součinitel zatížení $K'_H = 1$, předběžné dotykové napětí $\sigma_{HDov} = \sigma_c = 115 \text{ MPa}$, předběžná poměrná šířka věnce kola $\psi_d = 0,9$ a součinitel materiálu $Z_M = 210 \text{ MPa}^{1/2}$.

Upravený součinitel tvaru zubu kola je dán vztahem:

$$Z'_H = \sqrt{\frac{\sin 2\gamma}{\sin 2\alpha_n}} = \sqrt{\frac{\sin 2 \cdot 6}{\sin 2 \cdot 20}} = 0,57 \quad (26)$$

Předběžný průměr šnekového kola:

$$d'_{2šk} \geq \sqrt[3]{\left(\frac{Z_M \cdot Z'_H}{\sigma_{HDov}}\right)^2 \cdot \frac{2 \cdot K'_H \cdot M'_{kII} \cdot i_{př}}{\psi_d}} = \quad (27)$$

$$\sqrt[3]{\left(\frac{210 \cdot 0,57}{115}\right)^2 \cdot \frac{2 \cdot 1 \cdot 1039,20 \cdot 40}{0,9}} = 473,29 \text{ mm}$$

3.4 Skutečné parametry šnekového soukolí

3.4.1 Modul ozubení a skutečné rozměry šneku a šnekového kola

Volba modulu:

$$m'_n = \frac{d_2}{z_2} \cdot \cos \gamma = \frac{473,29}{40} \cdot \cos 6^\circ = 11,77 \quad (28)$$

Modul zvolen dle ČSN $m_n = 12,5$. Součinitel průměru šneku $q = 10$ volen dle tabulky 3.

Tabulka 3: Volba součinitele průměru šneku [3]

m_n	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16
q	16	12,5	11,2	9	9	9	8	8	8	8
			12,5	10	10	10	9	10	10	8
			14	11,2	11,2	11,2	10			
				12,5	12,5	12,5	11,2			
				14	14	14	12,5			

Roztečný průměr šneku:

$$d_{1š} = q \cdot m_n = 125 \text{ mm} \quad (29)$$

Hlavový průměr šneku:

$$d_{a1š} = d_{1š} + 2 \cdot m_n = 150 \text{ mm} \quad (30)$$

Patní průměr šneku:

$$d_{f1š} = d_{1š} - 2,5 \cdot m_n = 93,75 \text{ mm} \quad (31)$$

Délka šneku:

$$l_1 = (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m_n = (11 + 0,06 \cdot 40) \cdot 12,5 = 168 \text{ mm} \quad (32)$$

Minimální průměr vstupní hřídele šneku pro $\tau_D = 25 \text{ MPa}$:

$$d_{1h} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kl}}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 34,64}{\pi \cdot 25 \cdot 10^6}} = 19,6 \text{ mm} \quad (33)$$

Skutečný úhel stoupání šroubovice:

$$\gamma = \sin^{-1} \frac{z_1}{q} = \sin^{-1} \frac{1}{10} = 5,74^\circ \quad (34)$$

Roztečný průměr šnekového kola:

$$d_{2šk} = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \gamma} = \frac{12,5 \cdot 40}{\cos 5,74^\circ} = 502,52 \text{ mm} \quad (35)$$

Součinitel poměrné šířky šnekového kola:

$$\psi_d = 0,75 \cdot \left(1 + \frac{2}{q}\right) = 0,75 \cdot \left(1 + \frac{2}{10}\right) = 0,90 \text{ mm} \quad (36)$$

Šířka věnce šnekového kola

$$b_{2šk} = \psi_d \cdot d_{1š} = 0,90 \cdot 125 \doteq 113 \text{ mm} \quad (37)$$

Vzdálenost os:

$$a_{12} = \frac{(d_{1š} + d_{2šk})}{2} = \frac{(125 + 502,52)}{2} = 313,76 \text{ mm} \quad (38)$$

Dle ČSN zvolena valivá osová vzdálenost $a_w = 315 \text{ mm}$.

Jednotkové radiální posunutí nástroje:

$$x = \frac{a_w}{m_n} - \frac{q}{2} - \frac{z_2}{2 \cdot \cos \gamma} = \frac{315}{12,5} - \frac{10}{2} - \frac{40}{2 \cdot \cos 5,74^\circ} = 0,10 \text{ mm} \quad (39)$$

Průměr šroubového válce šneku:

$$d_{w1} = d_{1š} + 2 \cdot m_n \cdot x = 125 + 2 \cdot 12,5 \cdot 0,10 = 127,48 \text{ mm} \quad (40)$$

Průměr šroubového válce šnekového kola:

$$d_{w2} = d_{2šk} = 502,52 \text{ mm} \quad (41)$$

Průměr hlavové kružnice šnekového kola:

$$d_{a2šk} = d_{w2} + 2 \cdot m_n \cdot (1 + x) = 502,52 + 2 \cdot 12,5 \cdot (1 + 0,10) = 530 \text{ mm} \quad (42)$$

Průměr patní kružnice šnekového kola:

$$\begin{aligned} d_{f2šk} &= d_{w2} - 2 \cdot m_n \cdot (1,25 - x) = 502,52 - 2 \cdot 12,5 \cdot (1,25 - 0,10) \\ &= 473,75 \text{ mm} \end{aligned} \quad (43)$$

Jednotkové hlavové převýšení $v^* = 0,75$ pro $z_1 = 1$.

Průměr hlavového válce šnekového kola:

$$d_{aM2} = d_{a2šk} + 2 \cdot m_n \cdot v^* = 530 + 2 \cdot 12,5 \cdot 0,75 = 549 \text{ mm} \quad (44)$$

Valivý úhel:

$$\gamma_w = \tan^{-1} \left(\frac{d_{1š}}{d_{w1}} \cdot \tan \gamma \right) = \tan^{-1} \left(\frac{125}{127,48} \cdot \tan 5,74^\circ \right) = 5,61^\circ \quad (45)$$

Kluzná rychlost šneku:

$$v_{Kv} = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_{in}}{60 \cdot \cos \gamma_w} = \frac{\pi \cdot 127,48 \cdot 570}{60 \cdot \cos 5,61^\circ} = 3,82 \text{ m/s} \quad (46)$$

Třecí úhel:

$$\varphi' = \tan^{-1} \left[1,50 \cdot \left(0,02 + \frac{0,03}{v_{Kv}} \right) \right] = \tan^{-1} \left[1,50 \cdot \left(0,02 + \frac{0,03}{3,82} \right) \right] = 2,39^\circ \quad (47)$$

3.4.2 Skutečná účinnost a výkon přenášený převodem

Skutečná účinnost šnekového soukolí:

$$\eta_Z = \frac{\tan \gamma_w}{\tan(\gamma_w + \varphi')} = \frac{\tan 5,61^\circ}{\tan(5,61^\circ + 2,39^\circ)} = 0,70 \quad (48)$$

Účinnost uložení šneku zvolena $\eta_{L\dot{S}} = 0,99$ a účinnost uložení šnekového kola zvolena $\eta_{LK} = 0,995$. Účinnost šnekové převodovky je dána součinem dílčích účinností.

$$\eta_{12} = \eta_Z \cdot \eta_{L\dot{S}} \cdot \eta_{LK} = 0,70 \cdot 0,99 \cdot 0,995 = 0,69 \quad (49)$$

Krouticí moment na výstupní hřídeli:

$$M_{kII} = M_{kl} \cdot i_{p\dot{r}} \cdot \eta_{12} = 34,64 \cdot 40 \cdot 0,69 = 956,06 \text{ Nm} \quad (50)$$

Minimální průměr výstupní hřídele:

$$d_{IIh} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kII}}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1021,64}{\pi \cdot 25 \cdot 10^6}} = 57,96 \text{ mm} \quad (51)$$

Vypočtený výkon na výstupní hřídeli:

$$P_{IIvyp} = P_M \cdot \eta_{rem} \cdot \eta_{12} = 2200 \cdot 0,94 \cdot 0,69 = 1426,92 \text{ W} \quad (52)$$

Podmínka $P_{IIvyp} > P_{out}$, tedy že požadovaný výkon na výstupní hřídeli převodovky je menší než vypočítaný je splněna. Výkon motoru je postačující.

3.5 Pevnostní výpočty šnekového soukolí

3.5.1 Kontrola dotykového napětí

Výpočet součinitele tvaru zubu:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos^2 \gamma_w}{\sin 2\alpha_n}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos^2 5,61}{\sin 2 \cdot 20}} = 1,76 \quad (53)$$

Součinitel trvání záběru zvolen $\varepsilon_\alpha = 1,75$.

