



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh konstrukce lanového navijáku
zkušebního zařízení**

Design of a Cable Winch for Test Stand

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2018

Michal KALOUSEK

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Marek Štádler



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem „Návrh konstrukce lanového navijáku zkušebního zařízení“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Marka Štádlera, s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne

.....

Michal KALOUSEK

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval Ing. Marku Štádlerovi za rady a připomínky k mé práci. Dále děkuji své rodině za podporu během studia a tvorby bakalářské práce.

Anotační list

- Jméno autora: Michal KALOUSEK
- Název BP: Návrh konstrukce lanového navijáku zkušebního zařízení
- Anglický název: Design of a Cable Winch for Test Stand
- Rok: 2018
- Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
- Obor studia: 2301R000 Studijní program je bezoborový
- Ústav: Ústav konstruování a částí strojů
- Vedoucí BP: Ing. Marek Štádler
- Bibliografické údaje:
- | | |
|---------------|----|
| počet stran | 78 |
| počet obrázků | 40 |
| počet tabulek | 9 |
| počet příloh | 3 |
- Klíčová slova: lanový naviják, zkušební zařízení, gumolano, lanový buben, spojovací prvky, základní rám, 3D model
- Keyword: cable winch, test stand, rubber cable, cable drum, connecting elements, base frame, 3D model
- Anotace: Práce se zabývá návrhem konstrukce lanového navijáku zkušebního zařízení pro destruktivní testování komponent. Po krátké rešerši lanových navijáků a jeřábů jsou vybrány základní součásti z katalogů výrobců s respektováním požadavků investora. Dále je proveden návrh a pevnostní výpočet vyráběných součástí a spojovacích prvků. V závěru práce je navržena podoba základního rámu a je sestaven 3D model.
- Abstract: The thesis deals with the design of a cable winch construction of a test device for destructive testing of components. After a short search of cable winches and cranes, basic components from the manufacturers' catalogs are selected, while respecting the requirements of the investor. Furthermore, the design and strength calculation of manufactured parts and connecting elements are made. At the end of the thesis, a basic frame is designed and a 3D model is assembled.

Obsah

Seznam zkratk použitých fyzikálních veličin	1
1 Úvod	8
2 Použití lanových navijáků	9
3 Součásti lanových navijáků	11
4 Jeřáby.....	13
4.1 Jeřáby mostového typu.....	13
4.2 Jeřáby s nosnými lany	13
4.3 Jeřáby výložníkového typu.....	13
4.4 Konzolové jeřáby.....	14
5 Zadání.....	15
6 Části napínáku.....	15
7 Uspořádání.....	16
7.1 Varianta č. 1	16
7.2 Varianta č. 2	16
8 Pracovní fáze mechanismu	18
8.1 Běžné.....	18
8.2 Mimořádné	18
9 Návrhové výpočty	19
9.1 Výpočet volné délky gumolan.....	19
9.2 Charakteristika gumolan	20
9.3 Účinnost mechanismu	20
9.4 Počet gumolan	21
9.5 Návrh ocelového lana	21
9.6 Návrh lanového bubnu	22
9.6.1 Průměr bubnu	22
9.6.2 Délka bubnu	23
9.6.3 Lanové příložky	24
9.6.4 Nabíhání lana.....	25
9.7 Výběr motoru.....	25
9.8 Výběr převodovky	25

9.8.1	Minimální parametry převodovky	25
9.8.2	Volba převodovky	26
9.9	Výběr brzdy motoru	27
9.10	Výběr spojky	27
9.11	Výběr kotoučové brzdy	28
10	Pevnostní výpočty	31
10.1	Výpočet bubnu	31
10.1.1	Statická kontrola	31
10.1.2	Dynamická kontrola	36
10.2	Výpočet hřídele	36
10.2.1	Statická kontrola	36
10.2.2	Dynamická kontrola	45
10.3	Návrh ložisek	50
10.3.1	Natočení hřídele v levém ložisku	50
10.3.2	Natočení hřídele v pravém ložisku	52
10.3.3	Kontrola mezních otáček ložisek	53
10.3.4	Uložení hřídele	53
10.3.5	Uložení bubnu	56
10.3.6	Tabulka výsledků	59
11	Spojovací prvky	60
11.1	Pera	60
11.2	Šroubové spoje	61
11.2.1	Spoj buben - brzdový kotouč	61
12	Návrh základního rámu	64
13	Závěr	66
	Seznam použité literatury	67
	Seznam obrázků	69
	Seznam tabulek	70
	Seznam příloh	71

Seznam zkratek použitých fyzikálních veličin

l_o	volná délka gumolan	[m]
l_a	délka akcelerační dráhy	[m]
i_k	převod kladkostroje	[1]
l_b	brzdná dráhy vozíku	[m]
x	procentuální smrštění gumolan při brzdění	[%]
η_C	celková účinnost mechanismu	[1]
η_B	účinnost bubnu	[1]
η_E	účinnost egalizátoru	[1]
η_{KL}	účinnost kladky	[1]
η_{KLS}	účinnost kladkostroje	[1]
n_l	počet nosných průřezů v jedné větvi lanového převodu	[1]
x	počet gumolan	[1]
x_{min}	minimální počet gumolan	[1]
E_K	kinetická energie nárazu	[J]
E_1	energie odevzdaná jedním gumolanem	[J]
l_0	volná délka gumolana	[m]
m_v	hmotnost vozíku	[kg]
v	rychlost vozíku před nárazem	[km/h]
F_{max}	maximální síla v laně	[N]
F_1	síla v gumolaně	[N]
d_l	průměr lana	[mm]
F_l	síla při přetržení	[N]
m_l	hmotnost lana	[kg]
k_l	bezpečnost lana	[1]



k_{tmin}	minimální bezpečnost lana	[1]
$D_{b min}$	minimální průměr bubnu	[mm]
α	součinitel	[1]
D_b	průměr bubnu	[mm]
a	hloubka drážky bubnu	[mm]
t	rozteč drážek bubnu	[mm]
r_1	poloměr zaoblení bubnu	[mm]
r	poloměr drážky bubnu	[mm]
D_1	průměr drážek bubnu	[mm]
z	počet závitů	[1]
l_{BD}	drážkovaná délka bubnu	[mm]
l_l	navíjená délka lana	[m]
p	počet rezervních závitů	[1]
l_{BH}	délka hladké části bubnu	[mm]
l_B	celková délka bubnu	[mm]
P_0	tahová síla pod příložkou	[N]
P	tahová síla v laně	[N]
f	součinitel tření pod lanovými příložkami	[1]
α	úhel opásání	[rad]
Q	osová síla ve šroubech lanové příložky	[N]
n_m	jmenovité otáčky motoru	[ot/min]
M_m	jmenovitý moment motoru	[Nm]
m_m	hmotnost motoru	[kg]
$M_{v min}$	požadovaný minimální výstupní moment z převodovky	[Nm]
η_p	účinnost třístupňové převodovky	[1]
i_{min}	minimální převodový poměr převodovky	[1]
i	převodový poměr zvolené převodovky	[1]

M_{m_max}	maximální výstupní moment zvolené převodovky	[Nm]
n_{m_max}	maximální otáčky zvolené převodovky	[ot/min]
m_p	hmotnost převodovky	[kg]
G_m	tíha motoru	[N]
G_p	tíha převodovky	[N]
M_v	výstupní moment z převodovky	[Nm]
M_{BB}	brzdny moment elektromagnetické brzdy na hřídeli bubnu	[Nm]
M_B	brzdny moment elektromagnetické brzdy	[Nm]
k_B	bezpečnost elektromagnetické kotoučové brzdy motoru	[1]
M_{s_max}	maximální moment na spojce	[Nm]
n_{s_max}	maximální otáčky spojky	[ot/min]
n	maximální provozní otáčky	[ot/min]
k_{sp}	bezpečnost přenášeného momentu spojkou	[1]
l	celková délka lana	[m]
m_{lc}	celková hmotnost lana	[kg]
I_c	celkový moment setrvačnosti rotujících částí	[kg.m ²]
s	brzdná vzdálenost	[m]
a_l	zpomalení lana	[m/s ²]
M_{KBP}	požadovaný brzdny moment	[Nm]
α	úhlové zrychlení bubnu	[s ⁻²]
F	síla od gumolan	[N]
M_{KB}	brzdny moment kotoučové brzdy	[Nm]
k_{KB}	bezpečnost kotoučové brzdy	[1]
a	vzdálenost podpor bubnu	[mm]
s_b	tloušťka pláště bubnu	[mm]
d	vnitřní průměr bezešvé trubky	[mm]

F	síla v laně	[N]
B	parametr pro výpočet reakcí v uložení bubnu	[mm]
R	reakce v uložení	[N]
M_1	ohybový moment v plášti bubnu pod reakcí R_2	[Nmm]
M_2	ohybový moment v plášti bubnu pod silou F	[Nmm]
$M_{o\ max}$	maximální ohybový moment	[Nmm]
$W_{o\ min}$	minimální modul průřezu v ohybu bubnu	[mm ³]
σ_o	napětí v ohybu	[MPa]
M_k	krouticí moment	[Nmm]
$W_{k\ min}$	minimální modul průřezu v krutu bubnu	[mm ³]
τ	napětí v krutu	[MPa]
σ_t	tlakové napětí od sevření lanem	[MPa]
σ_{red}	redukované napětí	[MPa]
β	součinitel vrubu	[1]
ε_m	součinitel velikosti	[1]
ε_p	součinitel povrchu	[1]
σ_{oC}^x	snížená mez únavy v ohybu	[MPa]
σ_{oC}	mez únavy v ohybu	[MPa]
l_p	délka momentové podpory převodovky	[mm]
F_1	síla ve svislé rovině působící na hřídel	[N]
R_1, R_2	reakce od uložení hřídele ve svislém směru	[N]
R_3, R_4	reakce od uložení hřídele ve vodorovném směru	[N]
F_2, F_3, F_4	reakční síly od příček bubnu	[N]
a, b, c, d	délkové rozměry hřídele	[mm]
F_{150}	síla od jednoho gumolana při 150% své délky	[N]
M_y	ohybový moment ve vodorovné rovině	[Nmm]

M_z	ohybový moment ve svislé rovině	[Nmm]
M_o	ohybový moment	[Nmm]
W_o	modul průřezu v ohybu	[mm^3]
W_k	modul průřezu v krutu	[mm^3]
σ_m	střední napětí v ohybu	[MPa]
σ_a	amplitudové napětí v ohybu	[MPa]
τ_m	střední napětí v krutu	[MPa]
τ_a	amplitudové napětí v krutu	[MPa]
k	bezpečnost	[1]
k_σ	únavová bezpečnost v ohybu	[1]
k_τ	únavová bezpečnost v krutu	[1]
τ_C^x	snížená mez únavy v krutu	[MPa]
τ_C	mez únavy v krutu	[MPa]
τ_F	fiktivní napětí	[MPa]
ψ	součinitel	[1]
τ_k	mez kluzu v krutu	[MPa]
E	Youngův modul pružnosti v tahu	[MPa]
J_z	kvadratický moment průřezu	[mm^4]
ψ	natočení hřídele pod ložiskem ve svislém směru	[$minuty$]
ω	natočení hřídele pod ložiskem ve vodorovném směru	[$minuty$]
φ	natočení hřídele pod ložiskem	[$minuty$]
φ_l	natočení pod levým ložiskem	[$minuty$]
φ_p	natočení pod pravým ložiskem	[$minuty$]
F_r	radiální zatížení ložiska	[N]
F_a	axiální zatížení ložiska	[N]
C	základní dynamická únosnost ložiska	[kN]
C_0	základní statická únosnost ložiska	[kN]



P_0	ekvivalentní statické zatížení	[N]
s_0	statická bezpečnost ložiska	[1]
P	ekvivalentní dynamické zatížení	[N]
L_h	trvanlivost ložiska v hodinách	[hod]
P_m	minimální zatížení ložiska	[N]
k_r	výpočtový součinitel	[1]
v	kinematická viskozita	[mm ² /s]
p	exponent rovnice trvanlivosti	[1]
Y_1, Y_0	výpočtový součinitelé	[1]
b	šířka pera	[mm]
h	výška pera	[mm]
t_1	hloubka drážky v náboji	[mm]
t	hloubka drážky v hřídeli	[mm]
F_p	střížná síla působící na pero	[N]
τ_D	dovolené napětí pera ve stříhu	[MPa]
p_D	dovolený tlak	[MPa]
l'	funkční délka pera	[mm]
Q_c	součet osových sil ve všech šroubech	[N]
f_z	součinitel tření v závitě ocel-ocel	[1]
Q_1	osová síla v jednom šroubu	[N]
k_k	součinitel vlivu krutu	[1]
$M_{kš}$	utahovací moment šroubu	[Nmm]
M_t	utahovací moment pro překonání třecí síly	[Nmm]
H	nosná výška závitu	[mm]
z_{ξ}	počet činných závitů	[1]
d	průměr hřídele	[mm]
F_{171}	síla v laně	[N]



$\sigma_{red A}$	redukované napětí v místě A	[MPa]
$\sigma_{red B}$	redukované napětí v místě B	[MPa]
$\sigma_{red C}$	redukované napětí v místě C	[MPa]
d_{ξ}	roztečný průměr šroubů na spojce	[mm]
$\sigma_{k min}$	minimální mez kluzu	[MPa]

1 Úvod

Lanový naviják navrhovaný v této práci je svou konstrukcí a uspořádáním podobný klasickému lanovému navijáku s tím rozdílem, že síla vyvolaná navijákem je použita pro napínání gumolan. Energie akumulovaná v gumolanech je následně v krátkém časovém úseku přeměněna na kinetickou energii vozíku. Celé zařízení slouží k nárazovým testům komponent automobilového průmyslu.

Nárazové testy neboli crashtesty jsou destruktivní zkoušky, které testují pasivní bezpečnost automobilů nebo jejich komponentů. Běžné crashtesty se provádí v rychlosti 64 km/h proti pevné překážce při čelním nárazu. Tato situace odpovídá tomu, že řidič v rychlosti 100 km/h spatří překážku, která je 50 metrů před ním. Je zde započítána reakční doba řidiče i brzdění před nárazem. Dále se simuluje boční náraz v rychlosti 50 km/h a boční náraz do stromu. Testovaná vozidla získávají hodnocení v podobě příslušného počtu hvězdiček nebo bodů. Tyto výsledky pak použijí výrobci k zatraktivnění svých výrobků nebo se jimi mohou řídit zákazníci při výběru svého budoucího vozu. Role bezpečnosti je v dnešním světě bezesporu klíčová.

Lanový naviják je zařízení sloužící ke zvedání nebo posouvání břemen o vysoké hmotnosti. Princip lanového navijáku spočívá v tom, že lano, na které je uvázáno břemeno, je navijeno na lanový buben. Navíjením na buben se lano posouvá a koná tak práci. Lanový buben je obvykle spojen s hřídelí, přes kterou je točivý moment přiváděn z motoru přes převodovku.

Cílem této práce je konstrukce lanového navijáku pro natahování gumolan zkušebního zařízení. Konstrukce a uspořádání navijáku je ovlivněno požadavky investora. Nejprve je nutné navrhnout varianty uspořádání mechanismu. Dle návrhových výpočtů je třeba navrhnout vhodné komponenty z katalogů a rozměry mechanismu. Následně bude provedena pevnostní kontrola vybraných dílců.

2 Použití lanových navijáků

Lanový naviják je zařízení používané při transportu břemen, např. ve strojírenství, stavitelství, zemědělství. Břemeno lze transportovat ve svislém nebo vodorovném směru. Ve svislém směru je konstrukce navijáku dána tíhou břemene. Ve vodorovném směru pak pasivní třecí silou mezi břemenem a podložkou. Důležitou roli při navrhování hraje také bezpečnost, druh přepravovaného břemene nebo prostředí, ve kterém naviják pracuje. Podle způsobu použití rozlišujeme různé typy navijáků.

- Ruční
- Stavební vrátky
- Jeřábové kočky
- Vyprošťovací technika
- Tažná technika

Ruční navijáky

Ruční navijáky jsou používány pro nejjednodušší aplikace při zvedání nebo posouvání lehkých břemen. Jejich hlavní výhodou je nízká cena a snadná mobilita. Skládají se z ruční kliky, která přes převodové soukolí pohání lanový buben, na který se navíjí lano. U lanového bubnu je umístěna západka, která brání zpětnému povolení.



Obr. 1: Ruční lanový naviják [12]

Stavební vrátky

Stavební vrátky jsou uzpůsobené k práci na stavbě. Vyznačují se snadným ovládním a manipulací, velkou bezpečností a velkým výkonem. Lze je instalovat na lešení nebo do okenních nebo stropních rozpěr. Samotný naviják je umístěn převážně na konzolové konstrukci. Lano, na kterém je upevněn hák, je navíjeno na lanový buben poháněný elektromotorem. Ten je ovládán obsluhou pomocí ovladačem.



Obr. 2: Stavební vrátek [13]

Jeřabové kočky

Jeřabové kočky jsou zařízení uzpůsobená k poježdění po kolejnicích ve vodorovném směru. Používají se zejména ve strojírenství a stavitelství pro zdvihání a přemísťování těžkých břemen. Jsou tvořeny rámem, na kterém je umístěný zdvihací a pojezdový mechanismus. Zdvihací mechanismus je tvořen elektromotorem a jedním nebo dvěma bubny a kladnicí s kladkostrojem. Kladnice slouží k uchycení háku a zároveň slouží k zvětšení lanového převodu. Jeřabové kočky jsou součástí jeřábů různého typu.



Obr. 3: Jeřabová kočka [14]

Vyprošťovací technika

Navijáky vyprošťovací techniky jsou přizpůsobeny k upevnění k dopravní technice. Sloužit mohou k vytahování kmenů stromů, nabouraných aut a jiných předmětů z těžko přístupného terénu. Pohon zajišťuje elektromotor nižšího výkonu. Pomocná konstrukce usměrňuje lano pro správné nabíhání na buben.



Obr. 4: Naviják na hasičském voze [15]

Tažná technika

Tažnou technikou lze obecně označit další využití při vodorovném nebo svislém pohybu vozíků nebo kabin s různými surovinami.

3 Součásti lanových navijáků

Lanový naviják je sestaven z pohonu, převodovky, hřídele a bubnu, dle požadavků na použití může být použita i spojka a brzda.

Pohon

Pohon lanového navijáku může být realizován různými způsoby. Volba závisí na dostupnosti energetických zdrojů a použití navijáku. Nejčastější je pohon elektromotorem, který je vhodnější pro nepřenosné navijáky, např. naviják portálového jeřábu. Tento pohon je závislý na přítomnosti elektrické sítě potřebného výkonu. Pro přenosné navijáky, například na dopravní technice, je využíván pohon pneumatický, spalovacím motorem nebo elektromotory na 12 resp. 24 V. Pohony lanového navijáku mohou být následující.

- Elektrický
- Pneumatický
- Hydraulický
- Spalovacím motorem
- Ruční

Převodovka

Lanové navijáky využívají šnekové, planetové a kuželové převodovky. U šnekové převodovky lze dosáhnout větší redukce otáček, a tudíž nižší rychlosti navíjení. Zároveň k udržení břemene postačí nižší brzdový moment.

Buben

Lanový buben slouží k navíjení nebo odvíjení lana. Lano na něm může být navinuto v jedné nebo více vrstvách. Může být plochý nebo rýhovaný s drážkou pro lano. Při navíjení je nutné dodržet správný uhel nabíhání lana na buben.

Hřídel

Hřídel spojuje pohon s lanovým bubnem. Přenáší převážně krouticí a ohybový moment, který je na hřídel přiváděn a odváděn pomocí pera nebo drážkování. U některých navijáků může být nahrazen přímým spojením jednotlivých součástí.

Spojka

Spojky jsou použity zejména u navijáků jeřábu. Nejvíce používané typy jsou pevné, pružné, vyrovnávací a výsuvné. Použity mohou být také lamelové třecí spojky, které chrání motor proti přetížení.

