



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

LANOVÝ VRÁTEK PRO DOPRAVU LODÍ

ROPE FOR SHIP TRANSPORT

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Lukáš Michal

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2018

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Lukáš Michal**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.**
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Lanový vrátek pro dopravu lodí

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční návrh lanového vrátku s elektrickým pohonem pro vytahování lodí na břeh a jejich spouštění. Vrátek bude poháněn z jednofázového elektrického obvodu s napětím 230 V. Základní technické parametry:

tažná síla 10 kN

rychlost navíjení 0,1 m/s

Cíle bakalářské práce:

Kritická rešerše obdobných zařízení.

Zdůvodněná koncepce navrženého řešení.

Funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent.

Pevnostní kontrola a další výpočty hlavních komponent.

Celková sestava zařízení.

Svařovací sestava lanového bubnu.

Seznam doporučené literatury:

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-2-4-2629-0.

SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a Jiří DVOŘÁČEK. Základy konstruování. Vydání šesté. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2015. ISBN 97-880-7204-9219.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je návrh lanového lodního vrátku pro dopravu lodí, se zatížením 10 kN v laně na 10 metrů, minimální rychlostí vytahování 0,1 m/s a poháněn z jednofázového obvodu 230V. Práce obsahuje řešení obdobných zařízení, pevnostní výpočty navrhované sestavy a svařovací sestava lanového bubnu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Lanový vrátek, naviják, lano, elektrický, loď.

ABSTRACT

The goal of this bachelor's thesis is a construction design of rope winch for ship transporting with 10 kN of load in rope, 10 meters of rope length, 0,1 m/s pulling speed and powered by one-phase circuit 230V. This work also contains survey of similar devices, strength calculations and drawing of welding assembly.

KEYWORDS

Rope winch, reel, rope, electric, ship.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MICHAL, L. *Lanový vrátek pro dopravu lodí*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 48 s. Vedoucí diplomové práce Miroslav Škopán.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2018

.....

Lukáš Michal

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat mému vedoucímu bakalářské práce, panu Škopánovi, za jeho rady a vedení při vypracování této bakalářské práce. Poděkování také patří mé rodině za podporu při celém studiu.

OBSAH

Úvod	9
1 Obdobná zařízení	10
2 Výběr motoru	12
2.1 Motor	12
2.2 Frekvenční měnič	13
3 Výběr převodovky	14
4 Volba lana	15
4.1 Kontrola na ohyb	15
5 Výpočet bubnu	17
5.1 Geometrické hodnoty	17
5.2 Pevnostní výpočet	19
6 Nosný čep	21
6.1 Způsob výpočtu	22
6.2 Bezpečnost v místě 1	23
6.3 Bezpečnost v místě 2	25
6.4 Bezpečnost v místě 3	27
6.5 Kontrola závitu	29
6.6 Vyhodnocení	29
7 Volba ložiska	31
8 Výpočty svarů	32
8.1 Zatížení na prvním závitu	32
8.2 Zatížení na posledním závitu	36
8.3 Vyhodnocení	40
Závěr	42
Použité informační zdroje	43
Seznam použitých zkratk a symbolů	45
Seznam příloh	48

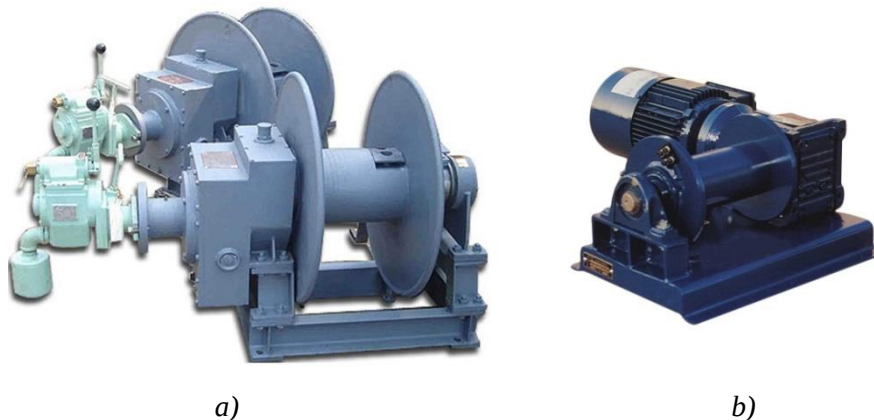
ÚVOD

Vrátek je strojní naviják určený pro zvedání břemen, který se skládá z otočné cívky pro navíjení lana nebo řetězu a pohonu (elektrický, ruční). Možnosti použití je celá řada a tvoří nedílnou součást mnohých strojních zařízení, jako jsou například jeřáby.

Pro navrhovaný vrátek je použit elektrický motor s převodovkou pro dosažení nižších otáček a vyšších momentů na bubnu. Uspořádání motoru, převodovky a bubnu je lineární. Jako tažný orgán je zvoleno ocelové lano. Buben je navržen s drážkami pro lano s jednovrstvým navíjením.

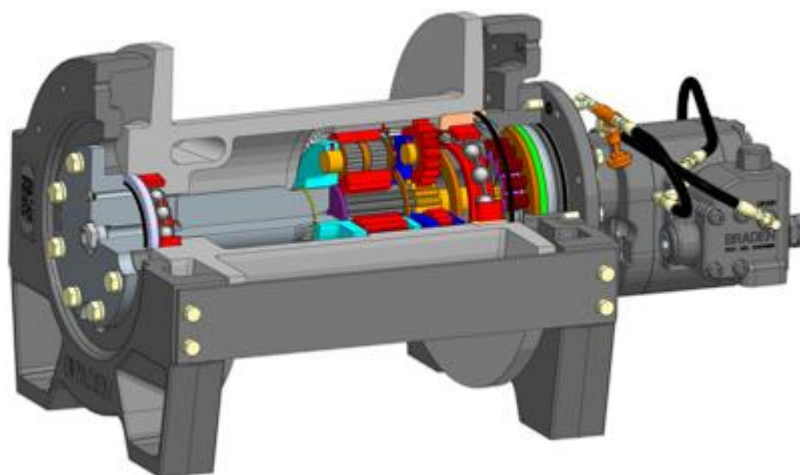
1 OBDOBNÁ ZAŘÍZENÍ

Lanové vrátky pro vytahování lodí se v koncepci neliší – pohon, převod, buben. Mohou být poháněny pouze elektrickým motorem nebo přes hydraulický převod, pro větší namáhání (obr. 1). Dále mohou být poháněny spalovacími motory, stlačeným vzduchem nebo jsou ručně poháněné.



Obr. 1 a) Hydraulický pohon [1]
b) Elektrický pohon [1]

Pro převod se většinou používají převody s ozubenými koly – čelní, kuželové, planetové (obr. 2) a šnekové pro větší převodové poměry nebo využití samosvornosti šnekového soukolí pro udržení zátěže.



Obr. 2 Běžné uspořádání s planetovou převodovkou [3]

V kombinaci pro různé lodě a únosnost daného vrátku se používají v docích, v přístavech nebo na palubě lodí (obr. 3).



a)



b)

Obr. 3 a) Vrátek pro kotvu [4]

b) Manuální vrátek pro umístění na přívěs [5]

2 VÝBĚR MOTORU

Vrátek má být napájen z jednofázové sítě 230V. Vybral jsem motor třífázový, který se běžně prodává v osmi pólovém zapojení, oproti jednofázovým motorům, které mají maximálně čtyř nebo šesti pólové zapojení. Tato možnost nabídne nižší výstupní otáčky motoru, čímž se sníží převodový poměr a není tak potřeba použít větší převodovku nebo převodovku se složitějším převodem, což sníží váhu a velikost celé soustavy. Třífázový motor nabídne obecné výhody oproti jednofázovým, jako např. nižší hlučnost a menší ohřívání motoru. Pro třífázový motor bude potřeba frekvenčního měniče, aby soustava mohla být napájena z jednofázové sítě. Tato možnost umožní navíc změnu otáček při provozu. Vrátek takto bude napájen z jednofázového elektrického obvodu 230V dle zadání. Volba třífázového motoru byla projednána s vedoucím bakalářské práce.

2.1 MOTOR

Pro výběr motoru se minimální potřebný výkon vypočítá od jeho zatížení a požadované rychlosti vytahování.

$$P_{min} = F \cdot v = 10 \cdot 0,1 = 1 \text{ kW} \quad (1)$$

Kde P_{min} je minimální potřebný výkon, F je maximální zatížení na laně 10kN, v je požadovaná rychlost navíjení 0,1 m/s.

S ohledem na frekvenční měnič a 20-30% navýšení výkonu, jsem zvolil motor s parametry popsány níže [6] (obr. 4). Motor je vybaven statickou brzdou, avšak při použití frekvenčního měniče se může využít možnost pracovní brzdění.



Obr. 4 Motor od SIEMENS 1,5 kW [6]

Výkon: 1,5 kW
Otáčky: 700 min^{-1}
Krouticí moment: 20 Nm
Počet pólů: 8
Provedení: patko-přírubové
Brzda: elektromagnetická (brzdný moment 60 Nm)
Hmotnost: 25 kg
Výrobce: SIEMENS

2.2 FREKVENČNÍ MĚNIČ

Frekvenční měnič (EFC 5610) od firmy Bosch Rexroth pro jmenovitý výkon 1,5 kW, vstupní jednofázové napájení 200-240 V a s výstupním třífázovým napětím [22] (obr. 5).



Obr. 5 Frekvenční měnič EFC 5610 [7]

K brždění se může využít změna frekvence otáčení magnetického pole motoru, což je nejehospodárnější způsob brždění, který tento měnič umožňuje. Popřípadě se může použít doplňkový brzdový odpor, tzv. odporové brždění. Rozběh zařízení navíc bude bez větších momentových rázů.

3 VÝBĚR PŘEVODOVKY

Z výstupních otáček motoru a požadované rychlosti na obvodu bubnu jsem vypočítal požadovaný převodový poměr (dále jen př. poměr). Nejdříve je však potřeba znát průměr bubnu, který je vypočítán z rovnice (10).

$$i = \frac{\omega_M}{\omega_B} \quad (2)$$

Kde i je požadovaný př. poměr, ω_M je úhlová rychlost motoru, ω_B je úhlová rychlost bubnu.

Úhlová rychlost motoru a bubnu se vypočítá z rovnic:

$$\omega_M = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot \frac{700}{60} = 73,304 \text{ s}^{-1} \quad (3)$$

$$\omega_B = \frac{v}{r_B} = \frac{0,1}{0,1} = 1 \text{ s}^{-1} \quad (4)$$

Kde n jsou otáčky motoru 700 min^{-1} , r_B je poloměr bubnu zadáný v metrech a je roven $0,5D_B$, viz rovnice (10).

Požadovaný př. poměr tedy je:

$$i = \frac{\omega_M}{\omega_B} = \frac{73,304}{1} = 73,3 \quad (5)$$

Podle tohoto parametru jsem zvolil jako nejvhodnější – nejbližze požadovanému př. poměru, převodovku s př. poměrem 74,96. Zpomaluje se tak obvodová rychlost na bubnu o 2,2% (z 0,1 m/s na 0,0978 m/s).

Převodovka je vybrána od firmy RAVEO, typ CMG 053 [8]. Jedná se o čelní, třístupňovou převodovku. Je tedy nutné počítat se změnou smyslu otáčení při zapojení motoru. V patkovém provedení a přírubou na vstupu, s průměrem roztečné kružnice spojovacích šroubů 215 mm, se spojí s přírubou motoru (se stejným průměrem roztečné kružnice). Výstupní hřídel motoru, o průměru 28 mm, se spojí přes pero s nábojem na vstupu převodovky. Je nutné při montáži soustavy vyvážit rozdíl výšek patkového uchycení motoru a převodovky. Motor musí být vyvýšen o 111 mm více než převodovka.



Obr. 6 Čelní převodovka od firmy RAVEO [9]

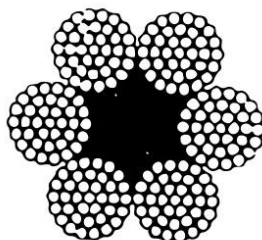
4 VOLBA LANA

Podle ČSN 27 0100 je pro lana ručních jeřábů a zdvihadel apod. součinitel bezpečnosti lana 4,1. Výpočty v této kapitole jsou převzaty z literatury [10]. Pro výběr lana takto mohu zjistit dovolenou únosnost lana:

$$F_n = k \cdot F = 4,1 \cdot 10 = 41 \text{ kN} \quad (6)$$

Kde F_n je minimální síla při přetržení lana, k je součinitel bezpečnosti lana.