Součinitel rozdělení zatížení:

$$K_{H\alpha} = \frac{1}{(0,75 \cdot \varepsilon_{\alpha})} = \frac{1}{(0,75 \cdot 1,75)} = 0,76 \quad (54)$$

Součinitel koncentrace zatížení zvolen $K_{H\beta} = 1$ pro klidné zatížení. Součinitel vnitřních dynamických sil $K_V = 1,10$ pro $v_{kv} < 7,50 \text{ m/s}$. Součinitel vnějších dynamických sil zvolen $K_1 = 1,15$.

Výpočet součinitele zatížení na dotyk:

$$K_{Hv} = K_1 \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} = 1,15 \cdot 1,10 \cdot 1 \cdot 0,76 = 0,96 \quad (55)$$

Dotykové napětí:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot K_{Hv} \cdot M_{kII}}{d_2^2 \cdot b_2}} = \quad (56)$$

$$210 \cdot 1,76 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 0,96 \cdot 956\,060}{502,52^2 \cdot 113}} = 93,67 \text{ MPa}$$

Počet provozních cyklů pro uvažovanou životnost pohonu $L_h = 20\,000 \text{ hod}$

$$N = \frac{60 \cdot L_h \cdot n_{out}}{10\,000\,000} = \frac{60 \cdot 20\,000 \cdot 14,25}{10\,000\,000} = 1,71 [10^6 \text{ cyklů}] \quad (57)$$

Přípustné dotykové napětí:

$$\sigma_{Hpříp} = \sigma_C \cdot \sqrt[8]{\frac{25}{N}} = 115 \cdot \sqrt[8]{\frac{25}{1,71}} = 160,81 \text{ MPa} \quad (58)$$

Součinitel bezpečnosti:

$$s_H = \frac{\sigma_{Hdov}}{\sigma_H} = 1,72 \quad (59)$$

3.5.2 Kontrola zubů šnekového kola na ohyb

Součinitel zatížení $K_F = K_H = 0,96$.

Náhradní počet zubů šnekového kola:

$$z_v = \frac{z_2}{(\cos \gamma)^3} = \frac{40}{(\cos 5,74^\circ)^3} \doteq 41 \quad (60)$$

Součinitel tvaru zubu $Y_F = 1,55$ dle tabulky 4.

Tabulka 4: Volba součinitele tvaru zubu

z_v	Y_F	z_v	Y_F
20	1,98	40	1,55
22	1,93	50	1,48
25	1,85	60	1,45
27	1,80	80	1,34
30	1,76	100	1,30
33	1,75	150	1,27
36	1,62	300	1,24

Součinitel sklonu zubu:

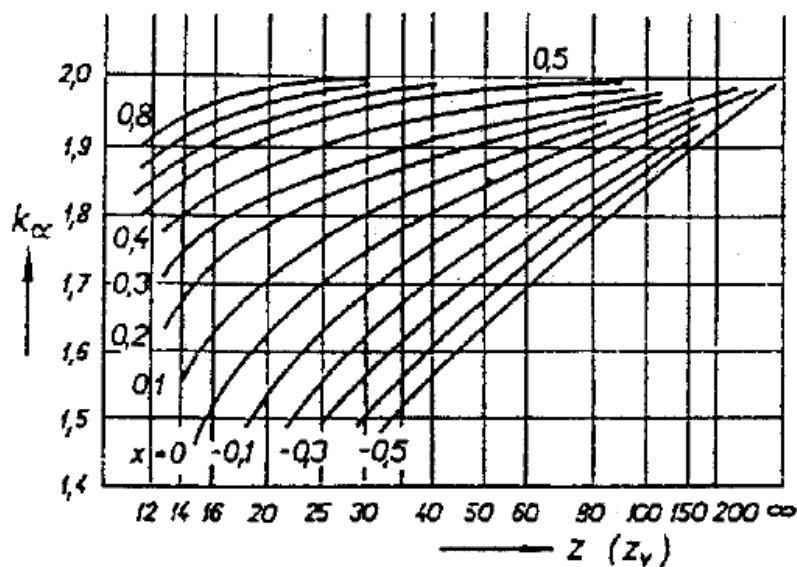
$$Y_\beta = 1 - \left(\frac{\gamma}{140}\right) = 1 - \left(\frac{5,74^\circ}{140}\right) = 0,96 \quad (61)$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_F = \frac{(2000 \cdot K_F \cdot M_{kII} \cdot Y_F \cdot Y_\beta)}{(d_{2šk} \cdot b_{2šk} \cdot m_n)} = \frac{(2000 \cdot 0,96 \cdot 956,06 \cdot 1,55 \cdot 0,96)}{(502,52 \cdot 113 \cdot 12,5)} \quad (62)$$

$$= 3,85 \text{ MPa}$$

Součinitel $k_\beta = 1,85$ volen dle diagramu na obr. 10 ($k_\alpha \cong k_\beta$)



Obrázek 10: Diagram pro volbu součinitele tvaru zubu

Dovolené ohybové napětí:

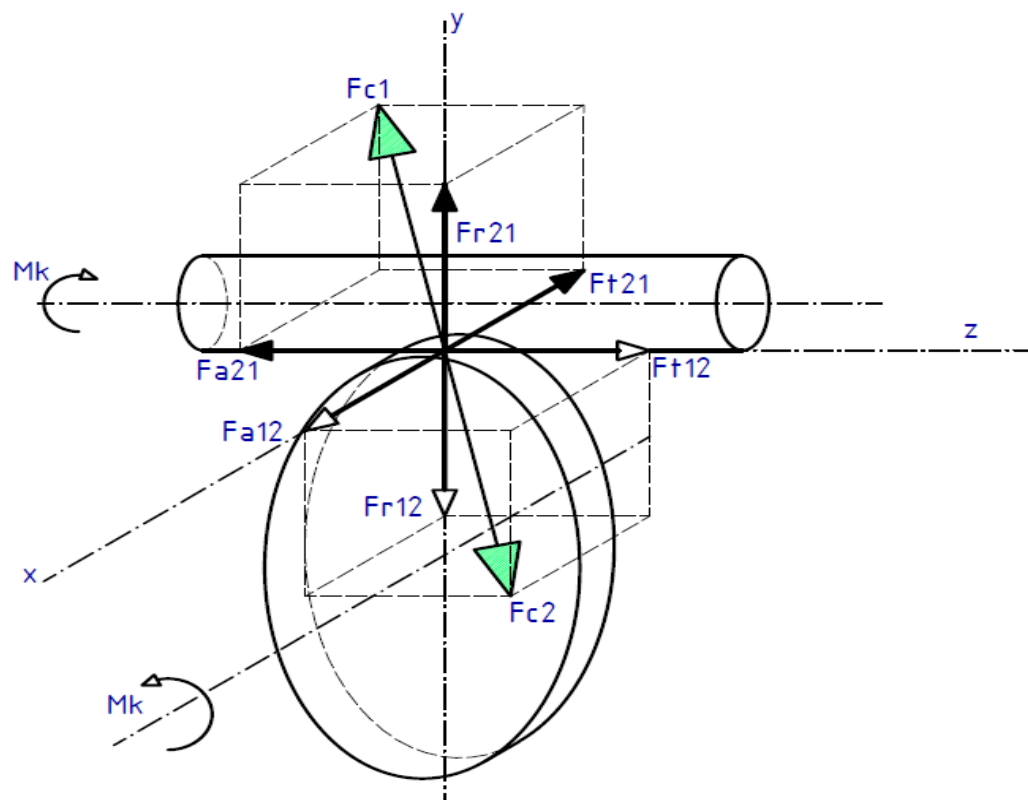
$$\sigma_{F_{dov}} = \frac{\sigma_{C(0)}}{k_{\beta}} \cdot \sqrt[9]{\frac{25}{N}} = \frac{90}{1,85} \cdot \sqrt[9]{\frac{25}{1,71}} = 65,54 \text{ MPa} \quad (63)$$

Součinitel bezpečnosti:

$$s_F = \frac{\sigma_{F_{dov}}}{\sigma_F} = 17,03 \quad (64)$$

3.6 Silové poměry šnekového soukolí

Silové poměry mezi šnekem a šnekovým kolem jsou schematicky naznačeny na obr. 11.



Obrázek 11: Silové poměry šnekového soukolí

Výpočty jsou vzorově provedeny jen pro síly na šneku, síly na šnekovém kole budou vypočteny obdobně a uvedeny jen jejich výsledné hodnoty.