Brzda

Brzdy slouží k zastavení pohybu břemene nebo k pomalému spouštění břemene. Nejčastěji se používají brzdy, kde je brzdového momentu dosaženo třecí silou. Jedná se o



brzdy pásové, dvoučelistové a zdržové. Brzda může být také integrovaná do elektromotoru, poté se jedná převážně o elektromagnetický typ brzdy.

4 Jeřáby

Jeřáby jsou stroje pro vykonávání cyklické činnosti zvedání a přesouvání břemen. Břemeno je uvázáno pomocí háku k lanu. S břemenem je možné vykonávat svislý nebo vodorovný pohyb. Typická použití jsou ve stavebnictví nebo v těžkém průmyslu. Jeřáby lze podle uspořádání dělit:

- Jeřáby mostového typu
- Jeřáby s nosnými lany
- Jeřáby výložníkového typu
- Konzolové jeřáby

4.1 Jeřáby mostového typu

Mostové jeřáby umožňují manipulaci s břemenem ve třech osách x, y, z. Háček pro uchopení břemene je zavěšen na jeřábové kočce, kde je umístěn také naviják. Jeřábová kočka pojíždí po mostových nosnících. Tyto nosníky jsou podepřeny pojezdovými jednotkami na kolejnicových drahách přímo (mostový jeřáb) nebo prostřednictvím nohou (portálové jeřáby).



Obr. 5: Mostový jeřáb [7]

4.2 Jeřáby s nosnými lany

Břemeno je zavěšeno na jeřábové kočce, která pojíždí po nosných lanech. Lana mohou být upevněna na stožárech (lanový jeřáb) nebo na portálovém mostu (portálový mostový jeřáb).

4.3 Jeřáby výložníkového typu

Jeřáb s prostředkem pro uchopení břemena zavěšeným na výložníku nebo kočce. Můžeme je dělit na otočné, pojízdné nebo otočné pojízdné. Používají se například pro vykládání vagonů a silničních vozidel (portálový otočný jeřáb) nebo ke stavbě výškových budov (věžový jeřáb). Existují následující druhy jeřábů:

- Portálový otočný jeřáb
- Poloportálový otočný jeřáb
- Mobilní jeřáb
- Věžový jeřáb
- Železniční jeřáb
- Plovoucí jeřáb
- Palubní jeřáb
- Derikový jeřáb

4.4 Konzolové jeřáby

Konzolové jeřáby mají prostředek pro uchopení břemene navěšený přímo na tuhé konzole nebo na kočce, která pojíždí po konzole. Konzoly jsou pevně ukotvené nebo se jejich sloupek může otáčet. Dále je lze dělit na:

- Sloupový výložníkový jeřáb
- Nástěnný jeřáb
- Bicyklový jeřáb
- Výložníkový jeřáb



Obr. 6: Konzolový jeřáb [8]

5 Zadání

Investor navrhl základní uspořádání a princip fungování navijáku. Energie se před začátkem testu akumuluje v gumolanech, která jsou napínána pomocí navijáku s elektromotorem. Rozepnutím elektromagnetické zubové spojky se mechanismus uvolňuje a energie v gumolanech se přeměňuje na kinetickou energii vozíku. Délka zkušební dráhy je 40 m. Náraz má být uskutečněn v rychlosti 80 km/h. Předpokládá se maximální hmotnost vozíku s testovaným předmětem 1 000 kg. Při dosažení požadované rychlosti vozíku je lano pomocí brzdy na napínáku zastaveno a vozík setrvačností narazí do nárazového bloku. Zastavení lana musí být uskutečněno na třech metrech délky. V gumolanech musí zůstat napětí i po zastavení, aby lano nevypadlo z kladek.

Z bezpečnostních důvodů je nutné zajistit volný sjezd vozíku z kolejnic na podlahu zkušebny. Naviják se tedy může umístit do šachty pod kolejovou dráhu.

Napínaná gumolana mají být umístěna paralelně s dráhou vozíku. Optimální provoz gumolan je mezi 120 a 180 % délky. Aby prodloužení gumolan nebylo delší než je délka rozjezdové dráhy, je do mechanismu zařazen kladkostroj o převodu 4. Pro dosažení co nejvíce konstantního zrychlení vozíku může být za kladkostrojem použit dvoukuželový egalizátor.

6 Části napínáku

Napínák se bude skládat z elektromotoru, převodovky, hřídele, spojky, lanového bubnu a kotoučové brzdy.

MOTOR A PŘEVODOVKA

Pohonem celého mechanismu je elektromotor. Výkon elektromotoru musí být takový, aby dokázal napnout gumolana na potřebné prodloužení. Točivý moment na výstupu z elektromotoru je zvýšen použitím vhodné převodovky a přiveden pomocí hřídele a spojky na lanový buben. Motor bude vybaven elektromagnetickou brzdou, která se uvolňuje průchodem elektrického proudu.

SPOJKA

Mezi buben a hřídel je umístěna elektromagnetická zubová spojka od společnosti Corbetta. Jejím rozepnutím se celý mechanismus aktivuje. Spojka se spíná průchodem elektrického proudu.

KOTOUČOVÁ BRZDA

Velký důraz je v zadání kladen na kotoučovou brzdu, která musí být schopna nejen celý mechanismus zastavit na požadované dráze, ale také udržet napnutá gumolana při výpadku elektrického proudu. Použita proto musí být brzda s bezpečnostní pružinou, která je v primárním stavu zabrzděna. Dále je nutné při výpadku elektrického proudu napnutá gumolana mechanicky bezpečně uvolnit.

LANOVÝ BUBEN

Buben s drážkami pro ocelová lana bude sloužit k navíjení lana, které bude napínat gumolana. Lano bude navinuto v jedné řadě a na kraji bubnu bude uchyceno lanovými příložkami.

HŘÍDEL

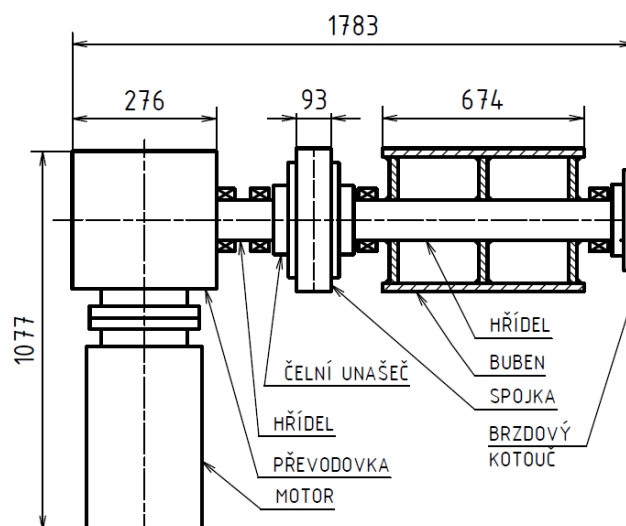
Vodorovný hřídel bude sloužit k přenosu krouticího momentu z převodovky na spojku. S ní bude spojen čelním unašečem. Hřídel bude uložen v kuličkových ložiskách.

7 Uspořádání

Byly navrženy dvě možnosti uspořádání. Obě varianty mají stejný svisle umístěný převodový motor s kuželočelní převodovkou a vodorovně umístěný buben pro navíjení lana.

7.1 Varianta č. 1

U první varianty uspořádání je převodovka a spojka spojena první hřídelí. Druhá hřídel spojuje spojku, buben a brzdový kotouč, který je umístěn na převislém konci hřídele. Buben je pomocí koutových svarů přivařen na hřídel. Každá hřídel je uložena ve dvou kuličkových ložiskách. Spojka a brzdový kotouč jsou spojeny s hřídelí čelním unašečem. Toto uspořádání je širší, musí být použity dvě hřídele. Vyžaduje také komplikovanější rám pro ukotvení. Počet ložisek je dvojnásobný než u druhé varianty. Celková šířka tohoto uspořádání je přibližně 1783 mm.

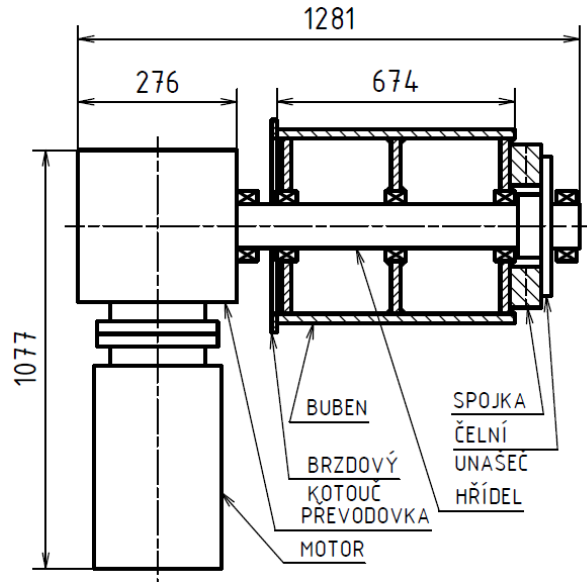


Obr. 7: Schéma uspořádání-1. varianta

7.2 Varianta č. 2

U druhé varianty je použita pouze jedna hřídel, na kterou je pomocí ložisek umístěn buben. Na levém kraji bubnu je ukotven brzdový kotouč. Hřídel je protažena skrz otvor ve

spojce a čelním unašečem spojena se spojku. Na krajích hřídele jsou kuličková ložiska, pomocí kterých je hřídel ukotvena k rámu. Toto uspořádání umožňuje jednodušší rám pro ukotvení. Celková šířka uspořádání je přibližně 1281 mm. To je o 500 mm méně než u první varianty.



Obr. 8: Schéma uspořádání-2. varianta

Při návrhu bude zpracována druhá varianta uspořádání kvůli jednoduššímu uložení a menší prostorové náročnosti.

8 Pracovní fáze mechanismu

Při běžném provozu bude naviják pracovat ve třech fázích: napínání, start a akcelerace, brzdění. Nastat může i mimořádná situace výpadku proudu, se kterou musí návrh počítat.

8.1 Běžné

NAPÍNÁNÍ

Na počátku této fáze se uvolní kotoučová brzda na bubnu, sepne se spojka a zapne se elektromotor. Točivý moment je přiváděn na bubnu, který navíjí ocelové lano. Gumolana se postupně napínají a akumuluje se v nich energie. Po dosažení potřebného prodloužení je elektromotor vypnut a elektromagnetická brzda na motoru se zabrzdí. Drží točivý moment, kterým působí gumolana na bubnu. Mechanismus je připraven ke startu.

START A AKCELERACE

Vypne se přívod elektrického proudu do spojky a ta se rozezne. V tom okamžiku gumolana začnou táhnout ocelové lano, které se odvíjí z bubnu a unáší vozík s testovaným předmětem. Vozík zrychluje a gumolana se uvolňují.

BRZDĚNÍ

Po dosažení potřebné rychlosti je aktivována kotoučová brzda na bubnu. Ta svým brzdícím momentem způsobí zpomalování mechanismu, až ho na přibližně třech metrech zastaví. Vozík s testovaným předmětem pokračuje po dráze, až narazí do bloku.

8.2 Mimořádné

VÝPADEK ELEKTRICKÉHO PROUDU

Mimořádná situace nastane při výpadku proudu. Pokud tato situace nastane, zůstanou obě brzdy sepnuté a spojka rozeprnutá. Pokud tedy výpadek nastane při napnutých gumolanech, mechanismus se automaticky zabrzdí kotoučovou brzdou na bubnu. Napnutá gumolana je pak nutné uvolnit pomalu mechanicky. To by bylo provedeno manuálním navýšením tlaku v pístu brzdového třmenu. Tato činnost by musela být prováděna z bezpečného prostoru dostatečně vzdáleného od zkušebního standu.

9 Návrhové výpočty

Dle požadavků investora jsou v následující kapitole vypočteny základní parametry navijáku a vybrány vhodné komponenty. Při výběru jsou respektovány požadavky zákazníka na dodavatele.

9.1 Výpočet volné délky gumolan

Celková délka zkušební dráhy je 40 m. Z toho jsou nutné 3 m pro zabrzdění mechanismu a přibližně 2 m pro reakční dobu brzdy a nástup brzdícího účinku. Dráha, na které bude vozík akcelerovat, je tedy 35 m.

Gumolana optimálně pracují mezi 120 a 180 procenty svojí volné délky. Délka 35 m tedy odpovídá 60 % volné délky gumolan. Délka gumolan ve volném stavu je vypočítána dle vztahu 1.

$$l_o = \frac{l_a \cdot 100\%}{i_k \cdot 60\%} = \frac{35 \cdot 100}{4 \cdot 60} = 14,58 \text{ m} \quad (1)$$

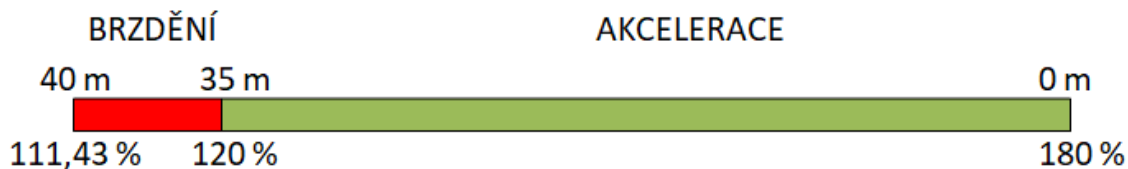
- l_o volná délka gumolan
- l_a délka akcelerační dráhy (35 m)
- i_k převod kladkostroje (4)

Po akceleraci na dráze 35 m dochází k zabrzdění mechanismu na dráze 5 m. Po zastavení musí v gumolanech zůstat předpětí, aby nedošlo k vypadnutí lana z kladek. Je proto nutné zkontrolovat, o kolik procent se gumolana smrští při posunutí vozíku na dráze 5 m (vztah 2).

$$x = \frac{l_b \cdot 100\%}{l_o \cdot i_k} = 8,57 \% \quad (2)$$

- l_b brzdná dráhy vozíku (5 m)
- x procentuální smrštění gumolan při brzdění

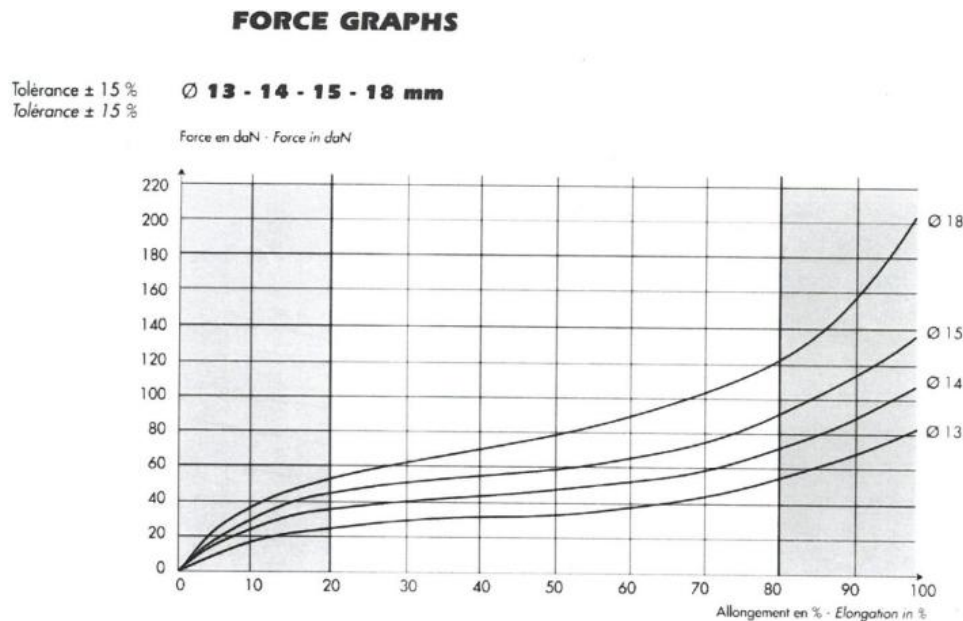
Při brzdění se gumolano smrští o dalších 8,57 %. Po zastavení mechanismu tedy zůstávají gumolana napnutá na 111,43 % své volné délky (Obr. 9).



Obr. 9: Schéma dráhy vozíku

9.2 Charakteristika gumolan

Použita jsou gumolana o průměru $d = 14 \text{ mm}$. Dle výrobce je energie, kterou jedno gumolano odevzdá, mezi 120 % a 180 % volné délky, 153 J/m. Z grafů poskytnutých výrobcem gumolan (Obr. 10) lze odečíst, že síla při prodloužení 80 % je 700 N a při prodloužení 20 % je 400 N.



Obr. 10: Závislost síly v gumolaně na prodloužení

9.3 Účinnost mechanismu

Při výpočtu je nutné uvažovat účinnost mechanismu. Energetické ztráty ovlivní výsledný počet gumolan. Celková účinnost je dána účinností jednotlivých dílů, tedy bubnu, egalizátoru, kladek a kladkostroje. Při výpočtu účinnosti egalizátoru lze uvažovat, že je složen ze dvou bubnů.

Účinnost kladkostroje [3]:

$$\eta_{KLS} = \frac{1 - \eta_{KL}^n}{n(1 - \eta_{KL})} = \frac{1 - 0,98^4}{4(1 - 0,98)} = 0,97 \quad (3)$$

Celková účinnost je:

$$\eta_C = \eta_B \eta_E \eta_{KL}^3 \eta_{KLS} = 0,97 \cdot 0,97^2 \cdot 0,98^3 \cdot 0,97 = 0,83 \quad (4)$$

η_C celková účinnost mechanismu

η_B účinnost bubnu (0,97)

η_E účinnost egalizátoru ($\eta_B^2 = 0,97^2$)

η_{KL} účinnost kladky (0,98)

η_{KLS} účinnost kladkostroje

n_l počet nosných průřezů v jedné větvi lanového převodu

9.4 Počet gumolan

Při výpočtu počtu gumolan se vychází z kinetické energie srážky. Hmotnost vozíku je dle zadání zákazníka 1 000 kg a rychlost při odpoutání od lana 80 km/h. Ve vztahu je nutno dále počítat s celkovou účinností mechanismu. Počet gumolan je navýšen o několik kusů kvůli přeměně části energie na rotační energii mechanismu.

$$E_K = \frac{1}{2} m_v v^2 = \frac{1}{2} \cdot 1000 \cdot \left(\frac{80}{3,6}\right)^2 = 246\,914 \text{ J} \quad (5)$$

$$x_{min} = \frac{E_K}{\eta_C E_1 l_0} = \frac{246\,914}{0,83 \cdot 153 \cdot 14,58} = 134 [1] \quad (6)$$

x_{min} minimální počet gumolan

η_C celková účinnost mechanismu

E_K kinetická energie nárazu

E_1 energie odevzdaná jedním gumolanem (153 J/m)

l_0 volná délka gumolana (14,58 m)

m_v hmotnost vozíku (1 000 kg)

v rychlost vozíku před nárazem (80 km/h)

Zvolený počet gumolan $x = 150$. Pro dosažení požadované rychlosti je potřeba přibližně 150 gumolan.

9.5 Návrh ocelového lana

Na ocelové lano působí maximální síla, která je dána silou v jednom gumolaně při 180 % délky, počtem gumolan a lanovým převodem.

$$F_{max} = \frac{F_1 \cdot x}{n_l} = \frac{700 \cdot 150}{4} = 26\,250 \text{ N} \quad (7)$$

F_{max} maximální síla v laně

F_1 síla v gumolaně při 180% volné délky (700 N)

x počet gumolan (150)

n_l počet nosných průřezů v jedné větvi lanového převodu (4)

Dle požadavků na maximální sílu v laně a bezpečnost lana bylo zvoleno šestipramenné ocelové lano seal 114 drátů (16×19) s ocelovou duší 79 drátů (ČSN 02 4341).

průměr lana $d_l = 14 \text{ mm}$

síla při přetržení $F_l = 161,7 \text{ kN}$

hmotnost lana $m_l = 0,84 \text{ kg/m}$

Bezpečnost lana:

$$k_l = \frac{F_l}{F_{max}} = \frac{161,7}{26,25} = 6,16 \quad (8)$$

Dle ČSN 27 0100 byla zjištěna minimální bezpečnost pro jeřábová lana obdobných parametrů $k_{lmin} = 5,7$ až $6,3$. Vzhledem k proměnlivé síle na laně je obtížné minimální bezpečnost přesně určit. Vypočítaná bezpečnost náleží intervalu minimální bezpečnosti, a proto navržené lano vyhovuje.

$$k_{lmin} < k_l$$

$$5,7 < 6,16$$

9.6 Návrh lanového bubnu

Lanový buben je navržen dle platných norem s přihlédnutím k dostupnosti polotovarů a parametrům napínáku. Navržen je průměr bubnu a jeho délka. Dále je řešeno upnutí lana na buben a nabíhání lana na buben.