Podle tohoto výpočtu, pro který jsem zvolil dostatečnou bezpečnost 4,1 a s ohledem na ohýbání lana při provozu, pro které se volí lano s větším počtem drátků, viz [10], jsem zvolil lano [11]:



Obr. 7 Standardní ocelové lano 6x37-FC [12]

Ocelové lano standard 6x37-FC

Průměr lana: 9 mm

Jmenovitá únosnost lana: 49,38 kN

Jmenovitá pevnost drátku: 1770 MPa

Průměr drátku: 0,35 mm

Ochrana: pozinkování

Duše: z vláken

Vinutí: stejnosměrné

Délka lana: 15 m (viz rovnice 15)

4.1 KONTROLA NA OHYB

Neustálé ohýbání lana patří k nejvýznamnějšímu namáhání. Pro výpočet bezpečnosti vzhledem k ohýbání lana je potřeba stanovit výpočtový modul pružnosti v tahu lana E , který se volí v rozmezí od 75000 do 100000 MPa [10].

Nosný průřez lana je:

$$S_l = \frac{\pi \cdot d_w^2}{4} \cdot 222 = \frac{\pi \cdot 0,35^2}{4} \cdot 222 = 21,36 \text{ mm}^2 \quad (7)$$

Kde d_w je průměr drátku lana 0,35 mm, hodnota 222 je celkový počet drátků v laně.

S těmito hodnotami jsem vypočítal sílu vznikající od ohybu:

$$F_e = \frac{E \cdot d_w \cdot S_l}{D_B} = \frac{90000 \cdot 0,35 \cdot 21,36}{200} = 3364 \text{ N} \quad (8)$$

Kde E je modul pružnosti v tahu lana 90 000 MPa podle [10], D_B je průměr bubnu, viz rovnice (10).

Bezpečnost se zahrnutím ohybu lana je [13]:

$$k_o = \frac{F_{min} - F_e}{F} = \frac{49380 - 3364}{10000} = 4,6 \quad (9)$$

Kde F_{min} je únosnost lana 49,38 kN.

Statická bezpečnost lana s touto únosností je 4,9. Tedy schopnost použitého lana je více než dostačující. Ovšem lano tvoří slabý článek soustavy a vzhledem k malému průměru bubnu, tedy velkému ohybu lana, cyklickému namáhání, popřípadě prostředí, ve kterém se bude lano používat, volím toto lano. Jako ochrana je lano pozinkované. Dále je průběžně mazáno dle doporučení výrobce.

5 VÝPOČET BUBNU

Počítám drážkovaný buben s jednovrstvým navíjením. Pro větší životnost volím střední zátěž provozu, tedy součinitel α je 20, dle normy ČSN 27 1820.

5.1 GEOMETRICKÉ HODNOTY

Rovnice a rozměry bubnu v této podkapitole jsou převzaty z normy ČSN 27 1820.

Výpočet pro minimální průměr bubnu:

$$D_{Bmin} = \alpha \cdot d_l = 20 \cdot 9 = 180 \text{ mm} \quad (10)$$

Kde α je součinitel závislý na druhu provozu 20, d_l je průměr lana 9 mm.

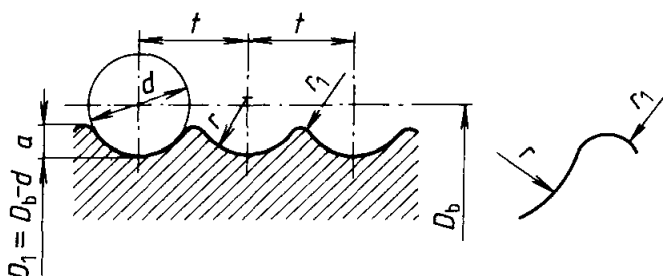
Vzhledem k větším namáháním a nutnosti vyšších převodů při použití většího průměru bubnu, volím nejbližší vyšší normalizovaný průměr bubnu 200 mm ($D_B = 200 \text{ mm}$). Pro kontrolu dostatečného momentu na motoru počítám:

$$M_{kM} = i_{skut} \cdot M_k = 74,96 \cdot 20 = 1499 \text{ Nm} \quad (11)$$

$$M_{kB} = F \cdot r_B = 10000 \cdot 0,1 = 1000 \text{ Nm} \quad (12)$$

Kde M_{kM} je moment přenášený na buben, M_{kB} je moment od zatížení na bubnu, i_{skut} je skutečný převodový poměr 74,96, M_k je moment motoru 20 Nm.

Krouticí moment motoru je pro maximální zatížení výrazně vyšší, není tedy třeba počítat s účinností převodovky.



Obr. 8 Drážky na bubnu [14]

Pro lano o průměru 9 mm:

$$r = 5 \text{ mm}$$

$$r_1 = 1 \text{ mm}$$

$$a = 3 \text{ mm}$$

$$t = 10,5 \text{ mm}$$

$$D_1 = 191 \text{ mm}$$

Počet závitů je:

$$z = \frac{L}{\pi \cdot D_B} + 5 = \frac{10}{\pi \cdot 0,2} + 5 = 20,9 \Rightarrow 21 \text{ závitů} \quad (13)$$

Kde L je účinná délka lana 10 m, hodnota 5 je počet závěrečných závitů, kde se lano neodmotává (pro stejnosměrné lano se volí 4-5 závitů).

Délka závitů je:

$$l_z = z \cdot t = 21 \cdot 10,5 = 220,5 \text{ mm} \quad (14)$$

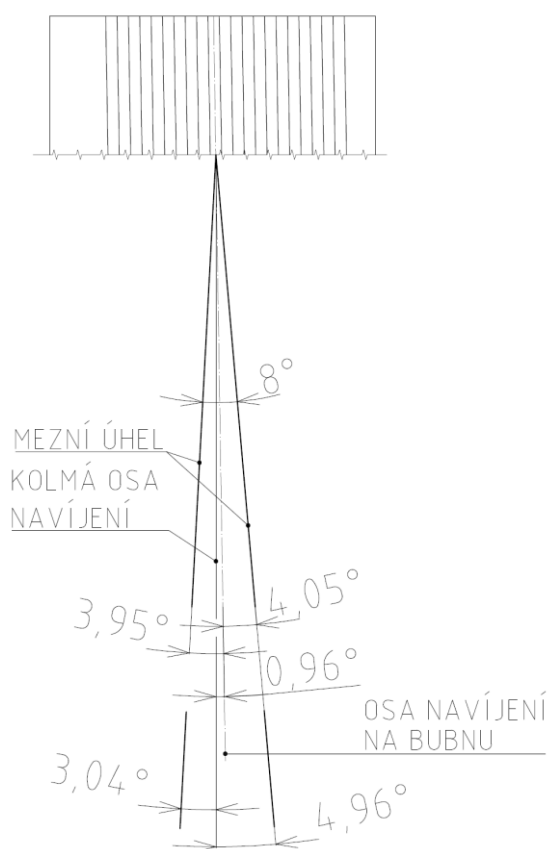
Kde t je rozteč závitů 10,5 mm.

Skutečná délka lana:

$$L_{skut} = L + \pi \cdot D_B(5 + 2) = 10 + \pi \cdot 0,2(5 + 2) = 14,4 \text{ m} \quad (15)$$

Kde hodnota 5 je počet závěrečných závitů a hodnota 2 je počet vinutí pro zajištění lana.

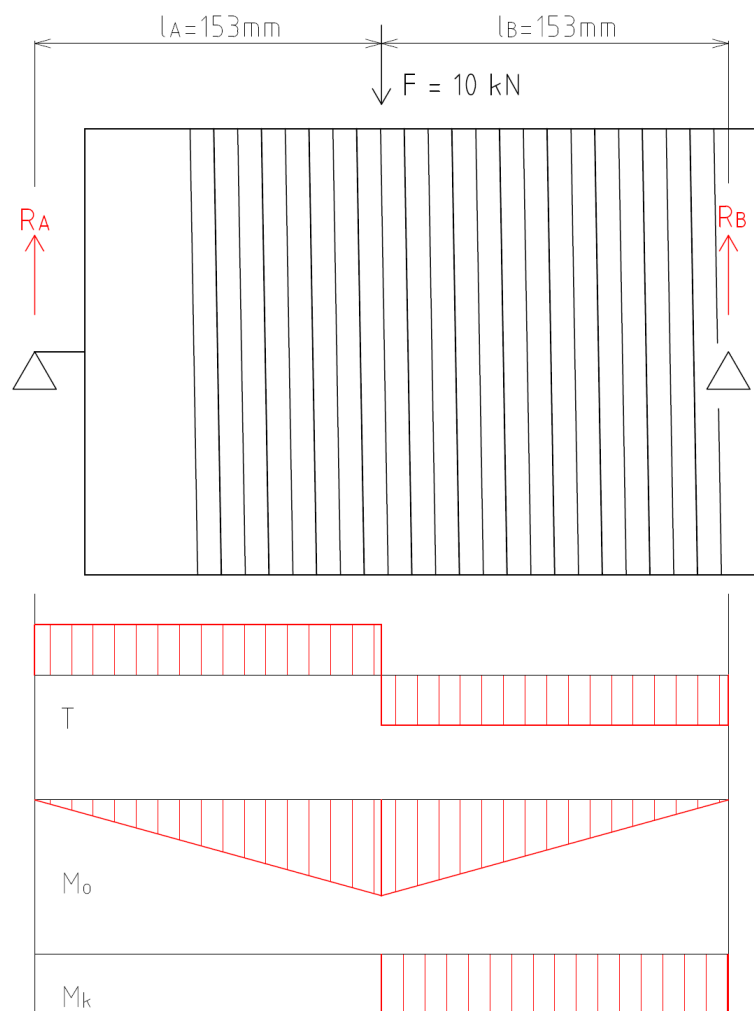
Důležitý je také odklon lana, který je omezen na 4° pro běžná provedení [15]. Úhel navíjení vzhledem k meznímu odklonu je znázorněn na obr. 9.



Obr. 9 Dovolенý odklon lana

5.2 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

Buben je svařen s nábojem pro výstupní hřídel převodovky (strana B), kde je volně uložen a spojen perem. Na druhé straně je buben svařen s čepem a podepřen naklápěcím kuličkovým ložiskem (strana A). Výpočet v této podkapitole je převzat z literatury [24].



Obr. 10 Silové zatížení na bubnu

Z rovnice statické rovnováhy jsem spočítal reakční síly na ložisku (A) a hřídeli převodovky (B):

$$-F \cdot l_A + R_B \cdot (l_B + l_A) = 0 \quad (16)$$

$$R_A - F + R_B = 0 \quad (17)$$

$$R_B = \frac{F \cdot l_A}{l_A + l_B} = \frac{10000 \cdot 153}{153 + 153} = 5000 \text{ N} \quad (18)$$

Kde R_A a R_B jsou reakční síly, l_B a l_A jsou vzdálenosti k zatěžující síle.

Pro pevnostní výpočet bubnu je stěžejní rozměr minimální tloušťky pláště bubnu s . V případě bubnu s drážkami se počítá od hloubky drážky, která ohraňuje nosný průřez. Zde počítám s tloušťkou 11 mm. Kontrolovaný průřez jsem vypočítal v místě největšího namáhání tj. největšího ohybového momentu (obr. 10).

Napětí od ohybového momentu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{R_B \cdot l_B}{0,8 \cdot (D_1 - s)^2 \cdot s} = \frac{5000 \cdot 153}{0,8 \cdot (191 - 11)^2 \cdot 11} = 2,683 \text{ MPa} \quad (19)$$

Kde M_o je ohybové napětí, W_o je modul průřezu v ohybu, 0,8 je konstanta, D_1 je průměr bubnu měřený od hloubky drážky 191 mm, s minimální tloušťka pláště 11 mm.

Napětí od krouticího momentu:

$$\tau_k = \frac{M_{kB}}{W_k} = \frac{F \cdot r_B}{1,6 \cdot (D_1 - s)^2 \cdot s} = \frac{10000 \cdot 100}{1,6 \cdot (191 - 11)^2 \cdot 11} = 1,754 \text{ MPa} \quad (20)$$

Kde W_k je modul průřezu v krutu.