3.6.1 Vzorový výpočet sil na šneku

Tečná síla:

$$F_{t21} = \frac{2 \cdot M_{kl}}{d_{w1}} = \frac{2000 \cdot 34,64}{127,48} = 543,45 \text{ N} \quad (65)$$

Radiální síla:

$$F_{r21} = \frac{F_{t21} \cdot \tan \alpha_n}{\sin \gamma_w + \cos \gamma_w \cdot \tan \varphi'} = \frac{543,45 \cdot \tan 20^\circ}{\sin 5,61^\circ + \cos 5,61^\circ \cdot \tan 2,39^\circ} \quad (66)$$

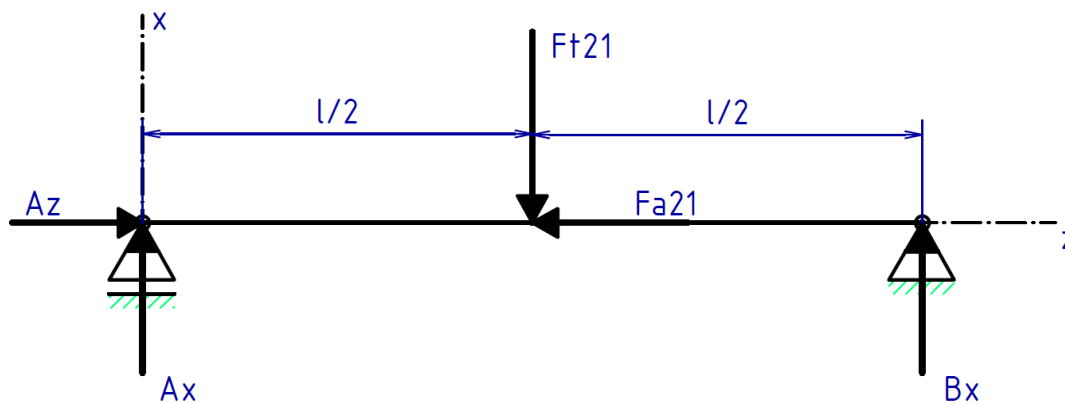
$$= 1420,01 \text{ N}$$

Axiální síla:

$$F_{a21} = \frac{F_{t21}}{\tan(\gamma_w + \varphi')} = \frac{543,45}{\tan(5,61^\circ + 2,39^\circ)} = 3866,85 \text{ N} \quad (67)$$

Dle návrhu uložení zvolena vzdálenost ložisek A a B $l_s = 454 \text{ mm}$.

Výpočet reakcí v podporách v rovině XZ:

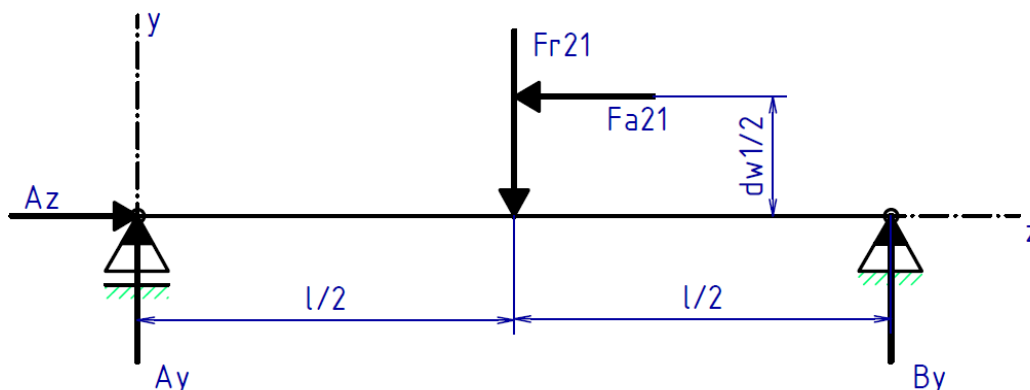


Obrázek 12: Reakce v podporách v rovině XZ

$$A_x = B_x = \frac{F_{t21}}{2} = \frac{543,45}{2} = 271,73 \text{ N} \quad (68)$$

$$A_z = F_{a21} = 3866,85 \text{ N} \quad (69)$$

Výpočet reakcí v podporách v rovině YZ:



Obrázek 13: Reakce v podporách v rovině YZ

$$A_y + B_y = F_{r21} \quad (70)$$

$$A_z = F_{a21} = 3866,85 \text{ N} \quad (71)$$

$$\sum M_A: F_{r21} \cdot \frac{l_\xi}{2} - F_{a21} \cdot \frac{d_{w1}}{2} - B_y \cdot l_\xi = 0 \quad (72)$$

$$B_y = \frac{F_{r21} \cdot \frac{l_\xi}{2} - F_{a21} \cdot \frac{d_{w1}}{2}}{l_\xi} = \frac{1420,01 \cdot \frac{454}{2} - 3866,85 \cdot \frac{127,48}{2}}{454} = 167,11 \text{ N} \quad (73)$$

$$A_y = F_{r21} - B_y = 1420,01 - 167,11 = 1252,90 \text{ N} \quad (74)$$

Výsledné radiální a axiální zatížení v ložisku A:

$$F_{rA} = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} = \sqrt{271,73^2 + 1252,90^2} = 1282,03 \text{ N} \quad (75)$$

$$F_{aA} = 3866,85 \text{ N} \quad (76)$$

Výsledné radiální a axiální zatížení v ložisku B:

$$F_{rB} = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} = \sqrt{271,73^2 + 167,11^2} = 319 \text{ N} \quad (77)$$

$$F_{aB} = 0 \text{ N} \quad (78)$$

3.6.2 Síly na šnekovém kole

Výsledné radiální a axiální zatížení ložisek na šnekovém kole bylo vypočteno dle obdobného postupu jako zatížení ložiska na šneku. Velikosti sil na šnekovém kole jsou uvedeny v tabulce 5.

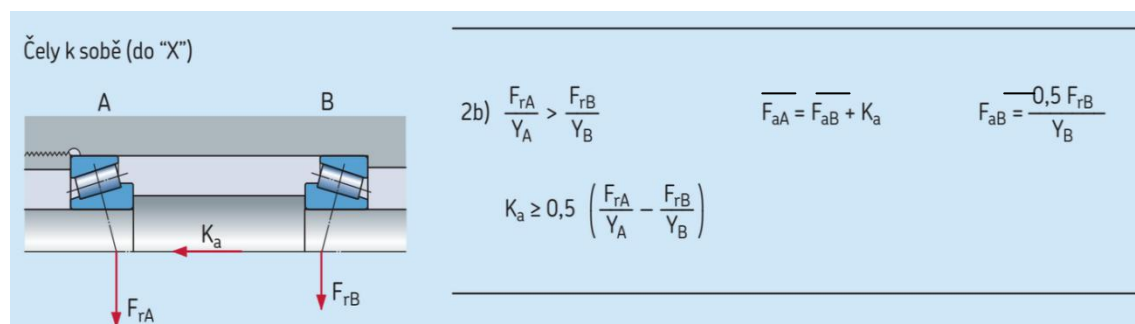
Tabulka 5: Velikosti sil na šnekovém kole

Tečná síla:	F_{t12} [N] =	3804,82
Radiální síla:	F_{r12} [N] =	1420,01
Axiální síla:	F_{a12} [N] =	534,73
Zvolená vzdálenost ložisek C a D:	l_k [mm] =	124
Reakce lož. C v rovině tečných sil (XZ):	C_x [N] =	1902,41
Reakce lož. C v rovině rad. a ax. sil (YZ):	C_y [N] =	1793,52
Reakce lož. D v rovině tečných sil (XZ):	D_x [N] =	1902,41
Reakce lož. D v rovině rad. a ax. sil (YZ):	D_y [N] =	373,51
Výsledná radiální reakce lož. C:	F_{rC} [N] =	2614,55
Výsledná radiální reakce lož. D:	F_{rD} [N] =	1938,73
Axiální zatížení ložiska C:	F_{aC} [N] =	534,73

3.7 Návrh a kontrola ložisek

3.7.1 Návrh a kontrola ložisek na hřídeli šneku

Byla vybrána jednořadá kuželíková ložiska uložena do "X". Návrh byl proveden dle katalogu SKF [4]. Součinitel přímkového styku $m_p = \frac{10}{3}$, rotační součinitel $V = 1$. Kriteria pro volbu typu uložení ložisek jsou patrna z obr. 14.



Obrázek 14: Varianta uložení [4]

Bylo navrženo ložisko SKF 33010/Q stejné pro oba konce a uložené na válcové části hřídele o průměru $d_{l\dot{s}} = 50 \text{ mm}$. Součinitel axiálního dynamického zatížení $Y = Y_A = Y_B = 1,9$ odpovídající pro vybrané ložisko je určen dle tabulek v katalogu SKF [4]. Součinitel radiálního dynamického zatížení pro kuželíková ložiska $X = 0,4$. Axiální síla K_a uvedena na obr. 14 je totožná s axiální silou $F_{a21} = 3866,85 \text{ N}$.