9.6.1 Průměr bubnu

Dle normy ČSN 27 0101 bylo určeno, že tento mechanismus bude podle svých parametrů patřit do jeřábové skupiny č. III.

Dle normy ČSN 27 1820 byl zjištěn součinitel průměru bubnu pro skupinu jeřábů č. III $\alpha=26$ a následně byl vypočítán minimální průměr bubnu. Při použití většího průměru lana lze jeho životnost zvýšit.

$$D_{b \min} = \alpha \cdot d_l = 26 \cdot 14 = 364 \text{ mm} \quad (9)$$

$D_{b \min}$ minimální průměr bubnu

α součinitel volen dle normy (26)

d_l průměr lana (14 mm)

Vzhledem k dostupným polotovarům je průměr bubnu zvolen 377 mm. Pro výrobu bubnu se použije bežešvá trubka průměru 377 mm tloušťky 25 mm ČSN 42 5715, materiál 11 523.

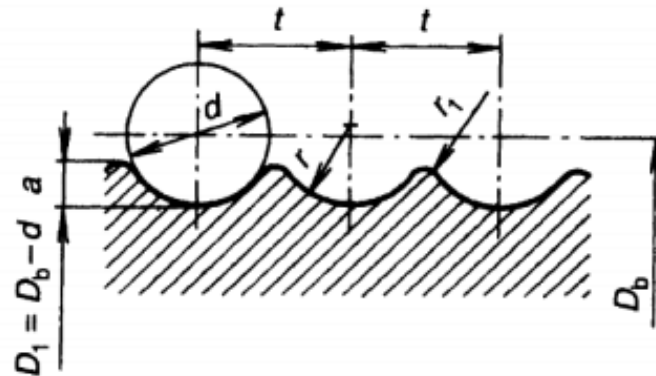
Rozměry bubnu (Obr. 11):

průměr bubnu $D_b = 377 \text{ mm}$

průměr lana $d = 14 \text{ mm}$

hloubka drážky $a = 4 \text{ mm}$

rozteč drážek	$t = 16 \text{ mm}$
poloměr zaoblení	$r_1 = 2 \text{ mm}$
poloměr drážky	$r = 7,5 \text{ mm}$
průměr drážek	$D_1 = D_b - d = 377 - 14 = 363 \text{ mm}$



Obr. 11: Rozměry bubnu [3]

9.6.2 Délka bubnu

Celková délka bubnu je složena z drážkované části a hladké části bubnu. Na drážkovanou část se navíjí lano. Hladká část slouží k uchycení lana pomocí lanových příložek.

9.6.2.1 Délka drážkované části bubnu

Délka bubnu je vypočítána z počtu závitů potřebných pro navinutí lana s tím, že tři závity jsou přidány na straně ukotvení lana pro zajištění samosvornosti a tři závity na opačné straně jako rezerva. Délka lana k navinutí je 40 m. Počet závitů je zaokrouhlen na celé číslo z výrobního důvodu.

$$z = \frac{l_l}{\pi D_b} + p = \frac{40}{\pi \cdot 0,377} + 6 = 39,77 \cong 40 \quad (10)$$

$$l_{BD} = z \cdot t = 40 \cdot 16 = 640 \text{ mm} \quad (11)$$

z	počet závitů
l_{BD}	drážkovaná délka bubnu
l_l	navíjená délka lana (40 m)
D_b	průměr bubnu (377 mm)
p	počet rezervních závitů (6)
t	rozteč drážek bubnu (16 mm)

9.6.2.2 Délka hladké části bubnu

Délka hladkých částí na obou krajích bubnu bude $4t$, kde t je rozteč drážek bubnu. Tento prostor poslouží pro uchycení lana lanovou příložkou a vznikne prostor pro přišroubování brzdového kotouče. Délka hladké části:

$$l_{BH} = 8 \cdot t = 8 \cdot 16 = 128 \text{ mm} \quad (12)$$

l_{BH} délka hladké části bubnu

9.6.2.3 Celková délka bubnu

Celková délka bubnu je součet drážkované a hladké části.

$$l_B = l_{BD} + l_{BH} = 640 + 128 = 768 \text{ mm} \quad (13)$$

l_B celková délka bubnu

Celková délka bubnu je 768 mm.

9.6.3 Lanové příložky

Lano je na kraji bubnu uchyceno lanovými příložkami, které vyvolávají třecí sílu mezi lanem a bubnem. Tato třecí síla musí být větší než tahová síla lana pod příložkami. Rozměry lanových příložek jsou normalizovány podle průměru lana.

9.6.3.1 Tahová síla pod lanovými příložkami

Tahová síla je zmenšena vlivem tření třech rezervních závitů lana o drážky bubnu. O kolik se síla zmenší lze vypočítat podle Eulerova vztahu pro vláknové tření. Dle [1] je součinitel tření mezi lanem a bubnem 0,1 až 0,13.

$$P_0 = \frac{P}{e^{f\alpha}} = \frac{26\,250}{e^{0,1 \cdot 6\pi}} = 3\,986 \text{ N} \quad (14)$$

P_0 tahová síla pod příložkou

P tahová síla v laně (26 250 N)

f součinitel tření (0,1)

α úhel opásání (6π)

9.6.3.2 Osová síla ve šroubech

Vychází se z předpokladu, že budou použity dvě příložky. Potřebná osová síla je pak:

$$Q = \frac{P_0}{2f} = \frac{3\,986}{2 \cdot 0,1} = 19\,930 \text{ N} \quad (15)$$

Q osová síla ve šroubu lanové příložky

9.6.4 Nabíhání lana

Dle [1] by neměl být úhel nabíhání lana větší než 4° . Aby byl úhel nabíhání co nejmenší, mělo by se lano navíjet směrem k převodovce. Tím také zajistíme menší působení axiální síly na ložiska.

9.7 Výběr motoru

Při výběru elektromotoru nejsou kladeny požadavky na jeho otáčky. Na rychlosti otáčení bubnu nezáleží. Jediným limitujícím parametrem je točivý moment motoru, který je dán maximální silou v laně a průměrem bubnu.

Zadavatel v zadání navrhoval asynchronní elektromotor 160MFE od společnosti Electro ADDA s. p. a. s těmito parametry:

$$\text{jmenovité otáčky} \quad n = 715 \text{ ot/min}$$

$$\text{jmenovitý moment} \quad M = 73 \text{ Nm}$$

Vzhledem k lepší kompaktnosti s převodovkou byl vybrán elektromotor od společnosti Sew Eurodrive DRL160M4 s těmito parametry:

$$\text{jmenovité otáčky motoru} \quad n_m = 1\,200 \text{ ot/min}$$

$$\text{jmenovitý moment motoru} \quad M_m = 85 \text{ Nm}$$

$$\text{hmotnost motoru} \quad m_m = 93 \text{ kg}$$

Oba motory mají stejný rozměr výstupní hřídele a podobný jmenovitý moment. Rozdíl momentů lze eliminovat vhodnou volbou převodovky.

9.8 Výběr převodovky

Vzhledem k prostorovému uspořádání byl vybrán kuželočelní typ převodovky. Dle požadavku na minimální výstupní moment a jmenovitého momentu elektromotoru byl zvolen konkrétní typ převodovky.

9.8.1 Minimální parametry převodovky

Minimální výstupní moment převodovky je vypočítán z maximální síly v laně a průměru bubnu.

$$M_{v \min} = F_{\max} \cdot \frac{D_b}{2} = 26\,250 \cdot \frac{0,377}{2} = 4\,648 \text{ Nm} \quad (16)$$

$M_{v \min}$ požadovaný minimální výstupní moment

F_{\max} maximální síla v laně (26 250 N)

D_b průměr bubnu (0,377 m)

Minimální převodový poměr potřebný mezi motorem a hřídelí bubnu s uvažováním účinnosti třístupňové převodovky.

$$i_{min} = \frac{M_v min}{M_m \cdot \eta_p} = \frac{4\,648}{85,0,94} = 58,2 \quad (17)$$

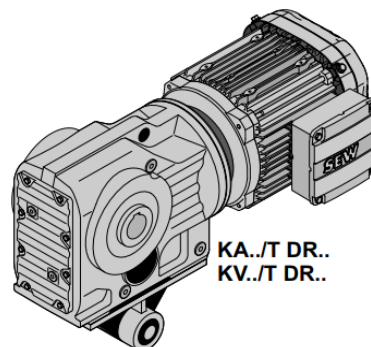
η_p účinnost třístupňové převodovky

i_{min} minimální převodový poměr převodovky

9.8.2 Volba převodovky

V katalogu byla vybrána převodovka s nejbližším vyšším převodovým poměrem. Zvolena byla převodovka Sew Eurodrive typ KA107T (kuželová, třístupňová) s dutým výstupním hřídelem o vnitřním průměru 90 mm. Její parametry jsou:

převodový poměr	$i = 66,52$
max. výstupní moment	$M_{m_max} = 8\,000\,Nm$
maximální otáčky	$n_{m_max} = 30\,ot/min$
účinnost	$\eta_p = 94\,\%$
hmotnost	$m_p = 317,8\,kg$
max. radiální zatížení na převislém konci	$F_{Ra\,max} = 23\,600N$



Obr. 12: Převodovky a motor SEW KA107T DRL160M4 [10]

Moment na výstupní hřídeli z převodovky je:

$$M_v = \eta_p \cdot i \cdot M_m = 0,96 \cdot 66,52 \cdot 85 = 5\,428\,Nm \quad (18)$$

Kontrola výstupního momentu:

$$M_v > M_v min$$

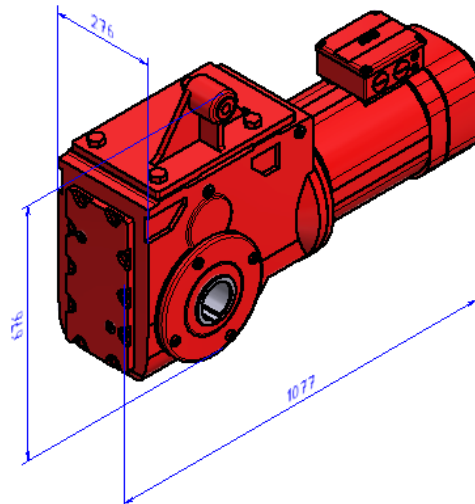
$$5\,428 > 4\,648$$

Kontrola radiálního zatížení. Hřídel je zatížena hmotností motoru, převodovky a rekcí od momentové podpory (vztah 45).

$$F_{Ra\,max} = 15\,022\,N$$

$$15\,022 < 23\,600$$

Převodový poměr i výstupní moment jsou větší než minimální potřebné hodnoty vypočítané ze vztahů 16, 17. Navržený motor a převodovka vyhovují.



Obr. 13: Převodovka a motor SEW KA107T DRL160M4-model Autodesk Inventor

9.9 Výběr brzdy motoru

Úkolem brzdy je udržet moment způsobený silou od natažených gumolan. Moment, který způsobují natažená gumolana, je vypočítán v kapitole 9.8.1. Ve výpočtu se vzhledem k bezpečnosti uvažuje s výstupním momentem z převodovky (vypočítán v kapitole 9.8.2.). Z katalogu Sew [10] byla vybrána elektromagnetická kotoučová brzda, která je kompatibilní s vybraným motorem. Brzda se uvolňuje působením elektrického proudu. Z bezpečnostního hlediska je tedy v primárním stavu zabrzděna. Její brzdny moment je 110 Nm. Pokud započítáme převodový poměr 66,52, dostaneme brzdny moment na hřídeli bubnu 7 317 Nm. Jedná se o typ brzdy BE 11.

$$M_{BB} = i \cdot M_B = 66,52 \cdot 110 = 7\,317 \text{ Nm} \quad (19)$$

Bezpečnost elektromagnetické brzdy:

$$k_B = \frac{M_{BB}}{M_v} = \frac{7\,317}{5\,428} = 1,34 \quad (20)$$

M_{BB} brzdny moment elektromagnetické brzdy na hřídeli bubnu

M_B brzdny moment elektromagnetické brzdy

M_v výstupní moment z převodovky

9.10 Výběr spojky

Dle požadavku zákazníka je použita elektromagnetická zubová spojka Corbetta ETZ 258 s parametry:

maximální moment na spojce $M_{s,max} = 6\,000 \text{ Nm}$

maximální otáčky spojky $n_{s_max} = 1\,500\text{ ot/min}$

Maximální otáčky nastanou při odpoutání vozíku od lana, kdy je jeho rychlost 80 km/h.

$$n = \frac{v}{\pi \cdot D_b} \cdot 60 = \frac{\frac{80}{3,6}}{\pi \cdot 0,377} \cdot 60 = 1\,125,8\text{ ot/min} \quad (21)$$

n maximální provozní otáčky

v rychlost lana (80 km/h)

D_b průměr bubnu (0,377 m)

Kontrola maximálních otáček:

$$n < n_{max}$$

$$1\,125,8 < 1\,500$$

Bezpečnost přenášeného momentu:

$$k_{sp} = \frac{M_{max}}{M_v} = \frac{6\,000}{5\,428} = 1,11 \quad (22)$$

Bezpečnost přenášeného momentu spojky by měla být v rozmezí 1,1 až 1,2. Spojka vyhovuje požadavkům.

Krouticí moment je na spojku přiváděn pomocí radiálních per.

9.11 Výběr kotoučové brzdy

Kotoučová brzda umístěná na bubnu musí zastavit mechanismus na zábrzdě vzdálenosti 3 metry. Musí také svým brzdícím momentem udržet napnutá gumolana v případě výpadku proudu.

V okamžiku brzdění jsou gumolana natažená na 120% své volné délky. Tomu odpovídá síla přibližně 400 N, která v průběhu brzdění na lano působí. Dále je nutné započítat hmotnost lana a moment setrvačnosti rotačních hmot. Délka lana byla odhadnuta na 50 m. Měrná hmotnost lana je 0,85 kg/m. Celková hmotnost lana tedy je:

$$m_{lc} = l \cdot m_l = 50 \cdot 0,84 = 42\text{ kg} \quad (23)$$

Dále byl odečten přibližný moment setrvačnosti rotujících součástí: plášť bubnu (3,96), brzdový kotouč (2,27), příčka bubnu (0,146), ložiskové domky (0,047) a unašeč (0,084) v programu Autodesk Inventor. Celkový moment setrvačnosti 6,85 kg.m².

V této hodnotě není započítaný moment setrvačnosti svarů, spojovacích prvků atd. Vzhledem k tomu volím celkový moment setrvačnosti:

$$I_c = 6,9\text{ kg.m}^2$$

Pro výpočet brzdného momentu je nutné vypočítat zpomalení lana:

$$a_l = \frac{1}{2} \frac{v^2}{s} = \frac{1}{2} \cdot \frac{22,22^2}{3} = 82,3 \text{ m/s}^2 \quad (24)$$

v rychlost lana při odpoutání ($80 \frac{\text{km}}{\text{h}} \approx 22,22 \text{ m/s}$)

s brzdná vzdálenost (3 m)

Požadovaný brzdný moment lze vypočítat ze vztahu:

$$M_{KBP} = I_c \cdot \alpha + \left(\frac{F \cdot x}{4} + m_{lc} \cdot a_l \right) \frac{D_b}{2} = I_c \cdot \frac{a}{\frac{D_b}{2}} + \left(\frac{F \cdot x}{4} + m_{lc} \cdot a_l \right) \frac{D_b}{2} \quad (25)$$

$$M_{KBP} = 6,9 \cdot \frac{82,3}{0,377} + \left(\frac{400 \cdot 150}{4} + 42,82,3 \right) \cdot \frac{0,377}{2} = 6\,214 \text{ Nm}$$

M_{KBP} požadovaný brzdný moment kotoučové brzdy

α úhlové zrychlení bubnu

a_l zrychlení lana

F síla od gumolan (uvažuji 400 N)

D_b průměr bubnu

m_{lc} celková hmotnost lana

x počet gumolan

I_c celkový moment setrvačnosti

Požadovaný brzdný moment kotoučové brzdy je tedy přibližně 6 214 Nm. Brzdný moment pro udržení napnutých gumolan je menší než požadovaný brzdný moment k zastavení mechanismu. V dalších výpočtech se tedy počítá s brzdným momentem potřebným k zastavení mechanismu. Brzdný kotouč může mít průměr maximálně 0,6 m. Větší průměr by příliš přesahoval nad lanový buben.

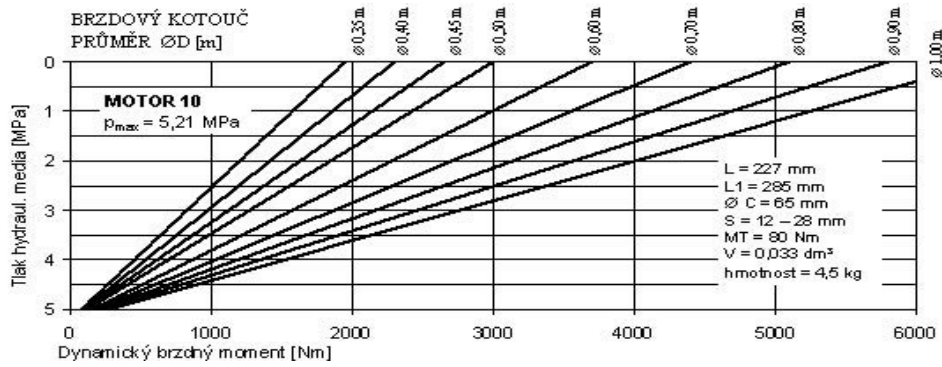
Z bezpečnostních důvodů bude použita nepřímá kotoučová hydraulická brzda od PIVKO Spojky Brzdy Hřídle. K dosažení potřebného momentu je nutné použití dvou brzdových třmenů. Z grafu poskytnutého výrobcem (Obr. 14) je možné odečíst, že pro průměr brzdového kotouče 0,6 m je brzdný moment přibližně 3 700 Nm. Při použití dvou brzdových třmenů je tedy 7 400 Nm.

Bezpečnost kotoučové brzdy:

$$k_{KB} = \frac{M_{KB}}{M_{KBP}} = \frac{7\,400}{6\,214} = 1,2 \quad (26)$$

M_{KB} brzdný moment kotoučové brzdy

M_{KBP} požadovaný brzdný moment kotoučové brzdy



Obr. 14: Závislost brzděného momentu na tlaku hydraulického média[11]

10 Pevnostní výpočty

Budou provedeny pevnostní výpočty bubnu, hřídele a ložisek. Při pevnostních výpočtech bude stanoveno redukované napětí dle hypotézy HMM a porovnáno s dovoleným napětím nebo bude vypočítána bezpečnost vůči mezi kluzu. Dynamická kontrola bude provedena jako porovnání redukovaného napětí se sníženou mezí únavy nebo bude vypočítána dynamická bezpečnost.

Protože s navíjením lana se síla v laně zvyšuje, jsou výpočty provedeny pro různé polohy lana. Pro výpočty reakcí se zavádí parametr B (Obr. 16), který značí vzdálenost lana od krajní levé podpory bubnu. Z Obr. 10: Závislost síly v gumolaně na prodloužení jsou pro jednotlivé polohy lana odečteny síly v laně.

