



**FAKULTA
ŠTOJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh lanového zdvihacího zařízení pro
záchranné a univerzální použití**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2021

Rudolf VAŘEJKA

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD ŠTOJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Roman Uhlíř, Ph. D.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Vařejka** Jméno: **Rudolf** Osobní číslo: **483923**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh lanového zdvihacího zařízení pro záchranné a univerzální použití

Název bakalářské práce anglicky:

Design of Lifting Equipment for Rescue and Universal Use

Pokyny pro vypracování:

Provedte rešerši z oblasti zdvihací techniky. Vytvořte vlastní koncepční návrh konstrukce zařízení pro zdvihání a spouštění břemen (osob). Technické parametry, pro které bude zařízení navrženo, stanovte v úvodní části práce. Navrhněte a zkontrolujte zásadní prvky mechanismu. Vytvořte 3D model a 2D výkres sestavy s kusovníkem. V případě potřeby vytvořte výrobní výkresy zásadních prvků mechanismu.

Seznam doporučené literatury:

ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003.
KUGL, O. a kol.: Projekt - III. ročník. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:


Ing. Roman Uhlíř, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS


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

Datum zadání bakalářské práce: **12.04.2021**

Termín odevzdání bakalářské práce: **04.06.2021**

Platnost zadání bakalářské práce:


Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce


Ing. František Čepet, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry



prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

30.4.2021

Datum převzetí zadání


Podpis studenta



Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh lanového zdvihacího zařízení pro záchranné a univerzální použití“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Romana Uhlíře, Ph. D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze, dne

.....

Rudolf Vařejka



Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Romanu Uhlířovi, Ph. D. Svůj dík bych chtěl také vyjádřit všem kolegům a přátelům, díky jejichž podpoře bylo studium v nelehké době Covidu alespoň o něco lépe zvládnutelné. V neposlední řadě chci také poděkovat rodině a všem blízkým za podporu po celou dobu studia.

Anotační list

- Jméno autora: Rudolf VAŘEJKA
- Název BP: Návrh lanového zdvihacího zařízení pro záchranné a univerzální použití
- Anglický název: Design of Lifting Equipment for Rescue and Universal Use
- Rok: 2021
- Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
- Obor studia: 2301R000 Studijní program je bezoborový
- Ústav: Ústav konstruování a částí strojů
- Vedoucí BP: Ing. Roman Uhlíř, Ph. D.
- Konzultant:
- Bibliografické údaje:
- | | |
|---------------|----|
| počet stran | 70 |
| počet obrázků | 34 |
| počet tabulek | 21 |
| počet příloh | 4 |
- Klíčová slova: Zdvihací zařízení, Záchranné zdvihací zařízení, Lano
- Keywords: Lifting equipment, Rescue lifting device, Rope
- Anotace: Teoretická část práce se zabývá rešerší v oblasti zdvihací techniky, a to především v konkrétní oblasti záchranných i jiných zdvihacích zařízení. Součástí této části jsou také návrhy optimálních parametrů s ohledem na ruční pohon zařízení. Analytická část práce zahrnuje návrh a výpočty důležitých konstrukčních prvků mnou navrhovaného lanového zdvihacího zařízení.
- Abstract: The theoretical part of this bachelor thesis deals with research in the field of lifting equipments, especially in the field of rescue and other rope lifting equipments. In this part of the thesis are also proposals of optimal parameters for manual drive of the lifting device. The analytical part includes design and calculations of main elements of my proposed rope lifting device.

OBSAH

1. Úvod	1
2. Teoretická část práce	2
2.1. Lano	2
2.1.1. Nízko průtažná lana s opláštěným jádrem	3
2.2. Historie lan a systémů lano využívajících	4
2.3. Průzkum trhu s podobnými zařízeními	5
2.3.1. ACX Power Ascender	5
2.3.2. Harken LokHead Winch	6
2.3.3. RESCUEHUB TC063	7
2.3.4. DD-X	8
2.3.5. RUP 502	9
2.3.6. LIBERTY® SERIES PORTABLE CAPSTAN WINCH Model 3CP1M-AFS	10
2.3.7. Shrnutí poznatků získaných průzkumem trhu	11
2.4. Upřesnění požadovaných funkcí zařízení	11
2.5. Normy upravující podmínky využití zařízení pro zdvihání osob	12
2.5.1. ČSN EN 1496	12
2.5.2. NFPA 1983	13
2.6. Údržba a životnost zařízení	13
2.7. Návrh pohonného ústrojí s ohledem na pracovní zatížení obsluhy zařízení	13
2.7.1. Návrh délky kliky	14
2.7.2. Návrh ovládací síly	14
2.7.3. Převodovka s ohledem na lidský pohon	15
2.7.4. Výkon, který je možné vyvinout lidským pohonem	15
2.8. Součinitel smykového tření	15
2.9. Prvotní návrh mechanismu	16
2.9.1. Schéma mechanismu:	17
2.10. Hlavní princip mechanismu:	17
2.11. Metody návrhu mechanismu	17
2.12. Definice užitých pojmů	18
2.13. Seznam důležitých zmíněných norem ovlivňujících tuto práci	18
3. Analytická (praktická) část práce	19
3.1. Prvky z normy ČSN EN 1496	20
3.2. Poznámky a vysvětlivky k analytické části:	20
3.3. Výpočet základních parametrů	20
3.3.1. Stanovené parametry zařízení	20
3.3.2. Síly v laně	21
3.3.3. Maximální kroutící moment bubnu	21
3.3.4. Výkon pohonu	22

3.4.	Návrh bubnové části	22
3.4.1.	Konstrukce bubnové části.....	22
3.4.2.	Návrh a kontrola bubnu.....	23
3.4.2.1.	Určení reakcí a ohybových momentů na bubnu	24
3.4.2.2.	Pevnostní kontrola bubnu	26
3.4.3.	Návrh hřídele bubnu	27
3.4.3.1.	Určení reakcí a ohybových momentů	27
3.4.3.2.	Určení minimálního průměru hřídele bubnu	30
3.4.3.3.	Průhyb hřídele a úhel průhybu.....	30
3.4.4.	Návrh spojení hřídele s bubnem	31
3.4.5.	Návrh prvku pro blokaci zpětného rotačního pohybu bubnu.....	32
3.4.6.	Návrh ložisek	33
3.4.7.	Konečná podoba bubnové části	34
3.5.	Návrh přítlačného mechanismu.....	35
3.5.1.	Princip přítlačného mechanismu.....	35
3.5.2.	Konstrukce přítlačného mechanismu	36
3.5.3.	Maximální síla, kterou je nutno vyvodit mechanismem	36
3.5.4.	Maximální síla, kterou je nutno vyvodit přítlačnými destičkami.....	36
3.5.5.	Potřebný krouticí moment přítlačného mechanismu:	38
3.5.6.	Síly při odstavení přítlačných destiček ze záběru – spouštěcí režim	40
3.5.7.	Návrh řetězového převodu pro přítlačný mechanismus	41
3.5.8.	Návrh hřídele přítlačného mechanismu.....	45
3.5.9.	Návrh ložisek přítlačného mechanismu	46
3.5.9.1.	Radiální ložiska	46
3.5.9.2.	Axiální ložiska	46
3.5.10.	Výpočet těsného pera přítlačného mechanismu.....	47
3.5.11.	Návrh prvku pro blokaci zpětného otáčení hřídele přítlačného mechanismu.....	47
3.5.12.	Dopočet ostatních parametrů převodovky	48
3.6.	Návrh převodovky zařízení	49
3.6.1.	Konstrukce převodovky zařízení	50
3.6.2.	Parametry převodovky	50
3.6.3.	Výpočet spojky převodovky	55
3.7.	Návrh ostatních částí zařízení	56
3.7.1.	Rám	56
3.7.2.	Klika	56
3.7.3.	Zakrytování funkčních částí	57
4.	Závěr.....	58
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	59
	SEZNAM OBRÁZKŮ	66
	SEZNAM TABULEK.....	69
	SEZNAM PŘÍLOH	70



1. Úvod

Tématem této bakalářské práce je návrh lanového zdvihacího zařízení, určeného pro zdvihání a spouštění břemen a osob za použití čistě mechanických součástí a ručního pohonu. Hlavní odlišností mnou navrhovaného zařízení od standardních lanových zdvihacích zařízení je skutečnost, že lano se zde nenaíví na žádný buben, ale vychází ven ze zařízení a je tedy možno s ním následně manipulovat, zároveň tak není omezena maximální délka zdvihání kapacitou bubnu.

Cílem je navrhnout takové zařízení, které bude možné použít pro manipulaci s osobami nebo s nákladem, a bude dostatečně mobilní tak, aby k tomuto využití mohlo být používáno i v těžko přístupných lokacích (střechy budov, skalní terén, stísněné prostory).

2. Teoretická část práce

Téma manipulace s břemeny pomocí lanových zařízení prostupuje napříč množstvím oborů. Velice časté je průmyslové použití, kdy se setkáváme především s jeřábovými systémy, kladkostrojmi, případně lanovkami. Další důležitou roli hrají lanové systémy u záchranných a bezpečnostních složek, zde jsou využívány především navijáky, případně slaňovací a jistící pomůcky. Uplatnění lanových zařízení nalezneme též v těžebním průmyslu, dopravě a v zábavním nebo sportovním průmyslu.

2.1. Lano

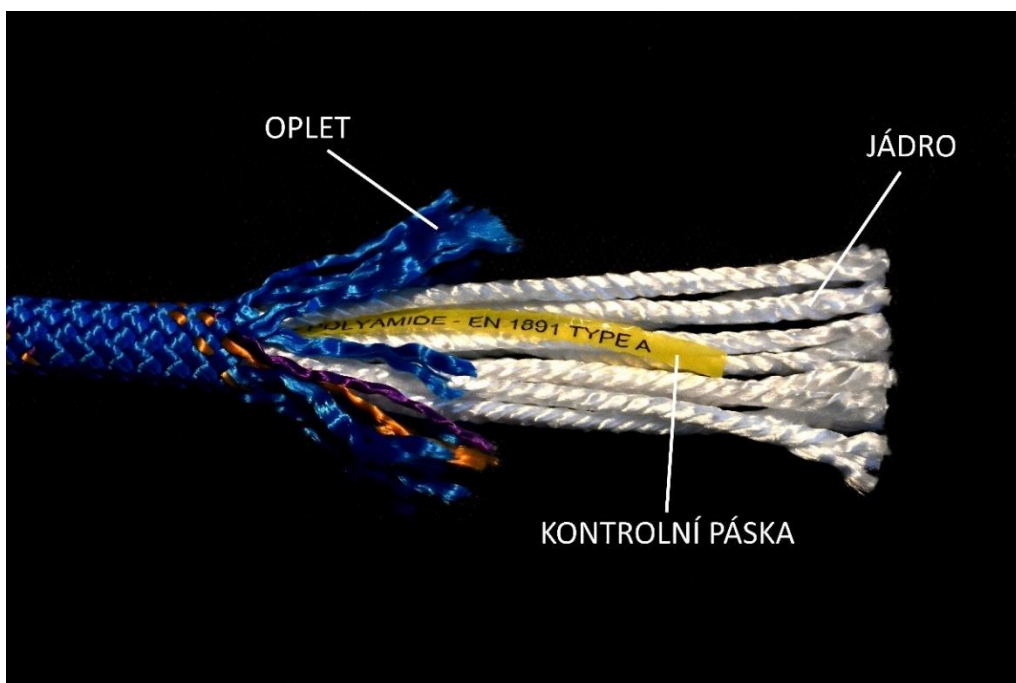
Lano je dlouhý svazek menších vláken vytvořený jejich spletením. Lana mohou být používána k vázání, tažení břemen, zdvihání břemen, napínání, jistění a k celé škále dalších činností. Lana je možné rozdělit dle materiálu (ocelová, polyamidová, polyesterová, konopná), nebo dle jejich použití (tažná, horolezecká, lodní, vázací). Pro tuto práci bude důležité textilní nízko pružné lano s opláštěným jádrem, často označované jako statické lano, vyrobené z polyamidu. Toto lano od výrobce Singing Rock je zobrazeno na fotografii pod textem viz Obr. 1.: PA nízko pružné lano s opláštěným jádrem . [1; 2; 3]



Obr. 1.: PA nízko pružné lano s opláštěným jádrem

2.1.1. Nízko průtažná lana s opláštěným jádrem

Nízko průtažná lana s opláštěným jádrem jsou lana vyrobená z polyamidu, polyesteru, kevlaru nebo vectranu, nebo z kombinací těchto materiálů. Tento typ lana je definován normou **ČSN EN 1891** Osobní ochranné prostředky pro prevenci pádů z výšky- Nízko průtažná lana s opláštěným jádrem. Tato lana se vyrábí v průměrech od 8,5 do 16 mm. Norma definuje dva typy nízko průtažných lan s opláštěným jádrem. Prvním je **typ A**, který musí mít minimální statickou pevnost **22 kN** a je vhodný pro všeobecné použití při lanovém výstupu, záchraně a speleologii. Druhým typem je **typ B**, který musí mít minimální statickou pevnost **18 kN**, je tedy méně výkonný a jeho používání vyžaduje náročnější péči. Tento typ lana není vhodný pro záchranné operace. Lano musí být vyrobeno ze známého syntetického materiálu s bodem tání vyšším než 195°C. Konstrukce lana se skládá z jádra, opletu a kontrolní pásky, která prochází celou délkou lana a na které je vyznačen výrobce, typ lana, norma, rok výroby a materiál lana. Textilní nízko průtažné lano s opláštěným jádrem včetně popisu jednotlivých částí je zobrazeno na obrázku pod textem Obr. 2.: Textilní nízko průtažné lano . Kromě materiálů a statických pevností mají lana normou definované například hodnoty posuvu opletu vůči jádru, hodnoty průtahu při zatížení nebo hodnoty uzlovatelnosti (=průměr uzlu/normovaný průměr lana). [3; 4; 5]