Ověření podmínek:

$$K_a \geq 0,5 \cdot \left(\frac{F_{rA}}{Y} - \frac{F_{rB}}{Y} \right) = 0,5 \cdot \left(\frac{1282,03}{1,9} - \frac{319}{1,9} \right) = 253,43 \text{ N} \quad (79)$$

\Rightarrow podm. splněna

$$\frac{F_{rA}}{Y} \geq \frac{F_{rB}}{Y} \quad \dots \quad F_{rA} \geq F_{rB} \Rightarrow \text{podm. splněna} \quad (80)$$

Výpočet vnitřní axiální síly v ložisku B způsobené radiálním zatížením:

$$\overline{F_{aB}} = \frac{0,5 \cdot F_{rB}}{Y} = \frac{0,5 \cdot 319}{1,9} = 83,95 \text{ N} \quad (81)$$

Výsledná axiální síla působící na ložisko A:

$$\overline{F_{aA}} = \overline{F_{aB}} + K_a = 83,95 + 3866,85 = 3950,80 \text{ N} \quad (82)$$

Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení ložiska A

$$F_e = V \cdot X \cdot F_{rA} + Y \cdot \overline{F_{aA}} = 1 \cdot 0,4 \cdot 1282,03 + 1,9 \cdot 3950,80 = 8\,019,33 \text{ N} \quad (83)$$

Přepočet hodinové trvanlivosti ložisek $L_h = 20\,000 \text{ hod}$ na trvanlivost pro odpovídající počet otáček L_n .

$$L_n = \frac{L_h \cdot 60 \cdot n_{in}}{10^6} = \frac{20\,000 \cdot 60 \cdot 570}{10^6} = 684 [10^6 \text{ ot.}] \quad (84)$$

Výpočtová dynamická únosnost kuželíkového ložiska:

$$C_v = F_e \cdot \sqrt[m_p]{L_n} = 8\,019,33 \cdot \sqrt[10]{684} = 56\,840 \text{ N} \quad (85)$$

Výrobce udává dynamickou únosnost ložiska $C = 69,3 \text{ kN}$ což je vyšší než hodnota vypočtené dynamické únosnosti a ložisko tedy vyhovuje.

3.7.2 Návrh a kontrola ložisek na hřídeli šnekového kola

Byla vybrána radiální kuličková ložiska. Návrh byl proveden dle katalogu SKF [5]. Součinitel bodového styku $m_b = 3$, rotační součinitel $V = 1$.



Navrženo ložisko SKF 61814 - 2RS1/W64 pro obě strany hřídele stejné, na průměr hřídele $d_{lk} = 70 \text{ mm}$. Dynamická únosnost ložiska $C = 12,4 \text{ kN}$, statická únosnost $C_0 = 13,2 \text{ kN}$ a výpočetní součinitel $f_0 = 17$. Součinitele X a Y jsou voleny podle porovnávacího čísla e z tabulky 6.

Tabulka 6: Výpočtové součinitele kuličkových ložisek [5]

$f_0 F_a/C_0$	Normální vůle		
	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,30
0,345	0,22	0,56	1,99
0,689	0,26	0,56	1,71
1,03	0,28	0,56	1,55
1,38	0,30	0,56	1,45
2,07	0,34	0,56	1,31
3,45	0,38	0,56	1,15
5,17	0,42	0,56	1,04
6,89	0,44	0,56	1,00

Pro hodnotu výrazu:

$$f_0 \cdot \frac{F_a}{C_0} = 17 \cdot \frac{534,73}{13\,200} = 0,689 \quad (86)$$

přísluší porovnávací číslo $e = 0,26$ a tedy i hodnoty součinitelů $X = 0,56$ a $Y = 1,71$.

Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska:

$$F_e = V \cdot X \cdot F_{rc} + Y \cdot F_{ac} = 1 \cdot 0,56 \cdot 1\,938,73 + 1,71 \cdot 534,73 = 2\,000,08 \text{ N} \quad (87)$$

Přepočet hodinové trvanlivosti ložisek $L_h = 20\,000 \text{ hod}$ na trvanlivost pro odpovídající počet otáček L_n .

$$L_n = \frac{L_h \cdot 60 \cdot n_{out}}{10^6} = \frac{20\,000 \cdot 60 \cdot 14,25}{10^6} = 17,10 \text{ [} 10^6 \text{ ot.]} \quad (88)$$

Výpočtová dynamická únosnost kuličkového ložiska:

$$C_v = F_e \cdot {}^{m_b}\sqrt{L_n} = 2\,000,08 \cdot \sqrt[3]{17,10} = 5\,152,83 \text{ N} \quad (89)$$

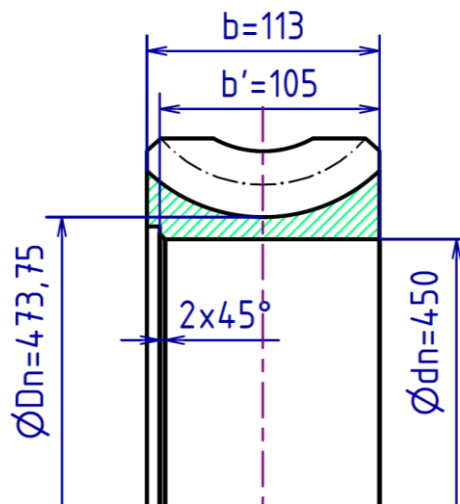
Výrobce udává dynamickou únosnost ložiska $C = 12,4 \text{ kN}$ což je vyšší než hodnota vypočtené dynamické únosnosti a ložisko tedy vyhovuje.

3.8 Návrh a kontrola spojení tělesa a věnce šnekového kola

Věncem bude spojen s tělesem kola lisováním. Parametry potřebné pro výpočet nalisování jsou uvedeny v tabulce 7 a rozměry spojení na obr. 15.

Tabulka 7: Parametry nalisování

Přenášený krouticí moment $M_{kII} =$	956,06 Nm
Bezpečnost k mezi kluzu $k_k =$	2,50
Mez kluzu materiálu věnce $\sigma_k =$	100 MPa
Poissonova konstanta materiálu $\mu =$	0,30
Součinitel smykového tření $f =$	0,15
Modul pružnosti $E =$	10^5 MPa



Obrázek 15: Rozměry pro nalisování

Výpočet potřebného přesahu h_{min} [3]:

$$h = \frac{2 \cdot \mu \cdot M_{kII} \cdot (C + 1)}{\pi \cdot dn \cdot b' \cdot f \cdot E} + \frac{M_{kII}}{E \cdot S} \quad (90)$$

$$\text{Kde } C = \frac{\left(\frac{Dn}{dn}\right)^2 + 1}{\left(\frac{Dn}{dn}\right)^2 - 1} = 19,26 \quad \text{a} \quad S = b \cdot \frac{Dn - dn}{2} = 1,26 \cdot 10^{-3} \quad (91)$$

$$h_{min} = \frac{2 \cdot 0,3 \cdot 956,06 \cdot (19,26 + 1)}{\pi \cdot 0,45 \cdot 0,105 \cdot 0,15 \cdot 10^{11}} + \frac{956,06}{10^{11} \cdot 1,26 \cdot 10^{-3}} = 1,28 \cdot 10^{-5} \text{ m} \\ = 12,81 \text{ } \mu\text{m}$$

Výpočet maximálního přesahu:

$$h_{max} = \frac{\sigma_k \cdot dn}{k_k \cdot E} = \frac{100 \cdot 10^6 \cdot 0,45}{2,5 \cdot 10^{11}} = 1,80 \cdot 10^{-4} \text{ m} = 180 \text{ } \mu\text{m} \quad (92)$$

Tolerance uložení:

$$T_u = h_{max} - h_{min} = 167,19 \text{ } \mu\text{m} \quad (93)$$

Zvoleno uložení H7/r6 doporučené pro trvalá spojení bronzových věnců ozubených a šroubových kol [1]. Maximální přesah zvoleného uložení $h_{max}^{H7/r6} = 144 \text{ } \mu\text{m}$ je menší než maximální dovolený přesah $h_{max} = 180 \text{ } \mu\text{m}$. Minimální přesah zvoleného uložení $h_{min}^{H7/r6} = 51 \text{ } \mu\text{m}$ je větší než minimální dovolený přesah $h_{min} = 12,81 \text{ } \mu\text{m}$. Zvolené uložení je tedy vyhovující.

3.9 Návrh a kontrola pera

Pera ČSN 02 2562 použitá na hřídeli o průměru $d_H \geq 30 \text{ mm}$ se kontrolují pouze na otláčení. Za předpokladu ocelových nábojů a klidného zatížení je uvažován dovolený tlak $p_D = (110 \div 120) \text{ MPa}$. Otláčení se kontroluje na účinné délce pera l_a [3].

$$l_a = l_p - b_p \quad (94)$$

3.9.1 Pero na vstupním hřídeli (pod řemenicí)

Pro průměr hřídele $d_I = 40 \text{ mm}$ zvoleno pero těsné 12e7 x 8 x 50 ČSN 02 2562 [1, str. 467]. Šířka pera $b_p = 12 \text{ mm}$, výška pera $h_p = 8 \text{ mm}$ a délka pera $l_p = 50 \text{ mm}$.

$$p = \frac{4 \cdot M_{kI}}{d_I \cdot h_p \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 34,64 \cdot 10^3}{40 \cdot 8 \cdot (50 - 12)} = 11,40 \text{ MPa} \leq p_D \quad (95)$$

Zvolené pero vyhovuje.