Tab. 1: Síla v laně a hodnota parametru B v závislosti na poloze lana

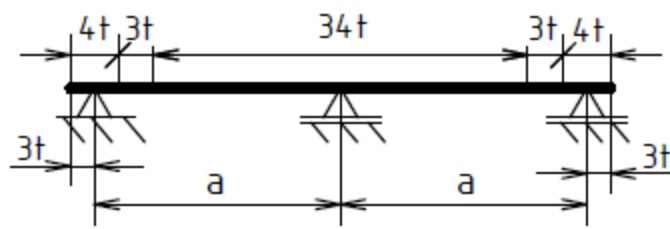
poloha lana	hodnota parametru B (mm)	odečtená síla v laně (N)
lano na kraji	80	26 250
lano v 1/3	171	22 500
lano ve 2/3	261	19 125
lano uprostřed	336	18 000

10.1 Výpočet bubnu

Buben je zatížen krutem, ohybem a sevřením od lana. Střední příčka vytváří staticky neurčitou soustavu. Protože síla v laně se mění v průběhu navíjení, výpočet bude proveden pro působení maximální síly.

10.1.1 Statická kontrola

Délkové rozměry bubnu jsou zobrazeny na Obr. 15. Na obou krajích je hladká část o délce $4t$ a tři rezervní drážky o délce $3t$. Proces navíjení a odvíjení lana probíhá v prostřední části na délce $34t$. Krajní příčky jsou ve vzdálenosti $3t$ od kraje pláště bubnu. Prostřední příčka je uprostřed bubnu. Rozteč drážek bubnu je $t = 16 \text{ mm}$.



Obr. 15: Schéma lanového bubnu

Vzdálenost podpor bubnu lze dopočítat z Obr. 15:

$$a = 21 \cdot t = 21 \cdot 16 = 336 \text{ mm} \quad (27)$$

Ploušťka pláště bubnu:

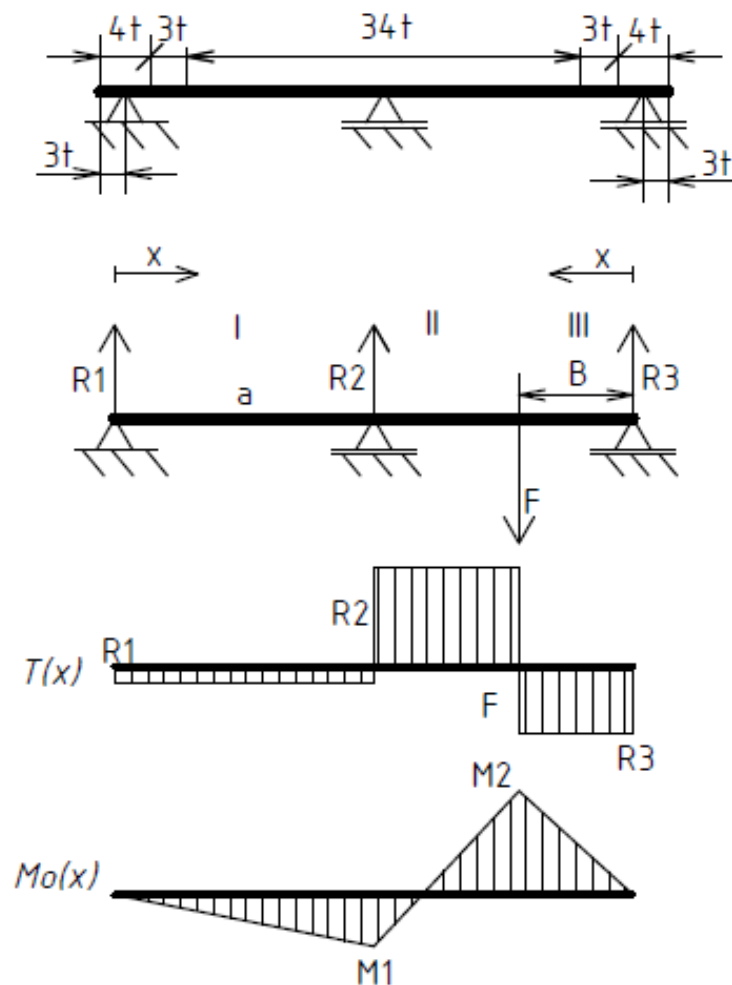
$$s_b = \frac{D_1 - d}{2} = \frac{363 - 327}{2} = 18 \text{ mm} \quad (28)$$

- D_1 průměr drážek bubnu (363 mm)
- d vnitřní průměr bezešvé trubky (327 mm)
- a vzdálenost podpor (336 mm)

10.1.1.1 Zatížení ohybem

Pro výpočet reakcí uvažujeme buben jako staticky neurčitý nosník zatížený silou F . Reakce jsou vypočítány pomocí deformační podmínky, Mohrova integrálu a statických momentových rovnic.

Nosník byl rozdělen na tři pole. Reakce R_3 byla odstraněna a nahrazena deformační podmínkou. Následně byl sestaven Mohrův integrál. Výpočet byl proveden obecně s parametrem B , který značí vzdálenost síly F od reakce R_3 .



Obr. 16: Schéma ohybového zatížení bubnu

Výpočet Mohrova integrálu pro průhyb u_{R_3} v místě reakce R_3 :

pole	$M_o(x)$	$m_o(x)$
I.	$R_1 x$	$1x$
II.	$R_3 \bar{x} - F(\bar{x} - B)$	$1\bar{x}$
III.	$R_3 \bar{x}$	$1\bar{x}$

$$u_{R_3} = \int M_{oi}(x) \cdot m_{oi}(x) = \int_0^a R_1 x^2 dx + \int_B^a [R_3 \bar{x} - F(\bar{x} - B)] \bar{x} \cdot d\bar{x} + \int_0^B R_3 \bar{x}^2 d\bar{x} = 0$$

$$\left[R_1 \frac{x^3}{3} \right]_0^a + \left[R_3 \frac{\bar{x}^3}{3} - F \frac{\bar{x}^3}{3} + F \cdot B \cdot \frac{\bar{x}^2}{2} \right]_B^a + \left[R_3 \frac{\bar{x}^3}{3} \right]_0^B = 0$$

$$R_1 \frac{a^3}{3} + R_3 \frac{a^3}{3} - F \frac{a^3}{3} + F \cdot B \cdot \frac{a^2}{2} - R_3 \frac{B^3}{3} + F \frac{B^3}{3} - F \cdot B \cdot \frac{B^2}{2} + R_3 \frac{B^3}{3} = 0$$

$$R_1 \frac{a^3}{3} + R_3 \frac{a^3}{3} + F \cdot \left(\frac{Ba^2}{2} - \frac{a^3}{3} - \frac{B^3}{6} \right) = 0 \quad (29)$$

Statická rovnice rovnováhy sil:

$$F = R_1 + R_2 + R_3 \quad (30)$$

Statická rovnice rovnováhy momentů vůči působišti síly R_3 :

$$2 \cdot a \cdot R_1 + a \cdot R_2 - B \cdot F = 0 \quad (31)$$

Rovnice 29, 30 a 31 tvoří soustavy třech rovnic a třech neznámých R_1, R_2, R_3 . Řešením soustavy dostaneme výsledné rovnice pro určení reakcí v obecném tvaru:

$$R_1 = \frac{F}{4} \cdot \left(\frac{B^3}{a^3} - \frac{B}{a} \right) \quad (32)$$

$$R_2 = \frac{F}{2} \cdot \left(3 \frac{B}{a} - \frac{B^3}{a^3} \right) \quad (33)$$

$$R_3 = \frac{F}{2} \cdot \left(2 + \frac{B^3}{2 \cdot a^3} - \frac{5}{2} \cdot \frac{B}{a} \right) \quad (34)$$

Největší zatížení bubnu nastane při poloze lana uprostřed mezi podpěrami. Uvažujeme, že v tomto místě působí maximální síla, i když ve skutečnosti bude síla menší. Pro výpočet lze tento stav prohlásit za nejhorší z hlediska polohy i velikosti síly.

$$B = \frac{a}{2} \quad F_{max} = 26\,250 \text{ N}$$

Dosazením hodnoty parametru B a síly F do obecných rovnic 32, 33, 34 dostaneme reakce v místech uložení:

$$R_1 = \frac{F}{4} \cdot \left(\frac{B^3}{a^3} - \frac{B}{a} \right) = \frac{F}{4} \cdot \left(\frac{1}{8} - \frac{1}{2} \right) = -\frac{3}{32} F = -\frac{3}{32} \cdot 26\,250 = -2\,461 \text{ N}$$

$$R_2 = \frac{F}{2} \cdot \left(3 \frac{B}{a} - \frac{B^3}{a^3} \right) = \frac{F}{2} \cdot \left(\frac{3}{2} - \frac{1}{8} \right) = \frac{11}{16} F = \frac{11}{16} \cdot 26\,250 = 18\,047 \text{ N}$$

$$R_3 = \frac{F}{2} \cdot \left(2 + \frac{B^3}{2a^3} - \frac{5}{2} \cdot \frac{B}{a} \right) = \frac{F}{2} \cdot \left(2 + \frac{1}{2.8} - \frac{5}{4} \right) = \frac{13}{32} F = \frac{13}{32} \cdot 26\,250 = 10\,664 \text{ N}$$

Extrém ohybového momentu nastává pod reakcí R_2 a pod silou F (Obr. 16). Porovnáním velikosti těchto momentů zjistíme, že maximální moment vzniká pod silou F (vztah 36).

$$M_1 = R_1 \cdot a = \frac{3}{32} Fa \quad (35)$$

$$M_2 = R_3 \frac{a}{2} = \frac{13}{64} Fa \quad (36)$$

$$M_1 < M_2$$

$$M_{o \max} = M_2 = \frac{13}{64} Fa = \frac{13}{64} \cdot 26\,250 \cdot 336 = 1\,791\,562,5 \text{ Nmm}$$

M_1 ohybový moment pod reakcí R_2

M_2 ohybový moment pod silou F

$M_{o \max}$ maximální ohybový moment

Minimální modul průřezu v ohybu:

$$W_{o \min} = \frac{\pi \cdot D_1^3}{32} \cdot \left(1 - \frac{d^4}{D_1^4} \right) = \frac{\pi \cdot 363^3}{32} \cdot \left(1 - \frac{327^4}{363^4} \right) = 1\,603\,591 \text{ mm}^3 \quad (37)$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_{o \max}}{W_{o \min}} = \frac{1\,791\,562,5}{1\,603\,591} = 1,12 \text{ MPa} \quad (38)$$

10.1.1.2 Zatížení krutem

Buben je namáhán maximálním krouticím momentem, který je způsoben maximální silou v laně. Tato síla se v průběhu navijení mění. Pro zjednodušení uvažují maximální sílu, která v laně působí. Tato síla působí na průměru bubnu D_b .

Maximální krouticí moment:

$$M_k = F_{\max} \cdot \frac{D_d}{2} = 26\,250 \cdot \frac{377}{2} = 4\,948\,125 \text{ Nmm} \quad (39)$$



Obr. 17: Krouticí moment bubnu při maximální síle v laně

Minimální průřezový modul v krutu:

$$W_{k \min} = \frac{\pi \cdot D^3}{16} \cdot \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right) = \frac{\pi \cdot 363^3}{16} \cdot \left(1 - \frac{327^4}{363^4}\right) = 3\,207\,182 \text{ mm}^3 \quad (40)$$

Maximální napětí v krutu:

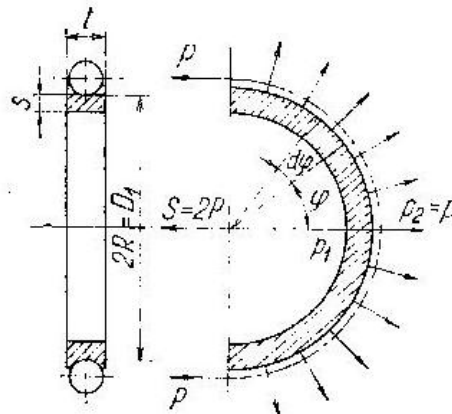
$$\tau = \frac{M_k}{W_{k \min}} = \frac{4\,948\,125}{3\,207\,182} = 1,54 \text{ MPa} \quad (41)$$

10.1.1.3 Zatížení od sevření lana

Závit lana, který je utahován celkovou silou, působí na bubnu tlakovým napětím. Toto napětí lze spočítat podle vztahu:

$$\sigma_t = \frac{F_{max}}{t \cdot s} = \frac{26\,250}{16 \cdot 18} = 91,1 \text{ MPa} \quad [1] \quad (42)$$

- F_{max} maximální síla v laně
- t rozteč drážek bubnu
- s minimální tloušťka pláště bubnu



Obr. 18: Zatížení bubnu od sevření lana[1]

10.1.1.4 Výsledné redukované napětí

Výsledné redukované napětí se vypočítá podle hypotézy HMM při působení dvouosé napjatosti a krutu. Z výpočtu je patrné, že dominantní vliv na redukované napětí má napětí způsobené sevřením lana.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_t^2 - \sigma_o \sigma_t + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{1,12^2 + 91,1^2 - 1,17 \cdot 91,1 + 3 \cdot 1,54^2} =$$

$$= 90,56 \text{ MPa} \quad (43)$$

Napětí v krutu a ohybu je mnohonásobně menší, než je dovolené napětí pro ocel 11 523. Dovolené napětí v míjivém tlaku je 90 až 135 MPa [3]. Zároveň by tlakové napětí v bubnu nemělo být větší než 98 MPa [1]. Redukované napětí v bubnu je menší než dovolené napětí.

10.1.2 Dynamická kontrola

Pro zjednodušení bude pouze porovnána snížená mez únavy a redukované napětí. Pro výpočet snížené meze únavy byly vyhledány následující koeficienty[3]:

součinitel vrubu (bez přítomnosti vrubu)	$\beta = 1$
součinitel velikosti (pro $d = 371 \text{ mm}$)	$\varepsilon_m = 0,6$
součinitel povrchu (soustružení na čisto)	$\varepsilon_p = 0,88$

Pro ocel 11 523 je mez únavy v ohybu 175 až 215 MPa[3]. Snížená mez únavy:

$$\sigma_{oc}^{\times} = \sigma_{oc} \frac{\varepsilon_m \cdot \varepsilon_p}{\beta} = (175 \text{ až } 215) \cdot \frac{0,6 \cdot 0,88}{1} = 0,528 \cdot (175 \text{ až } 215) = 92,4 \text{ až } 113 \text{ MPa} \quad (44)$$

Redukované napětí v bubnu je 90,56 MPa. Snížená mez únavy je 92,4 až 113 MPa. Napětí v bubnu je nižší, než je snížená mez únavy.

10.2 Výpočet hřídele

Navržený nejmenší průměr hřídele je 90 mm. Tento rozměr je dán průměrem výstupní hřídele z převodovky. Při výpočtech je uvažován tento průměr hřídele.

Hřídel je zatížena krutem v celé délce, ohybem od tíhy motoru a převodovky a od síly v laně. Vzhledem k lepšímu nabíhání lana na buben je uvažováno, že se bude lano navíjet směrem k převodovce. Výpočet ohybového momentu bude vypočítán pro různé polohy lana. Materiál hřídele je ocel 11 500.

U hřídele bude provedena statická kontrola, při které bude vypočítáno redukované napětí a bezpečnost vůči mezi kluzu pro nejzatíženější místo. U dynamické kontroly budou vypočítány dynamické bezpečnosti v určitých místech na hřídeli.

10.2.1 Statická kontrola

Hřídel je namáhána ohybem ve dvou kolmých rovinách.

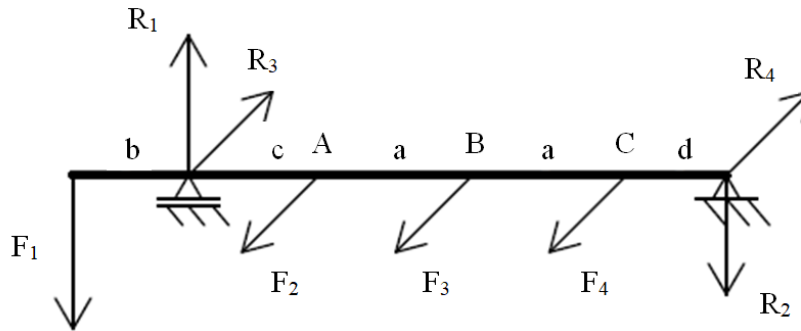
V jedné rovině působí síla F_1 , která se skládá z tíhy motoru, převodovky a reakce od momentové podpory. V případě, kdy je lano navinuto na buben, přenáší momentová podpora celý krouticí moment M_k . Délka momentové podpory je 450 mm.

$$F_1 = (m_m + m_p) \cdot g + \frac{M_k}{l_p} = (317,8 + 93) \cdot 9,8 + \frac{4 \cdot 948 \cdot 125}{450} = 15 \,022 \text{ N} \quad (45)$$

Dále v této rovině působí reakční síly uložení v ložiskách R_1, R_2 .

V druhé rovině působí reakční síly od příček bubnu F_2, F_3, F_4 a reakční síly uložení v ložiskách R_3 a R_4 .

Napětí budou zjišťována v místech A, B, C, která odpovídají působistům sil F_2, F_3, F_4 .



Obr. 19: Schéma zatížení hřídele

Délkové rozměry a , b , c , d jsou:

$$a = 336 \text{ mm} \quad b = 272 \text{ mm} \quad c = 156 \text{ mm} \quad d = 264,5 \text{ mm}$$

Statická kontrola bude provedena pro dvě polohy lana, a to uprostřed ($B=336 \text{ mm}$) a na kraji bubnu ($B=80 \text{ mm}$). Redukované napětí bude spočítáno v nejnamáhanějším místě při dané poloze lana.