Obr. 2.: Textilní nízko průtažné lano

2.2. Historie lan a systémů lano využívajících

Lana byla používána již v době pravěku. Jedno z nejstarších lan (jako součást rybářské sítě) bylo objeveno ve Finsku a jeho stáří je odhadováno na 8 až 10 tisíc let. Již u historicky prvních velkých stavitelských počínů (stavby pyramid a starověkých chrámů) bylo potřeba přemísťovat velice těžký stavební materiál. Uvádí se, že některé stavební bloky, které jsou součástí egyptských pyramid, váží i více než 50 tun. Ve starověkých civilizacích však žádná lanová zdvihací zařízení neexistovala a dle historiků byly starověké monumentální stavby vystavěny pouze za pomoci ramp a pákových mechanismů. První zmínka o použití mechanických kladek pochází z Řecka z 5. století před naším letopočtem. Tato samotná kladka sice neposkytovala žádný mechanický zisk, ale alespoň měnila směr potřebné vynaložené síly k vytažení břemene, a to směrem dolů. V takovém případě lze k vynaložení síly na lano použít i tíhu vlastního těla, zároveň síla, kterou je člověk schopen vyvinout jednou rukou směrem dolů je průměrně o 100 N větší než síla, kterou je člověk schopen vyvinout směrem k sobě. Samotný kladkostroj (= soustava pevných a volných kladek) pravděpodobně vynalezl Archimédés ve 3. století před naším letopočtem. Přibližně ve stejné době jako kladkostroj byly objeveny také první navijáky, rumpály či vrátky. Po těchto objevech byly jejich kombinací sestrojeny první jeřáby a zdvihací věže. V 19. století se na výrobu konstrukcí začala využívat ocel, to znamenalo obrovský pokrok kupředu. Jeřáby bylo možné postavit s daleko vyšší nosností a zároveň kompaktností. V roce 1834 byl zkonstruován první ocelový jeřáb a ve stejném roce bylo také vyrobeno první ocelové lano. Pro pohon jeřábů se však ještě nějakou dobu používala lidská síla. Příkladem takového jeřábu je například Fairbairnův ruční jeřáb zkonstruovaný na oblém výložníku. Největší ruční jeřáb disponoval mechanickým ziskem 632:1. Postupem času se pro pohon jeřábu začaly využívat motory. Zdvihací technika se od té doby stále vyvíjela až do dnešní podoby. Na fotografii pod textem viz Obr. 3.: Replika středověkého jeřábu je zobrazena replika středověkého stavebního jeřábu, který byl v rámci výstavy Stavba jako Brno vystaven na brněnském Špilberku. [2; 6; 7; 8]



Obr. 3.: Replika středověkého jeřábu

2.3. Průzkum trhu s podobnými zařízeními

Na trhu je dostupných několik produktů plnících stejnou nebo podobnou funkci jako mnou navrhované zařízení. Nabídka pochopitelně není tak široká, proto jsem zde uvedl i zařízení, jejichž dostupnost na českém trhu se mi nepodařilo dohledat. Téměř všechna v této kapitole popisovaná zařízení jsou certifikována k použití pro zdvihání osob, většinou jako záchranná zdvihací zařízení.

2.3.1. ACX Power Ascender

Jedná se o elektrický akumulátorem poháněný naviják vyrobený společností **ActSafe**. Zařízení je určeno pro výstup po laně a pro vytahování a vlečení břemen. Naviják má kompaktní rozměry a disponuje nízkou hmotností, díky tomu je vhodný pro bezpečnostní složky, složky IZS a pro průmyslové využití. Zařízení lze ovládat pomocí dálkového ovládání s dosahem až 150 m. Zařízení je zobrazeno na fotografii Obr. 4.: ACX Power Ascender .[9; 10]

Společnost ActSafe vyrábí několik dalších, principiálně srovnatelných zařízení, které jsou navrženy pro konkrétní využití. Mezi ně patří například Tactical TCX Rescue s krytím IP 68, který je vhodný pro provoz až do 10 m pod vodní hladinou, nebo také T1–16 Assault Ascender určený pro armádní použití. Pro účel této práce však postačuje bližší specifikace pouze jednoho modelu. [11; 12]

Mechanismus:

Naviják je vybaven uzavřeným samosvorným prvkem pro bezpečné navijení lana. [9]

Technická specifikace:

Maximální pracovní zatížení:	200 kg
Rychlost výstupu:	25 m/min
Pracovní teplota:	-10 °C - +40 °C
Hmotnost včetně baterie:	13 kg
Pro průměr lana:	11 mm
Rozměry:	330 x 280 x 270 mm
Stupeň ochrany:	IP 55 [9; 10]



Obr. 4.: ACX Power Ascender

2.3.2. Harken LokHead Winch

Harken LokHead Winch je naviják vhodný pro zdvihání osob a nákladu s primárním určením pro záchranu osob, vyrobený společností **Harken Industrial™**. Naviják lze standardně pohánět ručním pohonem prostřednictvím kliky, nebo lze jako pohon použít například akumulátorovou vrtačku osazenou speciálním adaptérem (pouze pro přepravu nákladu, nikoliv osob). Zařízení se vyrábí ve dvou variantách, a to v souladu se dvěma různými certifikacemi. První varianta nese název LokHead Winch Standard Kit a je vyrobena v souladu s normou EN 1496. Druhá varianta má přívlastek Fire / Rescue Kit a vyhovuje normě NFPA 1983 (2017 ED) "T" (= norma vydaná mezinárodní organizací National Fire Protection Association). Zařízení ve variantě Standard Kit se na webových stránkách společnosti ARBOTEQ s.r.o. (www.skyman.cz) ke dni 28.12.2020 prodává za **68 387,00 Kč**. Zařízení ve variantě Standard Kit je zobrazeno na Obr. 5.: Harken LokHead Winch . [13; 14; 15; 16; 17]

Mechanismus:

Lano je několikrát omotáno kolem válce a následně vedeno skrz hlavu s čelistmi která zabraňuje prokluzu a zároveň umožňuje regulované spouštění. [13]

Technická specifikace (pro Standard Kit variantu):

Maximální pracovní zatížení pro náklad:	500 kg
Maximální pracovní zatížení pro osoby:	240 kg
Hmotnost navijáku:	5,6 kg
Rychlost zdvihání:	závisí na tělesné kondici obsluhy
Pro průměr lana:	10 – 12,7 mm [13]



Obr. 5.: Harken LokHead Winch

2.3.3. RESCUEHUB TC063

RESCUEHUB TC063 je slaňovací a zdvihací zařízení vyrobené společností **DELTA PLUS**. Zařízení je primárně určeno pro slaňování. Pohon při zdvihání je totiž tvořen pouze prostřednictvím rukojeti na ovládacím kole. Zařízení je tedy z praktického hlediska vhodné spíše pouze pro zvedání při manipulaci (zdvih do několika málo metrů výšky). Cena zařízení na webových stránkách www.pracovni-pomucky.com (jejichž provozovatelem je Jiří Šenkýř) je ke dni 28.12.2020 **44 731,00 Kč**. Fotografie zařízení viz. Obr. 6.: RESCUEHUB TC063 . [18; 19]

Mechanismus:

Automatický systém brzdění funguje pomocí dvou radiálních magnetických brzd. Zařízení obsahuje 3 bezpečnostní háky pro fixaci břemene v zajištěné poloze. Funkčnost systému zařízení při zdvihání není výrobcem blíže definována. [19]

Technická specifikace:

Maximální pracovní zatížení:	225 kg
Maximální počet osob:	2
Rychlost spouštění:	cca 0,8 m/s
Hmotnost zařízení:	3,4 kg
Přípustná teplota kovových částí:	-30 °C - +150 °C
Maximální teplota lana:	+100 °C [20]



Obr. 6.: RESCUEHUB TC063

2.3.4. DD-X

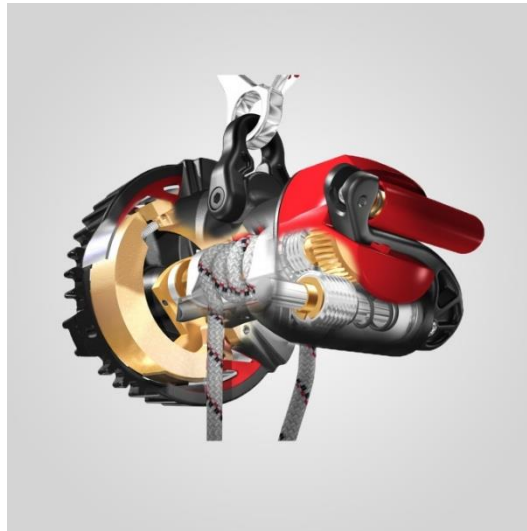
Zařízení **DD-X** je záchranné a evakuační zařízení vyrobené společností **RESQ** patřící do skupiny Cresto Group AB. Naviják, hnací hřídel i brzda jsou sestaveny v jedné ose. DD-X umožňuje zdvihání i spouštění, přičemž zdvihání je poháněno lidskou silou prostřednictvím kolmo k navijecímu ústrojí umístěné sklopné kliky. Převodovka je šneková. Dostupnost na českém trhu se mi nepodařila ověřit. Cena zařízení na webových stránkách společnosti Bole Sverige AB (www.bole.se) je ke dni 30.12.2020 ve variantě s doplňkovou sadou a 100 m dlouhým lanem **31 250 kr** včetně daně. To odpovídá ceně přibližně **81 515,51 Kč**. Zařízení splňuje normy EN 1496: 2017 a EN 341: 2011. RESQ DD-X je zobrazeno na fotografii pod textem viz. Obr. 7.: DD-X .[21; 22]

Mechanismus:

Mechanismus je tvořen přímým pohonem navijecího prvku a odstředivou brzdou. [21]

Technická specifikace:

Minimální pracovní zatížení:	90 kg
Maximální pracovní zatížení:	280 kg
Maximální počet osob:	2
Maximální délka lana:	200 m
Pracovní teplota:	-40 °C - +50 °C
Rychlost spouštění:	0,5 – 2 m/s [21]



Obr. 7.: DD-X

2.3.5. RUP 502

Pro možnost celkového porovnání s výše zmiňovanými zařízeními zařazují do průzkumu trhu i standardní naviják. Záchrané zdvihací zařízení **RUP 502** je vyráběno společností LANEX a.s. Jedná se o naviják pracující s ocelovým lankem, který se používá v kombinaci s trojnožkou Lanex Tripod TM9 od stejného výrobce. Naviják je vybaven automatickou brzdou, zařízení splňuje normu EN 1496/B. Cena zařízení je ke dni 14.3.2021 na webových stránkách společnosti PAVOUČI s.r.o. (www.worksafety.cz) **11 790 Kč** včetně DPH. Zařízení je zobrazeno na obrázku viz *Obr. 8.: RUP 502* . [23; 24; 25]

Mechanismus:

Standardní navijecí mechanismus pro ocelová lanka, blíže nespecifikováno.

Technická specifikace:

Maximální pracovní zatížení:	180 kg (140 kg)*
Maximální zatížení:	1 800 kg **
Délka lana:	20/25 m
Průměr lana:	6,3 mm
Hmotnost zařízení:	13 kg (s 20 m lana) [23; 24]

* Maximální pracovní zatížení na oficiálních stránkách výrobce je udáváno 180 kg, nicméně v návodu k použití je udáváno pouze 140 kg. [23; 24]

** Maximální zatížení zřejmě vychází z normy EN 1496/B kde je pro statickou zkoušku zatížení stanoveno testování silou 10 x větší, než je síla odpovídající maximálnímu pracovnímu zatížení zařízení. [23; 26]



Obr. 8.: RUP 502

2.3.6. LIBERTY® SERIES PORTABLE CAPSTAN WINCH Model 3CP1M-AFS

Jedná se o naviják vyrobený společností Thern, Inc. Tento naviják není určen pro zdvihání osob nebo zdvihání materiálu v prostorech nad nimi. Do kapitoly o průzkumu trhu jsem ho zařadil především kvůli faktu, že využívá princip, na kterém bude založeno i mnou navrhované zařízení. Jedná se o zařízení typu capstan winch / capstan hoist. Zařízení vyžaduje zapojení lidské síly pro zdvihání břemene, a to v podobě ručního tahání lana. Lano je omotáno kolem válce a pomocí obsluhy vytahováno skrz prvek zajišťující ochranu proti zpětnému pohybu. Cena zařízení je ke dni 14.3.2021 na webových stránkách společnosti Ace Industries, Inc. (www.aceindustries.com) **2 719 USD**. Zařízení je znázorněno na obrázku viz Obr. 9.: PORTABLE CAPSTAN WINCH . [27; 28]

Mechanismus:

Navíjení pomocí ovinutí lana kolem elektromotorem poháněného válce a pomocí ruční síly obsluhy. Součástí je pojistný mechanismus proti zpětnému pohybu lana. [27; 28]

Technická specifikace:

Maximální pracovní zatížení:	450 kg
Průměr lana:	(13 ÷ 19) mm

Hmotnost zařízení: 29 kg
 Pracovní teplota: -20 °C - +40 °C [27; 28]



Obr. 9.: PORTABLE CAPSTAN WINCH

2.3.7. Shrnutí poznatků získaných průzkumem trhu

Průzkumem trhu byly získány potřebné informace o funkčnosti již vyráběných a komerčně dostupných produktů. U většiny porovnávaných zařízení se některé mechanismy navzájem podobají. Jedná se především o samotný mechanismus umožňující posun lana zařízením. Základem tohoto systému je sevření lana a jeho posun kolem točivě poháněného prvku. Dále jsem také zjistil potřebné informace o uznávaných normách zohledňující tuto problematiku.