Napětí od vnějšího přetlaku:

$$\sigma_{tl} = \frac{F}{s \cdot t} = \frac{10000}{11 \cdot 10,5} = 86,58 \text{ MPa} \quad (21)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{tl}^2 + \sigma_o \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau_k^2} \quad (22)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{2,683^2 + 86,58^2 + 2,683 \cdot 86,58 + 3 \cdot 1,754^2} = 88 \text{ MPa}$$

Kontrola dovolených napětí:

$$\sigma_o = 2,683 \text{ MPa} < \sigma_{oD} = 10 \div 15 \text{ MPa} \quad (23)$$

$$\sigma_o \cdot \sigma_{tl} > 0 \quad (24)$$

$$\sigma_{red} = 88 \text{ MPa} \leq \sigma_{redD} = 100 \div 110 \text{ MPa} \quad (25)$$

Všechny podmínky kontrolující namáhání pláště bubnu jsou splněny a v maximálním zatížení pláště nedojde k jeho porušení. Ponechávám tloušťku pláště 11 mm.

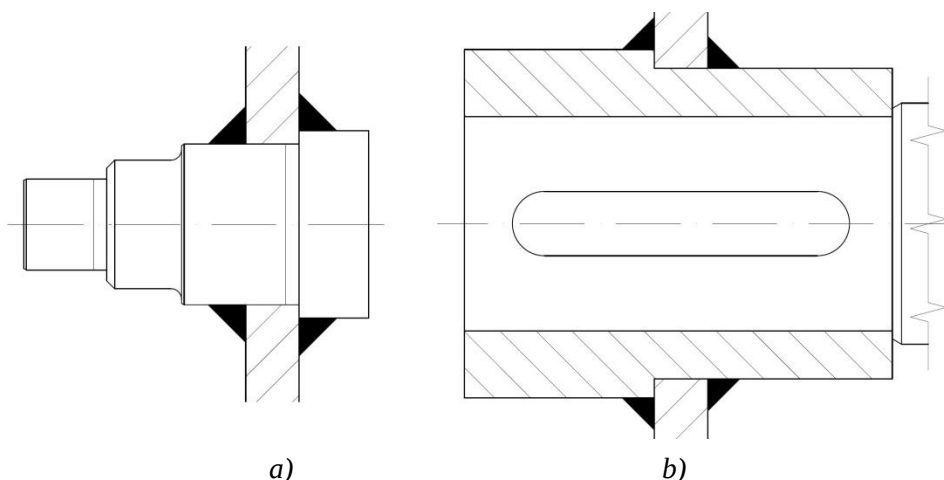
6 NOSNÝ ČEP

Buben je dostatečně krátký, aby bylo možné řešení použití jednotné hřídele spojené spojkou s hřídelí převodovky, což by také přispělo na tuhosti soustavy. Ovšem vzhledem k namáhání by bylo zapotřebí použít dvě pera (jako nejvhodnější řešení) pro uložení na straně převodovky (v tomto místě se přenáší maximální moment), čímž by nabýval průměr hřídele. Tato možnost by také vyžadovala použití dvou ložisek a ozubené spojky (obr. 17) [17], která je schopna přenést požadovaný krouticí moment, vzhledem k montážním rozměrům.



Obr. 11 Zubová spojka typu GFA [17]

Použité uložení bubnu zahrnuje běžný způsob uložení delších bubnů. Buben je spojen s převodovkou svarem na náboji, který je uložen na výstupní hřídeli převodovky a spojen perem (obr. 12 b). Na druhé straně je navařený čep (obr. 12 a), který je podepřen naklápěcím ložiskem, v tomto případě kuličkovým (kap. 7). Takto lze využít radiálního zatížení převodovky, které je maximálně 12000 N [8]. Tedy lze použít převodovku jako podporu pro buben. Odpadne nutnost použití spojky, sníží se tak počet součástí a celá soustava tak bude o něco menší, což je vhodné s ohledem na lineární zapojení částí stroje. A samozřejmě, je toto uložení výrobně i montážně jednodušší.



a)

b)

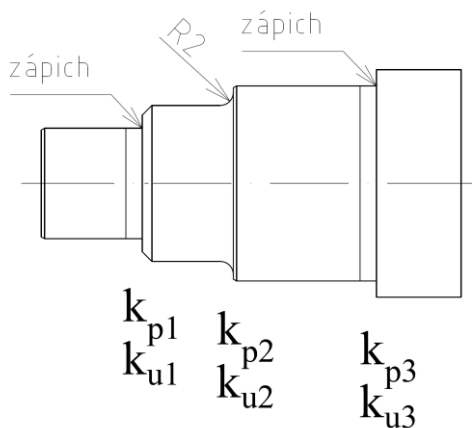
Obr. 12 Způsob uložení a) na čepu

b) na hřídeli převodovky

S ohledem na zatížení čepu je zvoleno vinutí lana na buben ze strany ložiska ke straně převodovky, viz obr. 10 (ložisko je na straně A). Na začátku vinutí je vyhrazeno místo pro uchycení lana a pět prvních drážek pro stálé navinutí. V této kapitole je vypočtena bezpečnost kritických průřezů nosného čepu.

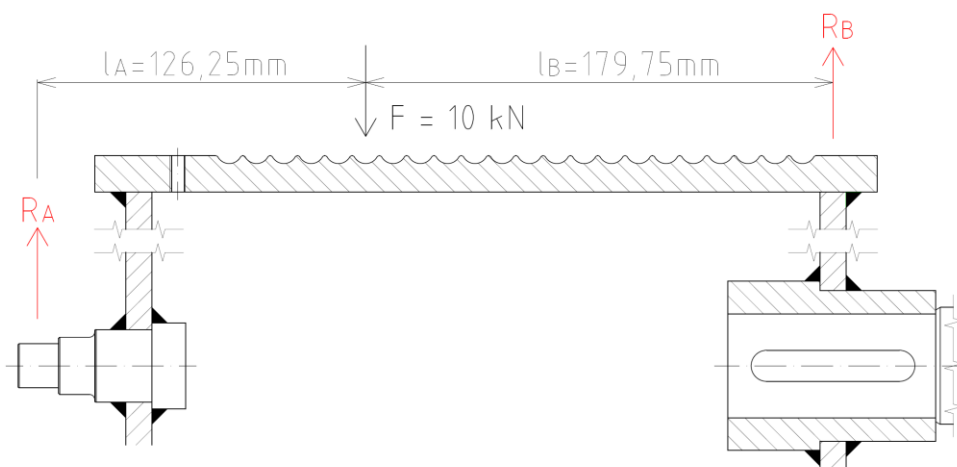
6.1 ZPŮSOB VÝPOČTU

Bezpečnost je vypočítána ve všech místech osazení (obr. 13), včetně maximálního zatěžujícího napětí, vzhledem k meznímu stavu pružnosti k_p (MSP) a meznímu stavu únavy k_u (MSÚ). Výpočty jsou doplněny o kontrolu závitu (kap. 6.5). Rozměry jsem volil pro minimální bezpečnost 1,3. Počítám pro nejnepříznivější zatížení na bubnu, tj. maximální zatížení na prvním závitu (obr. 14).



Obrázek 13 Nosný čep s vyznačenými bezpečnostmi (zaoblení v milimetrech)

Průměry čepu jsou 17, 24, 30, a 35 mm. Čep je vyroben z materiálu S255JO (11 523). Výpočty a konstanty v této kapitole jsou převzaty z literatury [10].



Obr. 14 Zatížení na bubnu

Z rovnice statické rovnováhy jsem vypočítal reakční sílu na ložisku A.

$$-F \cdot l_A + R_B \cdot (l_B + l_A) = 0 \quad (26)$$

$$R_A - F + R_B = 0 \quad (27)$$

$$R_B = \frac{F \cdot l_A}{l_A + l_B} = \frac{10000 \cdot 126,25}{126,25 + 179,75} = 4125,82 \text{ N} \quad (28)$$

$$R_A = F - R_B = 10000 - 4125,82 = 5874,18 \text{ N} \quad (29)$$

Materiál čepu [10]:

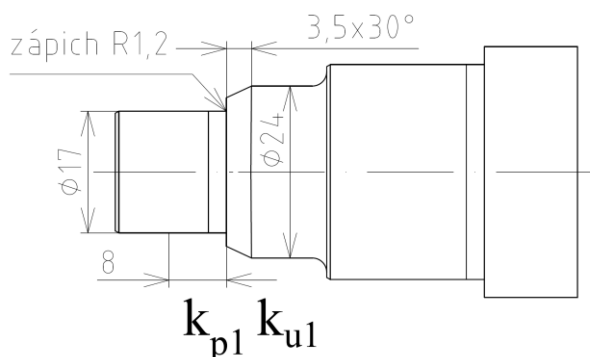
S355JO (11 523)

Mez pevnosti v tahu: $R_m = 490 \text{ MPa}$

Mez kluzu v tahu: $R_e = 355 \text{ MPa}$

6.2 BEZPEČNOST V MÍSTĚ 1

Na nejmenším průměru 17 mm je uloženo ložisko. Zápich je zvolen pro střídavé namáhání, tedy má větší poloměr zaoblení, než běžný zápich. Počítám s průměrem čepu $d_1 = 17 \text{ mm}$.



Obrázek 15 Rozměry čepu pro 1. výpočet (rozměry v milimetrech)

6.2.1 BEZPEČNOST K MSP

Ohybový moment v místě průřezu:

$$M_o = R_A \cdot 0,008 = 5874,18 \cdot 0,008 = 46,993 \text{ Nm} \quad (30)$$

Kde hodnota 0,008 je vzdálenost od středu ložiska k počítanému osazení v metrech.

Modul průřezu v ohybu:

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} = \frac{\pi \cdot 17^3}{32} = 482,33 \text{ mm}^3 \quad (31)$$

Nominální normálové napětí:

$$\sigma_{o,nom} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{46993}{482,33} = 97,43 \text{ MPa} \quad (32)$$

Součinitel tvaru pro normálové napětí α_σ zohledňující osazení je 1,8.

$$\sigma_o = \sigma_{o,nom} \cdot \alpha_\sigma = 97,43 \cdot 1,8 = 175,373 \text{ MPa} \quad (33)$$

Bezpečnost k MSP:

$$k_{p1} = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{355}{175,373} = 2,024 > 1 \quad (34)$$

6.2.2 BEZPEČNOST K MSÚ

Korigovanou mez únavy v ohybu σ'_{co} jsem vypočítal ze součinitele jakosti povrchu k_a , součinitele velikosti tělesa k_b a meze únavy v ohybu σ_{co} . Ostatní součinitele, zohledňující vnější vlivy, se rovnají 1, viz [10].

$$k_a = 4,51 \cdot R_m^{-0,265} = 4,51 \cdot 490^{-0,265} = 0,874 \quad (35)$$

$$k_b = 1,24 \cdot d_1^{-0,107} = 1,24 \cdot 17^{-0,107} = 0,916 \quad (36)$$

$$\sigma_{co} = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 490 = 246,96 \text{ MPa} \quad (37)$$

$$\sigma'_{co} = \sigma_{co} \cdot k_a \cdot k_b = 246,96 \cdot 0,874 \cdot 0,916 = 197,544 \text{ MPa} \quad (38)$$

Součinitel vrubu pro normálové napětí β_σ počítám z Neuberovy rovnice upravené Heywoodem:

$$\beta_\sigma = \frac{\alpha_\sigma}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_\sigma - 1) \cdot \sqrt{a}}{\alpha_\sigma \cdot \sqrt{r}}} = \frac{1,8}{1 + \frac{2 \cdot (1,8 - 1) \cdot 0,273}{1,8 \cdot \sqrt{1,2}}} = 1,463 \quad (39)$$

Kde $\sqrt{a}$ je Heywoodův parametr, pro osazení je roven $139/R_m$ a r je poloměr zaoblení zápichu 1,2 mm [14].