3.9.2 Pero na výstupním hřídeli (pod šnekovým kolem)

Pro průměr hřídele $d_{II} = 80 \text{ mm}$ zvoleno pero těsné 22e7 x 14 x 90 ČSN 02 2562 [1, str. 467]. Šířka pera $b_p = 22 \text{ mm}$, výška pera $h_p = 14 \text{ mm}$ a délka pera $l_p = 90 \text{ mm}$. Délka pera je omezena šířkou šnekového kola $b_{2šk} = 113 \text{ mm}$.

$$p = \frac{4 \cdot M_{kII}}{d_{II} \cdot h_p \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 956 \cdot 10^3}{80 \cdot 14 \cdot (90 - 22)} = 50,21 \text{ MPa} \leq p_D \quad (96)$$

Zvolené pero vyhovuje.

3.9.3 Pero na výstupním hřídeli (pod řetězovým kolem)

Pro průměr hřídele $d_{IIř} = 60 \text{ mm}$ zvoleno pero těsné 18e7 x 11 x 80 ČSN 02 2562 [1, str. 467]. Šířka pera $b_p = 18 \text{ mm}$, výška pera $h_p = 11 \text{ mm}$ a délka pera $l_p = 80 \text{ mm}$.

$$p = \frac{4 \cdot M_{kII}}{d_{IIř} \cdot h_p \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 956 \cdot 10^3}{60 \cdot 11 \cdot (80 - 18)} = 50,21 \text{ MPa} \leq p_D \quad (97)$$

Zvolené pero vyhovuje.

3.10 Výpočet silově namáhaných šroubových spojů

3.10.1 Výpočet šroubového spojení konstrukce plošiny a našeče (upravený L profil)

Šrouby musí po utažení vyvinout dostatečně velkou osovou sílu. Následně vznikající třecí síla musí být větší než síla přenášená šroubovým spojem.

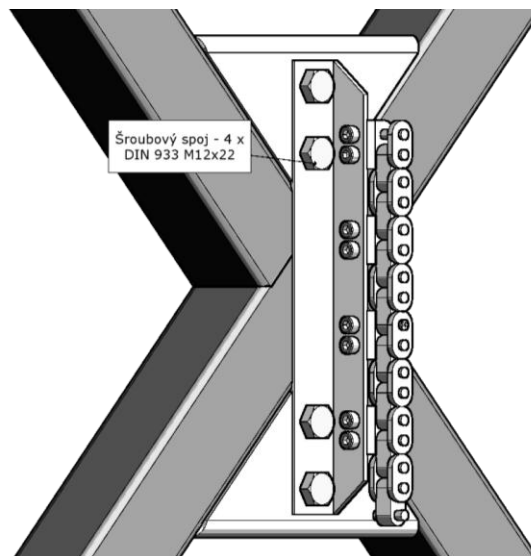
Dovolené napětí šroubu $\sigma_D = 640 \text{ MPa}$, počet šroubů $i = 4$, malý průměr závitu $d_3 = 9,85 \text{ mm}$, zatěžovací síla $F' = 5886 \text{ N}$, bezpečnost $k_{min} = 4$ a součinitel smykového tření (ocel-ocel) $f = 0,15$.

Osová a třecí síla:

$$F_o = \sigma_D \cdot \frac{i \cdot \pi \cdot d_3^2}{4} = 640 \cdot 10^6 \cdot \frac{4 \cdot \pi \cdot (9,85 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 195,19 \text{ kN} \quad (98)$$

$$F_t = f \cdot F_o = 0,15 \cdot 195\,194 = 29\,279,12 \text{ N} \quad (99)$$

Podmínka spoje $F_t \geq F' \cdot k_{min}$ je splněna.



Obrázek 16: Šroubové spojení plošiny a unašeče

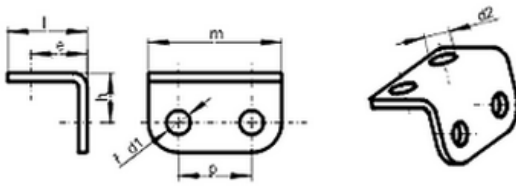
3.10.2 Výpočet šroubového spojení unašeče (upravený L profil) a unášivých členů řetězu

Výpočet je proveden obdobně jako u předchozího spojení. Počet šroubů $i = 8$, malý průměr závitu $d_3 = 6,47 \text{ mm}$, ostatní parametry zůstávají nezměněny. Výsledné síly:

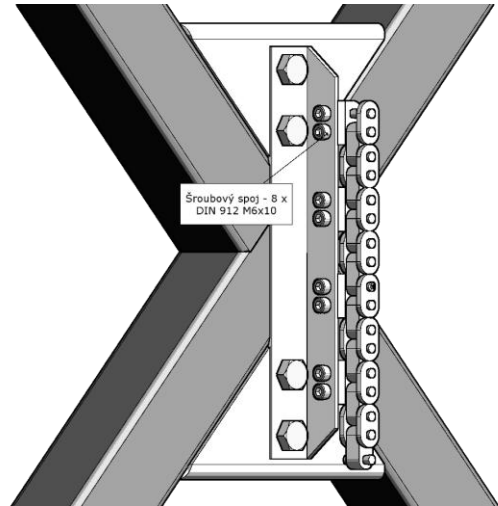
$$F_o = 168,13 \text{ kN} ; F_t = 25\,218,69 \text{ N}$$

Podmínka spoje $F_t \geq F' \cdot k_{min}$ je splněna.

Unašeč plošiny (upravený L profil) je spojen s unášivými členy řetězu, které jsou k řetězu kupovány jakou normalizovanou součástí [12] podoba unášivého členu je zobrazena na obr.18.



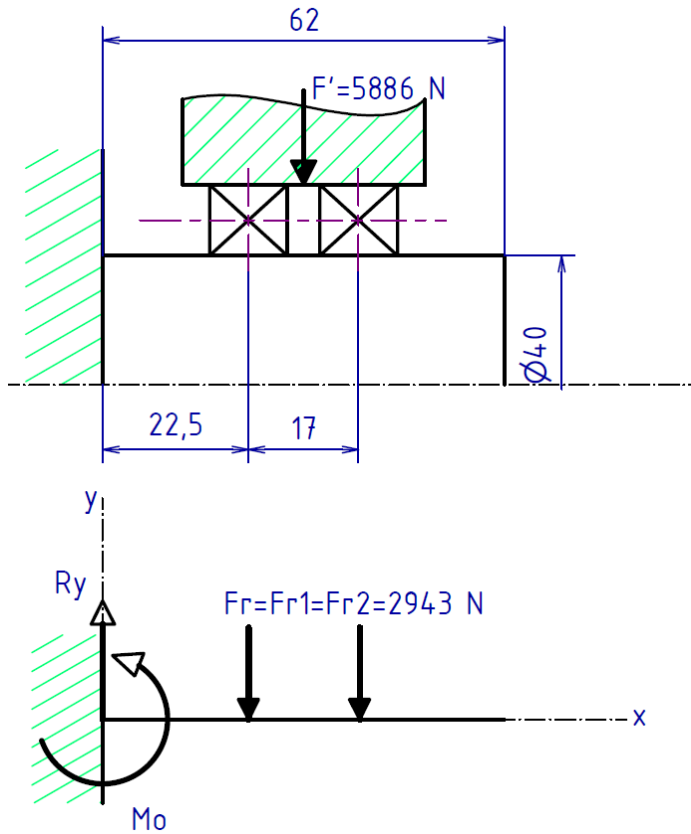
Obrázek 18: Unášivý člen řetězu [12]



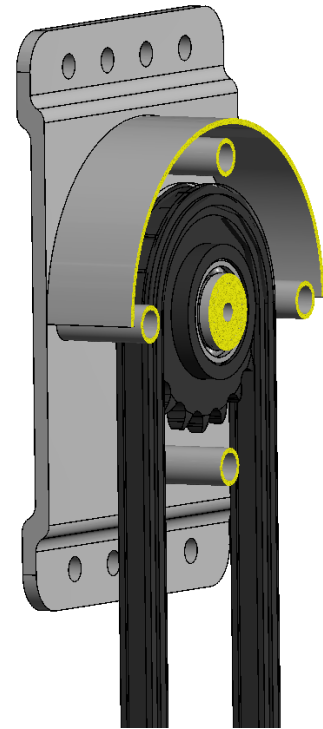
Obrázek 17: Šroubové spojení unašeče a unášivých členů řetězu

3.11 Návrh uložení řetězového kola na hřídeli nástěnné kladky

Řetěz bude zavěšen na nástěnné kladce, na níž bude uloženo řetězové kolo jak je patrné na obrázku 20. Pevnostní výpočet hřídele a návrh ložisek je řešen dle zjednodušeného schématu na obrázku 19.