2.4. Upřesnění požadovaných funkcí zařízení

Zařízení bude umožňovat zdvihání osob nebo nákladu a jejich spouštění. Výška zdvihu může být teoreticky neomezená, bude ji ovlivňovat dostupná délka lana, případně maximální teplota zařízení. Pro oficiální přehled parametrů omezím délku zdvihu na 100 m. Pohon zařízení bude ruční pomocí kliky. Mezi částí pro připojení kliky a samotným zdvihacím mechanismem zařízení musí být umístěna převodovka poskytující vhodný převodový poměr. Maximální hmotnost zdvihaneho nákladu bude 200 kg. Zařízení bude umožňovat průchod lana mechanismem (nikoliv pouze navíjení), proto je možné použít textilní lano s vyššími průměry při současném dosažení poměrně kompaktních rozměrů zařízení. Návrh mechanismu zařízení provedu pro standardní polyamidové nízko průtažné lano s opláštěným jádrem (statické) o průměru (10 ÷ 12) mm schválené dle normy **EN 1891**. Jako alternativa k tomuto lanu by mohlo být použito aramidové lano, přesněji lano s polyamidovým jádrem a kevlarovým opletem. Tento druh lana je schopný krátkodobě

Návrh lanového zdvihacího zařízení pro záchranné a univerzální použití

odolávat otevřenému ohni a sálavému teplu až do teplot 400 °C. Zařízení musí být použitelné ve všech ročních obdobích, a to i za předpokladu použití v oblastech s extrémními klimatickými podmínkami. Proto bude navrženo tak, aby bylo schopné pracovat v teplotách od -40 °C až do +60 °C. Nesmí být proto použity materiály, u kterých by při těchto teplotách docházelo k degradaci. Pro návrh zařízení budou použity čistě mechanické části (žádné elektrické pohony, snímače a jiné). Při návrhu se pokusím dosáhnout co nejnižší hmotnosti zařízení, a také co nejkompaktnějších rozměrů. Základní navrhované parametry zařízení jsou shrnuty v tabulce Tab. 1.: Návrhové parametry [3; 4; 29]

Tab. 1.: Návrhové parametry

Maximální hmotnost zdvihaného břemene:	200 kg / max. 2 osoby
Maximální délka zdvihu:	100 m
Pracovní teplota:	(-40 ÷ +60) °C
Průměr lana	(10 ÷ 12) mm
Typ lana:	Textilní nízko průtažné lano PA nebo Kevlar/PA

2.5. Normy upravující podmínky využití zařízení pro zdvihání osob

Pokud má zařízení sloužit ke zdvihání osob, je nutné, aby bylo konstruováno a následně testováno dle norem, které ovlivňují jeho vlastnosti (především z hlediska bezpečnosti). Normy se liší dle státu, ve kterém je zařízení distribuováno. Pro Českou republiku je nejpodstatnější norma **ČSN EN 1496 (832 670)**. Normy se také pravidelně aktualizují, při návrhu konkrétního produktu je tedy vždy nutné dbát aktuálnosti použité normy. [26]

2.5.1. ČSN EN 1496

V české republice existuje norma ČSN EN 1496 (832670) - Prostředky ochrany osob proti pádu-Záchranná zdvihací zařízení. V souladu s touto normou jsou vyrobena také některá zařízení zmíněná výše v kapitole 2.3 věnující se průzkumu trhu. Norma je dostupná pouze v angličtině, následující definice normy jsou volně přeloženy z originálu. [26]

Tato norma definuje požadavky na zařízení, testovací metody, značení a informace o zařízení, které je výrobce povinen zákazníkovi sdělit. Definuje také druhy lan a normy, které musí užitá lana splňovat, normu, kterou musí splňovat spojovací materiál (zde myšleno materiál typu karabiny, mailony). Velice důležitou částí normy je stanovení

požadavků pro dynamické testování zařízení, které se liší dle příslušné třídy zařízení. Zařízení musí být také podrobena statickému testu, koroznímu testu a testu funkce. [26]

Norma definuje dvě třídy záchranných zdvihacích zařízení, a to Třídu A a Třídu B. Zařízením třídy A je osoba zdvihána zachraňující osobou, nebo se zdvihá sama z nižšího na vyšší místo. Zařízení třídy B vychází ze zařízení třídy A a navíc je vybaveno funkcí ručního spouštění osob na vzdálenost do 2 metrů (pro vyhnutí se překážce). [26]

Aktuální verze normy (ke dni 13.3.2021) je verze z roku 2017 (pouze v anglickém jazyce). Toto vydání nahradilo vydání z července 2007. [26]

2.5.2. NFPA 1983

Jedná se o normu vydanou neziskovou organizací National Fire Protection Association (NFPA). Tato norma zohledňuje lana pro záchranná využití a další vybavení pro záchranné složky. Norma je rozdělena do tří kategorií. První kategorií je "E" (Escape). Zohledňuje produkty vhodné k bezprostřední sebezáchraně členů záchranných jednotek před život ohrožující situací. Kategorie "T" (Technical Use) označuje vybavení nebo systémy navržené pro technické použití. Poslední kategorie "G" (General Use) zohledňuje zařízení určená pro obecné použití. Rozdíl mezi "T" a "G" kategorií spočívá v rozdílných bezpečnostních parametrech, které jsou dány touto normou. Normy organizace NFPA jsou používány především v USA a Kanadě. Dle této normy je vyrobeno například zařízení LokHead Winch Fire / Rescue Kit popsané v kapitole 2.3. [30; 16; 31; 14; 32]

2.6. Údržba a životnost zařízení

Každé zařízení má svou maximální životnost, a to zejména v případě zařízení sloužících k záchraně osob. Obvykle se udává maximální doba skladování a maximální doba následného používání. Tato zařízení také podléhají revizím, které musí v pravidelných intervalech provádět vyškolená a k tomuto úkonu certifikovaná osoba.

2.7. Návrh pohonného ústrojí s ohledem na pracovní zatížení obsluhy zařízení

Vzhledem k faktu, že zařízení bude poháněno čistě lidskou silou, je nutné navrhnout převodovku a prvek přenášející sílu vyvozenou obsluhou zařízení na vstupní hřídel převodovky (klika) tak, aby bylo možné uvést zdvihací mechanismus zařízení do chodu pouze touto lidskou silou.

2.7.1. Návrh délky kliky

Je nutné najít ideální délku kliky takovou, aby byla ovládací síla na klíce dostatečně nízká a zároveň, aby klika výrazně nevyčnívala do prostoru a neomezovala tak kompaktnost zařízení. Bylo by možné zjistit, jakou optimální délku kliky potřebuje průměrný člověk, aby byl jejím prostřednictvím schopen přenést největší sílu. V případě návrhu produktu, který by byl určen pro výrobu ve vysokém počtu kusů by možná mělo význam provést experimentální studii na toto téma. V našem případě však není možné se touto problematikou detailněji zabývat. Pro příklad je možné uvést výsledek studie Influence of crank length and crank width on maximal hand cycling power and cadence, kterou provedla skupina odborníků ve složení Krämer C., Hilker L., Böhm H. Tato studie se zabývala návrhem optimální délky klik handbiku (=jízdni kolo s ručním pohonem vhodné zejména pro lidi s postižením dolních končetin). Ze studie vyplývá, že optimální délka kliky handbiku je 26% přímého dosahu cyklisty (Přímý dosah = přímá vzdálenost mezi akromiem a osou rukojeti kliky), a optimální střední šířka kliky 85% k šířce ramen (šířka ramen = vzdálenost mezi pravým a levým akromiem). Průměrný přední dosah muže (hodnota vypočtena z hodnot testovaných mužů) je dle studie 73 cm, dle této teorie tedy bude ideální **délka kliky** přibližně **190 mm**. Postavení těla sportovce na handbiku a postavení těla obsluhy našeho zařízení sice bude odlišné, pro přibližné určení délky kliky je však možné se touto studií inspirovat. [33]

2.7.2. Návrh ovládací síly

Maximální ovládací sílu stanovím s přihlédnutím k silám daným normami. Norma **ČSN EN ISO 894-3+A1** definuje maximální a minimální přípustnou sílu pro ruční ovladače. Jelikož se v našem případě nejedná přímo o ruční ovladač, je zde tato norma uvedena spíše pro porovnání. Tato norma sice nedefinuje přesně náš případ, ale budeme vycházet z hodnot definovaných pro otáčení ručním kolem. Pro tento případ a pro otáčení kola jednou rukou norma udává minimální sílu 10 N a maximální sílu 100 N. Dle normy **ČSN EN 1496** by ovládací síla pro záchranné zdvihací zařízení neměla překročit **250 N** (při zdvihání břemene o hmotnosti rovné maximálnímu pracovnímu zatížení). Vzhledem k tomu, že mnou navrhované zařízení nemá splňovat pouze parametry záchranného zdvihacího zařízení, ale má být univerzální, nelze pracovat s maximální ovládací silou blížící se hodnotě **250 N**. Taková síla by pravděpodobně značně omezila výšku zdvihu, jelikož obsluha zařízení by byla velmi fyzicky namáhavá. S přihlédnutím k výše normami definovaným hodnotám a k určení samotného zařízení, volím maximální **sílu, kterou musí obsluha vyvinout na kliku** při zdvihání břemene o hmotnosti rovné maximálnímu zatížení v rozmezí **80 – 100 N**. Tyto

hodnoty jsou zatím předběžné a je možné, že budou během samotných výpočtů zařízení částečně upraveny. [26; 34; 35]

2.7.3. Převodovka s ohledem na lidský pohon

U převodovky musí být navržen správný převodový poměr a to takový, který umožní bezproblémové zdvihnutí břemene, jehož hmotnost je shodná s maximální zatěžovací hmotností zařízení. Zároveň je nutné zvolit ideální kompromis mezi ovládací silou a rychlostí zdvihu. Rozsah ovládací síly je definován výše v kapitole 2.7.2. S tématem převodového poměru budu dále pracovat v kapitole 3.6, ve které provedu kompletní návrh převodovky.

2.7.4. Výkon, který je možné vyvinout lidským pohonem

Výkon, který je člověk schopný vyvinout, ovlivňuje řada faktorů. Především je důležitá činnost, při které výkon měříme (jízda na kole, běh, zdvihání břemene, ...), fyzická kondice (trénovanost v dané aktivitě), a také čas, po který má být výkon dodáván. Otázka lidského výkonu je často skloňována v souvislosti s cyklistikou. Můžeme si tedy uvést následující příklady: Průměrný, avšak trénovaný cyklista je schopen po dobu jedné hodiny podávat výkon o hodnotě přibližně 3 W na kilogram tělesné hmotnosti, profesionální cyklista je za stejný časový úsek schopen podat výkon až dvojnásobný, tedy 6 W na kilogram tělesné hmotnosti. Po dobu jedné minuty je profesionální závodník na dráze schopen podat výkon až 12 W na kg tělesné hmotnosti a v případě velice krátkého časového úseku (cca 5 sekund) může závodník například ve finiši vyvinout výkon až 24 W na kilogram tělesné hmotnosti. Dle vědeckých odhadů je výkon, který dokáže krátkodobě vyvinout Usain Bolt roven hodnotě až 2 620 W. Pro porovnání výkonu motocyklu Simson S 51 Enduro je přibližně 2 800 W. [36; 37; 38]

2.8. Součinitel smykového tření

Součinitel smykového tření je jedním z nejdůležitějších parametrů pro návrh součástí mnou navrhovaného zařízení. Jedná se o poměr třecí síly a kolmé síly normálové mezi tělesy při smykovém tření, součinitel je bezrozměrný. [39]

Pro mou práci je důležitý třecí koeficient pro materiály ocel – nylon. Standardně udávaná hodnota statického třecího součinitele pro suché povrchy pro tento případ je $\mu = 0,4$. [40]

Standardní metodou pro zjišťování součinitele smykového tření je metoda roviny. Sklon roviny se zde postupně zvyšuje až do sklouznutí zkušebního tělesa po rovině. V případě tření syntetických lan po válcové ploše se však objevuje několik faktorů, které mohou třecí součinitel ovlivnit. Například tahové zatížení syntetických lan ovlivňuje tuhost jednotlivých vláken a vlastnosti jejich povrchu. Výsledný třecí součinitel ovlivňuje také struktura povrchu lana, teplo vznikající při tření nebo válcovitý tvar povrchu. V publikaci **FRICTION COEFFICIENTS OF SYNTHETIC ROPES** jejíž autorem je W. E. Brown jsou provedeny experimentální měření třecích součinitelů pro náš případ. Publikace je sice z roku 1977 a testovaná lana **neodpovídají** dnes používaným nízko pružným lanům, a to ani co se týče **průměrů** testovaných vzorků, nicméně pro účel této práce budu z výsledků studie vycházet, protože i tak dosáhnu přesnějšího výsledku než při užití tabulkově udávaného třecího součinitele. [40; 41]

Nejblíže dnešním textilním nízko pružným lanům je dle mého uvážení testované nylonové tkané lano o průměru 1,5 in, což odpovídá přibližně 38,1 mm. Experiment byl proveden pro 4 varianty povrchu válce, a to pro variantu povrchu „Standard“ a pro tři varianty povrchů tvořenými plazmatickými nástřiky, přičemž třecí součinitel se pro jeden typ lana a různé povrchy značně odlišoval. Vzhledem k předpokladům a s ohledem na bezpečnost volím nejnižší naměřené hodnoty, tj. pro standardní úpravu povrchu. V následující tabulce jsou zaznamenány výsledné hodnoty experimentu viz Tab. 2.: Součinitelé smykového tření . [40; 41]