Špičkové (maximální) normálové napětí σ_{max} :

$$\sigma_{max} = \sigma_{o,nom} \cdot \beta_{\sigma} = 97,43 \cdot 1,463 = 142,559 \text{ MPa} \quad (40)$$

Amplituda normálového napětí σ_a vznikající z cyklického ohýbání:

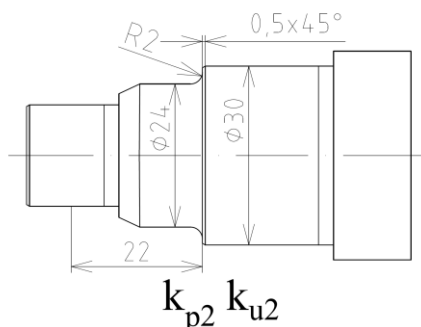
$$\sigma_a = \sigma_{max} = 142,559 \text{ MPa} \quad (41)$$

Podle Haighova diagramu, nebo obecného kritéria pro tento případ střídavého zatížení – pouze ohyb, stanovují bezpečnost k MSÚ:

$$k_{u1} = \frac{\sigma'_{co}}{\sigma_a} = \frac{197,544}{142,559} = 1,386 > 1 \quad (42)$$

6.3 BEZPEČNOST V MÍSTĚ 2

Na průměru 24 mm je pouze těsnění ložiskového prostoru. Přejít je tedy proveden s obvyčejným zaoblením. Počítám s průměrem čepu $d_2 = 24 \text{ mm}$.



Obrázek 16 Rozměry čepu pro 2. výpočet (rozměry v milimetrech)

6.3.1 BEZPEČNOST K MSP

Ohybový moment:

$$M_o = R_A \cdot 0,022 = 5874,18 \cdot 0,022 = 129,232 \text{ Nm} \quad (43)$$

Kde hodnota 0,022 je vzdálenost od středu ložiska k počítanému průřezu v metrech.

Modul průřezu v ohybu:

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} = \frac{\pi \cdot 24^3}{32} = 1357,168 \text{ mm}^3 \quad (44)$$

Nominální normálové napětí:

$$\sigma_{o,nom} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{129232}{1357,168} = 95,222 \text{ MPa} \quad (45)$$

Součinitel tvaru pro normálové napětí α_σ zohledňující osazení je 1,65.

$$\sigma_o = \sigma_{o,nom} \cdot \alpha_\sigma = 95,222 \cdot 1,65 = 157,116 \text{ MPa} \quad (46)$$

Bezpečnost k MSP:

$$k_{p2} = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{355}{157,116} = 2,259 > 1 \quad (47)$$

6.3.2 BEZPEČNOST K MSÚ

Korigovanou mez únavy v ohybu σ'_{Co} jsem vypočítal ze součinitele jakosti povrchu k_a , součinitele velikosti tělesa k_b a meze únavy v ohybu σ_{Co} , stejně jako v předchozím případě. Ostatní vlivy se rovnají 1, viz [10].

$$k_a = 4,51 \cdot R_m^{-0,265} = 4,51 \cdot 355^{-0,265} = 0,874 \quad (48)$$

$$k_b = 1,24 \cdot d_2^{-0,107} = 1,24 \cdot 24^{-0,107} = 0,883 \quad (49)$$

$$\sigma_{Co} = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 490 = 246,96 \text{ MPa} \quad (50)$$

$$\sigma'_{Co} = \sigma_{Co} \cdot k_a \cdot k_b = 246,96 \cdot 0,874 \cdot 0,883 = 190,388 \text{ MPa} \quad (51)$$

Součinitel vrubu pro normálové napětí β_σ :

$$\beta_\sigma = \frac{\alpha_\sigma}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_\sigma - 1) \cdot \sqrt{a}}{\alpha_\sigma \cdot \sqrt{r}}} = \frac{1,65}{1 + \frac{2 \cdot (1,65 - 1) \cdot 0,273}{1,65 \cdot \sqrt{2}}} = 1,425 \quad (52)$$

Kde $\sqrt{a}$ je Heywoodův parametr, pro osazení je roven $139/R_m$ a r je poloměr zaoblení 2 mm.

Špičkové (maximální) normálové napětí σ_{max} :

$$\sigma_{max} = \sigma_{o,nom} \cdot \beta_\sigma = 95,222 \cdot 1,425 = 135,674 \text{ MPa} \quad (53)$$

Amplituda normálového napětí σ_a :

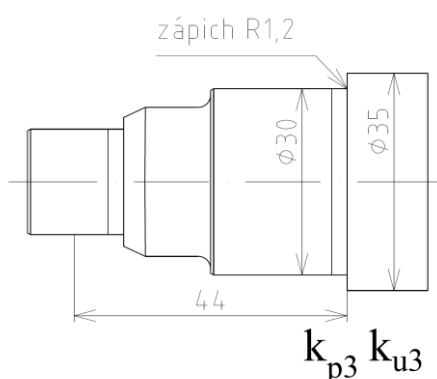
$$\sigma_a = \sigma_{max} = 135,674 \text{ MPa} \quad (54)$$

Stanovuji bezpečnost k MSÚ:

$$k_{u2} = \frac{\sigma'_{co}}{\sigma_a} = \frac{190,388}{135,674} = 1,403 > 1 \quad (55)$$

6.4 BEZPEČNOST V MÍSTĚ 3

Na průměru 30 mm je uloženo čelo bubny, které se na tomto místě svaří s čepem. Zápich pro toto uložení je zvolen s ohledem na střídavé namáhání, má větší poloměr zaoblení než běžný zápich. V tomto místě také vzniká největší namáhání od ohybového momentu. Jedná se tedy o nejvíce namáhaný průřez na čepu. Počítám s průměrem čepu $d_3 = 30$ mm.



Obrázek 17 Rozměry čepu pro 3. výpočet (rozměry v milimetrech)

6.4.1 BEZPEČNOST K MSP

Ohybový moment v místě průřezu:

$$M_o = R_A \cdot 0,044 = 5874,18 \cdot 0,044 = 258,464 \text{ Nm} \quad (56)$$

Kde hodnota 0,044 je vzdálenost od středu ložiska k počítanému osazení v metrech.

Modul průřezu v ohybu:

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_3^3}{32} = \frac{\pi \cdot 30^3}{32} = 2650,719 \text{ mm}^3 \quad (57)$$

Nominální normálové napětí:

$$\sigma_{o,nom} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{258464}{2650,719} = 97,507 \text{ MPa} \quad (58)$$

Součinitel tvaru pro normálové napětí α_σ zohledňující osazení je 1,9.

$$\sigma_o = \sigma_{o,nom} \cdot \alpha_\sigma = 97,507 \cdot 1,9 = 185,264 \text{ MPa} \quad (59)$$

Bezpečnost k MSP:

$$k_{p3} = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{355}{185,264} = 1,916 > 1 \quad (60)$$

6.4.2 BEZPEČNOST K MSÚ

Korigovanou mez únavy v ohybu σ'_{Co} opět počítám ze součinitele jakosti povrchu k_a , součinitele velikosti tělesa k_b a meze únavy v ohybu σ_{Co} . Ostatní vlivy se rovnají 1, viz [10].

$$k_a = 4,51 \cdot R_m^{-0,265} = 4,51 \cdot 490^{-0,265} = 0,874 \quad (61)$$

$$k_b = 1,24 \cdot d_3^{-0,107} = 1,24 \cdot 30^{-0,107} = 0,916 \quad (62)$$

$$\sigma_{Co} = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 490 = 246,96 \text{ MPa} \quad (63)$$

$$\sigma'_{Co} = \sigma_{Co} \cdot k_a \cdot k_b = 246,96 \cdot 0,874 \cdot 0,916 = 197,544 \text{ MPa} \quad (64)$$

Součinitel vrubu pro normálové napětí β_σ :

$$\beta_\sigma = \frac{\alpha_\sigma}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_\sigma - 1) \cdot \sqrt{a}}{\alpha_\sigma \cdot \sqrt{r}}} = \frac{1,9}{1 + \frac{2 \cdot (1,9 - 1) \cdot 0,273}{1,9 \cdot \sqrt{1,2}}} = 1,526 \quad (65)$$

Kde $\sqrt{a}$ je Heywoodův parametr, pro osazení je roven $139/R_m$ a r je poloměr zaoblení zápichu 1,2 mm [14].

Špičkové (maximální) normálové napětí σ_{max} :

$$\sigma_{max} = \sigma_{o,nom} \cdot \beta_\sigma = 97,507 \cdot 1,526 = 148,767 \text{ MPa} \quad (66)$$

Amplituda normálového napětí σ_a :

$$\sigma_a = \sigma_{max} = 148,767 \text{ MPa} \quad (67)$$

Podle Haighova diagramu, nebo obecného kritéria pro tento případ střídavého zatížení – pouze ohyb, stanovuji bezpečnost k MSÚ:

$$k_{u3} = \frac{\sigma'_{Co}}{\sigma_a} = \frac{197,544}{148,767} = 1,328 > 1 \quad (68)$$

6.5 KONTROLA ZÁVITU

Doplňuji kontrolu čepu, o výpočet bezpečnosti na únavu pro výběh závitu. Jedná se o závit jmenovitého průměru 6 mm v díře, která je vyvrtaná v místě nejmenšího průměru čepu 17 mm. Šroub pro tuto díru zajišťuje ložiskový kroužek (viz příloha A1-BP-184021-2/2). Postup výpočtu se neliší od kapitoly 6. 2. 2.

Pro kontrolu průřezu s dírou upravuji pouze modul průřezu v ohybu:

$$W_o = \frac{\pi \cdot (d_1^4 - 6^4)}{32 \cdot d_1} = \frac{\pi \cdot (17^4 - 6^4)}{32 \cdot 17} = 474,848 \text{ mm}^3 \quad (69)$$

Kde 6 je větší průměr závitu v milimetrech.

V zakončení závitu, který je od reakční síly R_A vzdálen 2 mm (0,002 m), vzniká ohybový moment M_o a nominální napětí $\sigma_{o,nom}$:

$$M_o = R_A \cdot 0,002 = 5874,18 \cdot 0,002 = 11,75 \text{ Nm} \quad (70)$$

$$\sigma_{o,nom} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{11750}{474,848} = 97,507 \text{ MPa} \quad (71)$$

Součinitel vrubu β_σ je 2,63 (podle Petersona) [25]. S korigovanou mezí únavy v ohybu $\sigma'_{Co} = 197,544 \text{ MPa}$ (kap. 6.2.2) a s maximální amplitudou napětí σ_a (rovná normálovému napětí σ_{max}) je bezpečnost k MSÚ k_u :

$$\sigma_{max} = \sigma_a = \sigma_{o,nom} \cdot \beta_\sigma = 97,507 \cdot 2,63 = 65,07 \text{ MPa} \quad (72)$$

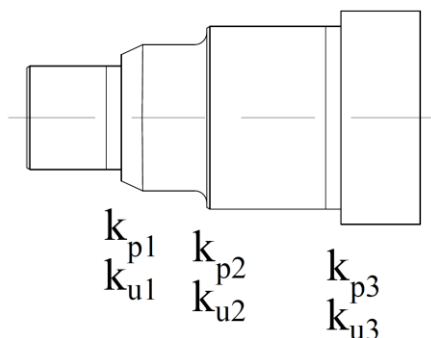
$$k_u = \frac{\sigma'_{Co}}{\sigma_a} = \frac{197,544}{65,07} = 3,036 > 1 \quad (73)$$

6.6 VYHODNOCENÍ

Nejkritičtější průřez je v místě největšího namáhání, a to v místě osazení pro svařované čelo bubnu, viz tab. 1. Z výsledků uvedených v tabulce je zřejmé, že navržený čep pro tento vrátek vyhovuje.

Tab. 1 Vypočítaná bezpečnost (obr. 18)

Způsob posouzení:	Průřez 1	Průřez 2	Průřez 3
MSP	2,024	2,259	1,916
MSÚ	1,386	1,403	1,328



Obrázek 18 Nosný čep s vyznačenými bezpečnostmi

Čep byl navíc kontrolován na únavu v místě zakončení závitu. Tato bezpečnost je 3,036. Pro výpočet jsem zvolil vyšší součinitel vrubu (podle Petersona) ze studie [25]. Výpočet na únavu je zde uveden pro její výrazně nižší bezpečnost než k meznímu stavu pružnosti (počítána se součinitelem tvaru dle [25]). Bezpečnost je dostatečně vysoká s uvážením nepřesností pro získání součinitelů zohledňující koncentraci napětí. Činné závity nejsou v namáhané oblasti.