Obrázek 19: Zjednodušené schéma uložení řetězky



Obrázek 20: Nástěnná kladka

3.11.1 Pevnostní výpočet

Výpočet reakcí (reakce ve směru osy x je nulová):

$$R_y = 2 \cdot F_r = 2 \cdot 2\,943 = 5\,886 \text{ N} \quad (100)$$

$$M_o = F_r \cdot (22,5 + 17) = 2\,943 \cdot (22,5 + 17) = 116\,248,5 \text{ Nm} \quad (101)$$

Výpočet ohybového a smykového napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot d_h^3} = \frac{32 \cdot 116\,248,5}{\pi \cdot 40^3} = 18,50 \text{ MPa} \quad (102)$$

$$\tau = \frac{R_y}{S} = \frac{4 \cdot R_y}{\pi \cdot d_h^2} = \frac{4 \cdot 5886}{\pi \cdot 40^2} = 4,68 \text{ MPa} \quad (103)$$

Výpočet redukovaného napětí σ_{red} a kontrola k mezi kluzu $\sigma_k = 260 \text{ MPa}$ při uvažování bezpečnosti $k_{min} = 4$:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{18,50^2 + 3 \cdot 4,68^2} = 20,20 \text{ MPa} \quad (104)$$

$$\sigma_{red} \cdot k_{min} \leq \sigma_k \quad \rightarrow \quad 20,20 \cdot 4 \leq 260 \quad \text{podmínka splněna} \quad (105)$$

3.11.2 Návrh a kontrola ložisek

Byla vybrána radiální kuličková ložiska. Návrh byl proveden dle katalogu SKF [5]. Součinitel styku $m = 3$, rotační součinitel $V = 1$.

Navrženo ložisko SKF 61908 -2RS1 pro obě strany hřídele stejné, na průměr hřídele $d_h = 40 \text{ mm}$. Dynamická únosnost ložiska $C = 13,8 \text{ kN}$, statická únosnost $C_0 = 10 \text{ kN}$. Jelikož je uvažováno pouze radiální zatížení je součinitel $X = 1$ a součinitel $Y = 0$.

Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska:

$$F_e = V \cdot X \cdot F_r = 1 \cdot 1 \cdot 2\,943 = 2\,943 \text{ N} \quad (106)$$

Přepočet hodinové trvanlivosti ložisek $L_h = 20\,000 \text{ hod}$ na trvanlivost pro odpovídající počet otáček L_n .

$$L_n = \frac{L_h \cdot 60 \cdot n_{out}}{10^6} = \frac{20\,000 \cdot 60 \cdot 14,25}{10^6} = 17,10 \text{ [} 10^6 \text{ ot.]} \quad (107)$$

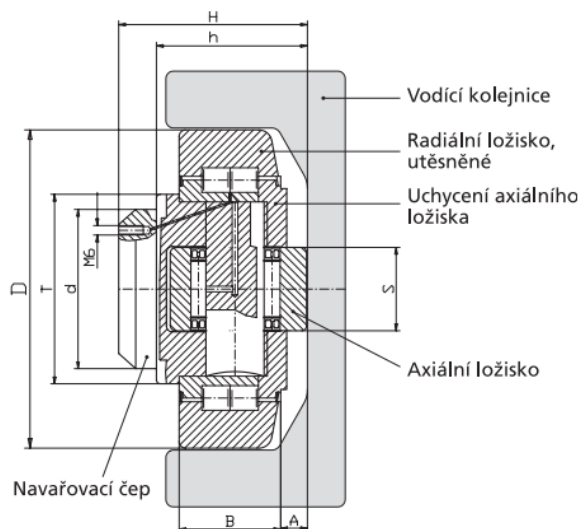
Výpočtová dynamická únosnost kuličkového ložiska:

$$C_v = F_e \cdot \sqrt[m]{L_n} = 2\,943 \cdot \sqrt[3]{17,10} = 7\,582,09 \text{ N} \quad (108)$$

Výrobce udává dynamickou únosnost ložiska $C = 13,8 \text{ kN}$ což je vyšší než hodnota vypočtené dynamické únosnosti a ložisko tedy vyhovuje.

3.12 Návrh lineárního vedení

Lineární vedení bude provedeno pomocí kombinovaných rolen vedených v U profilech. Kombinované rolny je možné připevnit ke konstrukci plošiny pomocí navařovacích čepů [11]. Rozměry a další parametry roln jsou uvedeny v tabulce 8.



Obrázek 23: Rozměry kombinované rolny [11]



Obrázek 22: Kombinovaná rolna [11]

Byla navržena rolna s katalogovým označením HEC 4.055 s možností domazávání, která se umístí do U profilu s katalogovým číslem 2867 vhodným pro zatížení až 1 t. Rolny jsou rozmístěny na plošině dle obrázku 24.

Tabulka 8: Parametry kombinované rolny [11]

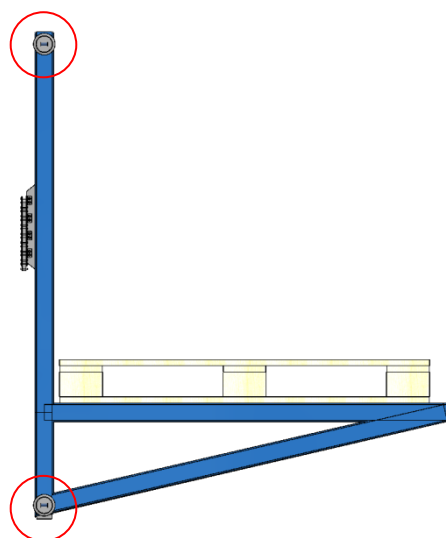
Objednací číslo	D mm	T mm	d -0,05 mm	H mm	h mm	B mm	A mm	S mm	r mm	C kN	C _o kN	C _a kN	C _{oa} kN	Hmotnost kg
HEC 4.053*	52,5	40	30	33,0	27,0	17	5,0	15	2	24	33	10	14	0,36
HEC 4.054*	62,0	42	30	37,5	30,5	20	2,5	20	3	39	65	15	22	0,53
HEC 4.055	70,1	48	35	44,0	36,0	23	2,5	22	4	56	93	18	26	0,80
HEC 4.056	77,7	54	40	48,0	36,5	23	3,0	24	4	59	102	20	32	1,00
HEC 4.057	78,1	54	40	40,7	29,0	23	3,0	24	4	59	102	20	32	0,90
HEC 4.058	88,4	59	45	57,0	44,0	30	3,5	26	4	85	134	27	44	1,62
HEC 4.059	101,8	67	50	46,0	33,0	28	3,0	30	3	92	153	32	50	1,80
HEC 4.060	107,7	71	55	54,0	40,0	31	3,0	34	5	100	174	39	66	2,30
HEC 4.061	107,7	71	60	69,0	55,0	31	4,0	34	5	100	174	39	66	2,82
HEC 4.062	123,0	80	60	72,3	56,0	37	5,0	40	5	135	242	47	90	4,50
HEC 4.063	149,0	108	60	78,5	58,5	45	5,5	50	3	183	353	82	131	6,52

* bez možnosti domazání

C - dynamické radiální zatížení
Co - statické radiální zatížení

Ca - dynamické axiální zatížení
Coa - statické axiální zatížení

Lze předpokládat, že při maximálním zatížení plošiny a uvažováním její hmotnosti se do roln rozdělí vznikající síla $F' = 5886 N$ nejprve symetricky, do levého a pravého vedení a poté ještě do horní a dolní rolny. Je tedy velice nepravděpodobné, že statické nebo dynamické zatížení roln překročí katalogem předepsanou dovolenou hodnotu a kontrola je proto zanedbána.



Obrázek 24: Umístění roln na plošině (pohled levý)

4 Závěr

Cílem práce bylo navrhnout pohon a koncepční řešení nákladní zdvihací plošiny pro přepravu dílů a materiálu do podzemních skladovacích prostor.