Tab. 2.: Součinitelé smykového tření

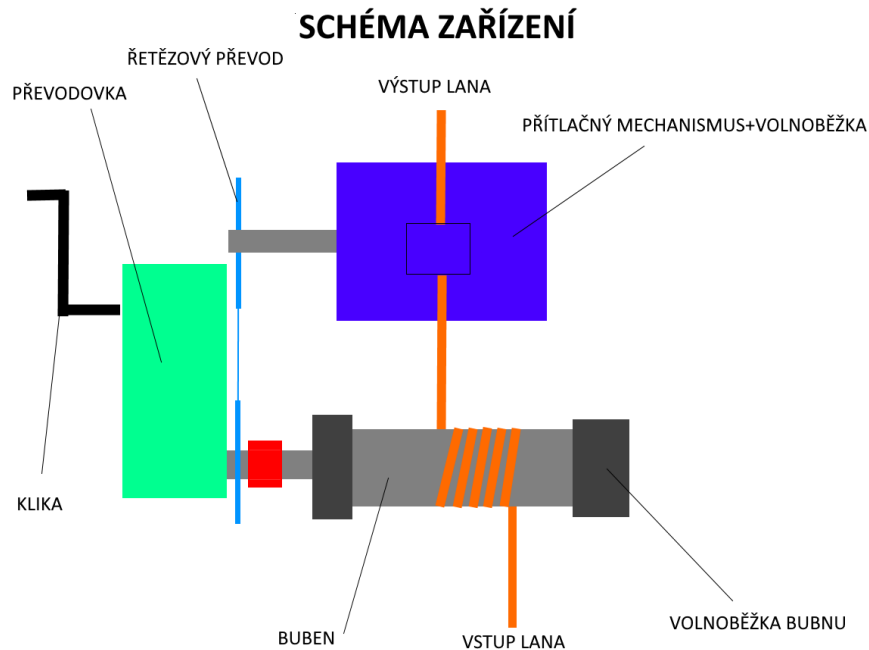
TYP POVRCHU	TYP LANA	SOUČINITEL SMYKOVÉHO TŘENÍ			
		STATICKÝ		DYNAMICKÝ	
		SUCHÝ STAV	MOKRÝ STAV	SUCHÝ STAV	MOKRÝ STAV
Standardní	Nylon (tkaný)	0,27	0,30	0,19	0,21

[41]

2.9. Prvotní návrh mechanismu

Prvotní návrh mnou navrženého mechanismu je založen na převíjení lana přes povrch válcové plochy a následném vyvození síly potřebné k zabránění prokluzu lana po této ploše. V praxi je tíha břemene přenášena prostřednictvím tření na válcovou část, na jejímž koci zůstane potřeba vyvození řádově menší síly, než je tíha břemene (závisí na úhlu opásání). Spouštění bude probíhat uvolněním prvku, který vyvozuje konečnou sílu, tedy odstavením přítlačných destiček ze záběru viz návrhová část této práce.

2.9.1. Schéma mechanismu:



Obr. 10.: Schéma navrhovaného mechanismu

2.10. Hlavní princip mechanismu:

U mnou navrhovaného mechanismu se uplatní dva základní principy, a to princip vláknového tření a princip tření mezi dvěma rovinnými plochami. Na principu vláknového tření bude založeno převíjení lana přes válec a na principu tření mezi dvěma rovinnými plochami bude fungovat prvek vyvozující zbytkovou sílu nutnou ke zdvihání.

2.11. Metody návrhu mechanismu

Při navrhování podobných systémů je nezbytnou součástí experimentální část práce. Tato práce má však za cíl pouze teoretický návrh zařízení. Jelikož některé navrhované části mechanismu nejsou zcela standardní a nevztahují se na ně běžné výpočtové vzorce, budou některé výpočty prováděny na základě odhadů s následným uplatněním vhodných bezpečnostních koeficientů.

2.12. Definice užitých pojmů

V této kapitole budou přesněji definovány termíny použité v části 2. této bakalářské práce, a to zejména ty termíny, jejichž význam by nemusel být v kontextu vždy správně pochopen.

Akromion	Kosterní část lopatky, která vybíhá z hřebenu lopatkového [42]
Břemeno	Tento pojem v našem případě označuje náklad, který svojí tíhou působí na zdvihací zařízení.
Klika	Klikou se v této práci rozumí páka, jejíž konec je připevněn k rotačnímu hřídeli a na její opačné straně působí síla po kružnici, jejíž poloměr je roven délce kliky.
Maximální pracovní zatížení:	Maximální hmotnost zdvihaného břemene
Rumpál	Je jednoduché zařízení na principu navijáku, používané v minulosti například pro zdvihání nádob s vodou ze studny.
Vrátek	Je jednoduchý zdvihací stroj podobný jeřábu, opatřený navijecím bubnem, pohonem a vhodným převodovým ústrojím. [43]
Výška zdvihu	Označuje vertikální vzdálenost, do které je zařízení schopné zdvihát břemeno.
Zdvihací zařízení	Tímto pojmem definuji zařízení, jehož primárním určením je zdvihání břemen (manipulace s břemeny v ose Z souřadnicového systému).

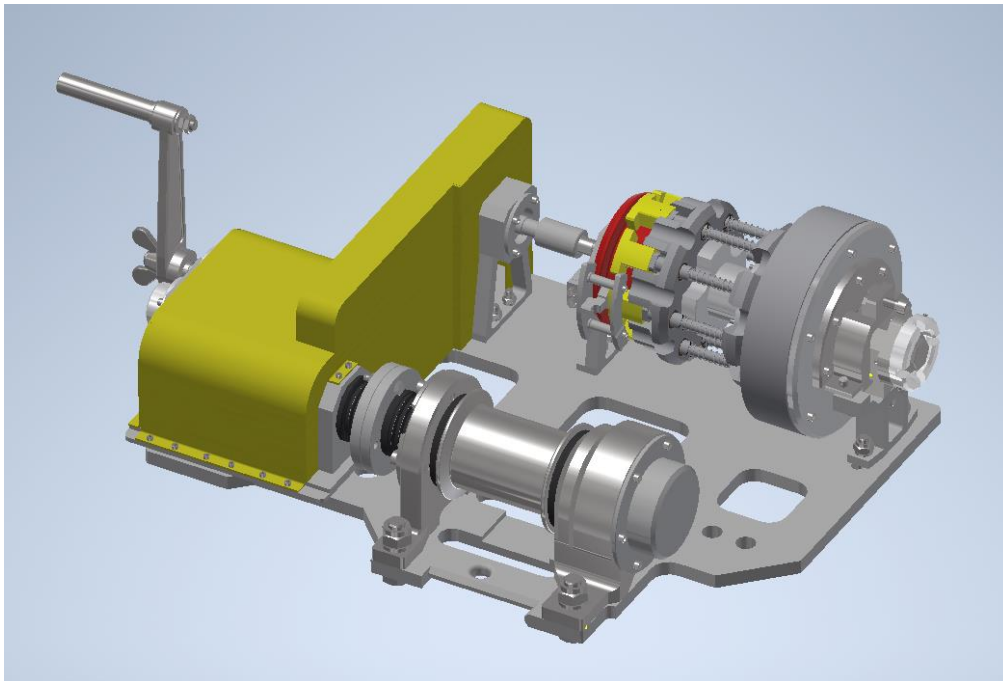
2.13. Seznam důležitých zmíněných norem ovlivňujících tuto práci

ČSN EN 1496 (832 670)	Prostředky ochrany osob proti pádu – Záchraná zdvihací zařízení
NFPA 1983	Standard on Life Safety Rope and Equipment for Emergency Services
ČSN EN 1891	Osobní ochranné prostředky pro prevenci pádů z výšky-Nízko průtažná lana s opláštěným jádrem
ČSN EN ISO 894-3+A1	Bezpečnost strojních zařízení-Ergonomické požadavky pro navrhování sdělovačů a ovládačů-Část 3: Ovládače

3. Analytická (praktická) část práce

V této kapitole je proveden teoretický návrh vlastního zdvihacího zařízení. Součástí kapitoly jsou návrhové a kontrolní výpočty, doplněné vhodnými komentáři. U výpočtů, které nejsou standardní a jsou provedeny za předpokladu zanedbání jistých veličin, nebo zjednodušení konkrétní problematiky, je doplňující text, který má za úkol toto zanedbání nebo zjednodušení obhájit a zdůvodnit. K některým výpočtům jsou také přiřazeny doplňující koeficienty, jejichž hodnota je odůvodněna doplňujícím textem. Součástí této kapitoly jsou i výstupy z výpočtových softwarů a v neposlední řadě též vybraná schémata konkrétních výpočtových problémů.

Jako autor této bakalářské práce upozorňuji, že zařízení, které je v mé práci navrženo, bylo navrhováno na základě teoretických výpočtů a předpokladů. Zařízení nebylo konstruováno a prakticky testováno. Není tedy nijak zaručena jeho plná funkčnost a bezpečnost. Autor nenese odpovědnost za škody vzniklé používáním zařízení zkonstruovaného podle této práce nebo jejích částí.



Obr. 11.: Model navrhovaného zařízení

Zařízení se bude skládat ze třech hlavních podsestav, a to z převodovky, přítlačného mechanismu a bubnové části. Tyto tři podsestavy jsou umístěny na rámu.

3.1. Prvky z normy ČSN EN 1496

Vzhledem k tomu, že zařízení nebude fyzicky konstruováno, není možné jej tedy ani testovat dle pravidel daných normou. Samotný návrh však budu provádět s přihlédnutím k několika bodům normy, především k požadavkům na statické testování zařízení. Při statickém testu je zařízení podrobeno síle rovné ekvivalentu desetinásobku maximálního pracovního zatížení. V našem případě tedy síle rovné přibližně 19 620 N. [26]

3.2. Poznámky a vysvětlivky k analytické části:

Součástí analytické části je řada výpočtů, které jsem převzal, upravil, nebo navrhl pro specifický prvek zařízení. U některých výpočtů jsem provedl jisté předpoklady a zjednodušení. Tyto předpoklady a zjednodušení jsou vysvětleny a obhájeny buď v doplňkovém textu výpočtu, nebo v poznámce. Poznámky v textu označuji symbolem „*“, případně „**“ apod.

3.3. Výpočet základních parametrů

V této kapitole budou spočteny základní parametry, které jsou potřebné pro výpočty jednotlivých částí.

3.3.1. Stanovené parametry zařízení

Tab. 3.: Návrhové parametry zařízení

Maximální provozní zatížení:	$m_{B_max} = 200 \text{ kg}$
Průměr lana:	$d_L = (10 \div 12) \text{ mm}$
Výpočtový průměr lana:	$d = 14 \text{ mm}^*$
Materiál opletu lana:	PA
Třecí součinitel:	$\mu = 0,27 [40; 41]$
Maximální ovládací síla:	$F_{K_max} = 100 \text{ N}$ (pro 200 kg břemeno)
Průměr bubnu:	$D_B = 90 \text{ mm}$
Délka kliky:	$r_K = 190 \text{ mm}$
Maximální zatížení pro převodovku	$m_{Pr_max} = 400 \text{ kg}$
Maximální statické zatížení (statický test)	$m_{stat. test_max} = 2000 \text{ kg}$

* Výpočtový průměr lana d volím z bezpečnostních důvodů. Lano totiž vlivem opotřebení může nabývat na svém průměru.

* Pro výpočty uvažuji lano jako absolutně tuhé těleso a průměr lana jako konstantní (neměnicí se s působením vnějších vlivů). Takovýto předpoklad však výpočet značně zkresluje, ke kompenzaci proto budou použity vhodné koeficienty. Při návrhu přitlačného mechanismu bude rozměr lana při deformaci vzniklé přitlačením lana přitlačnými destičkami k opěrnému kotouči určen s ohledem na bezpečnost.

3.3.2. Síly v laně

Maximální síla v laně:

Jedná se o sílu, kterou je zařízení zatíženo při statickém testu dle příslušné normy.

$$F_{L_max} = m_{stat. test_max} \cdot g = 2\,000 \cdot 9,81 = \mathbf{19\,620\,N} \quad (1)$$

Pracovní síla v laně:

Touto silou je zařízení zatěžováno při zdvihání břemene o hmotnosti rovné maximálnímu provoznímu zatížení.

$$F_{L_PRAC} = m_{B_max} \cdot g = 200 \cdot 9,81 = \mathbf{1962\,N} \quad (2)$$

3.3.3. Maximální kroutící moment bubnu

Tímto kroutícím momentem je bubnová část zatěžována při zatížení bubnu maximální silou v laně F_{L_max} .

$$Mk_{B_max} = F_{L_max} \cdot \left(\frac{D_B}{2} + \frac{d}{2} \right) = 19\,620 \cdot \left(\frac{0,09}{2} + \frac{0,014}{2} \right) = \mathbf{1020,24\,Nm} \quad (3)$$

* Tažnou částí lana je jádro, proto při výpočtu kroutícího momentu uvažuji i vliv výpočtového průměru lana.