7 VOLBA LOŽISKA

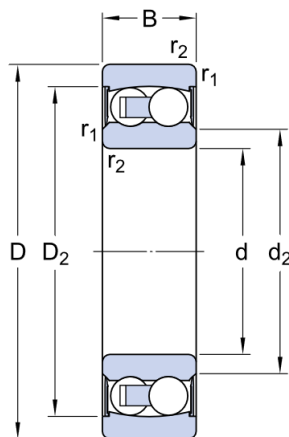
Vrátek pro vytahování lodí má připravená vedení (dráhu), popřípadě je navíjení co nejvíce kolmé k ose bubnu. Uvažuji tedy malé vyosení lana v dovoleném rozmezí od ideální kolmé osy navíjení při pracovních zdvizech (obr. 9) a minimální axiální zatížení. Bubnu musí být umožněno úhlové vyosení (naklápění) při zatížení. Z tohoto důvodu je nutné zvolit naklápěcí ložisko. Vzhledem k nižšímu zatížení ložiska u tohoto vrátku, volím naklápěcí kuličkové ložisko. Ložisko jsem vybral pro minimálně 5000 pracovních hodin. Vybrané ložisko je krytované s mazáním pro bezúdržbový provoz a lepší zabránění vniknutí nečistot [23]. Při takto nízkých pracovních otáčkách lze navíc předpokládat lepší mazací schopnosti ložiska udržením plastického maziva v komoře. Výpočty jsou použity z [10].

Minimální dynamická únosnost C_{min} :

$$C_{min} = \sqrt[3]{\frac{5000 \cdot R_A^3 \cdot n_B}{10^6}} = \sqrt[3]{\frac{5000 \cdot 5874,18^3 \cdot 572,94}{10^6}} = 8,343 \text{ kN} \quad (74)$$

Kde hodnota 5000 označuje minimální trvanlivost v hodinách, R_A je největší zatížení ložiska 5874,18 N (navinutí na první závit), n_B jsou otáčky bubnu 572,94 h⁻¹ a hodnota 10⁶ představuje základní výpočtovou trvanlivost ložiska.

Volím ložisko 2203 E-2RS1TN9 od SKF [16]:



Obr. 19 Naklápěcí kuličkové ložisko 2203 E-2RS1TN9 [16]

Vnitřní průměr (d): 17 mm

Vnější průměr (D): 40 mm

Šířka ložiska (B): 16 mm

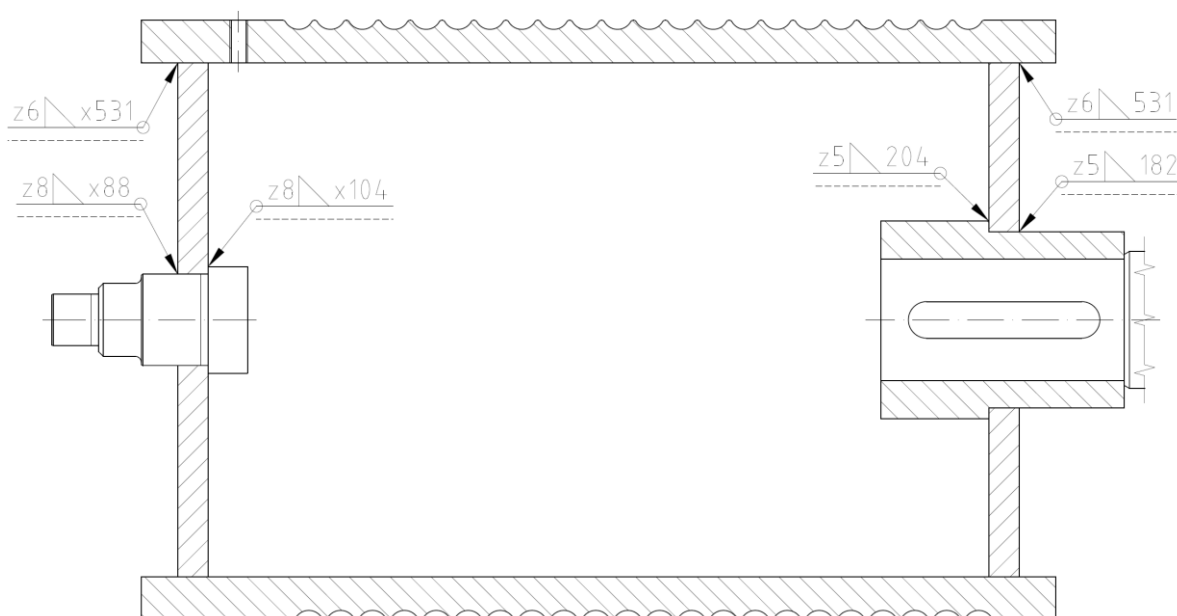
Dynamická únosnost $C = 8,84 \text{ kN}$

Tedy trvanlivost ložiska L_A je:

$$L_A = \left(\frac{C}{R_A}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_B} = \left(\frac{8840}{5974,18}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{572,94} = 5694 \text{ h} \quad (75)$$

8 VÝPOČTY SVARŮ

Čelo bubnu je svařeno dvakrát, s nábojem spojeným s hřídelí převodovky a jednou s pláštěm bubnu. Stejně tak na druhé straně je čelo bubnu svařeno s pláštěm a čepem, pouze o menším průměru (obr. 20). Při montáži se nejdříve svaří čela bubnu s pláštěm a obrobeným nábojem a čepem pro svaření. Poté se obrobí buben do požadovaných rozměrů a tolerancí (viz příloha A1-BP-184021-1/2). Svary jsou vypočteny pro krajní zatížení na prvním a posledním závitu pro pravou a levou stranu svaru. Bezpečnost stanovuji vzhledem k únavovému namáhání svarů. Předpokládám tedy více než 5000 cyklů namáhání za dobu života [10]. Rovnice jsou převzaty z literatury [10].



Obr. 20 Svaření bubnu

Svařovaný materiál je S355JO s mezí pevnosti R_m 490 MPa [10]. Elektroda je vybrána jako doporučená pro svařované materiály, tedy E 46 5 B 32 H5 (jiné označení OK 55.00) [19, 20, 21] s mezí pevnosti 530 MPa [10]. Tím je dodržena běžná podmínka použití svarového kovu o lepších vlastnostech než svařovaného materiálu. Počítám svary s hodnotami svařovaného materiálu a pro výpočet únavy stanovuji součinitel vrubu β_{sv} pro boční koutový svarový spoj 2,7 [10].

Minimální velikost (rameno trojúhelníku) koutových svarů podle [10], určené podle větší tloušťky svařované části, je 6 mm pro svar na plášti bubnu ($z_p = 6\text{mm}$), pro svar na čepu 8 mm ($z_c = 8\text{mm}$) a pro náboj 5 mm ($z_n = 5\text{mm}$), viz obr. 20.

8.1 ZATÍŽENÍ NA PRVNÍM ZÁVITU

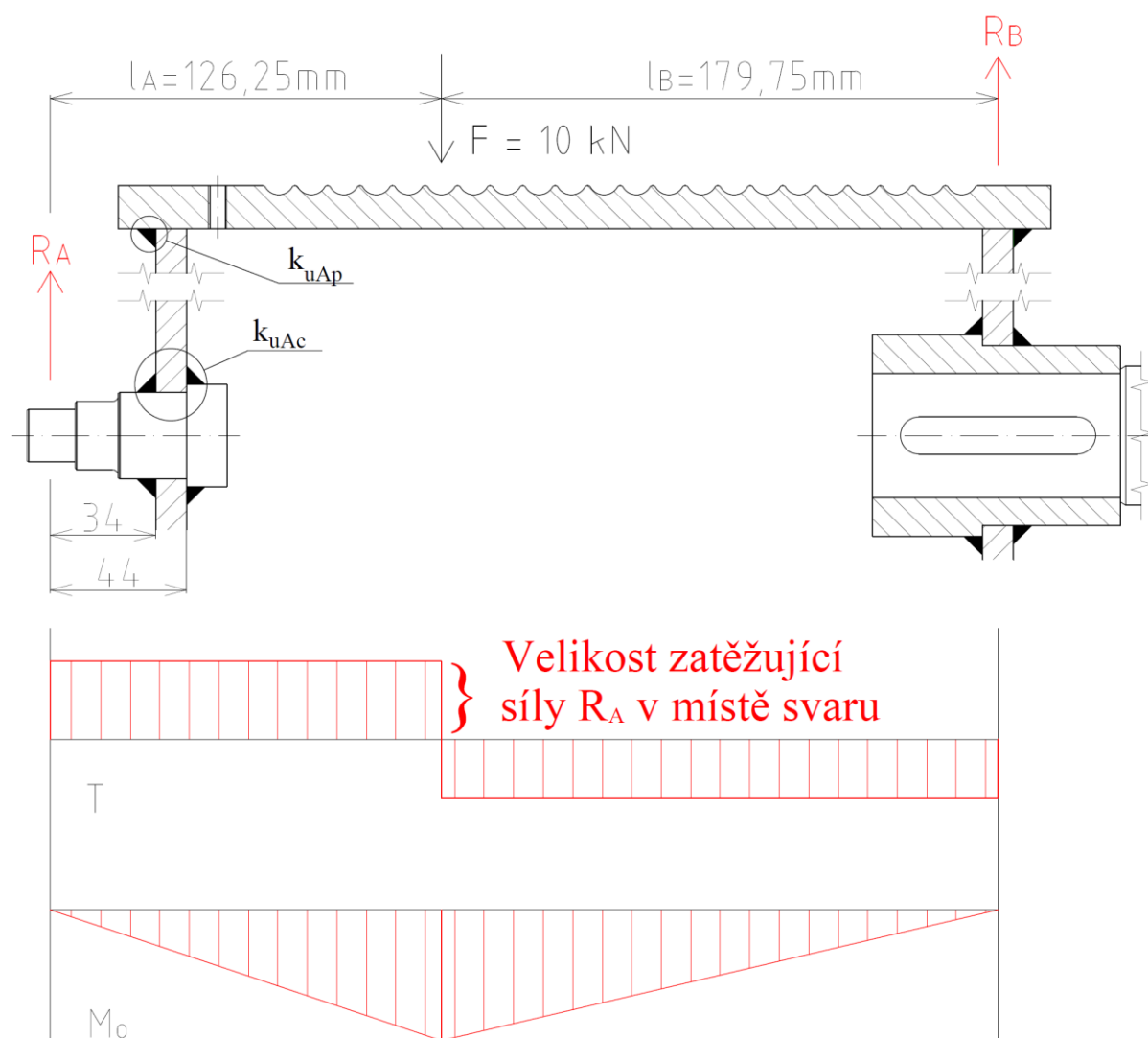
S maximálním zatížením na prvním závitu vzniká nejvíce namáhání na straně ložiska, strana A (obr. 21). Svary na čepu a plášti bubnu jsou počítány zvlášť. Pro rozlišení počítám s indexem p pro svar na plášti bubnu a s indexem c pro svar (svary) na čepu (obr. 21).

Pro výpočty, kvůli přehlednosti, zavádím poloměry svaru r_p (pro plášť), r_c (pro čep) místo průměrů:

$$r_p = \frac{D_1 - 2 \cdot s}{2} = \frac{191 - 2 \cdot 11}{2} = 84,5 \text{ mm} \quad (76)$$

$$r_c = \frac{d_3}{2} = \frac{30}{2} = 15 \text{ mm} \quad (77)$$

Kde D_1 je průměr pláště (viz. str. 17), s je tloušťka pláště a d_3 je menší průměr čepu v místě svaru.



Obr. 21 Zatížení bubnu na prvním závitu (rozměry v milimetrech)

Z rovnice statické rovnováhy počítám reakční sílu na ložisku (na straně A):

$$-F \cdot l_A + R_B \cdot (l_B + l_A) = 0 \quad (78)$$

$$R_A - F + R_B = 0 \quad (79)$$

$$R_B = \frac{F \cdot l_A}{l_A + l_B} = \frac{10000 \cdot 126,25}{126,25 + 179,75} = 4125,82 \text{ N} \quad (80)$$

$$R_A = F - R_B = 10000 - 4125,82 = 5874,18 \text{ N} \quad (81)$$

8.1.1 STRANA A - VÝPOČET NA KRUT

Pro tuto stranu (na čepu) je zatížení od krouticího momentu nulové, veškerý krouticí moment je přenášen na straně převodovky (viz kap. 8.2).