10.2.1.1 Lano uprostřed bubnu

Pokud je lano navinuto do poloviny bubnu, přenáší veškeré zatížení prostřední příčka. Z grafu zatěžování gumolan byla odečtena síla, kterou působí gumolano při 150 % své délky, což odpovídá případu, kdy je lano navinuto do poloviny bubnu. Krajiní příčky jsou v tomto případě nezatížené.

$$F_2 = F_4 = 0$$

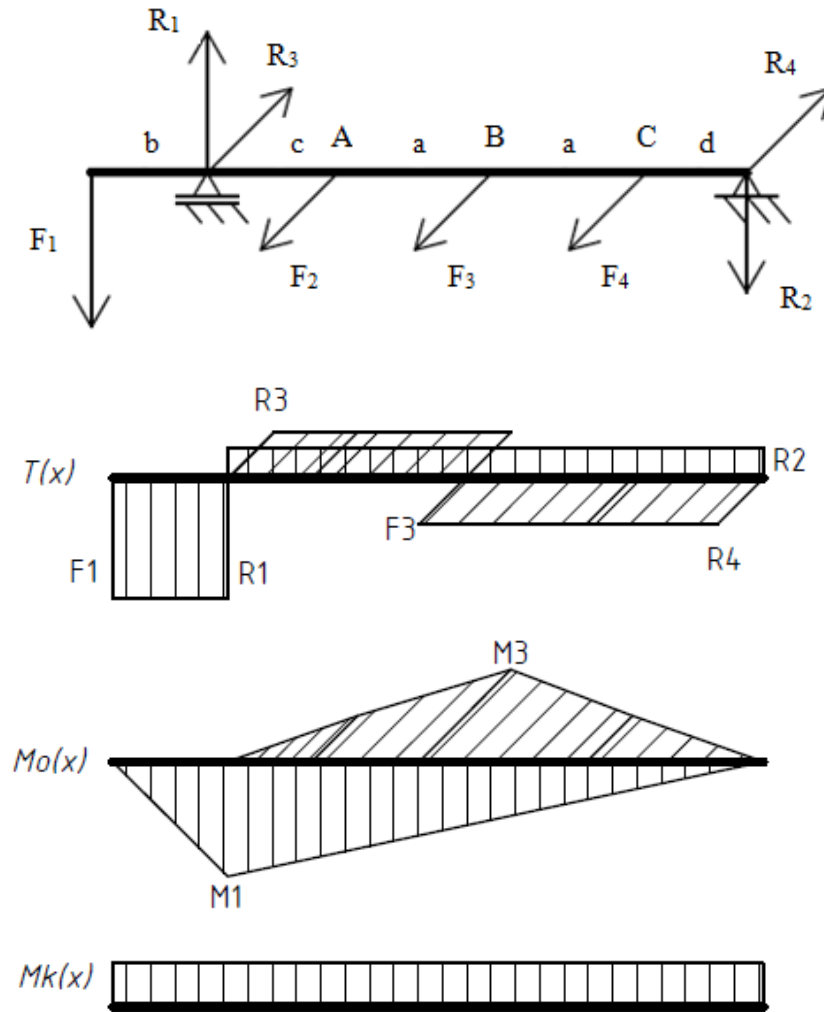
Prostřední příčka přenáší veškeré zatížení.

$$F_3 = \frac{F_{150} \cdot x}{i_k} = \frac{480 \cdot 150}{4} = 18\,000 \text{ N} \quad (46)$$

F_{150} síla od jednoho gumolana při 150% své délky (480 N)

x počet gumolan (150)

i_k převodový poměr kladkostroje



Obr. 20: Schéma zatížení hřídele s lanem uprostřed bubnu

Reakce v uložení byly vypočítány dle následujících statických rovnic.

$$R_2 = \frac{b}{c+2a+d} \cdot F_1 = \frac{272}{156+2 \cdot 336+264,5} \cdot 15\,022 = 3\,740 \text{ N} \quad (47)$$

$$R_1 = R_2 + F_1 = 3\,740 + 15\,022 = 18\,762 \text{ N} \quad (48)$$

$$R_3 = \frac{a+d}{c+2a+d} F_3 = \frac{336+264,5}{156+2 \cdot 336+264,5} \cdot 18\,000 = 9\,893,8 \text{ N} \quad (49)$$

$$R_4 = F_3 - R_3 = 18\,000 - 9\,892,8 = 8\,106,2 \text{ N} \quad (50)$$

Maximální ohybové napětí vzniká v místě A pod silou F_3 (Obr. 20). Vypočítán je ohybový moment ve vodorovné rovině M_y a ve svislé rovině M_z .

$$M_y = R_3 \cdot (c + a) = 9\,893,8 \cdot (156 + 336) = 4\,867\,750 \text{ Nmm} \quad (51)$$

$$M_z = M_1 \frac{a+d}{c+2a+d} = F_1 b \frac{a+d}{c+2a+d} = 15\,022 \cdot 272 \frac{336+264,5}{156+2 \cdot 336+264,5} = 2\,245\,889 \text{ Nmm} \quad (52)$$

Výsledný ohybový moment je vypočítán dle Pythagorovy věty.

$$M_o = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{4\,867\,750^2 + 2\,245\,889^2} = 5\,360\,878 \text{ Nmm} \quad (53)$$

Průřezový modul v ohybu:

$$W_o = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 90^3}{32} = 71\,569,4 \text{ mm}^3 \quad (54)$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{5\,086\,253}{71\,569,4} = 74,9 \text{ MPa} \quad (38)$$

Krouticí moment:

$$M_k = F_3 \cdot \frac{D_b}{2} = 18\,000 \cdot \frac{377}{2} = 3\,393\,000 \text{ Nmm} \quad (56)$$

Průřezový modul v krutu:

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 90^3}{16} = 143\,139 \text{ mm}^3 \quad (57)$$

Napětí v krutu:

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{3\,393\,000}{143\,138} = 23,7 \text{ MPa} \quad (41)$$

Redukované napětí podle hypotézy HMM:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau^2} = \sqrt{74,9^2 + 3 \cdot 23,7^2} = 85,4 \text{ MPa} \quad (58)$$

Při poloze lana uprostřed bubnu vzniká největší redukované napětí v místě pod silou F_3 . Toto napětí je 85,4 MPa.

10.2.1.2 Lano na kraji bubnu

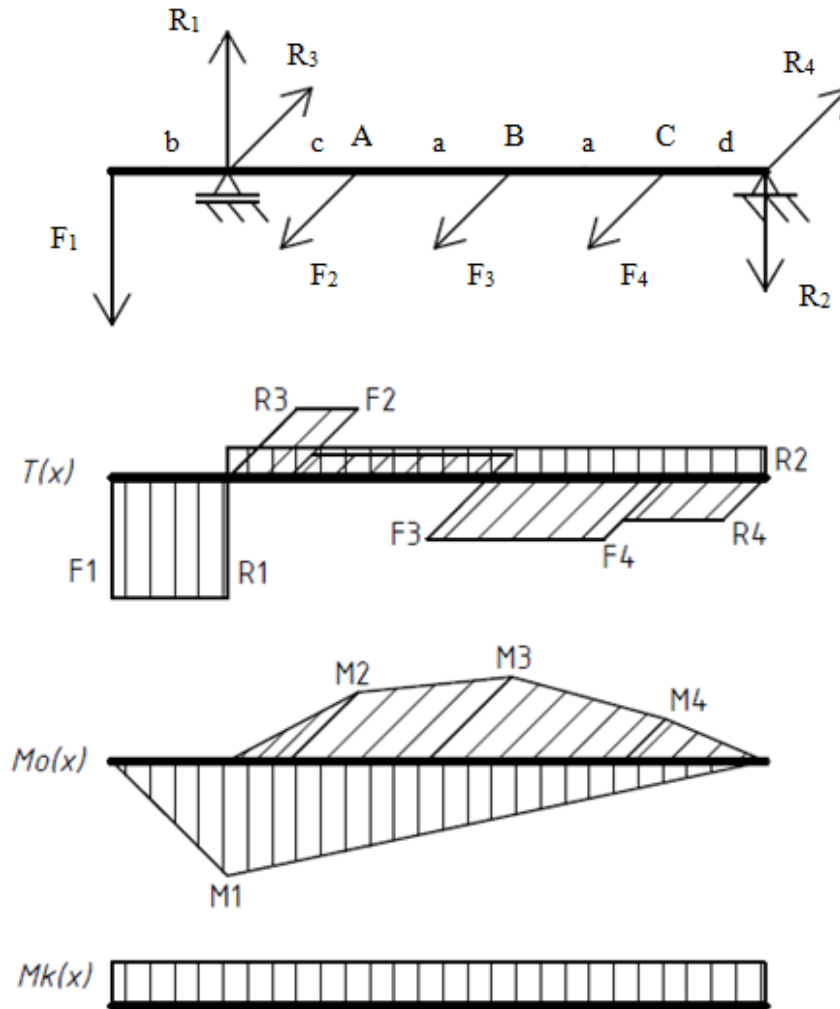
Pokud je lano zcela navinuto na buben, rozloží se síla v laně mezi všechny tři příčky. V tomto případě je lano ve vzdálenosti 80 mm od podpory. Pro výpočet reakčních sil od příček bubnu se tedy za parametr B v obecných rovnicích 32, 33 a 34 zvolí hodnota 80 mm. Síla v laně je rovna maximální síle. Vzdálenost podpor je 336 mm.

$$B = 80 \text{ mm} \quad F = F_{max} = 26\,250 \text{ N} \quad a = 336 \text{ mm}$$

$$F_4 = \frac{F}{4} \cdot \left(\frac{B^3}{a^3} - \frac{B}{a} \right) = \frac{26\,250}{4} \cdot \left(\frac{80^3}{336^3} - \frac{80}{336} \right) = -1\,474 \text{ N}$$

$$F_3 = \frac{F}{2} \cdot \left(3 \frac{B}{a} - \frac{B^3}{a^3} \right) = \frac{26\,250}{2} \cdot \left(3 \cdot \frac{80}{336} - \frac{80^3}{336^3} \right) = 9\,198 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{F}{2} \cdot \left(2 + \frac{B^3}{2 \cdot a^3} - \frac{5}{2} \cdot \frac{B}{a} \right) = \frac{26\,250}{2} \cdot \left(2 + \frac{80^3}{2 \cdot 336^3} - \frac{5}{2} \cdot \frac{80}{336} \right) = 18\,526 \text{ N}$$



Obr. 21: Schéma zatížení hřídele s lanem na kraji bubnu

Délkové rozměry:

$$a = 336 \text{ mm} \quad b = 272 \text{ mm} \quad c = 156 \text{ mm} \quad d = 264,5 \text{ mm}$$

Reakce v uložení byly vypočítány dle následujících statických rovnic.

$$R_2 = \frac{b}{c+2a+d} \cdot F_1 = \frac{272}{156+2 \cdot 336+264,5} \cdot 15\,022 = 3\,740 \text{ N} \quad (59)$$

$$R_1 = R_2 + F_1 = 3\,740 + 15\,022 = 18\,762 \text{ N} \quad (60)$$

$$R_4 = \frac{F_2 \cdot c + F_3 \cdot (a+c) + F_4 \cdot (c+2a)}{c+2a+d} = \frac{18\,762 \cdot 156 + 9\,198 \cdot (336+156) - 1\,474 \cdot (156+2 \cdot 336)}{156+2 \cdot 336+264,5} = 5\,671 \text{ N} \quad (61)$$

$$R_3 = F_2 + F_3 + F_4 - R_4 = 18\,762 + 9\,198 - 1\,474 - 5\,671 = 20\,815 \text{ N} \quad (62)$$

Maximální ohybové napětí vzniká v místě B pod silou F_2 (Obr. 21). Vypočítán je ohybový moment ve vodorovné rovině M_y a ve svislé rovině M_z .

$$M_y = R_3 \cdot c = 20\,815 \cdot 156 = 3\,247\,140 \text{ Nmm} \quad (63)$$

$$M_z = M_1 \cdot \frac{2a+d}{c+2a+d} = F_1 \cdot b \frac{2a+d}{c+2a+d} = 15\,022.272 \cdot \frac{2.336+264,5}{156+2.336+264,5} = 3\,502\,539 \text{ Nmm} \quad (64)$$

Výsledný ohybový moment je vypočítán dle Pythagorovy věty.

$$M_o = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{3\,210\,480^2 + 3\,502\,539^2} = 4\,751\,312 \text{ Nmm} \quad (53)$$

Průřezový modul v ohybu:

$$W_o = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 90^3}{32} = 71\,569,4 \text{ mm}^3 \quad (54)$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{4\,751\,312}{71\,569,4} = 66,38 \text{ MPa} \quad (38)$$

Krouticí moment:

$$M_k = F \cdot \frac{D_b}{2} = 26\,250 \cdot \frac{377}{2} = 4\,948\,125 \text{ Nmm} \quad (56)$$

Průřezový modul v krutu:

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 90^3}{16} = 143\,139 \text{ mm}^3 \quad (57)$$

Napětí v krutu:

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{4\,948\,125}{143\,138} = 34,57 \text{ MPa} \quad (41)$$

Redukované napětí dle hypotézy HMM:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau^2} = \sqrt{66,38^2 + 3 \cdot 34,57^2} = 89,4 \text{ MPa} \quad (58)$$

Při poloze lana na kraji bubnu vzniká největší redukované napětí v místě pod silou F_2 . Toto napětí je 89,4 MPa.

10.2.1.3 Shrnutí výsledků

Výpočty byly obdobným způsobem provedeny pro polohu lana $B=261$ mm a $B=171$ mm od levé podpory bubnu. Vypočítáno bylo redukované napětí ve všech třech místech A, B, C. Vypočtená napětí jsou pro průměr hřídele 90 mm.

Tab. 2: Redukované napětí v místech A, B, C v závislosti na poloze lana

B (mm)	$\sigma_{red A}$ (MPa)	$\sigma_{red B}$ (MPa)	$\sigma_{red C}$ (MPa)
80	89,4	86,83	64,92
171	78,8	89,64	58,69
261	70,44	86,8	53,12
336	67,42	85,42	52,67

$\sigma_{red A}$ redukované napětí v místě A

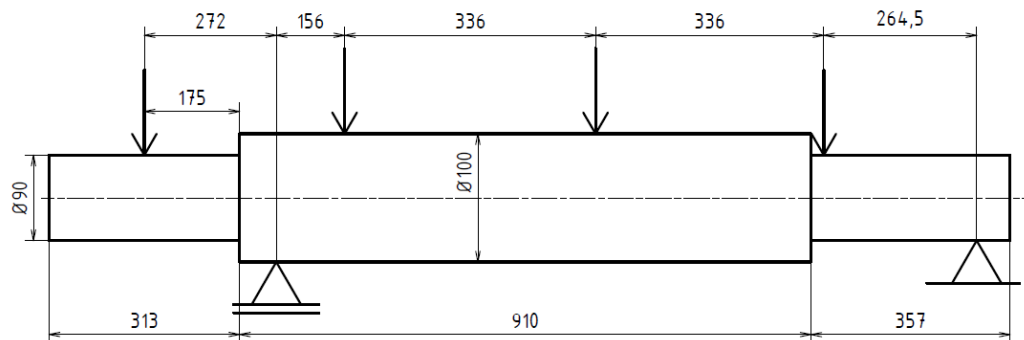
$\sigma_{red B}$ redukované napětí v místě B

$\sigma_{red C}$ redukované napětí v místě C

Redukované napětí dosahuje v určitých místech téměř 90 MPa, což je na hranici dovoleného napětí. Z toho důvodu je vhodné průměr hřídele v nejnamáhanějších místech zvětšit.

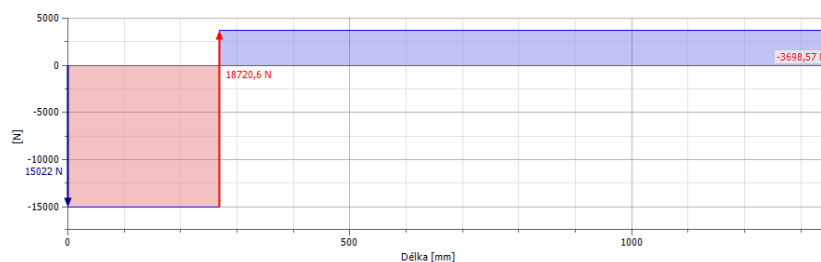
10.2.1.4 Reálný tvar hřídele

Reálný tvar hřídele se skládá z průměrů 90 a 100 mm. Výpočty napětí byly provedeny v programu Autodesk Inventor 2018 pro polohu lana na kraji bubny ($B=80\text{ mm}$), kdy je hřídel nejvíce zatížen, resp. redukované napětí je nejvyšší.



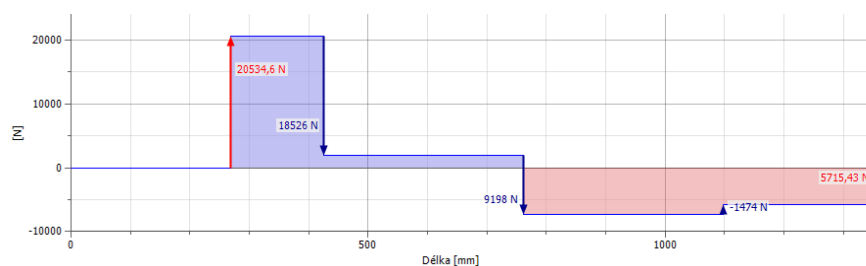
Obr. 22: Schéma reálné hřídele

Posouvající síla ve svislé rovině



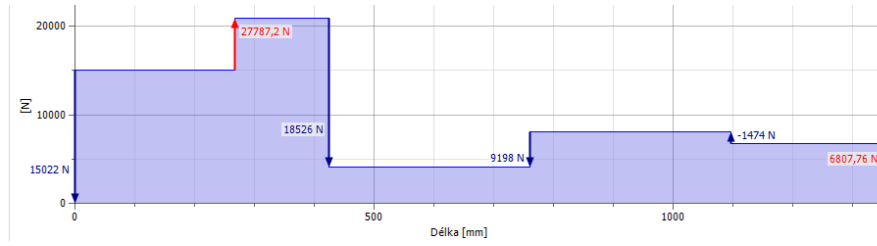
Obr. 23: Posouvající síla ve svislé rovině

Posouvající síla ve vodorovné rovině



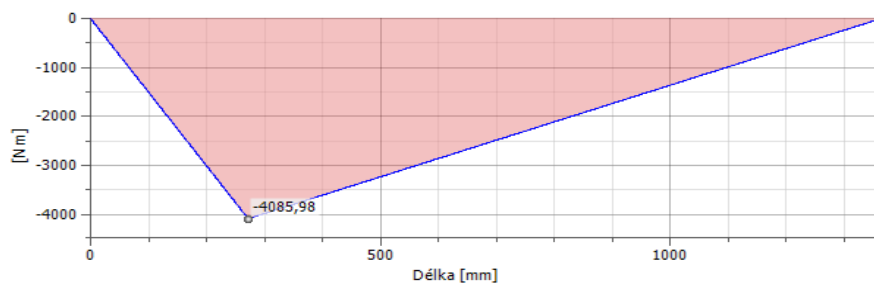
Obr. 24: Posouvající síla ve vodorovné rovině

Posouvající síla



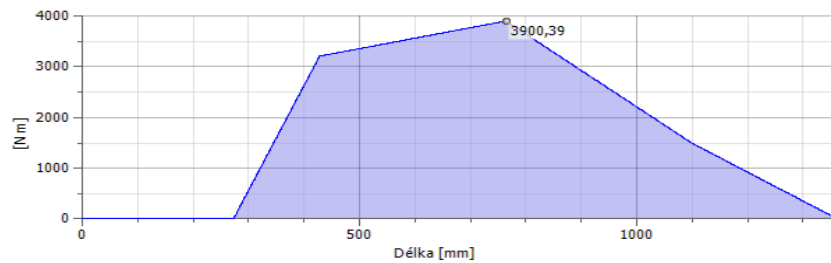
Obr. 25: Celková posouvající síla

Ohybový moment ve svislé rovině



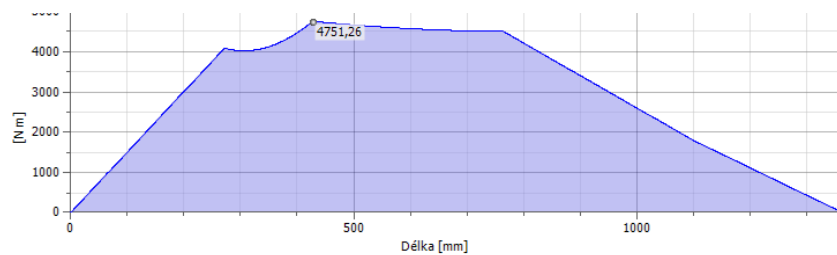
Obr. 26: Ohybový moment ve svislé rovině

Ohybový moment ve vodorovné rovině



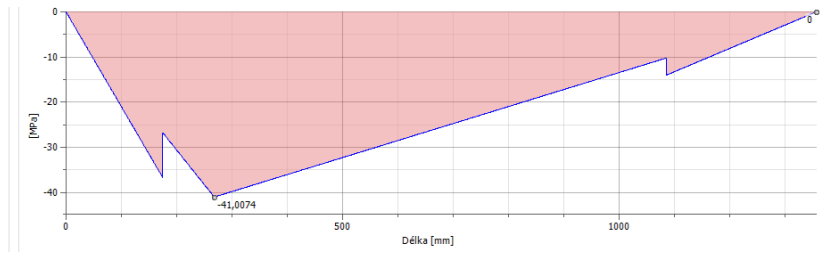
Obr. 27: Ohybový moment ve vodorovné rovině