3.3.4. Výkon pohonu

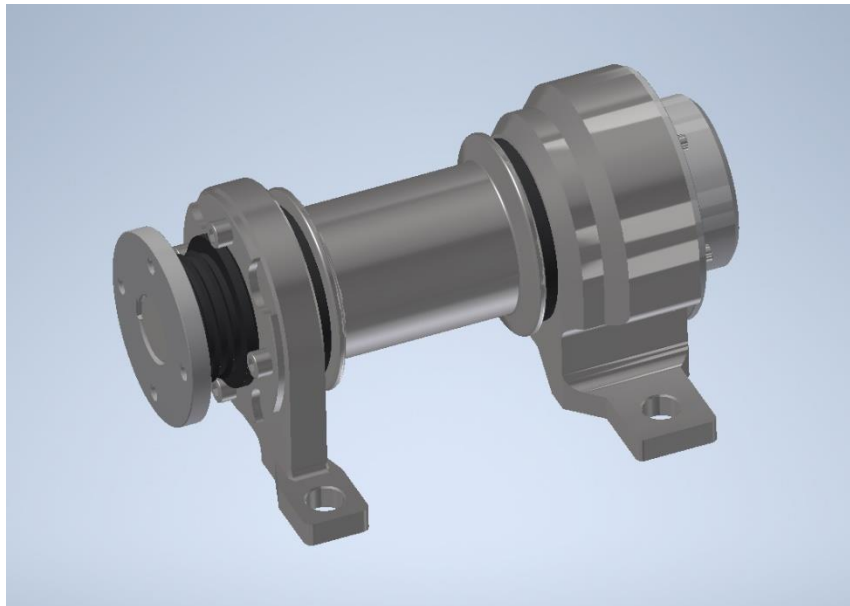
Protože výkon, který je schopna obsluha zařízení dodávat, je závislý na mnoha faktorech (tělesná kondice obsluhy, hmotnost obsluhy, úroveň vyčerpání, ...), nelze jej zcela přesně stanovit. Pro výpočtové potřeby stanovuji výkon pohonu na $P_p = 800 \text{ W}$. Tato hodnota při kroutícím momentu na klice rovnému 19 Nm odpovídá zhruba 400 otáčkám za minutu a je zvolena se zohledněním bezpečnosti, protože takový počet otáček člověk zřejmě není schopen vyvinout.

3.4. Návrh bubnové části

Buben je jedním ze základních prvků mnou navrhovaného zdvihacího zařízení. Bubnová část je postavena mezi převodovku a koncový přítlačný mechanismus. Lano se přes buben navíjí a dále pokračuje právě do přítlačného mechanismu.

Celá bubnová část bude navržena pro zatížení maximální silou v laně $F_{L_{max}}$, potažmo tedy kroutícím momentem $Mk_{B_{max}}$.

3.4.1. Konstrukce bubnové části



Obr. 12.: Model bubnové části

3.4.2. Návrh a kontrola bubnu

Buben je navržen jako dutý buben nasazený na průchozí hřídeli. Přenos kroutícího momentu je zajištěn prostřednictvím rovnobokého drážkování.

Jelikož převíjecí délka bubnu l_B je navržena s poměrně vysokou vůlí oproti celkové šířce převíjeného lana, a s přihlédnutím k možné deformaci lana nebo k jeho možnému posouvání ve vodorovném směru po plášti bubnu, není přesně dána poloha síly $F_{L,max}$. Z bezpečnostních důvodů proto provedu pevnostní návrh pro dva případy, a to pro případ A – maximální ohybový moment, a pro případ B – maximální velikost reakce.

Nejedná se o standardní buben pro naviják, a proto se při návrhu nebudu přesně řídit pravidly pro výpočty lanových bubnů. Nicméně některé výpočty budou převzaty a použity.

Buben bude kontrolován na ohyb, krut, a především na napětí způsobené vnějším tlakem od lana.

Předběžné rozměry bubnu:

Tab. 4.: Předběžné parametry bubnu

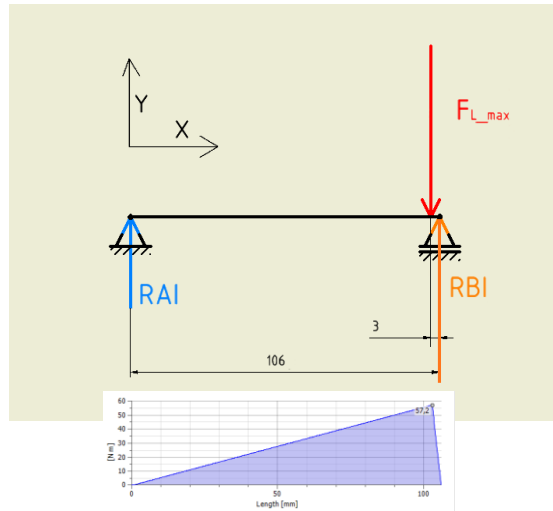
Vnější průměr pláště bubnu	$D_B = 90 \text{ mm}$
Minimální tloušťka stěny	$tl_B = 11 \text{ mm}$
(Vnitřní průměr pláště bubnu)	$(d_B = 68 \text{ mm})$
Materiál bubnu	Ocel 16 220

Protože $F_{L,zbyt,max}$, tedy síla, kterou je nutno vyvodit přítláčným prvkem (bude řešeno v kapitole 3.5), je v porovnání se silou $F_{L,max}$ zanedbatelná, nebude při pevnostních výpočtech bubnové části uvažována.

Vnější síly a reakce na bubnu a potažmo na všech hřídelích budou zjednodušeny na osamělé síly.

3.4.2.1. Určení reakcí a ohybových momentů na bubnu

Případ A



Obr. 13.: Síly na bubnu a ohybový moment - případ A

Momentová podmínka k pravé podpoře:

$$F_{L_max} \cdot 3 - RAI \cdot 106 = 0 \quad (4)$$

$$\rightarrow RAI = \frac{F_{L_max} \cdot 3}{106} = \frac{19\,620 \cdot 3}{106} = 555,28 \text{ N}$$

Podmínka silové rovnováhy v ose Y:

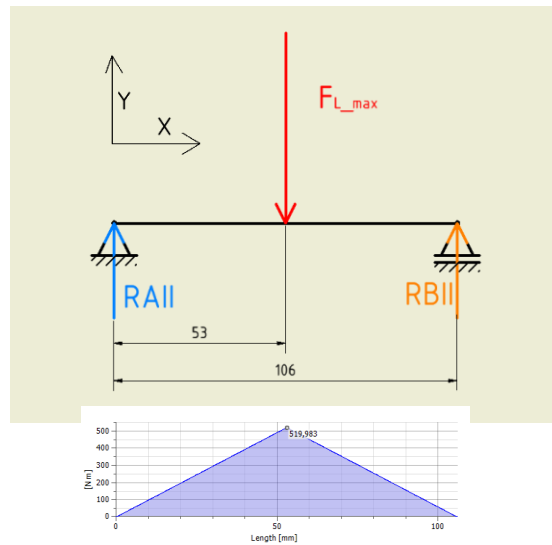
$$-F_{L_max} + RAI + RBI = 0 \quad (5)$$

$$\rightarrow RBI = F_{L_max} - RAI = 19\,620 - 555,28 = 19\,064,72 \text{ N}$$

Maximální ohybový moment:

$$M_{O_max_A} = RAI \cdot 103 = 555,28 \cdot 103 = 57\,193,84 \text{ Nmm} \quad (6)$$

Případ B



Obr. 14.: Síly na bubnu a ohybový moment - případ B

Podmínka rovnováhy v ose Y:

$$RAII + RBII - F_{L_max} = 0 \quad (7)$$

A také:

$$RAII = RBII \quad (8)$$

$$\rightarrow RAII = RBII = \frac{F_{L_max}}{2} = \frac{19\,620}{2} = 9\,810\,N$$

Maximální ohybový moment:

$$M_{O_max_B} = RAII \cdot 53 = 9\,810 \cdot 53 = 519\,930\,Nmm \quad (9)$$

Výpočtový maximální ohybový moment:

$$M_{O_max_BUB} = \max(M_{O_max_A}, M_{O_max_B}) = M_{O_max_B} = 519\,930\,Nmm \quad (10)$$

3.4.2.2. Pevnostní kontrola bubnu

Maximální napětí v ohybu:

$$\sigma_{o_B} = \frac{M_{o,max_BUB}}{W_o} = \frac{M_{o,max_BUB}}{\frac{\pi \cdot D_B^4 - d_B^4}{32 \cdot D_B}} = \frac{519\,930}{\frac{\pi \cdot 90^4 - 68^4}{32 \cdot 90}} = 10,78 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (11)$$

Maximální napětí v krutu:

$$\tau_{k_B} = \frac{Mk_{B,max}}{W_k} = \frac{Mk_{B,max}}{\frac{\pi \cdot D_B^4 - d_B^4}{16 \cdot D_B}} = \frac{1\,020\,240}{\frac{\pi \cdot 90^4 - 68^4}{16 \cdot 90}} = 10,57 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (12)$$

Maximální napětí od vnějšího přetlaku:

Vnější přetlak vzniká od sevření bubnu lanem. Jedná se o znatelně největší složku napětí na bubnu. Výpočtový vztah je určen pro klasické navíjecí jeřábové bubny, nicméně ho využijí i pro výpočet mnou navrhovaného převíjecího bubnu. Výpočtový vztah je převzat ze skript Dopravní a manipulační zařízení pro posluchače bakalářského studia FSI VUT v Brně. [44]

$$\sigma_{tl_B} = \frac{F_{L,max}}{t \cdot tl_B} = \frac{19\,620}{10 \cdot 11} = 178,36 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (13)$$

t ... v našem případě uvažuji hodnotu minimálního průměru lana: $t = 10 \text{ mm}$

Výpočet redukováného napětí:

$$\sigma_{red_B} = \sqrt{\sigma_{o_B}^2 + \sigma_{tl_B}^2 - \sigma_{o_B} \cdot \sigma_{tl_B} + 3 \cdot \tau_{k_B}^2} = \sqrt{10,78^2 + 178,36^2 - 10,78 \cdot 178,36 + 3 \cdot 10,57^2} = 174,19 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (14)$$

[44]

V publikaci Dopravní a manipulační zařízení pro posluchače bakalářského studia FSI VUT v Brně, je udáváno doporučené **dovolené napětí (100 ÷ 110) MPa**. Také je zde uvedena poznámka, že **ohybové napětí** by nemělo překročit hodnotu **(10 ÷ 15) MPa**, a **smykové napětí** hodnotu **(2 ÷ 5) MPa**. Podmínka pro dovolené napětí i pro maximální smykové napětí evidentně nebyla splněna. Protože, jak již bylo zmiňováno, provádím tuto pevnostní kontrolu pro zatížení při statickém testu, nikoliv pro provozní zatížení, je možné použít při výpočtu dovoleného napětí nižší součinitel bezpečnosti k mezi kluzu. V publikaci jsou také uvedeny hodnoty pravděpodobně

doporučené obecně, nikoliv pro konkrétní materiál. Ocel, ze které buben navrhují, je svými vlastnostmi značně odlišná od běžných konstrukčních ocelí. [44]

Minimální napětí na mezi kluzu pro ocel 16 220: $\sigma_{Kt} = 500 \text{ MPa}$ [45]

Bezpečnost k mezi kluzu: volím $k_{k_{16220}} = 2$

Dovolené napětí:

$$\sigma_{D_B} = \frac{\sigma_{Kt}}{k_{k_{16220}}} = \frac{500}{2} = 250 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (15)$$

$$\sigma_{red_B} < \sigma_{D_B}$$

VYHOVUJE

3.4.3. Návrh hřídele bubnu

Hřídel je stejně jako buben navržena z oceli 16 220, a je dimenzována na zatížení silou v laně $F_{L_{max}}$. Protože touto silou by bylo zařízení pouze staticky testováno, mohu si opět dovolit ponížít bezpečnost k mezi kluzu pro dovolené napětí. Výsledná bezpečnost pro zatížení silou v laně $F_{L_{PRAC}}$ bude mnohonásobně větší. Hřídel je zobrazena na výkresu sestavy viz **Příloha 2**, a je označena pozicí 4.

Obdobně jako pro buben:

Dovolené napětí:

$$\sigma_{D_H} = \sigma_{D_B} = 250 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

3.4.3.1. Určení reakcí a ohybových momentů

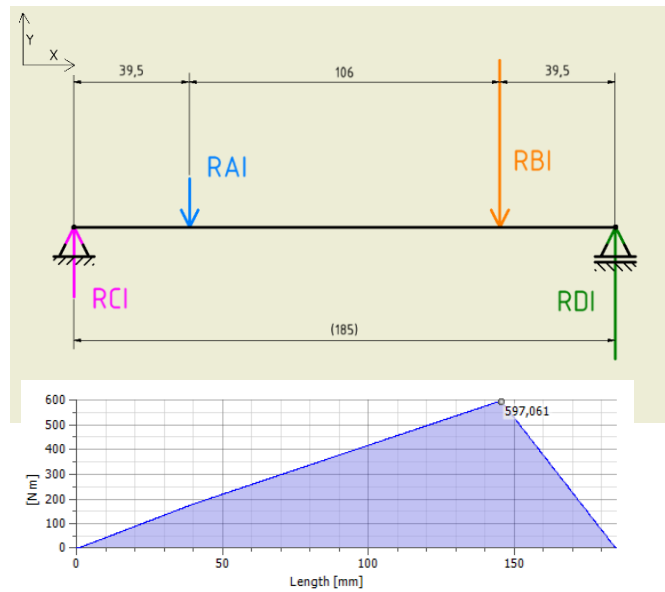
Pro prvotní výpočet hřídele volím rozměry při použití kuličkových ložisek typu 63, v případě, že by šířka ložisek přesáhla šířku typu 63, bude muset být provedena dodatečná pevnostní kontrola.

Šířka ložisek (pro odhadovaný průměr hřídele 45mm): $B_L = 25 \text{ mm}$ [46]

Průměr hřídele bude navržen na základě pevnostního výpočtu s použitím redukovaného napětí a teorie τ_{max} ($\alpha = 2$). V návaznosti na výpočet ohybových momentů na bubnu bude návrh hřídele proveden pro oba případy (A i B).

Pro pevnostní výpočet uvažuji konstantní průměr hřídele rovný minimálnímu vypočítanému průměru hřídele.