8.1.2 STRANA A - VÝPOČET NA OHYB

Zatěžující síla R_A (obr. 21) vlivem posouvajícího účinku vyvolává složku smykového napětí $\tau'_{\circ}$. Tato složka působí v místě svaru ve směru zatěžující síly F (kolmo k ose bubnu). Složka smykového napětí od posouvající síly $\tau'_{\circ}$:

$$\tau'_{op} = \frac{R_A}{2 \cdot \pi \cdot r_p \cdot 0,707 \cdot z_p} = \frac{5874,18}{2 \cdot \pi \cdot 84,5 \cdot 0,707 \cdot 6} = 2,608 \text{ MPa} \quad (82)$$

$$\tau'_{oc} = \frac{R_A}{2 \cdot (2 \cdot \pi \cdot r_c \cdot 0,707 \cdot z_c)} = \frac{5874,18}{2 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 15 \cdot 0,707 \cdot 8)} = 5,51 \text{ MPa} \quad (83)$$

Kde z_p a z_c jsou velikosti svaru.

Jednotkový osový kvadratický moment průřezu J_{zu} :

$$J_{zup} = \pi \cdot r_p^3 = \pi \cdot 84,5^3 = 1895,483 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad (84)$$

$$J_{zuc} = \pi \cdot r_c^3 = \pi \cdot 15^3 = 10603 \text{ mm}^3 \quad (85)$$

Osový kvadratický moment průřezu J_z :

$$J_{zp} = 0,707 \cdot z_p \cdot J_{up} = 0,707 \cdot 6 \cdot 1895,483 \cdot 10^3 = 804,06 \cdot 10^4 \text{ mm}^4 \quad (86)$$

$$J_{zc} = 0,707 \cdot z_c \cdot J_{uc} = 0,707 \cdot 8 \cdot 10603 = 5,997 \cdot 10^4 \text{ mm}^4 \quad (87)$$

Reakční síla R_A , vyvolává ohybový moment v místě svaru, jehož účinkem vzniká druhá složka smykového napětí $\tau''_{\circ}$, která je kolmá na složku smykového napětí $\tau'_{\circ}$ od posouvající síly (působí rovnoběžně k ose bubnu). Složka smykového napětí $\tau''_{\circ}$ od ohybového momentu:

$$\tau''_{op} = \frac{R_A \cdot 34 \cdot r_p}{J_{zp}} = \frac{5874,18 \cdot 34 \cdot 84,5}{804,06 \cdot 10^4} = 2,099 \text{ MPa} \quad (88)$$

$$\tau''_{oc} = \frac{R_A \cdot 44 \cdot r_c}{J_{zc} \cdot 2} = \frac{5874,18 \cdot 44 \cdot 15}{5,997 \cdot 10^4 \cdot 2} = 32,324 \text{ MPa} \quad (89)$$

Kde hodnoty 34 a 44 jsou vzdálenosti k nejzazším svarům v milimetrech a číslo 2 vyjadřuje dva svary na čepu.

Celkové smykové napětí od ohybové síly se vypočítá jako velikost vektorového součtu obou složek smykových napětí τ'_o a τ''_o , pro místo na svaru, kde působením těchto složek vzniká největší zatížení. Protože jsou tyto složky na sebe vzájemně kolmé, je celkové smykové napětí od ohybové síly τ_o :

$$\tau_{op} = \sqrt{\tau'^2_{op} + \tau''^2_{op}} = \sqrt{2,608^2 + 2,099^2} = 3,348 \text{ MPa} \quad (90)$$

$$\tau_{oc} = \sqrt{\tau'^2_{oc} + \tau''^2_{oc}} = \sqrt{5,51^2 + 32,324^2} = 32,79 \text{ MPa} \quad (91)$$

8.1.3 STRANA A - VÝPOČET NA ÚNAVU

Součinitel jakosti povrchu:

$$k_a = 1,58 \cdot R_m^{-0,085} = 1,58 \cdot 490^{-0,085} = 0,933 \quad (92)$$

Kde R_m je mez pevnosti svařovaného materiálu, konstanty z literatury [10]. Ostatní součinitele zohledňující vnější vlivy se rovnají 1, viz [10].

Součinitel spolehlivosti k_e volím 0,897 pro 90% spolehlivosti [10].

Mez únavy v ohybu σ_{Co} :

$$\sigma_{Co} = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 490 = 246,96 \text{ MPa} \quad (93)$$

Vypočítaná mez únavy v ohybu je větší než zadaná pro daný materiál v literatuře [10]. Jelikož jsou takové hodnoty těžko zjistitelné, počítám (i v dalších podkapitolách) s menší mezí únavy v ohybu 240 MPa.

Korigovaná mez únavy ve smyku τ'_{Co} :

$$\tau'_{Co} = \sigma_{Co} \cdot k_a \cdot k_e = 240 \cdot 0,933 \cdot 0,897 = 200,907 \text{ MPa} \quad (94)$$

Dále počítám amplitudu smykového napětí τ_a :

$$\tau_{ap} = \tau_{op} \cdot \beta_{sv} = 3,348 \cdot 2,7 = 9,039 \text{ MPa} \quad (95)$$

$$\tau_{ac} = \tau_{oc} \cdot \beta_{sv} = 32,79 \cdot 2,7 = 88,534 \text{ MPa} \quad (96)$$

Kde β_{sv} je součinitel vrubu pro boční koutový svarový spoj 2,7.

Podle obecného kritéria, pro zatížení jedním druhem namáhání, určí bezpečnost na únavu:

$$k_{uAp} = \frac{\tau'_{co}}{\tau_{ap}} = \frac{200,907}{9,039} = 22,226 > 1 \quad (97)$$

$$k_{uAc} = \frac{\tau'_{co}}{\tau_{ac}} = \frac{200,907}{88,534} = 2,269 > 1 \quad (98)$$

8.2 ZATÍŽENÍ NA POSLEDNÍM ZÁVITU

S maximálním zatížením na posledním závitu vzniká největší namáhání na straně převodovky, strana B (obr. 22). Na této straně také dochází k celkově většímu namáhání. Je to způsobeno nerovností zatížení, kdy se lano navíjí spíše na této části bubnu a přenášeným krouticím momentem, který se přenáší pouze na této části bubnu. Tento vliv lze vidět na výrazně menších výsledných bezpečnostích pro celkový rozsah zatížení (kap. 8.3). Svary na náboji a plášti bubnu jsou počítány zvlášť. Pro rozlišení zavádím index p pro svar na plášti bubnu a index n pro svar (svary) na náboji pro hřídel převodovky (obr. 22).

Pro přehlednost ve výpočtech opět počítám s poloměry svaru r_p (plášť), r_n (náboj):

$$r_p = \frac{D_1 - 2 \cdot s}{2} = \frac{191 - 2 \cdot 11}{2} = 84,5 \text{ mm} \quad (99)$$

$$r_n = \frac{58}{2} = 29 \text{ mm} \quad (100)$$

Kde číslo 58 je menší vnější průměr náboje v milimetrech.

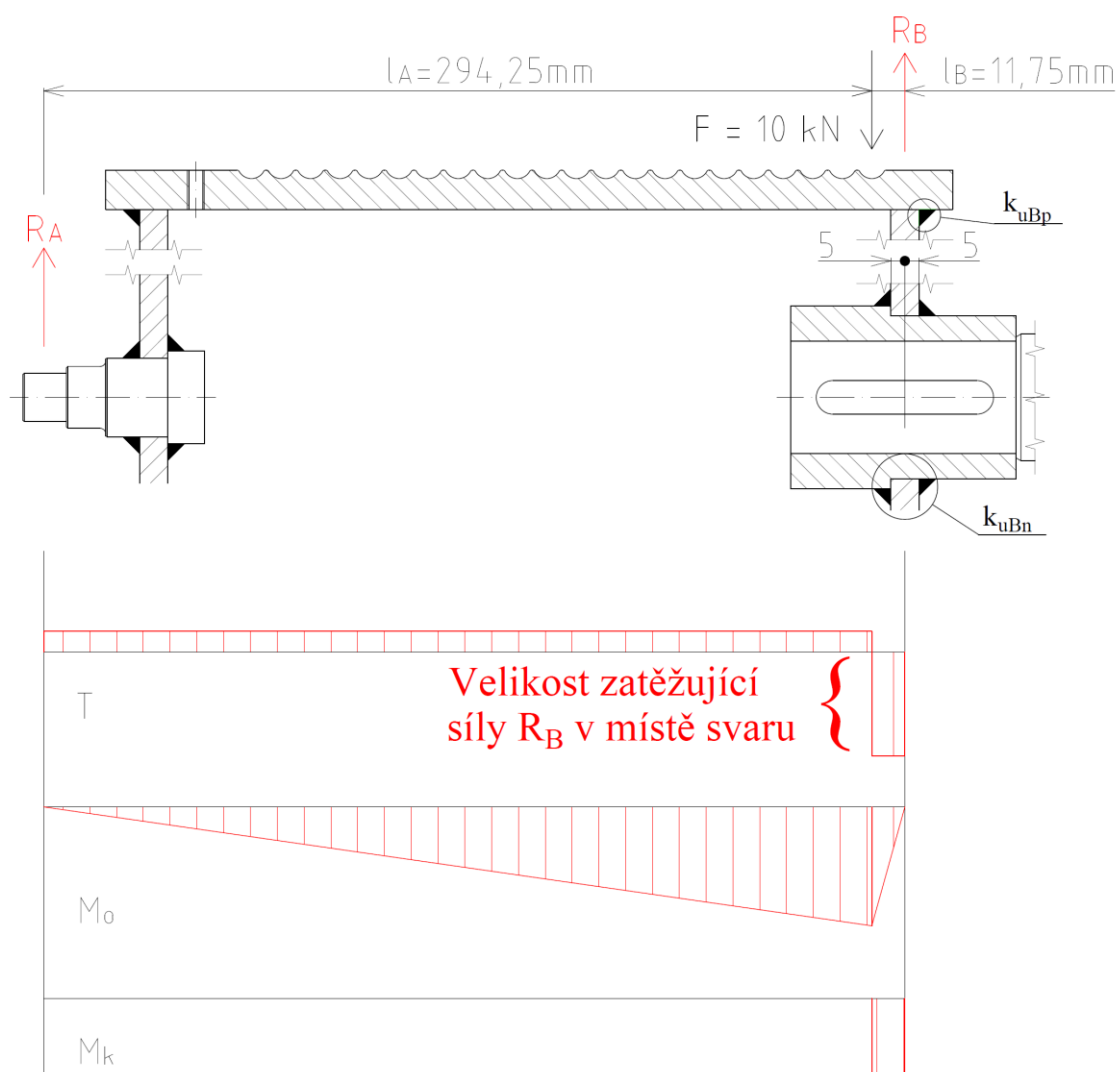
Z rovnic statické rovnováhy (obr. 22):

$$-F \cdot l_A + R_B \cdot (l_B + l_A) = 0 \quad (101)$$

$$R_A - F + R_B = 0 \quad (102)$$

$$R_B = \frac{F \cdot l_A}{l_A + l_B} = \frac{10000 \cdot 294,25}{294,25 + 11,75} = 9616,013 \text{ N} \quad (103)$$

$$R_A = F - R_B = 10000 - 383,987 = 383,987 \text{ N} \quad (104)$$



Obr. 22 Zatížení bubnu na posledním závitu (rozměry v milimetrech)

8.2.1 STRANA B - VÝPOČET NA KRUT

V místě počítaných svarů působí ve směru zatěžující síly F , kolmo k ose bubnu, složka smykového napětí τ'_k od posouvající síly R_B :

$$\tau'_{kp} = \frac{R_B}{2 \cdot \pi \cdot r_p \cdot 0,707 \cdot z_p} = \frac{9616,013}{2 \cdot \pi \cdot 84,5 \cdot 0,707 \cdot 6} = 4,27 \text{ MPa} \quad (105)$$

$$\tau'_{kn} = \frac{R_B}{2 \cdot (2 \cdot \pi \cdot r_n \cdot 0,707 \cdot z_n)} = \frac{9616,013}{2 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 29 \cdot 0,707 \cdot 5)} = 7,464 \text{ MPa} \quad (106)$$

Kde z_p a z_n je velikost svaru.