Celkový ohybový moment



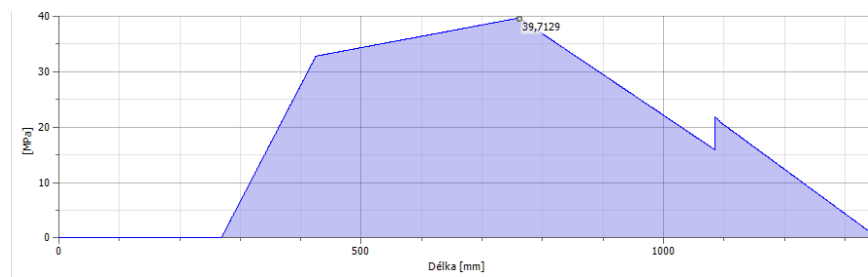
Obr. 28: Celkový ohybový moment

Ohybové napětí svislá rovina



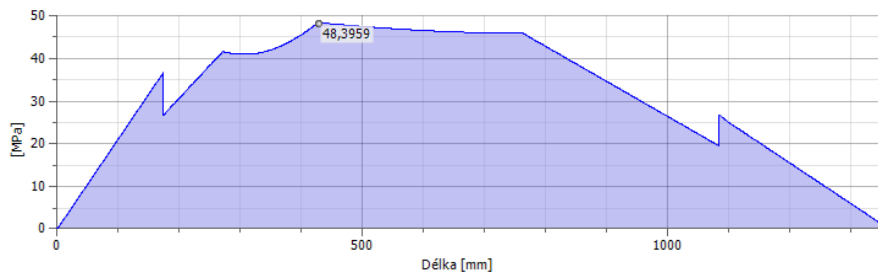
Obr. 29: Ohybové napětí ve svislé rovině

Ohybové napětí vodorovná rovina



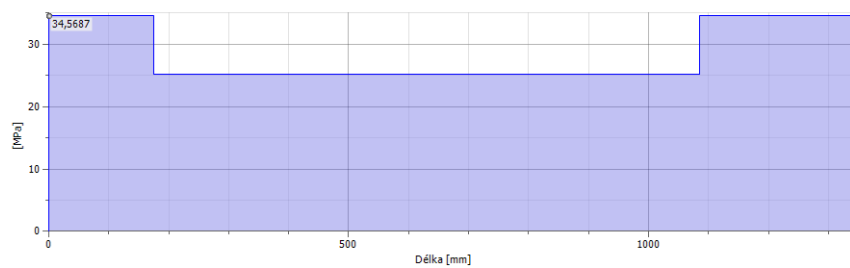
Obr. 30: Ohybové napětí ve vodorovné rovině

Celkové ohybové napětí



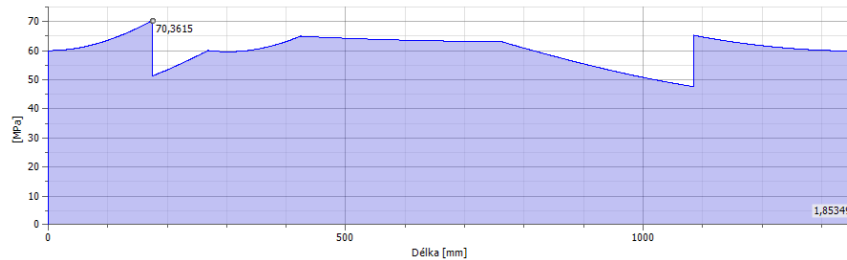
Obr. 31: Celkové ohybové napětí

Napětí v krutu



Obr. 32: Napětí v krutu

Redukované napětí



Obr. 33: Redukované napětí

Maximální redukované napětí na reálné hřídeli je 70,36 MPa v místě levého osazení hřídele. Pro ocel 11 500 je dovolené napětí ve střídavém ohybu 70 až 90 MPa. Redukované napětí je tedy menší než dovolené napětí.

10.2.1.5 Statická bezpečnost

Minimální mez kluzu v tahu pro ocel 11 500 je 245 MPa.

Statická bezpečnost vůči mezi kluzu:

$$k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{red\ max}} = \frac{245}{70,36} = 3,48 \quad (65)$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu je 3,48. Navržená hřídel vyhovuje.

10.2.2 Dynamická kontrola

Hřídel je zatěžována střídavým ohybem a míjivým krutem. Pro toto zatěžování platí:

$$\sigma_m = 0$$

$$\sigma_a = \sigma_o$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_k}{2}$$

σ_m	střední napětí v ohybu
σ_a	amplitudové napětí v ohybu
σ_o	ohybové napětí
τ_m	střední napětí v krutu
τ_a	amplitudové napětí v krutu
τ_k	napětí v krutu

Dynamická kontrola bude provedena pro obě osazení, kde vzniká velké redukované napětí a zároveň je zde značný vrubový účinek. Dále bude provedena pro místo drážky pro pero čelního unašeče a v místě maximálního ohybového napětí.

10.2.2.1 Kontrola levého osazení

Ohybové napětí v levém osazení není závislé na poloze lana. Napětí v krutu na poloze lana závislé je, proto uvažují situaci, kdy je napětí v krutu maximální. Tato situace nastává, pokud je lano na levém kraji bubnu ($B=80\text{ mm}$).

Poloměr levého osazení je 1,5 mm. Hřídel je vyrobena z oceli 11 500. Z dostupných zdrojů byly odečteny následující minimální meze únavy a kluzu a součinitele potřebné k výpočtu snížené meze únavy.

Tab. 3: Hodnoty potřebné k výpočtu dynamické bezpečnosti v levém osazení

způsob namáhání	mez únavy (MPa) [3]	mez kluzu (MPa) [3]	součinitel tvaru β [3]	součinitel velikosti ε_m [3]	součinitel povrchu ε_p [3]
ohyb	175	245	2,344	0,74	0,88
krut	125	122,5	1,672	0,72	0,88

(součinitel tvaru odečten pro $\frac{r}{d} = \frac{1,5}{90} = 0,017$, součinitel velikosti pro $d = 90\text{ mm}$, součinitel povrchu – soustružení na čisto)

BEZPEČNOST V OHYBU

Hřídel je zatížena střídavým ohybem s amplitudovou hodnotou (odečteno z Obr. 31):

$$\sigma_a = 36,73\text{ MPa}$$

Snížená mez únavy v ohybu:

$$\sigma_{oC}^x = \sigma_{oC} \cdot \frac{\varepsilon_p \cdot \varepsilon_m}{\beta} = 175 \cdot \frac{0,74 \cdot 0,88}{2,344} = 48,6\text{ MPa} \quad (44)$$

Bezpečnost v ohybu:

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{oC}^x}{\sigma_o} = \frac{48,6}{36,73} = 1,32 \quad (66)$$

BEZPEČNOST V KRUTU

Hřídel je zatížena míjivým krutem o střední hodnotě $\tau_m = 17,27\text{ MPa}$ a amplitudové hodnotě $\tau_a = 17,27\text{ MPa}$ (odečteno z Obr. 32).

Snížená mez únavy v krutu:

$$\tau_C^x = \tau_C \cdot \frac{\varepsilon_p \cdot \varepsilon_m}{\beta} = 125 \cdot \frac{0,72 \cdot 0,88}{1,672} = 47,37\text{ MPa} \quad (67)$$

Fiktivní napětí:

$$\tau_F = \frac{\tau_C}{\psi} = \frac{125}{0,1} = 1\,250\text{ MPa} \quad (68)$$

Bezpečnost k čáře statického zatěžování:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\frac{\tau_k}{\tau_m}} + \frac{1}{\frac{\tau_k}{\tau_a}} = \frac{1}{\frac{122,5}{17,27}} + \frac{1}{\frac{122,5}{17,27}} = 0,282 \rightarrow k_\tau = 3,5 \quad (69)$$

Bezpečnost k čáře dynamického zatěžování:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\frac{\tau_F}{\tau_m}} + \frac{1}{\frac{\tau_C}{\tau_a}} = \frac{1}{\frac{1250}{17,27}} + \frac{1}{\frac{47,37}{17,27}} = 0,378 \rightarrow k_\tau = 2,6 \quad (70)$$

VÝSLEDNÁ BEZPEČNOST

Bezpečnost v ohybu je 1,32. Bezpečnost v krutu je menší z vypočítaných bezpečností z rovnic 69, 70, tedy 2,6. Výsledná bezpečnost:

$$\frac{1}{k^2} = \frac{1}{k_\sigma^2} + \frac{1}{k_\tau^2} = \frac{1}{1,32^2} + \frac{1}{2,6^2} = 0,722 \rightarrow k = 1,18 \quad (71)$$

10.2.2.2 Kontrola pravého osazení

Bylo zjištěno, že nejnižší dynamické bezpečnosti v pravém osazení je dosaženo, pokud je lano ve vzdálenosti 171 mm od pravé krajní podpěry bubnu.

Poloměr levého osazení je 1,5 mm. Hřídel je vyrobena z oceli 11 500. Z dostupných zdrojů byly odečteny následující minimální meze únavy a kluzu a součinitele potřebné k výpočtu snížené meze únavy.

Tab. 4: Hodnoty potřebné k výpočtu dynamické bezpečnosti v pravém osazení

způsob namáhání	mez únavy (MPa) [9]	mez kluzu (MPa) [9]	součinitel tvaru β [3]	součinitel velikosti ε_m [3]	součinitel povrchu ε_p [3]
ohyb	175	245	2,344	0,74	0,88
krut	125	122,5	1,672	0,72	0,88

(součinitel tvaru odečten pro $\frac{r}{d} = \frac{1,5}{90} = 0,017$, součinitel velikosti pro $d = 90$ mm, součinitel povrchu – soustružení na čisto)

Střídavý ohyb s amplitudovou hodnotou: $\sigma_a = 37$ MPa

Zatížení míjivým krutem o střední hodnotě $\tau_m = 9,88$ MPa a amplitudové hodnotě $\tau_a = 9,88$ MPa.

Výsledná bezpečnost: $k = 1,26$

10.2.2.3 Kontrola v nejnamáhanějším místě na průměru 100 mm

Bylo zjištěno, že minimální hodnoty bezpečnosti (vypočítané z kombinace ohybového napětí a napětí v krutu) je na průměru 100 mm dosaženo, pokud je lano v pozici $B=261$ mm, tedy 261 mm od levé krajní podpěry bubnu.

Tab. 5: Hodnoty potřebné k výpočtu dynamické bezpečnosti v nejnamáhanějším místě

způsob namáhání	mez únavy (MPa) [9]	mez kluzu (MPa) [9]	součinitel tvaru β [3]	součinitel velikosti ε_m [3]	součinitel povrchu ε_p [3]
ohyb	175	245	1	0,71	0,88
krut	125	122,5	1	0,71	0,88

(součinitel tvaru – není vrub, součinitel velikosti pro $d = 100 \text{ mm}$, součinitel povrchu – soustružení na čisto)

Střídavý ohyb s amplitudovou hodnotou: $\sigma_a = 54,7 \text{ MPa}$

Zatížení míjivým krutem o střední hodnotě $\tau_m = 9,18 \text{ MPa}$ a amplitudové hodnotě $\tau_a = 9,18 \text{ MPa}$.

Výsledná bezpečnost: $k = 1,91$

10.2.2.4 Bezpečnost v místě drážky pro pero

Bylo zjištěno, že nejnižší dynamické bezpečnosti v místě drážky pro pero je dosaženo, pokud je lano ve vzdálenosti 171 mm od pravé krajní podpěry bubnu.

Tab. 6: Hodnoty potřebné k výpočtu dynamické bezpečnosti v místě drážky pro pero

způsob namáhání	mez únavy (MPa) [9]	mez kluzu (MPa) [9]	součinitel tvaru β [3]	součinitel velikosti ε_m [3]	součinitel povrchu ε_p [3]
ohyb	175	245	1,87	0,74	0,88
krut	125	122,5	1,6	0,72	0,88

(součinitel tvaru drážky pro pero odečten pro $\sigma_{Pt} = 500 \text{ MPa}$, součinitel velikosti pro $d = 90 \text{ mm}$, součinitel povrchu – soustružení na čisto)

BEZPEČNOST V OHYBU

Redukovaný ohybový moment v místě drážky je:

$$M_{o \max} = 2\,001\,864 \text{ Nmm}$$

Průřezový modul v ohybu:

$$W_o = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d} = \frac{\pi \cdot 90^3}{32} - \frac{25,8 \cdot 7 \cdot (90-8,7)^2}{2 \cdot 90} = 63\,583 \text{ mm}^3 \quad (72)$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_{o \max}}{W_o} = \frac{2\,001\,864}{63\,583} = 31,5 \text{ MPa} \quad (38)$$

Snížená mez únavy v ohybu:

$$\sigma_{oC}^x = \sigma_{oC} \cdot \frac{\varepsilon_p \cdot \varepsilon_m}{\beta} = 175 \cdot \frac{0,74 \cdot 0,88}{1,87} = 60,9 \text{ MPa} \quad (44)$$

Bezpečnost v ohybu:

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_{oC}^x}{\sigma_o} = \frac{60,9}{31,5} = 1,9 \quad (66)$$

BEZPEČNOST V KRUTU

Krouticí moment:

$$M_k = F_{171} \cdot \frac{D_b}{2} = 15\,000 \cdot \frac{377}{2} = 2\,827\,500 \text{ Nmm} \quad (56)$$

Průřezový modul v krutu:

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d} = \frac{\pi \cdot 90^3}{16} - \frac{25,8 \cdot 7 \cdot (90-8,7)^2}{2 \cdot 90} = 127\,166 \text{ mm}^3 \quad (73)$$

Napětí v krutu:

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{2\,827\,500}{127\,166} = 22,2 \text{ MPa} \quad (41)$$

Snížená mez únavy v krutu:

$$\tau_C^x = \tau_C \cdot \frac{\varepsilon_p \cdot \varepsilon_m}{\beta} = 125 \cdot \frac{0,72 \cdot 0,88}{1,6} = 49,5 \text{ MPa} \quad (67)$$

Bezpečnost k čáře dynamického zatěžování:

$$k_{\tau} = 4,3$$

VÝSLEDNÁ BEZPEČNOST

Bezpečnost v ohybu je 1,9. Bezpečnost v krutu je 4,3. Výsledná bezpečnost:

$$\frac{1}{k^2} = \frac{1}{k_{\sigma}^2} + \frac{1}{k_{\tau}^2} = \frac{1}{1,9^2} + \frac{1}{4,3^2} = 0,331 \quad \rightarrow \quad k = 1,74 \quad (71)$$

Výsledná bezpečnost v místě drážky pro pero je 1,74.

10.2.2.5 Soupis výsledků

Dle [6] by měla být dynamická bezpečnost v rozsahu 1,3-1,5. Místem s nejnižší bezpečností je levé osazení s hodnotou 1,18. Vzhledem k nízkému počtu cyklů pod maximálním zatížením lze i tuto bezpečnost považovat za dostačující.

Tab. 7: Výsledná dynamická bezpečnost pro jednotlivá místa

místo	levé osazení	pravé osazení	nejnamáhanější místo na průměru 100 mm	pero
dynamická bezpečnost	1,18	1,26	1,91	1,74

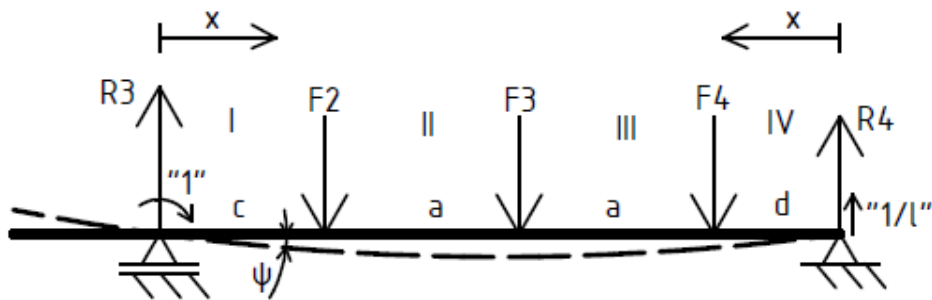
10.3 Návrh ložisek

Hřídel bude uložena na základním rámu pomocí dvou kupovaných ložiskových domků s naklápěcími kuličkovými ložisky. Buben bude na hřídeli uložen pomocí třech kuličkových ložisek. Pro správnou volbu ložiska je nutné vypočítat natočení hřídele v místě ložiska a zatížení ložiska v radiálním a axiálním směru.

10.3.1 Natočení hřídele v levém ložisku

Hřídel je rozdělena na čtyři pole. Natočení bylo vypočítáno pomocí Mohrova integrálu. Protože je hřídel zatížena ve dvou rovinách, vypočítá se natočení ve vodorovné a svislé rovině a poté výsledné kombinované natočení. Výpočet je proveden pro situaci, kdy je lano zcela navinuto ($B=80\text{ mm}$). V tomto případě je natočení největší. Průměr hřídele pod ložiskem je 100 mm.

Natočení ve vodorovném směru



Obr. 34: Schéma natočení hřídele ve vodorovném směru

pole	$M(x)$	$m(x)$
I	$R_3 x$	$1 - \frac{x}{l}$
II	$R_3 x - F_2(x - c)$	$1 - \frac{x}{l}$
III	$R_4 \bar{x} - F_4(\bar{x} - d)$	$\frac{\bar{x}}{l}$
IV	$F_4 \bar{x}$	$\frac{\bar{x}}{l}$

$$\psi = \frac{1}{EJ_z} \left\{ \int_0^c R_3 x \cdot \left(1 - \frac{x}{l}\right) dx + \int_c^{a+c} [R_3 x - F_2(x - c)] \cdot \left(1 - \frac{x}{l}\right) dx + \int_a^{a+d} [R_4 \bar{x} - F_4(\bar{x} - d)] \cdot \frac{\bar{x}}{l} dx + \int_d^l F_4 \bar{x} \cdot \frac{\bar{x}}{l} dx \right\} \quad (74)$$

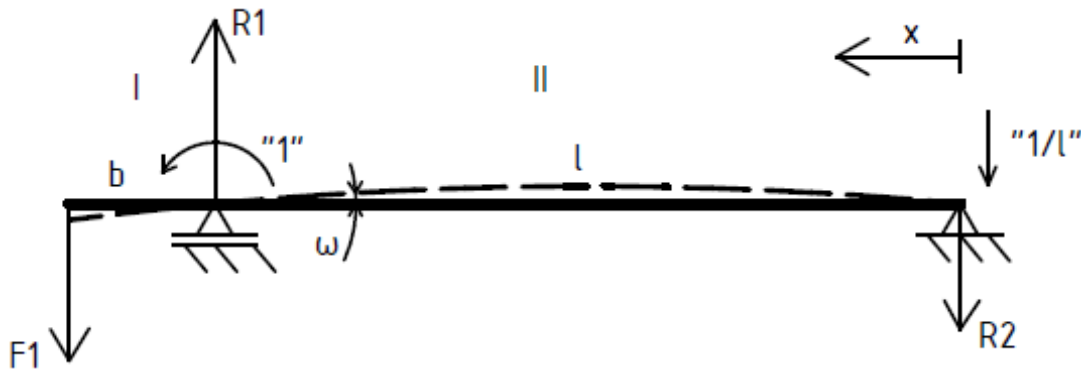
$$\psi = \frac{1}{EJ_z} \left\{ R_3 \frac{c^2}{2} - R_3 \frac{c^3}{3l} + \frac{1}{2} (R_3 - F_2 - F_2 \frac{c}{l}) [(a+c)^2 - c^2] + F_2 a^2 + \frac{1}{3l} (F_2 - R_3) [(a+c)^3 - c^3] + \frac{1}{3l} (R_4 - F_4) [(a+d)^3 - d^3] + \frac{d}{2l} F_4 [(a+d)^2 - d^2] + F_4 \frac{d^3}{3l} \right\}$$

$$\begin{aligned}
 \psi = & \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \frac{\pi 100^4}{64}} \left\{ 20\,579,5 \frac{156^2}{2} - 20\,579,5 \frac{156^3}{3,1\,092,5} \right. \\
 & + \frac{1}{2} \left(20\,579,5 - 18\,526 - 18\,526 \frac{156}{1\,092,5} \right) [(336 + 156)^2 - 156^2] \\
 & + 18\,526 \cdot 336^2 + \frac{1}{3,1\,092,5} (18\,526 - 20\,579,5) [(336 + 156)^3 - 156^3] \\
 & + \frac{1}{3,1092,5} (5\,670,5 + 1\,474) [(336 + 264,5)^3 - 264,5^3] \\
 & \left. + \frac{264,5}{2,1\,092,5} (-1\,474) [(336 + 264,5)^2 - 264,5^2] + (-1\,474) \frac{264,5^3}{3,1\,092,5} \right\}
 \end{aligned}$$

$$\psi = 4,14'$$

Natočení hřídele ve vodorovném směru je 4,14'

Natočení ve svislém směru



Obr. 35: Schéma natočení hřídele ve svislém směru

pole	M(x)	m(x)
I	-	0
II	$R_2 x$	$\frac{x}{l}$

$$\omega = \frac{1}{EJ_z} \left\{ \int_0^l R_2 x \cdot \frac{x}{l} dx \right\} = \frac{1}{EJ_z} \cdot \frac{R_2 l^2}{3} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \frac{\pi 100^4}{64}} \cdot \frac{3\,740,1\,092,5^2}{3} = 4,96' \quad (75)$$

Natočení hřídele ve svislém směru je 4,96'

Kombinované natočení

$$\varphi = \arctg(\sqrt{tg^2(\omega) + tg^2(\psi)}) = \arctg(\sqrt{tg^2(4,14') + tg^2(4,96')}) = 6,46' \quad (76)$$

Výsledné natočení pod levým ložiskem je 6,46'.