Práce je zaměřená především na návrh pohonu plošiny. Z počátku byla nastíněna problematika zdvihacích mechanismů, jejich využití a výhody jednotlivých typů zařízení. Po zvážení požadavků a možností jednotlivých provedení zdvihacích zařízení byla vybrána jako nejvhodnější varianta zdvihací plošina s trakčním řetězovým pohonem. Byly propočítány a zkontrolovány důležité uzly pohonu i konstrukce plošiny a všechny splňují stanovené bezpečnostní i jiné podmínky. Jako pohon byla navržena šneková převodovka s elektromotorem. Pohon je dostatečně dimenzován pro provoz v zadaných podmínkách. Při návrhu konstrukce zdvihacího mechanismu byly voleny především normalizované části pro jednoduchost výroby a případnou údržbu. Samotná nosná konstrukce plošiny byla navržena ze snadno svařitelných normalizovaných profilů a plechů. Součástí konstrukce mechanismu jsou i vybrané komponenty z katalogů výrobců, u nichž byly provedeny kontroly únosnosti jednotlivých dílů.

K vytvoření 3D CAD modelu konstrukčního návrh byl použit systém Autodesk Inventor 2015, ve kterém byl vytvořen i výkres sestavení a kusovník. Výkres sestavení i kusovník jsou přílohy práce.

Cíle stanovené v úvodu práce byly splněny.

5 Seznam použitých symbolů

h	[m]	výška zdvihu
t	[s]	doba zdvihu
v	[m/s]	rychlost posuvu
i	[-]	převodový poměr řemenového převodu
m_b	[kg]	hmotnost břemene
m_p	[kg]	hmotnost plošiny
m_c	[kg]	celková hmotnost
k_{min}	[-]	součinitel bezpečnosti řetězových zdvihacích mechanismů
F	[N]	výsledná zatěžovací síla
F'	[N]	gravitační síla působící na plošinu s břemenem
g	[m/s ²]	gravitační zrychlení
$z_{ř}$	[-]	počet zubů řetězového kola
F_{pt}	[N]	únosnost řetězu
$P_{ř}$	[mm]	rozteč řetězu
$d_{ř}$	[mm]	průměr roztečné kružnice řetězového kola
$\omega_{ř}$	[rad/s]	úhlová rychlost řetězového kola
$n_{ř}$	[ot/min]	předběžné otáčky řetězového kola
$M_{kř}$	[Nm]	kroučící moment na řetězovém kole
$P_{ř}$	[W]	výkon přenášený řetězovým převodem
k_m	[-]	součinitel bezpečnosti výkonu motoru
$\eta_{ř}$	[-]	účinnost řetězového převodu
P_{out}	[W]	požadovaný výkon na výstupní hřídeli převodovky
P'_M	[W]	minimální výkon elektromotoru
$\eta_{š}$	[-]	účinnost šnekové převodovky
$\eta_{řem}$	[-]	účinnost řemenového převodu
P_M	[W]	výkon motoru
n_M	[ot/min]	otáčky motoru
d_1	[mm]	průměr malé řemenice

d_2	[mm]	průměr velké řemenice
i_{rem}	[-]	převodový poměr řemenového převodu
n_{in}	[ot/min]	otáčky vstupní hřídele převodovky
$a'_{ř}$	[mm]	předběžná osová vzdálenost
L'_p	[mm]	výpočtová délka řemene
L_p	[mm]	zvolená normalizovaná délka řemene
a	[mm]	skutečná osová vzdálenost
α	[°]	úhel opásání
C_α	[-]	součinitel úhlu opásání
C_L	[-]	součinitel vlivu délky řemene
C_p	[-]	součinitel dynamičnosti zatížení a pracovního režimu
N_0	[kW]	jmenovitý výkon přenášený jedním řemenem
N_p	[kW]	výkon přenášený jedním řemenem v podmínkách provozu
k	[-]	počet řemenů
$i'_{př}$	[-]	vypočítaný převodový poměr převodovky
α_n	[°]	úhel profilu
z_1	[-]	počet zubů (chodů) šneku
z_2	[-]	počet zubů šnekového kola
$i_{př}$	[-]	skutečný převodový poměr převodovky
n_{out}	[ot/min]	skutečné otáčky výstupní hřídele převodovky
γ'	[°]	předběžný úhel stoupání šneku
M_{kM}	[Nm]	kroučící moment motoru
M_{kl}	[Nm]	kroučící moment vstupní hřídele převodovky
M'_{kII}	[Nm]	předběžný kroučící moment výstupní hřídele převodovky
v_k	[m/s]	kluzná rychlost
S_n	[-]	značka cínu
K'_H	[-]	předběžný součinitel zatížení
σ_{HDov}	[MPa]	předběžné dotykové napětí
ψ_d	[-]	předběžná poměrná šířka věnce kola
Z_M	[MPa ^{1/2}]	součinitel materiálu
Z'_H	[-]	upravený součinitel tvaru zubu kola

$d'_{2šk}$	[mm]	předběžný průměr šnekového kola
m'_n	[-]	vypočtený modul
m_n	[-]	modul zvolený dle normy
q	[-]	součinitel průměru šneku
$d_{1š}$	[mm]	roztečný průměr šneku
$d_{a1š}$	[mm]	hlavový průměr šneku
$d_{f1š}$	[mm]	patní průměr šneku
l_1	[mm]	délka šneku
τ_D	[MPa]	dovolené smykové napětí
d_{Ih}	[mm]	minimální průměr vstupní hřídele šneku
γ	[°]	skutečný úhel stoupání šroubovice šneku
$d_{2šk}$	[mm]	roztečný průměr šnekového kola
$b_{2šk}$	[mm]	šířka věnce šnekového kola
a_{12}	[mm]	vypočtená osová vzdálenost
a_w	[mm]	dle normy zvolená valivá osová vzdálenost
x	[mm]	jednotkové radiální posunutí
d_{w1}	[mm]	průměr šroubového válce šneku
d_{w2}	[mm]	průměr šroubového válce šnekového kola
$d_{a2šk}$	[mm]	průměr hlavové kružnice šnekového kola
$d_{f2šk}$	[mm]	průměr patní kružnice šnekového kola
v^*	[-]	jednotkové hlavové převýšení
d_{aM2}	[mm]	průměr hlavového válce šnekového kola
γ_w	[°]	valivý úhel
v_{Kv}	[m/s]	vypočtené kluzná rychlost šneku
φ'	[°]	třecí úhel
η_Z	[-]	skutečná účinnost šnekového soukolí
$\eta_{Lš}$	[-]	účinnost uložení šneku
η_{LK}	[-]	účinnost uložení šnekového kola
η_{12}	[-]	výsledná účinnost šnekové převodovky
M_{kII}	[Nm]	výsledný kroutící moment na výstupní hřídeli převodovky
d_{IIh}	[mm]	minimální průměr výstupní hřídele převodovky
P_{IIvyp}	[W]	vypočtený výkon na výstupu převodovky

Z_H	[-]	součinitel tvaru zubu
ε_α	[-]	součinitel trvání záběru
$K_{H\alpha}$	[-]	součinitel rozdělení zatížení
$K_{H\beta}$	[-]	součinitel koncentrace zatížení
K_V	[-]	součinitel vnitřních dynamických sil
K_1	[-]	součinitel vnějších dynamických sil
$K_{Hv} (= K_F)$	[-]	vypočtený součinitel zatížení na dotyk (na ohyb)
σ_H	[MPa]	dotykové napětí
L_h	[hod]	hodinové trvanlivost
N	[10^6 cyklů]	trvanlivost na počet cyklů
$\sigma_{Hpříp}$	[MPa]	přípustné dotykové napětí
σ_C	[MPa]	mez trvalé únavové pevnosti na dotyk
S_H	[-]	součinitel bezpečnosti na dotyk
z_v	[-]	náhradní počet zubů šnekového kola
Y_F	[-]	součinitel tvaru zubu
Y_β	[-]	součinitel sklonu zubu
σ_F	[MPa]	ohybové napětí
k_β	[-]	součinitel tvaru zubu
σ_{Fdov}	[MPa]	dovolené ohybové napětí
$\sigma_{C(0)}$	[MPa]	mez trvalé únavové pevnosti
S_F	[-]	součinitel bezpečnosti na ohyb
F_{t21}	[N]	tečná síla na šneku
F_{r21}	[N]	radiální síla na šneku
F_{a21}	[N]	axiální síla na šneku
l_ξ	[mm]	vzdálenost ložisek na hřídeli šneku
A_x	[N]	reakce v ložisku A ve směru osy x
A_z	[N]	reakce v ložisku A ve směru osy z
B_x	[N]	reakce v ložisku B ve směru osy x
A_y	[N]	reakce v ložisku A ve směru osy y
B_y	[N]	reakce v ložisku B ve směru osy y
F_{rA}	[N]	Výsledná radiální reakce v ložisku A
F_{aA}	[N]	Výsledná axiální reakce v ložisku A