Jednotkový polární kvadratický moment průřezu J_{pu} :

$$J_{pup} = 2 \cdot \pi \cdot r_p^3 = 2 \cdot \pi \cdot 84,5^3 = 3790,967 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad (107)$$

$$J_{pun} = 2 \cdot \pi \cdot r_n^3 = 2 \cdot \pi \cdot 29^3 = 153,241 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad (108)$$

Polární kvadratický moment průřezu J_p :

$$J_{pp} = 0,707 \cdot z_p \cdot J_{pup} = 0,707 \cdot 6 \cdot 3790,967 \cdot 10^3 = 1608,13 \cdot 10^4 \text{ mm}^4 \quad (109)$$

$$J_{pn} = 0,707 \cdot z_n \cdot J_{pun} = 0,707 \cdot 5 \cdot 153,241 \cdot 10^3 = 54,171 \cdot 10^4 \text{ mm}^4 \quad (110)$$

Složka smykového napětí τ''_k od krouticí síly F působí v každém místě svaru kolmo na jeho průřez procházející osou bubnu (po obvodě svaru).

$$\tau''_{kp} = \frac{F \cdot r_B \cdot r_p}{J_{pp}} = \frac{10000 \cdot 100 \cdot 84,5}{1608,13 \cdot 10^4} = 5,255 \text{ MPa} \quad (111)$$

$$\tau''_{kn} = \frac{F \cdot r_B \cdot r_n}{J_{pn} \cdot 2} = \frac{10000 \cdot 100 \cdot 29}{54,171 \cdot 10^4 \cdot 2} = 26,767 \text{ MPa} \quad (112)$$

Celkové smykové napětí od krouticí síly se vypočítá, stejně jako smykové napětí od ohybové síly, jako velikost vektorového součtu obou složek smykových napětí v tom místě svaru, kde dochází k největšímu namáhání působením těchto dvou složek. Tato velikost je v každém místě jiná. K největšímu zatížení dochází tehdy, kdy jsou tyto složky rovnoběžné se stejnou orientací (ve směru zatěžující síly F). Počítám tedy celkové smykové napětí od krouticího momentu τ_k jako:

$$\tau_{kp} = \tau'_{kp} + \tau''_{kp} = 4,27 + 5,255 = 9,524 \text{ MPa} \quad (113)$$

$$\tau_{kn} = \tau'_{kn} + \tau''_{kn} = 7,464 + 26,767 = 31,037 \text{ MPa} \quad (114)$$

8.2.2 STRANA B - VÝPOČET NA OHYB

Způsob výpočtu a vliv zatěžujících účinků se neliší od kap. 8.1.2.

Složka smykového napětí τ'_o od zatěžující síly R_B :

$$\tau'_{op} = \frac{R_B}{2 \cdot \pi \cdot r_p \cdot 0,707 \cdot z_p} = \frac{9616,013}{2 \cdot \pi \cdot 84,5 \cdot 0,707 \cdot 6} = 4,27 \text{ MPa} \quad (115)$$

$$\tau'_{on} = \frac{R_B}{2 \cdot (2 \cdot \pi \cdot r_n \cdot 0,707 \cdot z_n)} = \frac{9616,013}{2 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 29 \cdot 0,707 \cdot 5)} = 7,464 \text{ MPa} \quad (116)$$

Jednotkový osový kvadratický moment průřezu J_{zu} :

$$J_{zup} = \pi \cdot r_p^3 = \pi \cdot 84,5^3 = 1895,483 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad (117)$$

$$J_{zun} = \pi \cdot r_n^3 = \pi \cdot 29^3 = 76,62 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad (118)$$

Osový kvadratický moment průřezu J_z :

$$J_{zp} = 0,707 \cdot z_p \cdot J_{up} = 0,707 \cdot 6 \cdot 1895,483 \cdot 10^3 = 804,064 \cdot 10^4 \text{ mm}^4 \quad (119)$$

$$J_{zn} = 0,707 \cdot z_n \cdot J_{un} = 0,707 \cdot 5 \cdot 76,62 \cdot 10^3 = 27,085 \cdot 10^4 \text{ mm}^4 \quad (120)$$

Složka smykového napětí τ''_o od ohybového momentu (vznikající od síly R_B):

$$\tau''_{op} = \frac{R_B \cdot 5 \cdot r_p}{J_{zp}} = \frac{9616,013 \cdot 5 \cdot 84,5}{804,064 \cdot 10^4} = 0,505 \text{ MPa} \quad (121)$$

$$\tau''_{on} = \frac{R_B \cdot 5 \cdot r_n}{J_{zn} \cdot 2} = \frac{9616,013 \cdot 5 \cdot 29}{27,085 \cdot 10^4 \cdot 2} = 2,574 \text{ MPa} \quad (122)$$

Kde hodnota 5 je vzdálenosti ke svarům v milimetrech a číslo 2 vyjadřuje dva svary na náboji.

Největší celkové smykové napětí od ohybové síly τ_o :

$$\tau_{op} = \sqrt{\tau'_{op}{}^2 + \tau''_{op}{}^2} = \sqrt{4,27^2 + 0,505^2} = 4,299 \text{ MPa} \quad (123)$$

$$\tau_{on} = \sqrt{\tau'_{on}{}^2 + \tau''_{on}{}^2} = \sqrt{7,464^2 + 2,574^2} = 7,896 \text{ MPa} \quad (124)$$

8.2.3 STRANA B - VÝPOČET NA ÚNAVU

Součinitel jakosti povrchu:

$$k_a = 1,58 \cdot R_m^{-0,085} = 1,58 \cdot 490^{-0,085} = 0,933 \quad (125)$$

Součinitel spolehlivosti k_e volím 0,897 pro 90% spolehlivosti [10].

Mez únavy v ohybu $\sigma_{Co} := 240 \text{ MPa}$ (kap. 8.1.3).

Korigovaná mez únavy ve smyku τ'_{Co} :

$$\tau'_{Co} = \sigma_{Co} \cdot k_a \cdot k_e = 240 \cdot 0,933 \cdot 0,897 = 200,907 \text{ MPa} \quad (126)$$

Dále vypočítám amplitudu smykového napětí τ_a a střední smykové napětí τ_m :

$$\tau_{ap} = \tau_{op} \cdot \beta_{sv} = 4,299 \cdot 2,7 = 11,608 \text{ MPa} \quad (127)$$

$$\tau_{an} = \tau_{on} \cdot \beta_{sv} = 7,896 \cdot 2,7 = 21,319 \text{ MPa} \quad (128)$$

$$\tau_{mp} = \sqrt{3} \cdot \tau_{kp} \cdot \beta_{sv} = \sqrt{3} \cdot 9,524 \cdot 2,7 = 44,54 \text{ MPa} \quad (129)$$

$$\tau_{mn} = \sqrt{3} \cdot \tau_{kn} \cdot \beta_{sv} = \sqrt{3} \cdot 31,037 \cdot 2,7 = 145,145 \text{ MPa} \quad (130)$$

Podle Soderbergova kritéria, určí bezpečnost na únavu. Směrnice zatížení r_u :

$$r_{up} = \frac{\tau_{ap}}{\tau_{mp}} = \frac{11,608}{44,54} = 0,261 \quad (131)$$

$$r_{un} = \frac{\tau_{an}}{\tau_{mn}} = \frac{21,319}{145,145} = 0,147 \quad (132)$$

Mezní bod zvoleného kritéria a jemu odpovídající dovolené napětí:

$$\tau_{Mp} = \frac{\tau'_{Co} \cdot R_e}{R_e \cdot r_{up} + \tau'_{Co}} = \frac{200,907 \cdot 355}{355 \cdot 0,261 + 200,907} = 243,063 \text{ MPa} \quad (133)$$

$$\tau_{Mn} = \frac{\tau'_{Co} \cdot R_e}{R_e \cdot r_{un} + \tau'_{Co}} = \frac{200,907 \cdot 355}{355 \cdot 0,147 + 200,907} = 281,851 \text{ MPa} \quad (134)$$

Bezpečnost na únavu tak je:

$$k_{uBp} = \frac{\tau_{Mp}}{\tau_{mp}} = \frac{243,063}{44,54} = 5,457 > 1 \quad (135)$$

$$k_{uBn} = \frac{\tau_{Mn}}{\tau_{mn}} = \frac{281,851}{145,145} = 1,942 > 1 \quad (136)$$

8.3 VYHODNOCENÍ

Výsledné hodnoty byly vypočítány při nejkritičtějších možném zatížení. Na výsledných bezpečnostech je zřejmý výkyv namáhání mezi jednotlivými svary. Vlivem nestejnoměrného zatížení je patrné větší namáhání na straně převodovky. Je to způsobeno přídavným krouticím momentem a větším počtem (činných) závitů pro lano na této straně. Pro demonstraci je tab. 2 a tab. 3 rozšířena o další kontrolní bezpečnosti ve třech místech navinutí lana (tyto bezpečnosti byly vypočítány stejně jako bezpečnosti v této kapitole a slouží pouze jako informativní údaj). Kontrola svarů vyšla v lepším rozmezí, ale vzhledem k minimálním rozměrům svarů nekoriguji svary pro menší rozměry a bezpečnost. Podle kontroly svarů je prokazatelná dostatečná únosnost spojů a velikosti svarů jsou tak voleny dle minimálních velikostí.

Tab. 2 Bezpečnosti svarů počítané na únavu na straně ložiska, čepu (A)

Místo svaru	Místo navinutí lana		
	První drážka	Střed mezi uložení	Poslední drážka
Plášť bubnu (1)	22,226	26,112	241,829
Čep (2)	2,269	2,666	34,181

Tab. 3 Bezpečnosti svarů počítané na únavu na straně převodovky, náboje (B)

Místo svaru	Místo navinutí lana		
	První drážka	Střed mezi uložení	Poslední drážka
Plášť bubnu (1)	8,272	7,585	5,457
Náboj (2)	2,301	2,212	1,942

ZÁVĚR

Cílem této práce byl funkční návrh lanového vrátku pro vytahování lodí rychlostí 0,1 m/s, s maximálním zatížením v laně 10 kN a účinnou délkou lana 10 m, který bude napájen z jednofázové sítě 230V.

Jako tažný prostředek jsem vybral ocelové lano 6x37-FC (standard) [11], o průměru 9 mm, podle zvoleného součinitele bezpečnosti 4,1. Skutečná délka lana je 15 metrů. Vybral jsem jej s ohledem na větší ohýbání na bubnu. Proto jsem zvolil lano stejnosměrného vinutí o vyšším počtu drátků, pro jejich lepší snášenlivost na ohyb [10]. Lano je zkontrolováno na účinky od ohybu.

Motor je, dle zadání, napájen z jednofázové sítě. Pro tento vrátek jsem vybral motor třífázový, s frekvenčním měničem pro změnu vstupního napájení. Třífázový motor byl vybrán pro nižší výstupní otáčky motoru, v osmi pólovém zapojení, ve kterém se jednofázové motory vyrábí pouze zakázkově. V tomto případě není potřeba větší převodovky a využijí se výhody třífázového motoru oproti jednofázovému, např. nižší hlučnost. Tato volba třífázového motoru (s použitím frekvenčního měniče pro dodržení zadání jednofázového napájení) byla konzultována a následně i odsouhlasena vedoucím bakalářské práce. Motor je vybrán od firmy SIEMENS [8] o výkonu 1,5 kW, vycházející z rychlosti vytahování 0,1 m/s a zatěžující síly 10 kN. K brzdění je využito frekvenčního měniče, popřípadě statické brzdy v motoru. Výstupní hřídel motoru je kompatibilní s nábojem převodovky na vstupu. Spojení je zajištěno perem. Pro pevné spojení převodovky s motorem jsou obě součásti opatřeny přírubou. Pro upevnění k základně jsou navíc, jak motor, tak i převodovka, v patkovém provedení, jejichž vzájemný výškový rozdíl 111 mm je nutno při montáži vyvážit. Motor je položen výše.

Splnění požadované rychlosti vytahování je dosaženo třístupňovou čelní převodovkou od firmy RAVEO, typ CMG 053 [8]. Převodový poměr je 74,96 (ideální převodový poměr je 73,3), který zpomaluje obvodovou rychlost bubnu na 0,0978 m/s. Spojení převodovky s bubnem je zajištěno nábojem, který je uložen axiálně volně na výstupní hřídeli převodovky a je spojen perem. Axiální zatížení je v obou směrech zachytáváno dvouřadým kuličkovým ložiskem.

Buben je drážkovaný o délce 301 mm a průměru 197 mm (normalizovaný 200 mm). Zvolený způsob uložení bubnu na nosném čepu a výstupní hřídeli převodovky, tedy bez použití hřídele pro buben, nevyžaduje použití druhého ložiska a spojky. Při výběru spojky by se musel zohlednit vyšší přenášený moment 1000 Nm. Využije se tak maximální radiální zatížení výstupní hřídele převodovky, které činí 12000 N. Celý buben je svařek z pláště bubnu, dvou čel (bez podpěrných žeber), nosného čepu a náboje pro převodovku. Ložisko je vybráno od firmy SKF [16]. Zvolil jsem naklápěcí kuličkové, vzhledem k dostatečné únosnosti pro tento vrátek a umožnění úhlového vyosení. Ložisko je krytované s plastickým mazivem pro celou životnost ložiska [23].