Shrnutí výsledků

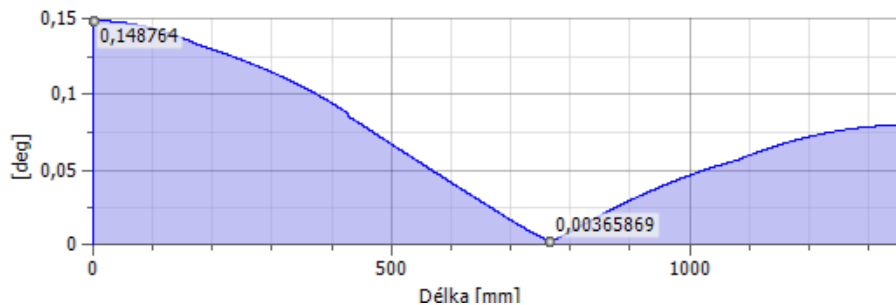
Výpočet byl obdobným způsobem proveden pro polohu lana 171 mm, 261 mm a 352 mm od krajní příčky bubnu.

Tab. 8: Natočení ve vodorovném, svislém a celkovém směru v závislosti na poloze lana

B (mm)	ψ (min)	ω (min)	φ (min)
80	4,14	4,96	6,46
171	4,08	4,96	6,42
261	3,77	4,96	6,23
336	3,63	4,96	6,15

Z výsledků je zřejmé, že nejvyšší natočení 6,46 minut vzniká při poloze lana na kraji bubnu ($B=80$ mm). Se zvyšující se vzdáleností od kraje bubnu klesá natočení, protože se snižuje síla v laně.

Natočení hřídele v pro polohu lana 80 mm od kraje graficky



Obr. 36: Natočení hřídele – lano na kraji bubnu

Pro délku 272 mm (poloha levého ložiska) bylo odečteno natočení 7,05 minut. Pro další polohy lana byly odečteny přibližně stejné hodnoty. Výsledek je zatížen chybou odečítání z grafu.

Pro další výpočty lze použít natočení v levém ložisku 7'.

$$\varphi_l = 7'$$

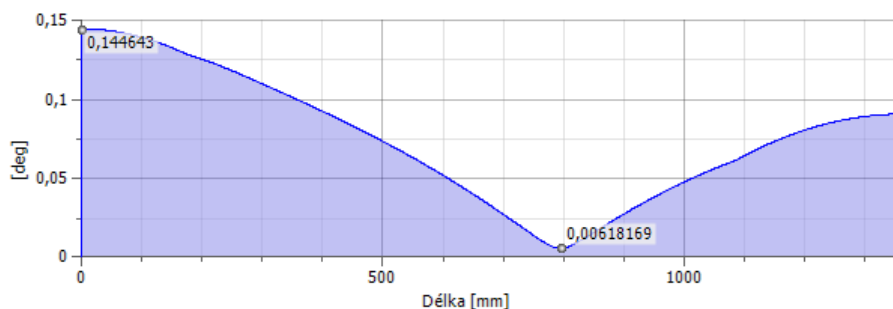
10.3.2 Natočení hřídele v pravém ložisku

Natočení v pravém ložisku bylo zpracováno v programu Autodesk Inventor 2018.

Bylo zjištěno, že největší natočení v pravém ložisku vzniká, pokud je lano uprostřed bubnu ($B=336$ mm). Pro délku 1 364,5 mm (poloha pravého ložiska) bylo z grafu odečteno natočení 5,45 minut.

Pro další výpočty lze použít natočení v pravém ložisku 5,5'.

$$\varphi_p = 5,5'$$



Obr. 37: Natočení hřídele – lano uprostřed bubnu

10.3.3 Kontrola mezních otáček ložisek

U všech ložisek byla provedena kontrola mezních otáček a všechna ložiska vyhovují.

Maximální otáčky jsou vypočítány dle vztahu 21. Budou dosaženy při dosažení rychlosti 80 km/h.

$$n = \frac{v}{\pi \cdot D_b} \cdot 60 = \frac{\frac{80}{3,6}}{\pi \cdot 0,377} \cdot 60 = 1\,125,8 \text{ ot/min} \quad (21)$$

Mezní otáčky všech ložisek jsou vyšší než vypočítané maximální otáčky.

10.3.4 Uložení hřídele

Hřídel bude uložena v dvou kuličkových naklápěcích ložiskách. Na pravé straně bude ložisko SKF 2218 a na levé straně ložisko SKF 2222 upevněné na hřídel pomocí pouzdra H 322. Na levé straně bude dělený ložiskový domek SNC 522, ve kterém bude ložisko axiálně volné. Na pravé straně bude nedělený ložiskový domek SYNT 90 F, ve kterém bude ložisko axiálně pevné. Obě ložiska jsou vhodná pro vypočítané natočení hřídele.

Výpočty jsou provedeny dle vztahů z internetových stránek SKF [9].

10.3.4.1 Ložisko SKF 2222

Natočení

Dle výpočtů uvedených výše uvažuji natočení hřídele 7°.

Radiální zatížení

Největší reakce v levém ložisku vznikají, pokud bude lano na kraji bubnu.

$$F_r = \sqrt{R_1^2 + R_3^2} = \sqrt{18\,762^2 + 20\,580^2} = 27\,848 \text{ N} \quad (78)$$

Parametry ložiska

Vnitřní průměr $d = 100 \text{ mm}$

Vnější průměr $D = 200 \text{ mm}$

Střední průměr	$d_m = 150 \text{ mm}$
Základní dynamická únosnost	$C = 124 \text{ kN}$
Základní statická únosnost	$C_0 = 52 \text{ kN}$
Mezní otáčky	$n_m = 4\,300 \text{ ot/min}$
Dovolené natočení	$\alpha = 2,5^\circ$
Výpočtový součinitel	$k_r = 0,04$

Ekvivalent statického zatížení

Ložisko je zatíženo pouze radiální silou o velikosti 27 848 N.

$$P_0 = F_r + Y_0 F_a = 27\,848 + Y_0 \cdot 0 = 27\,848 \text{ N} \quad (79)$$

$$P_0 = F_r = 27\,848 \text{ N}$$

Statická bezpečnost

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{52}{27\,848} = 1,87 \quad (80)$$

C_0 základní statická únosnost

P_0 ekvivalentní statické zatížení

Ekvivalent dynamického zatížení

Ložisko je zatíženo pouze radiální silou o velikosti 27 848 N.

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (81)$$

$$\frac{0}{27\,848} < e$$

$$P = F_r + Y_1 F_a \quad (82)$$

$$P = 27\,848 + Y_1 \cdot 0 = 27\,848 \text{ N}$$

$$P = F_r = 27\,848 \text{ N}$$

Trvanlivost

Trvanlivost v hodinách pro otáčky při navíjení lana $n = 18 \text{ ot/min}$.

$$L_h = \frac{10^6}{60 n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 18} \cdot \left(\frac{124}{27\,848}\right)^3 = 81\,745 \text{ hod} \quad (83)$$

L_h základní trvanlivost (při 90% spolehlivosti),(provozní hodiny)

C základní dynamická únosnost (kN)

P ekvivalentní dynamické zatížení (kN)

- n otáčky (18 ot/min)
 p exponent rovnice trvanlivosti (pro ložiska s bodovým stykem $p = 3$)

Minimální zatížení

Minimální zatížení závisí na kinematické viskozitě použitého maziva. Pro výpočet uvažují kinematickou viskozitu $70 \text{ mm}^2/\text{s}$.

$$P_m = k_r \left(\frac{v \cdot n}{1\,000} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{d_m}{100} \right)^2 = 0,04 \cdot \left(\frac{70 \cdot 125}{1\,000} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{150}{100} \right)^2 = 1,65 \text{ kN} \quad (84)$$

- P_m minimální zatížení
 k_r výpočtový součinitel
 v kinematická viskozita
 n provozní otáčky
 d_m střední průměr

10.3.4.2 Ložisko SKF 2218

Natočení

Dle výpočtů uvedených výše uvažují natočení hřídele 5,5 minut.

Zatížení

Bylo zjištěno, že nejvyšší reakce v ložisku nastane při poloze lana uprostřed bubnu. Radiální reakce v ložisku:

$$F_{r4} = 8\,927 \text{ N}$$

Dle maximálního dovoleného úhlu nabíhání lana a síle v laně bylo odhadnuto axiální zatížení ložiska.

$$F_{a4} = 2\,000 \text{ N}$$

Parametry ložiska

Vnitřní průměr	$d = 90 \text{ mm}$
Vnější průměr	$D = 160 \text{ mm}$
Střední průměr	$d_m = 125 \text{ mm}$
Základní dynamická únosnost	$C = 70,2 \text{ kN}$
Základní statická únosnost	$C_0 = 28,5 \text{ kN}$
Mezní otáčky	$n_m = 5\,300 \text{ ot/min}$
Dovolené natočení	$\alpha = 2,5^\circ$
Výpočtový součinitel	$Y_1 = 2,3$

Výpočtový součinitel $k_r = 0,04$

Ekvivalent statického zatížení

Ložisko je zatíženo radiální silou o velikosti přibližně 8 927 N a axiální silou o velikosti přibližně 2 000 N. Součinitel Y_0 určeny dle [3].

$$P_0 = F_r + Y_0 \cdot F_a = 8\,927 + 2,5 \cdot 2\,000 = 13\,927\,N \quad (79)$$

Statická bezpečnost

$$s_0 = \frac{c_0}{P_0} = \frac{28,5}{13,9} = 2,05 \quad (80)$$

Ekvivalent dynamického zatížení

Ložisko je zatíženo radiální silou o velikosti 8 927 N a axiální silou o velikosti 1 500 N. Součinitelé X a Y a V jsou určeny dle [3].

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2\,000}{8\,927} = 0,22 < e = 0,27 \quad (81)$$

$$P = F_r + Y_1 \cdot F_a = 8\,927 + 2,3 \cdot 2\,000 = 13\,527\,N \quad (82)$$

Trvanlivost

Trvanlivost v hodinách pro otáčky $n = 18\,ot/min$.

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{c}{F_e}\right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 18} \cdot \left(\frac{70,2}{13,5}\right)^3 = 130\,193\,hod \quad (83)$$

Minimální zatížení

Minimální zatížení závisí na viskozitě použitého maziva. Pro výpočet uvažují viskozitu $70\,mm^2/s$

$$P_m = k_r \cdot \left(\frac{v \cdot n}{1\,000}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{d_m}{100}\right)^2 = 0,04 \cdot \left(\frac{70,1 \cdot 125}{1\,000}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{125}{100}\right)^2 = 1,15\,kN \quad (84)$$

10.3.5 Uložení bubnu

Buben je uložen na třech kuličkových jednořadých ložiskách. Dvě jsou na průměru 100 mm axiálně volná a jedno na průměru 90 mm axiálně pevné. Pro průměr 100 mm bylo zvoleno ložisko SKF 6220-2Z a pro průměr 90 mm SKF 6018-2Z.

10.3.5.1 Ložisko SKF 6220-2Z

Zatížení

Nejvyšší sílu přenáší ložisko nejbliže k převodovce při zcela navinutém laně:

$$F_2 = 18\,526\,N$$

Parametry ložiska

Základní dynamická únosnost	$C = 127 \text{ kN}$
Základní statická únosnost	$C_0 = 93 \text{ kN}$
Mezní otáčky	$n = 3\,800 \text{ ot/min}$
Výpočtový součinitel	$k_r = 0,025$

Ekvivalent statického zatížení

Ložisko je zatíženo radiální silou o velikosti 18 526 N.

$$P_0 = 0,6F_r + 0,5F_a = 0,6 \cdot 18\,526 = 11\,116 \text{ N} \quad (79)$$

$$P_0 < F_r \quad P_0 = F_r = 18\,526 \text{ N}$$

Statická bezpečnost

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{93}{18,526} = 5 \quad (80)$$

Ekvivalent dynamického zatížení

Ložisko je zatíženo radiální silou o velikosti 18 526 N. Součinitele X a Y a V jsou určeny dle [3].

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0}{18\,526} = 0 < e \quad (81)$$

$$P = F_r = 18\,526 \text{ N}$$

Trvanlivost

Trvanlivost v hodinách pro otáčky $n = 18 \text{ ot/min}$.

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 18} \cdot \left(\frac{127}{18,526}\right)^3 = 298\,293 \text{ hod} \quad (83)$$

Minimální zatížení

Minimální zatížení závisí na viskozitě použitého maziva. Pro výpočet uvažuji viskozitu $70 \text{ mm}^2/\text{s}$

$$P_m = k_r \left(\frac{v \cdot n}{1\,000}\right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{d_m}{100}\right)^2 = 0,025 \cdot \left(\frac{70 \cdot 1\,125}{1\,000}\right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{140}{100}\right)^2 = 0,9 \text{ kN} \quad (84)$$

10.3.5.2 Ložisko SKF 6218-2Z

Zatížení

Dle Obr. 10 bylo odhadnuto radiální zatížení ložiska.

$$F_{r4} = 15\,000 \text{ N}$$

Dle maximálního dovoleného úhlu nabíhání lana a síly v laně bylo odhadnuto axiální zatížení ložiska.

$$F_{a4} = 2\,000\text{ N}$$

Parametry ložiska

Základní dynamická únosnost	$C = 101\text{ kN}$
Základní statická únosnost	$C_0 = 73,5\text{ kN}$
Mezní otáčky	$n = 4\,300\text{ ot/min}$
Výpočtový součinitel	$k_r = 0,025$
Výpočtový součinitel	$e = 0,22$

Ekvivalent statického zatížení

Ložisko je zatíženo radiální silou o velikosti 15 000 N a axiální silou o velikosti 2 000 N.

$$P_0 = 0,6F_r + 0,5F_a = 0,6 \cdot 15\,000 + 0,5 \cdot 2\,000 = 10\,000\text{ N} \quad (79)$$

$$P_0 < F_r \quad P_0 = F_r = 15\,000\text{ N}$$

Statická bezpečnost

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{101}{15} = 6,73 \quad (80)$$

Ekvivalent dynamického zatížení

Ložisko je zatíženo radiální silou o velikosti 18 526 N.

$$\frac{f_0 F_a}{C_0} = \frac{14,7 \cdot 2\,000}{73\,500} = 0,4 \rightarrow e = 0,22 \quad (81)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2\,000}{15\,000} = 0,13 < e \quad (82)$$

$$P = F_r = 15\,000\text{ N}$$

Trvanlivost

Trvanlivost v hodinách pro otáčky $n = 18\text{ ot/min}$.

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 18} \cdot \left(\frac{73,5}{15}\right)^3 = 108\,934\text{ hod} \quad (83)$$

Minimální zatížení

Minimální zatížení závisí na viskozitě použitého maziva. Pro výpočet uvažují viskozitu $70 \text{ mm}^2/\text{s}$

$$P_m = k_r \left(\frac{v \cdot n}{1000} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{d_m}{100} \right)^2 = 0,025 \cdot \left(\frac{70 \cdot 125}{1000} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{125}{100} \right)^2 = 0,72 \text{ kN} \quad (84)$$

10.3.6 Tabulka výsledků

Statická bezpečnost, trvanlivost a minimální zatížení jednotlivých ložisek byly zaznamenány do tabulky.

Tab. 9: Statická bezpečnost, trvanlivost a minimální zatížení použitých ložisek

ložisko	SKF 2218	SKF 2222	SKF 6220-2Z	SKF 6218-2Z
statická bezpečnost	1,9	1,87	5	6,73
trvanlivost (hod)	102 927	84 745	298 293	130 193
minimální zatížení (N)	1 150	1 650	900	720

Statická bezpečnost ložisek je dostačující. Nejvíce zatížené ložisko je kuličkové naklápací ložisko 2222.

Z hlediska minimálního zatížení je nejrizikovější fází akcelerace vozíku. V této fázi jsou ložiska zatěžována nejmenším zatížením. Během ostatních fází je potřebného zatížení dosaženo silou působící v gumolanech. I po dobrzdění mechanismu zůstávají gumolana natažená na 111 % své volné délky, a proto poskytují dostatečnou sílu pro minimální zatížení ložisek. Síla při 111 % je přibližně 7,88 kN. Minimálního zatížení levého ložiska je také dosaženo tíhou převodovky a motoru.

Během akcelerace bude na buben působit síla přibližně 1360 N, účinkem které se bude odvíjet lano. V kombinaci s tíhou mechanismu lze konstatovat, že potřebného minimálního zatížení bude s jistotou dosaženo u levého ložiska hřídele. U ostatních ložisek to s jistotou tvrdit nelze. Potřebné minimální zatížení lze snížit použitím maziva s nižší viskozitou.

Trvanlivost ložisek je počítána pro otáčky během navíjení lana ($n=18 \text{ ot/min}$). Ve skutečnosti se budou otáčky ložisek zvyšovat při rozjíždění vozíku. V této fázi bude ale na ložiska působit podstatně nižší zatížení než při navíjení lana. Při výpočtu se uvažuje pouze maximální síla, i když ve skutečnosti je síla proměnná. Ve výsledku se tyto vlivy částečně vykompenzují a hodnotu trvanlivosti lze považovat za dostačující odhad.

11 Spojovací prvky

Pro přenos krouticího momentu z převodovky na hřídel a z hřídele na čelní unašeč budou použita těsná pera. Přenos krouticího momentu z čelního unašeče na spojku a ze spojky na bubnu bude realizován šroubovými spoji na přírubě. Další šroubový spoj bude mezi bubnem a brzdovým kotoučem, který bude přenášet brzdny moment při zastavování mechanismu.

11.1 Pera

Pera budou použita na hřídeli o průměru 90 mm. Přenášený krouticí moment je 4948 Nm. Síla působící na pero:

$$F_p = \frac{2M_k}{d_1} = \frac{2 \cdot 4948}{0,09} = 109\,956\,N \quad (85)$$

d_1 průměr hřídele

M_k přenášený krouticí moment

F_p síla působící na pero

U per je kontrolováno napětí ve stříhu a otláčení na bocích pera. Pro materiál pera 11 600 jsou následující dovolené hodnoty. Maximální dovolené napětí ve stříhu $\tau_D = 90\,MPa$. Maximální dovolený tlak $p_D = 120\,MPa$.

Rozměry pera pro průměr 90 mm jsou následující.

šířka pera $b = 25\,mm$

výška pera $h = 14\,mm$

hloubka drážky v náboji $t_1 = 5,5\,mm$

hloubka drážky v hřídeli $t = 8,7\,mm$

Napětí ve stříhu

$$\tau = \frac{F_p}{S} = \frac{F_p}{b \cdot l'} \leq \tau_D \quad (86)$$

$$l' = \frac{F_p}{b \cdot \tau_D} = \frac{109\,956}{25 \cdot 90} = 48,87\,mm$$

Tlak na bocích pera

$$p = \frac{F_p}{S} = \frac{F_p}{t_1 \cdot l'} \leq p_D \quad (87)$$

$$l' = \frac{F_p}{t_1 \cdot p_D} = \frac{109\,956}{5,3 \cdot 120} = 172,89\,mm$$

l' funkční délka pera

Funkční délka pera by měla být minimálně 172,89 mm.