F_{rB}	[N]	Výsledná radiální reakce v ložisku B
F_{aB}	[N]	Výsledná axiální reakce v ložisku B
F_{t12}	[N]	tečná síla na šnekovém kole
F_{r12}	[N]	radiální síla na šnekovém kole
F_{a12}	[N]	axiální síla na šnekovém kole
l_k	[mm]	vzdálenost ložisek na hřídeli šnekového kola
C_x	[N]	reakce v ložisku C ve směru osy x
D_x	[N]	reakce v ložisku D ve směru osy x
C_y	[N]	reakce v ložisku C ve směru osy y
D_y	[N]	reakce v ložisku D ve směru osy y
F_{rC}	[N]	Výsledná radiální reakce v ložisku C
F_{aC}	[N]	Výsledná axiální reakce v ložisku C
F_{rD}	[N]	Výsledná radiální reakce v ložisku D
m_p	[-]	součinitel přímkového styku
V	[-]	rotační součinitel
$d_{lš}$	[mm]	průměr vstupní hřídele převodovky pod ložiskem
$Y (= Y_A = Y_B)$	[-]	součinitel axiálního dynamického zatížení
X	[-]	součinitel radiálního dynamického zatížení
K_a	[N]	axiální síla
$\overline{F_{aB}}$	[N]	vnitřní axiální síla v ložisku B
$\overline{F_{aA}}$	[N]	výslední axiální síla v ložisku A
F_e	[N]	ekvivalentní zatížení
L_n	[10^6 ot.]	trvanlivost na otáčky
C_v	[kN]	výpočtová dynamická únosnost ložiska
C	[kN]	katalogové dynamické únosnost ložiska
m_b	[-]	součinitel bodového styku
d_{lk}	[mm]	průměr výstupní hřídele pod ložiskem
C_0	[kN]	statická únosnost
f_0	[-]	výpočetní součinitel
e	[-]	porovnávací číslo
k_k	[-]	bezpečnost k mezi kluzu
σ_k	[MPa]	mez kluzu

μ	[-]	Poissonova konstanta
f	[-]	součinitel smykového tření
E	[MPa]	modul pružnosti
h_{min}	[μm]	minimální přesah
h_{max}	[μm]	maximální přesah
dn	[mm]	malý průměr pro nalisování
Dn	[mm]	velký průměr pro nalisování
b'	[mm]	šířka lisované části šnekového kola
T_u	[μm]	tolerance uložení
p_D	[MPa]	dovolený tlak
l_a	[mm]	účinná délka pera
l_p	[mm]	délka pera
b_p	[mm]	šířka pera
h_p	[mm]	výška pera
d_I	[mm]	průměr vstupní hřídele pod řemenicí
p	[MPa]	tlak
d_{II}	[mm]	průměr výstupní hřídele pod šnekovým kolem
$d_{IIř}$	[mm]	průměr výstupní hřídele pod řetězovým kolem
σ_D	[MPa]	dovolené napětí
i	[-]	počet šroubů
d_3	[mm]	malý průměr závitu
F_o	[N]	osová síla
F_t	[N]	třecí síla
R_y	[N]	reakce ve vetknutí ve směru osy y
M_o	[Nm]	ohybový moment ve vetknutí
F_r	[N]	radiální síla
σ_o	[MPa]	ohybové napětí
τ	[MPa]	smykové napětí
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí

6 Použité zdroje

[1] *Strojnické tabulky*. Páté upravené vydání. Úvaly: ALBRA - pedagogické nakladatelství, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.

[2] [online]. [cit. 2015-06-10]. Dostupné z:

<http://www.elektromotory.net/siemens/1la7-1500-otacek/1le1001-4-1-1.html>

[3] KUGL, Otmar. *Projekt: III. ročník*. Vyd. 1. Praha: České vysoké učení technické, 1997, 169 s. ISBN 80-01-01638-2.

[4] *Exvalos* [online]. [cit. 2015-06-14]. Dostupné z:

http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_05_Kuzeliko_va%20loziska.pdf

[5] *Exvalos* [online]. [cit. 2015-06-14]. Dostupné z:

http://www.exvalos.cz/soubory/File/6000_CS_01_Kulickova_loziska.pdf

[6] *Dílenský mechanický zvedák břemen do hmotnosti 50kg s ručním pohonem*. [online]. Zlín, 2012 [cit. 2015-06-15]. Dostupné z:

http://digilib.k.utb.cz/bitstream/handle/10563/23398/%C5%A1enke%C5%99%C3%ADk_2012_bp.pdf?sequence=1

[7] *Uni-max* [online]. [cit. 2015-06-15]. Dostupné z: http://www.uni-max.cz/foto/manuals/CZ_CJS-3_01.pdf

[8] *Uni-max* [online]. [cit. 2015-06-15]. Dostupné z: <http://www.uni-max.cz/dvousloupovy-hydraulicky-zvedak-3-t/d/>

[9] *15.3 Šroubové mechanismy - výpočet šroubového zvedáku* [online]. [cit. 2015-06-15]. Dostupné z:

http://www.spssvsetin.cz/index_htm_files/dumy/15/VY_32_INOVACE_15_03.pdf

[10] *VÝTAHY PLZEŇ elel/x* [online]. [cit. 2015-06-15]. Dostupné z:

<http://www.vytahyelex.cz/cz/nakladni-zdvihaci-plosiny/>

[11] *T.R.A. Technik s.r.o.* [online]. [cit. 2015-06-15]. Dostupné z:
<http://www.teatechnik.cz/kombinovane-rolny-detail/>

[12] *Moravian Chains* [online]. [cit. 2015-06-16]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/spojovaci-clanky-unasece/unasece-valeckove-retezy/>

[13] *ALTO SYSTEMS* [online]. [cit. 2015-06-16]. Dostupné z:
http://www.altosystems.cz/401-ozubnicovy/hrebenovy_zvedak_stw-f-_do_10.000_kg

[14] *AMITEC* [online]. [cit. 2015-06-16]. Dostupné z:
<http://www.autoservisnitechka.cz/zvedaky/dvousloupove-zvedaky/elektro-mechanicky-zvedak-eurolift-z41-sitem.html>

7 Seznam obrázků a tabulek

7.1 Obrázky:

Obrázek 1: Nůžkový zvedák uni-max [7]	- 9 -
Obrázek 2: Hřebenový zvedák [13]	- 10 -
Obrázek 3: Dvousloupový zvedák uni-max [8]	- 10 -
Obrázek 4: Dvousloupový šroubový zvedák AMITEC [14]	- 11 -
Obrázek 5: Stavební trakční výtah [15].....	- 12 -
Obrázek 6: 3D CAD model nákladní zdvihací plošiny	- 13 -
Obrázek 7: Uspořádání pohonu.....	- 14 -
Obrázek 8: Elektromotor SIEMENS 2,2 kW	- 16 -
Obrázek 9: Diagram pro určení počtu zubů (chodů) šneku [3]	- 18 -
Obrázek 10: Diagram pro volbu součinitele tvaru zubu	- 26 -
Obrázek 11: Silové poměry šnekového soukolí.....	- 27 -
Obrázek 12: Reakce v podporách v rovině XZ	- 28 -
Obrázek 13: Reakce v podporách v rovině YZ	- 29 -
Obrázek 14: Varianta uložení [4]	- 30 -
Obrázek 15: Rozměry pro nalisování	- 33 -
Obrázek 16: Šroubové spojení plošiny a unašeče.....	- 36 -
Obrázek 17: Šroubové spojení unašeče a unášivých členů řetězu	- 37 -
Obrázek 18: Unášivý člen řetězu [12].....	- 37 -
<hr/>	
Návrh pohonu nákladní zdvihací plošiny	- 51 -

Obrázek 19: Zjednodušené schéma uložení řetězky	- 38 -
Obrázek 20: Nástěnná kladka	- 38 -
Obrázek 21: Nástěnná kladka	- 38 -
Obrázek 22: Kombinovaná rolna [11]	- 40 -
Obrázek 23: Rozměry kombinované rolny [11]	- 40 -
Obrázek 24: Umístění rolen na plošině (pohled levý)	- 41 -

7.2 Tabulky:

Tabulka 1: Parametry elektromotoru [2]	- 16 -
Tabulka 2: Volba materiálu šneku a šnekového kola [3]	- 20 -
Tabulka 3: Volba součinitele průměru šneku [3]	- 21 -
Tabulka 4: Volba součinitele tvaru zubu	- 26 -
Tabulka 5: Velikosti sil na šnekovém kole	- 30 -
Tabulka 6: Výpočtové součinitele kuličkových ložisek [5]	- 32 -
Tabulka 7: Parametry nalisování	- 33 -
Tabulka 8: Parametry kombinované rolny [11]	- 41 -

8 Přílohy

Příloha 1: Výkres sestavení mechanismu včetně pohonu (01_2015)

Příloha 2: Kusovník (00_K_2015)

Příloha 3: 3D model ve formě balíčku packngo systému Autodesk Inventor