Případ A



Obr. 15.: Síly na hřídeli bubnu a ohybový moment - A

Momentová podmínka:

$$-RAI \cdot 39,5 - RBI \cdot 145,5 + RDI \cdot 185 = 0 \quad (16)$$

$$\rightarrow RDI = \frac{RAI \cdot 39,5 + RBI \cdot 145,5}{185} = \frac{555,28 \cdot 39,5 + 19\,064,72 \cdot 145,5}{185} = 15\,112,70\,N$$

Podmínka rovnováhy v ose Y:

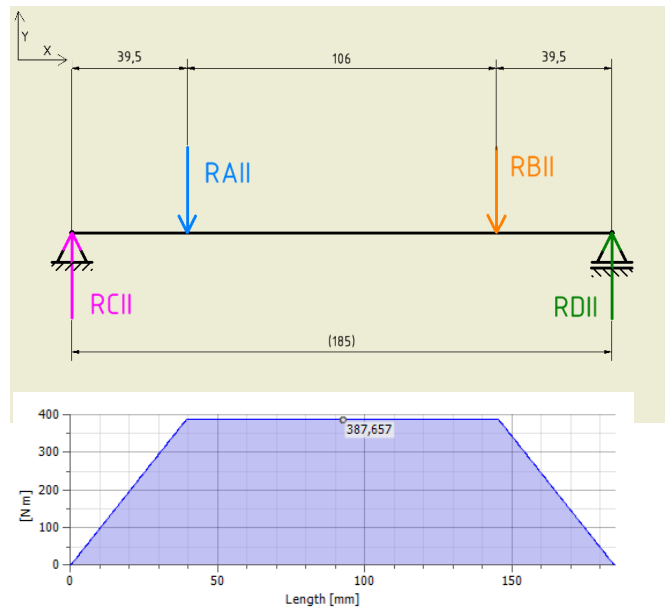
$$RCI - RAI - RBI + RDI = 0 \quad (17)$$

$$\rightarrow RCI = RAI + RBI - RDI = 555,28 + 19\,064,72 - 15\,112,70 = 4\,507,30\,N$$

Maximální ohybový moment:

$$M_{O_{\max_A2}} = RDI \cdot 39,5 = 15\,112,7 \cdot 39,5 = 596\,951,65\,Nmm \quad (18)$$

Případ B



Obr. 16.: Síly na hřídeli bubnu a ohybový moment - B

Ze schématu hřídele je patrné, že:

$$R_{AI} = R_{BII} = R_{CII} = R_{DII} = 9\,810\,N \quad (19)$$

Maximální ohybový moment:

$$M_{O_max_B.2} = R_{CII} \cdot 39,5 = 9\,810 \cdot 39,5 = 387\,495\,Nmm \quad (20)$$

Výpočtový maximální ohybový moment:

$$M_{O_max_HB} = \max(M_{O_max_A.2}; M_{O_max_B.2}) = M_{O_max_A.2} = 596\,951,65\,Nmm \quad (21)$$

Pozn.: Zatímco ohybový moment na bubnu byl větší pro případ B, ohybový moment na hřídeli vychází větší pro případ A.

3.4.3.2. Určení minimálního průměru hřídele bubnu

Ze vztahu pro redukované napětí dle teorie τ_{max} :

$$\sigma_{red_H} = \sqrt{\sigma_{o_H}^2 + (\alpha\tau_{k_H})^2} = \sqrt{\left(\frac{M_{O_max_A.2}}{W_o}\right)^2 + \left(\alpha \cdot \frac{Mk_{B_max}}{W_k}\right)^2} =$$

$$\sqrt{\left(\frac{M_{O_max_A.2}}{\frac{\pi \cdot d_{H_min}^3}{32}}\right)^2 + \left(\alpha \cdot \frac{Mk_{B_max}}{\frac{\pi \cdot d_{H_min}^3}{16}}\right)^2} \leq \sigma_{D_H} \quad (22)$$

$$\rightarrow d_{H_min} = \sqrt[6]{\frac{1024 \cdot M_{O_max_A.2}^2}{\pi^2 \cdot \sigma_{D_H}^2} + \frac{\alpha^2 \cdot 256 \cdot Mk_{B_max}^2}{\pi^2 \cdot \sigma_{D_H}^2}}$$

$$= \sqrt[6]{\frac{1024 \cdot 596\,951,65^2}{\pi^2 \cdot 250^2} + \frac{2^2 \cdot 256 \cdot 1\,020\,240^2}{\pi^2 \cdot 250^2}} = 36,38 \text{ mm}$$

$$\rightarrow d_H = 40 \text{ mm}$$

3.4.3.3. Průhyb hřídele a úhel průhybu

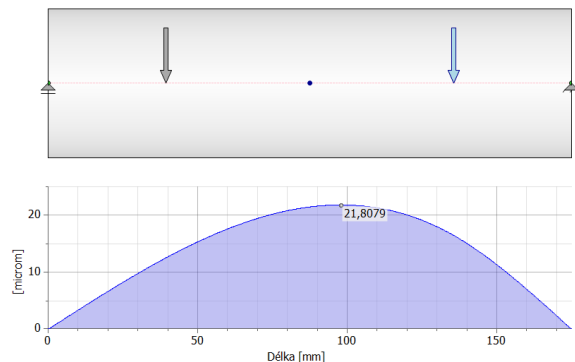
Průhyb a úhel průhybu hřídele jsem nasimuloval pomocí programu Autodesk Inventor. Hodnota průhybu je větší pro případ A.

Při nejmenším průměru hřídele $d_H = 40 \text{ mm}$ byl průhyb pro kuličková radiální ložiska příliš velký, proto průměr hřídele navýšuji na $d_H = 50 \text{ mm}$. Tento průměr je také pod ložisky, pro zjednodušení uvažuji hřídel pro simulaci jako hřídel o konstantním průměru d_H .

Pro upravený průměr hřídele bubnu a také pro konečnou vzdálenost podpor (pro vypočtená ložiska **SKF 6010-2RS1**) jsou hodnoty průhybu a úhlu průhybu následující.

Průhyb:

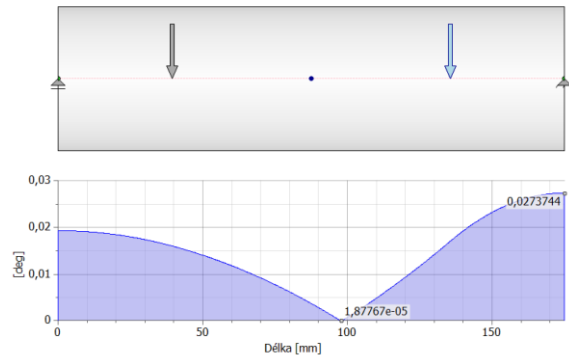
$$v_{max_H} = 21,81 \text{ } \mu\text{m}$$



Obr. 17.: Průhyb hřídele bubnu

Úhel průhybu:

$$\varphi_{\max_H} = 0,027^\circ$$



Obr. 18.: Úhel průhybu hřídele bubnu

Maximální dovolený průhyb pro kuličková ložiska:

$$v_{Dmax_H} = 0,000333 \cdot \text{vzdálenost podpor} = 0,000333 \cdot 175 = 0,058\text{mm} = \mathbf{58 \mu m} \quad (23)$$

[47]

Je zřejmé, že $v_{\max_H} < v_{Dmax_H}$ a ložiska tedy z hlediska průhybu hřídele bubnu také **vyhovují**.

3.4.4. Návrh spojení hřídele s bubnem

Přenos kroutícího momentu mezi hřídelem a bubnem bude zajištěn pomocí rovnobokého drážkování.

Z konstrukčních důvodů:

volím na hřídeli: ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ 8 x 56h7 x 65a11 x 10k7 [48]

a v náboji: ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ 8 x 56H7 x 65H10 x 10H11 [48]

Výpočet minimální činné délky drážkování:

$$s' = 21 \text{ mm}^2 \quad [48]$$

$$p_D = (80 \div 120) \text{ MPa} \rightarrow \text{volím } p_D = 80 \text{ MPa}$$

$$l_d' \geq \frac{4 \cdot M k_B \cdot \max}{s' \cdot (D_D + d_d) \cdot p_D} = \frac{4 \cdot M k_B \cdot \max}{s' \cdot (D_D + d_d) \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 1\,020\,240}{21 \cdot (65 + 56) \cdot 80} = \mathbf{20,08 \text{ mm}} \quad (24)$$

Volím délku rovnobokého drážkování: $l_d = 40 \text{ mm}$

Tato hodnota bude rozdělena do dvou krajních částí bubnu. Nebude tak využita celá možná délka drážkování a sníží se hmotnost bubnu.

Kontrola drážek na otláčení (není nutné, protože z tohoto vztahu vychází návrh, zde pouze pro úplnost):

$$p_d = \frac{4 \cdot M k_{B_max}}{s' \cdot l_d \cdot (D_D + d_d)} = \frac{4 \cdot 1\,020\,240}{21 \cdot 40 \cdot (65 + 56)} = 40,15 \text{ MPa} < p_D \text{ VYHOVUJE}$$

3.4.5. Návrh prvku pro blokaci zpětného rotačního pohybu bubnu

Pohyb bubnu bude možný pouze jedním směrem (směr navíjení), spouštění bude probíhat prostřednictvím tření lana přes zastavený buben. Z tohoto důvodu je nutné k bubnu připojit prvek, který bude blokovat zpětné otáčení bubnu. K tomuto účelu bude použita volnoběžná spojka.

Vzhledem k faktu, že volnoběžnou spojku dimenzuji na maximální kroutící moment bubnu $M k_{B_max}$, kterým je buben zatížen pouze v případě zatížení silou pro statický test dle normy ČSN EN 1496, volím koeficient pro volnoběžku $k_{VOL} = 1,5$. Při přepočtu koeficientu ve vztahu k maximálnímu provoznímu kroutícímu momentu bubnu $M k_{B_PRAC}$ bude koeficient vycházet znatelně vyšší.

Kroutící moment pro volnoběžku:

$$M k_{VOL} = M k_{B_max} \cdot k_{VOL} = 1020,24 \cdot 1,5 = 1\,530,36 \text{ Nm} \quad (25)$$

Dle katalogu společnosti T.E.A. TECHNIK s.r.o. volím volnoběžku **USNU 50**. Hodnota přenášeného kroutícího momentu je dle výrobce 1 013 Nm, avšak maximální hodnota přenášeného momentu je dle katalogu dvojnásobná, tedy 2 026 Nm. Pro dané určení je tedy tato velikost volnoběžky ideální. Volnoběžka není samostředící, bude tedy uložena vedle ložiska. [49]

Kroutící moment je z hřídele na volnoběžku přenášen pomocí těsného pera. Výrobce udává rozměr pera dle DIN 6885, volím tedy pero dle průměru otvoru pro hřídel s délkou maximální možnou s ohledem na konstrukci zařízení. Volnoběžná spojka bude s hřídelem spojena pomocí PERA DIN 6885A 16 x 10 x 36. Pero nebude počítáno a bude brána v potaz velikost dle výrobce. [49;58]

Z vnějšího kroužku volnoběžné spojky je kroutící moment do uložení přenášen pomocí uložení K6/n6. [49]

3.4.6. Návrh ložisek

Stanovení sil na ložisku:

Ložiska budou zatěžována především radiální silou. Převíjení lana přes buben pravděpodobně způsobuje jisté axiální zatížení, to však bohužel nejsem schopen určit. Dalším zdrojem axiální síly může být navíjení lana s odkloněnou osou (=osa navíjeného lana není kolmá na osu bubnu). Pro dosažení dostatečné bezpečnosti, určím axiální sílu jako složku síly $F_{L_{max}}$ při odklonění lana od kolmice k ose bubnu o úhel $\delta_L = 10^\circ$. Jedná se však pouze o odhad této síly, avšak s ohledem na její hodnotu by měla poskytnout dostatečnou bezpečnost ložisek.

Parametry všech ložisek a výpočtové vztahy budu čerpat z katalogu valivých ložisek společnosti SKF viz [50]

Axiální síla:

$$F_a = \sin\delta_L \cdot F_{L_{max}} = \sin 10^\circ \cdot 19\,620 = \mathbf{3\,406,98\,N} \quad (26)$$

Radiální síla:

Jako radiální sílu budu uvažovat největší hodnotu reakce na hřídeli, a to hodnotu:

$$F_r = RDI = \mathbf{15\,112,70\,N}$$

Výpočet ložisek:

Požadovaná životnost:

Životnost ložisek volím tak, aby minimální životnost odpovídala převinutí lana o teoretické délce 1 000 km na bubnu (při zanedbání prokluzu z přítlačného mechanismu).

$$L_{10_{min}_B} = \frac{1}{\pi \cdot (D_b + d)} = \frac{1}{\pi \cdot (0,09 + 0,014)} = \mathbf{3,06 \cdot 10^6 \text{ ot}} \quad (27)$$

Z konstrukčních důvodů volím kuličkové ložisko: **SKF 6010-2RS1**

Jedná se o standardní kuličkové ložisko kryté pryžovým těsněním. [51]

Dle SKF:

$$C = \mathbf{22,9\,kN}$$

$$C_0 = \mathbf{15,6\,kN}$$

$$f_0 = \mathbf{14,7} \text{ [51]}$$

Stanovení součinitele e:

$$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0} = \frac{14,7 \cdot 3\,406,98}{15\,600} = 3,21 \quad (28)$$

→ dle tabulky z katalogu SKF pomocí lineární interpolace: $e \approx 0,375$ [50]

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{3\,406,98}{15\,112,70} = 0,23 < e \quad (29)$$

$$\rightarrow P = F_r = 15\,112,70 \text{ N}$$

Základní trvanlivost ložiska:

Pro ložiska s bodovým stykem: $p = 3$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{22\,900}{15\,112,70}\right)^3 = 3,48 \cdot 10^6 \text{ ot} > L_{10_min_B} \quad (30)$$

Je třeba brát v potaz skutečnost, že ložiska byla dimenzována na testovací sílu F_{L_max} . Reálná provozní životnost je tedy ještě mnohokrát větší. Ložiska tedy **VYHOVUJÍ**.