Pero – převodovka

Na výstupu z převodovky bude použito pero o délce 220 mm s funkční délkou 195 mm.

Pero - unašec

Pro přenos krouticího momentu na čelní unašec budou použita dvě pera délky 125 mm s funkční délkou v součtu 200 mm.

11.2 Šroubové spoje

Osová síla ve šroubech musí vytvořit třecí sílu potřebnou k přenosu krouticího momentu. Šroubový spoj nebude zatěžován žádným dalším statickým nebo dynamickým účinkem v osové směru. Přenos krouticího momentu uvažuji s bezpečností 1,2.

11.2.1 Spoj buben - brzdový kotouč

Přenášený krouticí moment je 6 500 Nm. Roztečný průměr děr je 349 mm. Součinitel tření ocel-ocel za klidu v suchém spoji je 0,2. Použity jsou šrouby M10.

Osová síla ve šroubech

$$Q_c = \frac{2 \cdot k \cdot M_k}{d_s \cdot f_z} = \frac{2 \cdot 1,2 \cdot 6500}{0,349 \cdot 0,2} = 223\,496\,N \quad (88)$$

- Q_c součet osových sil ve všech šroubech
 k bezpečnost přenášeného momentu (1,2)
 M_k přenášený krouticí moment
 d_s průměr roztečné kružnice šroubů (200 mm)
 f_z součinitel tření ocel-ocel (0,2)

Osová síla v jednom šroubu

$$Q_1 = \frac{Q_c}{8} = \frac{223\,496}{8} = 27\,937\,N \quad (89)$$

Stanovení potřebné meze kluzu šroubu

$$k_k \cdot \frac{Q}{S_3} \leq \sigma_k \quad (90)$$

$$\sigma_{k \min} = \frac{k_k \cdot Q_1}{S_3} = \frac{1,3 \cdot 27\,937}{\frac{\pi \cdot 8,16^2}{4}} = 695\,MPa$$

- $\sigma_{k \min}$ minimální mez kluzu
 k_k součinitel vlivu krutu (1,3)
 Q_1 osová síla v jednom šroubu

d_3 průměr závitu M10 (8,16 mm)

Pro spoj mohou být použity šrouby pevnostní třídy 10.9 s mezí kluzu 900 MPa.

Utahovací moment šroubu

Utahovací moment pro dosažení předpětí:

$$M_{kš} = Q_1 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') \quad (91)$$

$$tg\gamma = \frac{i.P}{\pi.d_2} = \frac{1.1,5}{\pi.9,026} \quad \gamma = 3^\circ 1' \quad (92)$$

$$tg\beta_n = tg\beta \cdot \cos\gamma = tg(30^\circ) \cdot \cos(3^\circ 1') \quad \beta_n = 29^\circ 57' \quad (93)$$

$$tg\varphi' = \frac{f}{\cos\beta_n} = \frac{0,14}{\cos(29^\circ 57')} \quad \varphi' = 9^\circ 10' \quad (94)$$

$$M_{kš} = Q_1 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') = 27\,937 \cdot \frac{9,026}{2} \cdot \tan(3^\circ 1' + 9^\circ 10') = 27\,221 \text{ Nmm} =$$

$$= 27,22 \text{ Nm} \quad (91)$$

Utahovací moment pro překonání třecího momentu v dosedací ploše šroubu:

$$M_t = Q_1 \cdot f \cdot \frac{d_s + s}{4} = 27\,937 \cdot 0,14 \cdot \frac{11+16}{4} = 26\,400 \text{ Nmm} = 26,4 \text{ Nm} \quad (95)$$

Celkový utahovací moment:

$$M = M_{kš} + M_t = 27,22 + 26,4 = 53,62 \text{ Nm} \quad (96)$$

Statická bezpečnost vůči mezi kluzu

Normálové napětí:

$$\sigma = \frac{Q_1}{S_3} = \frac{Q_1}{\frac{\pi d_3^2}{4}} = \frac{27\,937}{\frac{\pi \cdot 8,16^2}{4}} = 534 \text{ MPa} \quad (97)$$

Napětí v krutu:

$$\tau = \frac{M_{kš}}{W_k} = \frac{M_{kš}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{27\,221}{\frac{\pi \cdot 8,16^3}{16}} = 255 \text{ MPa} \quad (98)$$

Redukované napětí dle HMM:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{534^2 + 3 \cdot 255^2} = 693 \text{ MPa} \quad (99)$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu:

$$k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}} = \frac{900}{693} = 1,3 \quad (100)$$

Kontrola tlaku v závitech

Dovolený tlak v závitech $p_D \cong 200 \text{ MPa}$

Nosná výška závitu $H = \frac{d-d_1}{2} = \frac{10-8,376}{2} = 0,812 \text{ mm}$

Počet činných závitů $z_\zeta = 6$

Tlak v závitech:

$$p = \frac{Q_1}{\pi \cdot d_2 \cdot H \cdot z_\zeta} = \frac{27\,937}{\pi \cdot 9,026 \cdot 0,812 \cdot 5} = 202 \text{ MPa} \approx 200 \text{ MPa} \quad (101)$$

Kontrola tlaku v dosedací ploše pod šroubem

Dovolený tlak v dosedací ploše $p_D = 300 \text{ MPa}$

Tlak v dosedací ploše:

$$p = \frac{Q_1}{\frac{\pi}{4} \cdot (e^2 - D^2)} = \frac{27\,937}{\frac{\pi}{4} \cdot (17,59^2 - 11^2)} = 189 \text{ MPa} < 300 \text{ MPa} \quad (102)$$

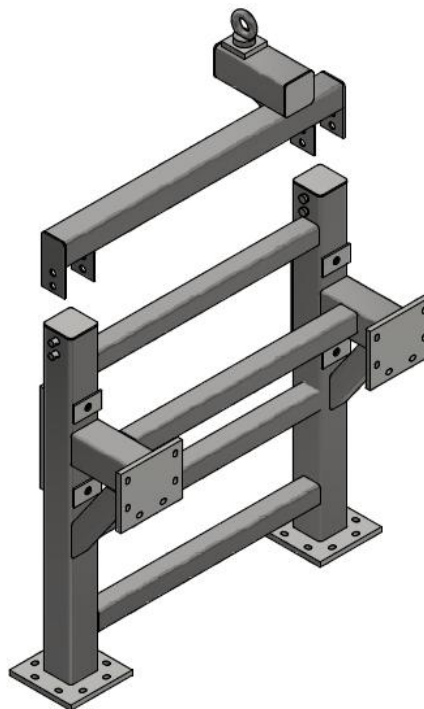
12 Návrh základního rámu

Základní rám se bude skládat ze dvou částí. První, která bude trvale připevněna k železobetonové konstrukci a na kterou bude upevněn mechanismus, a druhá, která bude sloužit ke zdvihání mechanismu a první části rámu. Spojení součástí bude provedeno čepy. První část rámu bude usazena do betonové šachty a připevněna k její stěně a dnu pomocí šroubů. Na druhé části bude umístěno oko pro upevnění na zdvihací zařízení. To bude umístěno přibližně nad těžištěm mechanismu.

Celý rám se bude skládat z jeklů, které budou navzájem svařeny koutovými a tupými svary. Tento typ profilu je dostatečně odolný vůči deformaci v ohybu, krutu i tlaku. K upevnění na betonovou stěnu budou složít příruby z ocelových desek. Ložiskové domky budou na rám upevněny ve svislém směru tak, aby zatížení od lana přecházelo přímo do vodorovného profilu, který se bude opírat o betonovou stěnu šachty. Tím se eliminuje ohybový moment od síly v laně. Tíha mechanismu a případné další zatížení bude přenášeno pomocí svislých profilů na dno šachty.

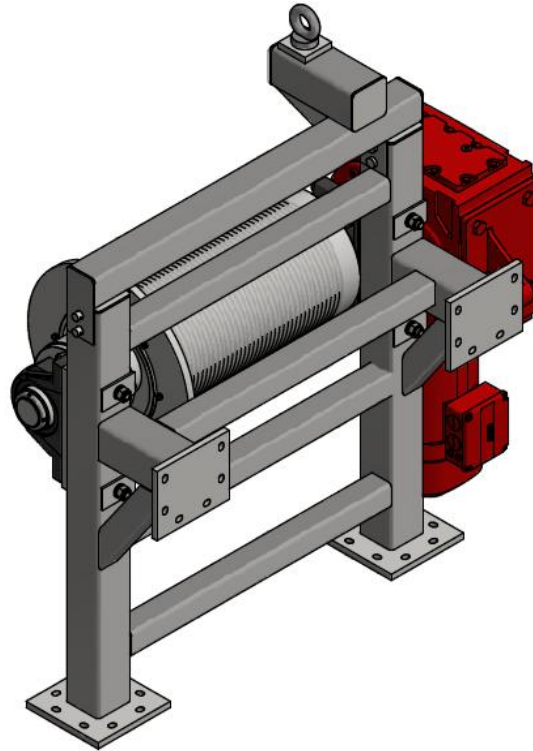
Svislý a vodorovný jekl bude o rozměru 125x125 mm s tloušťkou stěny 6 mm. Další vyztužovací jekly budou o rozměrech 80x80 mm s tloušťkou stěny 6 mm. V místech uchycení ložiskového domku bude profil vyztužen podložnými deskami v celé šířce profilu.

Pro upevnění ložiskových domků na profily se použijí pevnostní závitové tyče M22, pružné podložky a šestihranné matice.

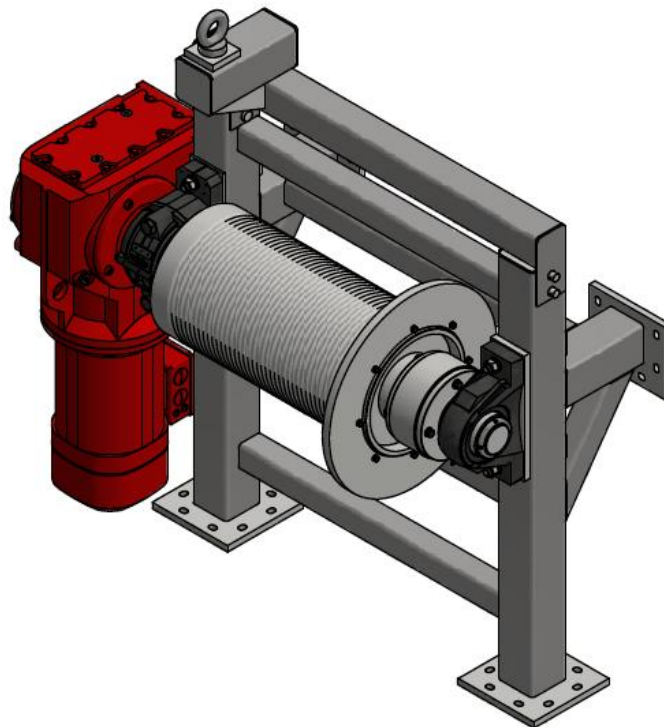


Obr. 38: Základní rám

Na základní rám bude dále nutné upevnit třmeny kotoučové brzdy, momentovou podporu převodovky a přívod elektrického proudu ke spojce.



Obr. 39: Lanový naviják se základním rámem – 1. pohled



Obr. 40: Lanový naviják se základním rámem – 2. pohled

13 Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout lanový naviják zkušebního zařízení pro testování automobilových komponent. Celý projekt vznikl na návrh investora, který definoval některé základní parametry zařízení. Byly navrženy dvě varianty uspořádání. Při schůzce s investorem byla jedna varianta investorem vybrána a ta byla dále rozpracována.

Po krátké rešerši lanových navijáků a jeřábů byly vypsány jednotlivé části mechanismu a jejich funkce. Následně byly stanoveny pracovní stavy mechanismu a funkce jednotlivých částí v pracovní fázi.

Byly provedeny základní návrhové výpočty, na základě kterých byl stanoven potřebný počet gumolan a akcelerační dráha mechanismu. Dále byly vypočítány potřebné parametry dalších komponent, které byly následně vybrány z katalogů dodavatelů. Jednalo se o elektromotor, kuželočelní převodovku, elektromagnetickou zubovou spojku a kotoučovou brzdu. Dle platných norem bylo vybráno vhodné ocelové lano a byly vypočteny rozměry lanového bubnu.

Dále byl proveden pevnostní výpočet a únavová kontrola lanového bubnu a hřídele. Byla stanovena bezpečnost vůči mezi kluzu a snížené mezi únavy. Navržen byl typ a velikost ložisek pro uložení bubnu a hřídele. Byla vypočítána jejich trvanlivost, statická bezpečnost a minimální zatížení. Pevnostní výpočet byl proveden také pro spojovací prvky. Byla navržena vhodná velikost per a šroubů. Navržena byla podoba základového rámu, na který bude mechanismus upevněn.

Na závěr byl sestaven 3D model celého mechanismu a byl vypracován výkres sestavy, výrobní výkres hřídele a kusovník sestavy mechanismu.

Seznam použité literatury

1. Dražan, František. Kupka, Ladislav. *Technický průvodce 13, Jeřáby*. 1. vydání. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1968.
2. Bolek, Alfred. Kochman, Josef. *Technický průvodce 6, Části strojů, 1. a 2. svazek*. 5. přepracované vydání. SNTL Praha, 1989 a 1990.
3. LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
4. Elva profi; *stavební vrátky* [online]. © 2018[cit. 19. 2. 2018]. Dostupné z: <http://www.elvaprofi.cz/stavebni-technika/stavebni-vratky>
5. KUGL, Otmar. *Projekt: III. ročník*. Praha: České vysoké učení technické, 1997. ISBN 80-01-01638-2.
6. PLŠEK, Vladimír. *Technické revize a školení* [online]. © 2018[cit. 20. 2. 2018]. Dostupné z: <http://www.technikerevize.cz/jeraby.html>
7. KPK spol. s.r.o.; *konzolové jeřáby* [online]. © 2018[cit. 11. 4. 2018]. Dostupné z: <http://www.kpk.sk/sk/stlp2.htm>
8. FILIP, Petr. *E-konstruktor* [online]. © 2018[cit. 20. 3. 2018]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz>
9. SKF; *katalog ložisek* [online]. © 2018[cit. 11. 4. 2018]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/index.html>
10. SEW-EURODRIVE; *katalog převodových motorů* [online]. © 2018[cit. 20. 2. 2018]. Dostupné z: <https://www.sew-eurodrive.cz/domu.html>
11. Brzdy, spojky, hřídele [online]. © 2017[cit. 25. 2. 2018]. Dostupné z: <https://www.pivkobrakes.com/>
12. Onio s.r.o.; *Ruční nářadí* [online]. © 2018[cit. 10. 4. 2018]. Dostupné z: <https://www.rucni-naradi.cz/proma-prn-450>
13. Emkol Litomyšl; *Stavební vrátky* [online]. © 2018[cit. 10. 4. 2018]. Dostupné z: <http://www.emkol.cz/eshop/product/stavebni-vratek-camac-p-200/>
14. K-technik s.r.o.; *Jeřábové komponenty* [online]. © 2018[cit. 10. 4. 2018]. Dostupné z: <http://www.k-technik.cz/page.php?page=jerabove-komponenty>

15. Seal navijáky s.r.o.; *Naviják pro hasiče* [online]. © 2018[cit. 10. 4. 2018]. Dostupné z: <https://www.seal-navijaky.cz/montaze-hasicska/navijak-pro-hasice-tatra-815-dragon-winch/>
16. Seal navijáky s.r.o.; *Elektrický lanový naviják* [online]. © 2018[cit. 10. 4. 2018]. Dostupné z: <http://blog.seal-navijaky.cz/tipy-jak-vybrat-elektricky-navijak/>
17. ČSN 27 0101. *Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů*. Praha: Český normalizační institut, 1960.
18. ČSN 27 0105. *Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 2: Účinky zatížení*. Praha: Český normalizační institut, 2009.
19. ČSN 27 1820. *Kladky a bubny pro ocelová lana*. Praha: Český normalizační institut, 1956.
20. ČSN 27 0100. *Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla*. Praha: Český normalizační institut, 1977.

Seznam obrázků

Obr. 1: Ruční lanový naviják [12]	9
Obr. 2: Stavební vrátek [13]	9
Obr. 3: Jeřábová kočka[14]	10
Obr. 4: Naviják na hasičském voze[15]	10
Obr. 5: Mostový jeřáb [7].....	13
Obr. 6: Konzolový jeřáb [8]	14
Obr. 7: Schéma uspořádání-1. varianta	16
Obr. 8: Schéma uspořádání-2. varianta	17
Obr. 9: Schéma dráhy vozíku	19
Obr. 10: Závislost síly v gumolaně na prodloužení	20
Obr. 11: Rozměry bubnu [3]	23
Obr. 12: Převodovky a motor SEW KA107T DRL160M4 [10]	26
Obr. 13: Převodovka a motor SEW KA107T DRL160M4-model Autodesk Inventor	27
Obr. 14: Závislost brzdného momentu na tlaku hydraulického média[11]	30
Obr. 15: Schéma lanového bubnu	31
Obr. 16: Schéma ohybového zatížení bubnu	32
Obr. 17: Krouticí moment bubnu při maximální síle v laně	34
Obr. 18: Zatížení bubnu od sevření lana[1]	35
Obr. 19: Schéma zatížení hřídele	37
Obr. 20: Schéma zatížení hřídele s lanem uprostřed bubnu	38
Obr. 21: Schéma zatížení hřídele s lanem na kraji bubnu	40
Obr. 22: Schéma reálné hřídele	42
Obr. 23: Posouvající síla ve svislé rovině	42
Obr. 24: Posouvající síla ve vodorovné rovině	42
Obr. 25: Celková posouvající síla	43
Obr. 26: Ohybový moment ve svislé rovině.....	43
Obr. 27: Ohybový moment ve vodorovné rovině	43
Obr. 28: Celkový ohybový moment.....	43
Obr. 29: Ohybové napětí ve svislé rovině	44
Obr. 30: Ohybové napětí ve vodorovné rovině	44
Obr. 31: Celkové ohybové napětí	44
Obr. 32: Napětí v krutu	44
Obr. 33: Redukované napětí.....	45
Obr. 34: Schéma natočení hřídele ve vodorovném směru	50
Obr. 35: Schéma natočení hřídele ve svislém směru	51
Obr. 36: Natočení hřídele – lano na kraji bubnu	52
Obr. 37: Natočení hřídele – lano uprostřed bubnu	53
Obr. 38: Základní rám	64
Obr. 39: Lanový naviják se základním rámem – 1. pohled.....	65
Obr. 40: Lanový naviják se základním rámem – 2. pohled.....	65

Seznam tabulek

Tab. 1: Síla v laně a hodnota parametru B v závislosti na poloze lana.....	31
Tab. 2: Redukované napětí v místech A, B, C v závislosti na poloze lana.....	41
Tab. 3: Hodnoty potřebné k výpočtu dynamické bezpečnosti v levém osazení.....	46
Tab. 4: Hodnoty potřebné k výpočtu dynamické bezpečnosti v pravém osazení.....	47
Tab. 5: Hodnoty potřebné k výpočtu dynamické bezpečnosti v nejnamáhanějším místě ...	48
Tab. 6: Hodnoty potřebné k výpočtu dynamické bezpečnosti v místě drážky pro pero	48
Tab. 7: Výsledná dynamická bezpečnost pro jednotlivá místa	49
Tab. 8: Natočení ve vodorovném, svislém a celkovém směru v závislosti na poloze lana .	52
Tab. 9: Statická bezpečnost, trvanlivost a minimální zatížení použitých ložisek	59

Seznam příloh

Příloha č. 1	Výkres sestavy lanového navijáku
Příloha č. 2	Kusovník sestavy lanového navijáku
Příloha č. 3	Výrobní výkres hřídele