Vrátek není náročný na údržbu. Zvolené ložisko údržbu nevyžaduje. Je však nutné pravidelně promazávat lano dle výrobce. Zvolený návrh uložení bubnu je konstrukčně i montážně jednoduchý a nevyžaduje tak přídavné součásti. Předpokládá se kolmé navíjení. Vrátek měří 1120 mm na délku, 300 mm na šířku a 272 mm na výšku. Váží 99 kg. Podle maximálního zatížení na laně odhaduji hmotnost lodě přibližně na 1,7 tuny pro tažení na valivé dráze se stoupáním 30°, 4 tuny pro stoupání 10° a 1 tunu pro tažení na ploché dráze se stoupáním 30°, 1,5 tuny pro stoupání 10°.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *Ellsen marine winches: Marine Hydraulic Winch* [online]. [cit. 2018-04-07]. Dostupné z: <http://ellsenmarinewinches.com/marine-hydraulic-winch/>
- [2] *Pacific marine: Electric Winches* [online]. [cit. 2018-04-07]. Dostupné z: <http://www.pacificmarine.net/marine-deck/winches-and-hoists/electric-winch-rk-series.htm>
- [3] *Diagrams science: Tulsa Winch Parts Diagram* [online]. [cit. 2018-04-07]. Dostupné z: <http://www.diagrams.science/tulsa-winch-parts-diagram/>
- [4] *Offshore europe: Winches, Fenders* [online]. [cit. 2018-04-07]. Dostupné z: <http://www.offshore-europe.co.uk/en/Exhibitors/2167597/Palfinger-Marine/Products/1050743/Winches-Fenders-and-Handling-Equipment>
- [5] *Midway marine* [online]. [cit. 2018-04-07]. Dostupné z: <http://www.midwaymarine.net.au/boatsales/midwaymarine/boats-for-sale/used/boat-accessories/dunbier-aluminum-glider-series-boat-trailer/158463/>
- [6] *SIEMENS: Elektromotor SIEMENS 1LE1002* [online]. [cit. 2018-04-07]. Dostupné z: <http://www.elektromotory.net/siemens/1la7-750-otacek/1le1001-5-3-1.html>
- [7] *Chastotnyj preobrazovatel* [online]. [cit. 2018-04-07]. Dostupné z: <https://www.chastotnyj-preobrazovatel.ru/prajs-preobrazovatelej-chastoty/bosh/bosh-preobrazovateli-chastoty/>
- [8] *Motory-prevodovky: Čelní převodovky CMG* [online]. [cit. 2018-04-07]. Dostupné z: <http://www.motory-prevodovky.cz/prevodovky/prime-prevodovky/prima-prevodovka-cmg-043-detail>
- [9] *RAVEO: Čelní převodovky - hliníkové CMG* [online]. [cit. 2018-04-07]. Dostupné z: <http://www.raveo.cz/celni-prevodovky-cmg>
- [10] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0
- [11] *Region-lana: Ocelové lano - STANDARD - 6x37* [online]. [cit. 2018-04-07]. Dostupné z: <http://www.region-lana.cz/ocelova-lana/sestipramenna-ocelova-lana---standard/sestipramenne-ocelove-lano---standard---222-dratu-6-x-37.html>
- [12] *Pavlínek: Ocelové lano, konstrukce 6x37-FC* [online]. [cit. 2018-04-07]. Dostupné z: <https://www.pavlinek.cz/sestipramenne-ocelove-lano-konstrukce-6x19-fc-pozinkovane/>
- [13] SHIGLEY, Joseph Edward., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Mechanical engineering design*. 7th ed. New York, NY: McGraw-Hill, c2004. ISBN 0072520361
- [14] LEINVEBER, Jan ŘASA, Jaroslav a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 3., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 1999. ISBN 80-7183-164-6

- [15] BIGOŠ, Peter KULKA, Jozef KOPAS, Melichar. *Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení*. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-1187-6
- [16] SKF: 2203 E-2RS1TN9 [online]. [cit. 2018-04-015]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/self-aligning-ball-bearings/self-aligning-ball-bearings/index.html?designation=2203%20E-2RS1TN9>
- [17] T.E.A. TECHNIK s.r.o.: *Zubové spojky typ GFA* [online]. [cit. 2018-04-09]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/typ-gfa/>
- [18] Bolzano: *Přehled vlastností oceli S355JO* [online]. [cit. 2018-04-15]. Dostupné z: https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10025/MOP-prehled_vlastnosti_S355JO.pdf
- [19] Lentus-ocel: 11 523.1 [online]. [cit. 2018-04-23]. Dostupné z: <https://www.lentus-ocel.cz/11-5231>
- [20] Svarbazar: *Značení elektrod* [online]. [cit. 2018-04-23]. Dostupné z: <https://www.svarbazar.cz/phprs/view.php?cislocclanku=2007072301>
- [21] Vamberk: *Doporučení pro svařování vybraných materiálů* [online]. [cit. 2018-04-23]. Dostupné z: http://bcz.vamberk.eu/cd-dst-2015/images/PDF-1-Katalog-pridavnych/K_doporuceni.pdf
- [22] RAVEO: *BOSCH Rexroth, Frequency Converter* [online]. [cit. 2018-04-24]. Dostupné z: http://www.raveo.cz/sites/default/files/download/2017/11/bosch_rexroth_efc3610_5610_katalog.pdf
- [23] SKF: *Provedení a varianty* [online]. [cit. 2018-04-24]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/self-aligning-ball-bearings/designs-and-variants/index.html>
- [24] MALÁŠEK, Jiří. *Dopravní a manipulační zařízení: Elektronické podklady pro výuku*. VUT v Brně, FSI 2017.
- [25] ANDREAS, Olsson JOEL, Sundström. *Fatigue Analysis of Threaded*. Uppsala Universitet, Institutionen för informationsteknologi, 2013.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\sqrt{a}$	[-]	Heywoodův parametr
C	[kN]	Dynamická únosnost ložiska
C_{min}	[kN]	Minimální dynamická únosnost ložiska
D_1	[mm]	Průměr bubnu měřený od hloubky drážky
d_1, d_2, d_3	[mm]	Průměr čepu
D_B	[mm]	Průměr bubnu
D_{Bmin}	[mm]	Minimální průměr bubnu
d_l	[mm]	Průměr lana
d_w	[mm]	Průměr drátku lana
E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu lana
F	[N]	Maximální (zadaná) síla v laně
F_e	[N]	Síla v laně od ohybu
F_{min}	[N]	Únosnost lana
F_n	[N]	Minimální síla při přetržení lana
i	[-]	Požadovaný převodový poměr
i_{skut}	[-]	Skutečný převodový poměr
J_{pn}, J_{pp}	[mm ⁴]	Polární kvadratický moment průřezu
J_{pun}, J_{pup}	[mm ³]	Jednotkový polární kvadratický moment průřezu
J_{zp}, J_{zc}, J_{zn}	[mm ⁴]	Osový kvadratický moment průřezu
$J_{zup}, J_{zuc}, J_{zun}$	[mm ³]	Jednotkový osový kvadratický moment průřezu
k	[-]	Bezpečnost pro lano
k_a	[-]	Součinitel jakosti povrchu
k_b	[-]	Součinitel velikosti tělesa
k_e	[-]	Součinitel spolehlivosti
k_o	[-]	Bezpečnost pro lano zohledňující ohyb lana
k_{p1}, k_{p2}, k_{p3}	[-]	Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti
k_{u1}, k_{u2}, k_{u3}	[-]	Bezpečnost k meznímu stavu únavy
$k_{uAc}, k_{uAp}, k_{uBn}, k_{uBp}$	[-]	Bezpečnost svaru k meznímu stavu únavy
L	[m]	Účinná (zadaná) délka lana
L_A	[h]	Trvanlivost ložiska
l_A, l_B	[mm]	Vzdálenost k zatěžující síle
L_{skut}	[m]	Skutečná délka lana

l_z	[mm]	Délka závitů
M_k	[Nm]	Krouticí moment
$M_{k,max}$	[Nm]	Maximální krouticí moment
M_{kB}	[Nm]	Moment od zatížení na bubnu
M_{kM}	[Nm]	Moment přenášený na buben
M_o	[Nm]	Ohybové napětí
n	[min ⁻¹]	Otáčky motoru
n_B	[min ⁻¹]	Otáčky bubnu
P_{min}	[kW]	Minimální potřebný výkon
r, r_1	[mm]	Poloměr zaoblení
R_A, R_B	[N]	Reakční síly
r_B	[mm]	Poloměr bubnu
r_c	[mm]	Poloměr čepu
R_e	[MPa]	Mez kluzu v tahu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
r_n	[mm]	Poloměr náboje
r_p	[mm]	Poloměr pláště bubnu
r_u, r_{un}, r_{up}	[-]	Směrnice zatěžovací dráhy
s	[mm]	Tloušťka pláště
S_l	[mm ²]	Nosný průřez lana
t	[mm]	Rozteč závitů
v	[m·s ⁻¹]	Požadovaná (zadaná) rychlost navíjení
W_k	[mm ³]	Modul průřezu v krutu
W_o	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu
z	[-]	počet závitů
z_c, z_n, z_p	[mm]	Velikost svaru
α	[-]	Součinitel závislý na druhu provozu
α_σ	[-]	Součinitel tvaru normálového napětí
α_τ	[-]	Součinitel tvaru smykového napětí
β_{sv}	[-]	Součinitel vrubu pro svarový spoj
β_σ	[-]	Součinitel vrubu pro normálové napětí
β_τ	[-]	Součinitel vrubu pro smykové napětí
σ'_{Co}	[MPa]	Korigovaná mez únavy v ohybu

σ_a	[MPa]	Amplituda normálového napětí
σ_A	[MPa]	Amplituda dovoleného napětí kritéria
σ_C	[MPa]	Mez únavy v tahu
σ_{Co}	[MPa]	Mez únavy v ohybu
σ_D	[MPa]	Dovolené napětí
σ_M	[MPa]	Dovolené střední napětí kritéria
σ_{max}	[MPa]	Špičkové (maximální) normálové napětí
σ_o	[MPa]	Normálové napětí od ohybového momentu
$\sigma_{o,nom}$	[MPa]	Nominální normálové napětí od ohybového momentu
σ_{red}	[MPa]	Redukované napětí
σ_{tl}	[MPa]	Napětí od vnějšího přetlaku
τ''_{kn}, τ''_{kp}	[MPa]	Složka smykového napětí od krouticího momentu
$\tau''_{oc}, \tau''_{on}, \tau''_{op}$	[MPa]	Složka smykového napětí od ohybového momentu
τ'_{Co}	[MPa]	Korigovaná mez únavy ve smyku
τ'_{kn}, τ'_{kp}	[MPa]	Složka smykového napětí od posouvající síly
$\tau'_{oc}, \tau'_{on}, \tau'_{op}$	[MPa]	Složka smykového napětí od posouvající síly
τ_A	[MPa]	Amplituda dovoleného napětí kritéria
$\tau_{ac}, \tau_{an}, \tau_{ap}$	[MPa]	Amplituda smykového napětí
$\tau_k, \tau_{kn}, \tau_{kp}$	[MPa]	Smykové napětí od krouticího momentu
$\tau_{k,nom}$	[MPa]	Nominální smykové napětí od krouticího momentu
$\tau_m, \tau_{mn}, \tau_{mp}$	[MPa]	Střední smykové napětí
$\tau_M, \tau_{Mn}, \tau_{Mp}$	[MPa]	Dovolené střední napětí kritéria
τ_{max}	[MPa]	Špičkové (maximální) smykové napětí
$\tau_{oc}, \tau_{on}, \tau_{op}$	[MPa]	Smykové napětí od ohybového momentu
ω_B	[min ⁻¹]	Úhlová rychlost bubnu
ω_M	[min ⁻¹]	Úhlová rychlost motoru

SEZNAM PŘÍLOH

Výkres svarku - A1-BP-184021-1/2

Výkres sestavení - A1-BP-184021-2/2