Šířka ložiska je $B = 16\text{mm}$, tedy menší než výpočtová šířka pro ložisko typu 63 [51]

3.4.7. Konečná podoba bubnové části

Buben je nasazen na hřídeli bubnu, přičemž přenos kroutícího momentu je zajištěn rovnobokým drážkováním. Vzhledem k potřebným rozměrům rovnobokého drážkování je toto drážkování rozděleno na dvě části, mezi kterými je mezera tvořena pouze válcovým hřídelem. Na hřídeli jsou nasazena kuličková radiální ložiska. Buben není axiálně zajištěn žádným samostatným prvkem, axiální zajištění je provedeno pomocí kroužků, jejichž prostřednictvím se buben opře o vnitřní kroužky ložisek. Ložisko v pevné podpoře, které je umístěno v noze s volnoběžkou, je axiálně zajištěno prostřednictvím vsazeného víčka. Toto víčko je připevněno šrouby se zápusťnou hlavou tak, že jsou hlavy zapuštěny pod hranu víčka a o víčko se následně prostřednictvím trubky opře volnoběžka. Volnoběžka je na vnitřním kroužku zajištěna KM maticí s MB podložkou. Na vnějším kroužku je zajištěna víčkem. Přenos kroutícího momentu je na vnější straně volnoběžky realizován uložení s přesahem (K6/n6). Vnější kroužek druhého ložiska není axiálně zajištěn, to umožňuje kompenzovat případnou dilataci hřídele vlivem působícího tepla. Toto ložisko je kryto víčkem. O vnitřní kroužek ložiska je opřena trubka, která se na druhé straně opírá o spojku. Prostřednictvím spojky je poté při zdvihání přenášen kroutící moment z výstupního hřídele převodovky na hřídel bubnu. Bubnová část je připevněna k rámu prostřednictvím šroubových spojů. [49]

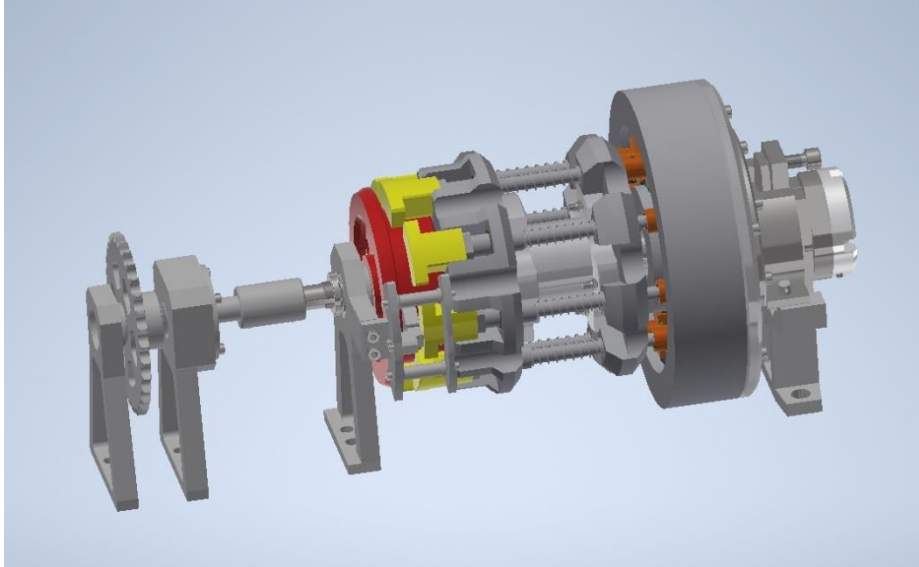
3.5. Návrh přítlačného mechanismu

Přítlačný mechanismus bude kompletně navržen pro testovací zatížení reprezentované silou $F_{L,max}$ a to včetně řetězového pohonu mechanismu.

3.5.1. Princip přítlačného mechanismu

Základní princip přítlačného mechanismu spočívá ve svírání lana mezi přítlačnými destičkami a opěrným kotoučem. Kotouč i tělesa, ve kterých jsou umístěny čepy přítlačných destiček, jsou nasazeny na hřídeli a otáčejí se. Tím je skutečně posun lana. Čepy přítlačných destiček jsou ve vodičích kolech umístěny v kluzných pouzdrech ze spěkaného bronzu. Protože se zde vyskytují poměrně malé síly, použijí kompaktnější a levnější pouzdra pro otáčivý pohyb, nikoliv lineární pouzdra. Na druhém konci těles přítlačných destiček je pomocí příčného kolíku umístěn držák pojezdových koleček tvaru T. Tato pojezdová kolečka jsou v tečném kontaktu s vodiči. Vodiče jsou dva, a to malý (vnitřní) a velký (vnější). Oba vodiče jsou kruhového tvaru, kde 180° plochy na vodiči tvoří rovinná plocha, a zbylých 180° je rozděleno na stoupací a klesací šroubovicové úseky a na plochu zdvihu (zde je realizován výstup a vstup lana do mechanismu). Pojezdová kolečka se pohybují po vodiči, přičemž v místě vstupu/výstupu lana stoupají/klesají po šroubovicových úsecích. Při stoupání jsou přítlačné destičky oddalovány od opěrného kotouče a je tak tvořen prostor pro výstup a vstup lana. Po opětovném klesnutí přítlačných destiček je lano znovu sevřeno a proces zdvihání se opakuje na dalším úseku lana. Pokud je potřeba zdvihané břemeno naopak spouštět, odstává se přítlačné destičky ze záběru pomocí oddálení vodičů od opěrného kola. Oddálení probíhá pomocí šroubu umístěného v tělese pro uložení ložisek. Poloha vodičů jak ve zdvihací, tak ve spouštěcí poloze se aretuje prostřednictvím kolíků. Břemeno se pak spouští prostřednictvím ručního brždění lana a tření kolem válcových ploch. Pro lepší pochopení principu přítlačného mechanismu je vhodné seznámit se s příslušnou výkresovou dokumentací v příloze této práce.

3.5.2. Konstrukce přitlačného mechanismu



Obr. 19.: Model přitlačného mechanismu

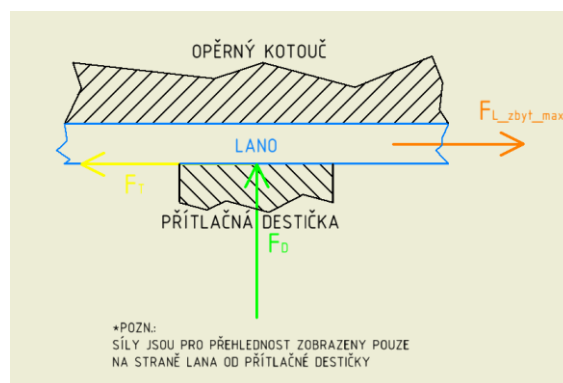
3.5.3. Maximální síla, kterou je nutno vyvodit mechanismem

Počet ovinutí bubnu: $i_{ov} = 5$
 Úhel opásání bubnu: $\alpha_{op} = i_{ov} \cdot 2 \cdot \pi = 10\pi \text{ rad}$ (31)

Z Eulerovy rovnice:

$$F_{L_zbyt_max} = \frac{F_{L_max}}{e^{\alpha_{op} \cdot \mu}} = \frac{19\,620}{e^{10\pi \cdot 0,27}} = 4,06 \text{ N} \quad (32)$$

3.5.4. Maximální síla, kterou je nutno vyvodit přitlačnými destičkami



Obr. 20.: Síly na přitlačné destičce

Přítlačné destičky přitlačují lano k **opěrnému kotouči** a prostřednictvím třecí síly zajišťují překonání síly $F_{L_{zbyt_max}}$. Třecí součinitel uvažuji stejný, jako při výpočtu bubnové části.

Součinitel bezpečnosti destiček volím: $K_D = 6$

Potřebná síla na destičkách:

$$F_{D_{výp}} = \frac{F_{L_{zbyt_max}}}{\mu} = \frac{4,06}{0,27} = 15,04 \text{ N} \quad (33)$$

$$F_D = K_D \cdot F_{D_{výp}} = 6 \cdot 15,04 = \mathbf{90,24 \text{ N}} \quad (34)$$

Síla na jednu destičku:

V záběru jsou vždy minimálně 3 destičky $\rightarrow i_D = 3$

$$F_{Di} = \frac{F_D}{i_D} = \frac{90,24}{3} = \mathbf{30,08 \text{ N}} \quad (35)$$

Reálně by bylo možné uvažovat minimální počet destiček v záběru jako $i_D = 4$, avšak v okamžiku, kdy se destičky dostanou na hranici zdvihací šroubovice, se díky radiusům na počátcích a koncích zdvihacích šroubovic již částečně zdvihnou. Proto je z důvodu bezpečnosti uvažován počet destiček v záběru jako $i_D = 3$.

Návrh přítlačných pružin:

Síla F_{Di} na destičce bude zajištěna válcovou tlačnou pružinou.

Z katalogu tlačných pružin společnosti Mateza, spol. s r.o. jsem zvolil následující parametry pružiny: [52]

d	Dm	Lo	Ln	Trn	Pouzdro	Fn (N)	c N/mm
1,25	6,3	12,0	7,2				29,03
		17,0	9,8				18,04
		25,0	13,8	4,7	8,1	133,37	11,77
		35,5	19,2				8,09
		51,5	27,1				5,39
	8,0	15,0	7,4				14,32
		22,0	10,5				8,92
		33,0	14,9	6,1	9,6	104,93	5,83
		47,5	21,0				3,96
		69,0	30,0				2,69
10,0	20,0	7,7				7,09	
	29,5	10,8				4,51	
	44,5	15,2	8,2	11,9	85,42	2,92	
	64,0	21,1				1,99	
	93,5	30,0				1,34	
12,5	27,0	8,2				3,63	
	41,5	11,6				2,31	
	62,5	16,5	10,6	14,6	69,04	1,49	
	90,5	23,1				1,02	
	130,0	32,9				0,69	
16,0	40,5	9,1				1,73	
	62,0	12,9				1,10	
	94,0	18,5	14,1	18,2	54,23	0,72	
	140,0	26,0				0,48	
	205,0	37,3				0,32	

Obr. 21.: Výřez katalogu pružin Mateza

Potřebné předpružení pružiny:

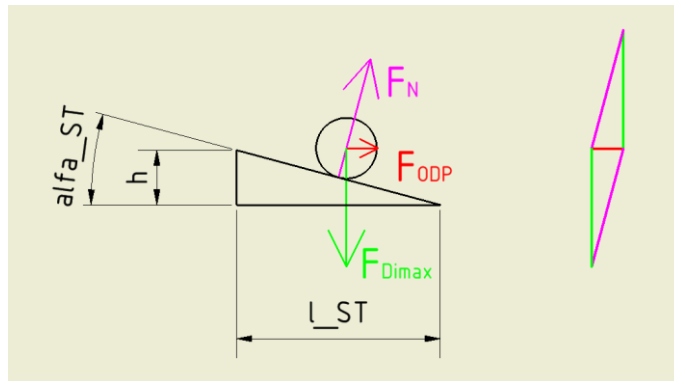
Výpočtový rozměr lana po sevření lana mezi přitlačnými destičkami a opěrným kotoučem jsem stanovil jako $b_{PM} = 5\text{mm}$. Dle reálného testu změny tohoto rozměru lana při zatížení mohu usoudit, že tohoto rozměru nebude dosaženo, reálná přitlačná síla bude tedy o něco větší.

$$\Delta l = \frac{F_{Di}}{c} = \frac{30,08}{1,02} = 29,49\text{ mm} \approx \mathbf{30\text{ mm}} \quad (36)$$

3.5.5. Potřebný kroutící moment přitlačného mechanismu:

Síly od vodících koleček na nakloněné rovině:

Při výjezdu kolečka po šroubovicovém zdvihu vzniká síla, která je zdrojem „odporového“ kroutícího momentu. V tomto výpočtu zanedbávám vliv valivého tření a tření v pouzdrech. Větší úhel stoupání je na malém vodiči, proto bude silový rozbor proveden právě na něm.



Obr. 22.: Síly na vodiči

Úhel α_{ST} vypočítáme z výšky zdvihu h a délky stoupání dráhy l_{ST} .

$h = 9\text{ mm}$ (jedná se o zdvih na vodiči)

$l_{ST} = 33,51\text{ mm}$ (jedná se o úsek 60° obvodu nejmenšího vodícího průměru malého vodiče, lze odečíst a dopočítat z výkresové dokumentace).

$$\operatorname{tg} \alpha_{ST} = \frac{h}{l_{ST}} = \frac{9}{33,51} \approx 0,27 \rightarrow \alpha_{ST} = \mathbf{15,03^\circ} \quad (37)$$

Sílu F_{Dimax} určíme z tuhosti pružiny:

$$\Delta l_{imax} = \Delta l + h = 30 + 9 = 39 \text{ mm} \quad (38)$$

$$F_{Dimax} = c \cdot \Delta l_{imax} = 1,02 \cdot 39 = 39,78 \text{ N} \quad (39)$$

Ze silového trojúhelníku:

$$tg \alpha_{ST} = \frac{F_{ODP}}{F_{Dimax}} \rightarrow F_{ODP} = tg \alpha_{ST} \cdot F_{Dimax} = tg(15,03) \cdot 39,78 = \mathbf{10,68 \text{ N}} \quad (40)$$

Na jedné nakloněné rovině mohou být v jednu chvíli maximálně 2 kolečka (prakticky spíše jedno, přesně ve chvíli výjezdu jednoho páru koleček totiž přichází na zdvihovou šroubovici další, ale pro zajištění dostatečné bezpečnosti uvažuji takto), takže:

$$F_{ODP_CELK} = 2 \cdot F_{ODP} = 2 \cdot 10,68 = \mathbf{21,36 \text{ N}} \quad (41)$$

Kroutící momenty na přítlačném mechanismu:

Kroutící moment od malého vodiče:

Průměr vnější kružnice tvořené kolečky na malém vodiči (uvažuji nejhorší případ, tedy okraj koleček) je $D_{ODP1} = 87 \text{ mm}$

$$Mk_{ODP_1} = F_{ODP_CELK} \cdot \frac{D_{ODP1}}{2} = 21,36 \cdot \frac{0,087}{2} = \mathbf{0,93 \text{ Nm}} \quad (42)$$

Kroutící moment od velkého vodiče:

Průměr vnější kružnice tvořené kolečky na velkém vodiči (uvažujeme nejhorší případ) je $D_{ODP2} = 207 \text{ mm}$

$$Mk_{ODP_2} = F_{ODP_CELK} \cdot \frac{D_{ODP2}}{2} = 21,36 \cdot \frac{0,207}{2} = \mathbf{2,21 \text{ Nm}} \quad (43)$$

Kroutící moment od síly $F_{L_zbyt_max}$:

$$Mk_{L_zbyt_max} = F_{L_zbyt_max} \cdot \frac{d_{PM+d}}{2} = 4,06 \cdot \frac{0,115+0,014}{2} = \mathbf{0,26 \text{ Nm}} \quad (44)$$

Potřebný kroutící moment přitlačného mechanismu:

$$Mk_{PM_{max}}^* = Mk_{ODP_1} + Mk_{ODP_2} + Mk_{L_{zbyt_{max}}} = 0,93 + 2,21 + 0,26 = \mathbf{3,4 Nm} \quad (45)$$

Za normálních okolností zanedbáváme vliv tíhy komponent sestavy, vlivy tření a další zanedbatelné veličiny. Nicméně při takto malém kroutícím momentu by to již mohlo způsobit problém v nedostatečném kroutícím momentu dodávaným z pohonu. Vypočtený kroutící moment $Mk_{PM_{max}}^*$ proto ještě vynásobím koeficientem $K_{PMMk} = 8$. Tím bezpečnostně pokryji všechna zanedbání a idealizace, které jsem během výpočtu provedl.

$$Mk_{PM_{max}} = Mk_{PM_{max}}^* \cdot K_{PMMk} = 3,4 \cdot 8 = \mathbf{27,2 Nm} \quad (46)$$

Vzhledem ke skutečnosti, že síla $F_{L_{zbyt_{max}}}$ má na konečné hodnotě kroutícího momentu poměrně malý podíl, budu kroutící moment $Mk_{PM_{max}}$ považovat za konstantu. Takováto skutečnost sice není výpočtově správná, nicméně nebude hrát zápornou roli v bezpečnosti zařízení a výrazně zjednoduší další výpočty. Je však třeba brát na vědomí fakt, že se sníží přesnost určení síly $F_{K_{max}}$ na klice, potřebná síla $F_{K_{max}}$ však bude reálně menší, nikoliv větší, což nezpůsobí žádné větší problémy.

3.5.6. Síly při odstavení přitlačných destiček ze záběru – spouštěcí režim

Při režimu spouštění jsou všechny přitlačné destičky odstaveny ze záběru pomocí oddálení vodičů. Maximální délka oddálení vodičů je z konstrukčních důvodů stanovena na $h_{od_v} = 11 \text{ mm}$. Tato délka je vymezena jak prostorem v držáku vodiče, tak prostorem mezi osazením hřídele přitlačné destičky a plochou vodičícího kola. Toto odstavení bude mít zásadní vliv na velikost axiální síly, která bude působit na ložisko na koncové straně mechanismu (opačná strana od řetězového kola).

Axiální síla při odstavení destiček ze záběru – vodící kolečko ve zdvihu

Deformace pružiny:

$$\Delta l_{odst_{max}} = \Delta l_{imax} + h_{od_v} = 39 + 11 = 50 \text{ mm} \quad (47)$$

Síla, vyvozená touto deformací:

$$F_{odst_{max}} = c \cdot \Delta l_{odst_{max}} = 1,02 \cdot 50 = 51 \text{ N} \quad (48)$$

Axiální síla při odstavení destiček ze záběru – destička v záběru

Deformace pružiny:

$$\Delta l_{odst_min} = \Delta l + h_{od_v} = 30 + 11 = 41 \text{ mm} \quad (49)$$

Síla, vyvozená touto deformací:

$$F_{odst_min} = c \cdot \Delta l_{odst_max} = 1,02 \cdot 41 = 41,82 \text{ N} \quad (50)$$

Celková axiální síla při odstavení destiček ze záběru

Zjednodušeně lze kvůli bezpečnosti uvažovat, že 4 destičky jsou v záběru a 4 destičky mimo záběr, proto:

$$F_{odst_celk} = 4 \cdot F_{odst_max} + 4 \cdot F_{odst_min} = 4 \cdot 51 + 4 \cdot 41,82 = 371,28 \text{ N} \quad (51)$$

Hodnota axiální síly pro koncové ložisko je tedy: $F_{A_PP} = F_{odst_celk} = 371,28 \text{ N}$

3.5.7. Návrh řetězového převodu pro přítlačný mechanismus

Z konstrukčních důvodů (prostorové důvody) je průměr kotouče přítlačného mechanismu d_{PM} větší než průměr bubnu d_B . Rychlost navíjení lana však musí zůstat na kotouči i bubnu konstantní, respektive rychlost na kotouči přítlačného mechanismu bude snížena, aby se zamezilo případnému přepínání lana. V praxi se tedy lano po bubnu bude nepatrně prokluzovat.

Účinnost řetězového převodu: $\eta_{\dot{R}} = 0,95$

$$d_B = 90 \text{ mm}$$

$$d_{PM} = 115 \text{ mm} \rightarrow \text{PRO VÝPOČET NAVÝŠENO: } d_{PM}^* = 120$$

Převodový poměr řetězového převodu:

$$\dot{i}_{\dot{R}} = \frac{d_{PM}^*}{d_B} = \frac{120}{90} = \frac{4}{3} \quad (52)$$

Počty zubů řetězových kol:

Volím: $z_1 = 24$

$$i_{\check{R}} = \frac{z_2}{z_1} \quad (53)$$

$$\rightarrow z_2 = i_{\check{R}} \cdot z_1 = \frac{4}{3} \cdot 24 = 32$$

Kroutící moment na kole 1:

$$Mk_{\check{R}1} = \frac{Mk_{PMmax}}{i_{\check{R}} \cdot \eta_{\check{R}}} = \frac{27,2}{\frac{4}{3} \cdot 0,95} = 21,47 \text{ Nm} \quad (54)$$

Volba typu řetězu:

Výpočtový výkon pohonu byl stanoven na $P_P = 800 \text{ W}$.

Účinnost tukem mazaného převodu ozubenými koly: $\eta_{12} = \eta_{34} = 0,96$ [53]

Protože otáčky na výstupním hřídeli převodovky jsou stejné jak pro malé řetězové kolo, tak pro buben, mohu přenášený výkon spočítat dle poměru rozdělení kroutícího momentu. Výpočet provedu při maximálním zatížení převodovky.

Poměr rozdělení kroutícího momentu:

$$x_{Mk} = \frac{Mk_{B,P}}{Mk_{\check{R}1}} = \frac{204,05}{21,47} = \frac{20\ 405}{2\ 147} \quad (55)$$

* Hodnota $Mk_{B,P}$ je určena dále v kapitole 3.6

Výkon přenášený řetězem:

$$P_{\check{R}1} = \left(\frac{P_P \cdot \eta_{pr}}{22\ 552} \right) \cdot 2\ 147 = \left(\frac{800 \cdot 0,96^2}{22\ 552} \right) \cdot 2\ 147 = 70,19 \text{ W} \quad (56)$$

Otáčky výstupního hřídele převodovky (určeno v kapitole 3.6):

$$n_{III} = 31,22 \text{ min}^{-1}$$

Z tabulky dle Strojnických tabulek volím **ŘETĚZ 08 B** [46]

Ze strojnických tabulek dále: $P = 12,7 \text{ mm}$ [46]

Průměry roztečných kružnic řetězových kol:

$$d_{R1} = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{12,7}{\sin \frac{180^\circ}{24}} = 97,30 \text{ mm} \quad (57)$$

$$d_{R2} = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{12,7}{\sin \frac{180^\circ}{32}} = 129,57 \text{ mm} \quad (58)$$

Síla od řetězového převodu působící na hřídele:

Hřídel přítlačného mechanismu:

$$F_{\check{r}_{PM}} = \frac{2 \cdot M k_{PMmax}}{d_{R2}} = \frac{2 \cdot 27,2}{0,12957} = 424,48 \text{ N} \quad (59)$$

Hřídel III (výstupní hřídel převodovky):

$$F_{\check{r}_{III}} = \frac{2 \cdot M k_{\check{r}_{I}}}{d_{R1}} = \frac{2 \cdot 21,47}{0,0973} = 441,32 \text{ N} \quad (60)$$

Vypočtené a ostatní parametry řetězových kol:

Tab. 5.: Parametry řetězového převodu

PARAMETRY ŘETĚZOVÉHO PŘEVODU		
	ŘETĚZOVÉ KOLO 1	ŘETĚZOVÉ KOLO 2
PRO ŘETĚZ	08 B-1	
POČET ZUBŮ	$z_1 = 24$	$z_2 = 32$
ROZTEČ ZUBŮ	$P = 12,7 \text{ mm}$	
PRŮMĚR VÁLEČKU ŘETĚZU	$d_{1\check{r}} = 8,51 \text{ mm}$	
PRŮMĚR ROZTEČNÉ KRUŽNICE	$d_{R1} = 97,30 \text{ mm}$	$d_{R2} = 129,57 \text{ mm}$
PRŮMĚR PATNÍ KRUŽNICE	$d_{f\check{r}1} = 88,7 \text{ mm}$	$d_{f\check{r}2} = 120,97 \text{ mm}$
PRŮMĚR HLAVOVÉ KRUŽNICE	$d_{e1} = 101,8 \text{ mm}$	$d_{e2} = 134,3 \text{ mm}$
POLOMĚR DNA ZUBNÍ MEZERY	$r_i = 4,30 \text{ mm}$	
POLOMĚR BOKU ZUBU	$r_{e1} = 26,55 \text{ mm}$	$r_{e2} = 34,72 \text{ mm}$
ÚHEL OTEVŘENÍ	$\alpha_{z1} = 116,25^\circ$	$\alpha_{z2} = 117,19^\circ$
ŠÍŘKA ŘETĚZOVÉHO KOLA	$B_1 = 7,2 \text{ mm}$	
POLOMĚR ZAOBLNĚNÍ ZUBŮ	$r_x = 12,77 \text{ mm}$	

Návrh lanového zdvihacího zařízení pro záchranné a univerzální použití

Ostatní rozměry jsou dopočítány dle Strojnických tabulek [46] nebo doplněny dle katalogových hodnot viz [54; 55]

Řetězová kola budou vyrobená z kupovaných polotovarů řetězových kol.

Osová vzdálenost řetězového převodu:

Předběžně volím s ohledem na konstrukci a obecná doporučení: $a = 320 \text{ mm}$

Počet článků řetězu:

$$x_{\text{ř}}^* = \frac{2a}{p} + \frac{z_1+z_2}{2} + \left(\frac{z_2-z_1}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{p}{a} = \frac{2 \cdot 320}{12,7} + \frac{24+32}{2} + \left(\frac{32-24}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{12,7}{320} = 78,46 \rightarrow x_{\text{ř}} = 79 \text{ článků} \quad (61)$$

(musí být liché číslo)

Skutečná osová vzdálenost:

$$A = (2x_{\text{ř}} - z_1 - z_2) = (2 \cdot 79 - 24 - 32) = 102$$

$$B = z_2 - z_1 = 32 - 24 = 8$$

$$F = 0,8108 \text{ [56]}$$

$$a_{\text{skut}}^* = \frac{p}{8} [A + \sqrt{A^2 - F \cdot B^2}] = \frac{12,7}{8} [102 + \sqrt{102^2 - 0,8108 \cdot 8^2}] = 323,45 \text{ mm} \quad (62)$$

Protože výška od rámu uložení řetězových kol není stejná, je nutno přepočítat osovou vzdálenost do roviny rámu. Rozdíl výšek uložení řetězových kol je 35 mm. Tedy skutečná osová vzdálenost v základní rovině:

$$a_{\text{skut}} = \sqrt{a_{\text{skut}}^{*2} - 35^2} = \sqrt{323,45^2 - 35^2} = 321,55 \approx 321,6 \text{ mm} \quad (63)$$

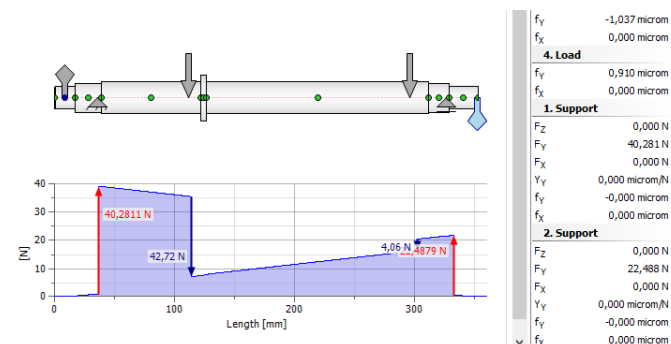
Pro řetězový převod tedy bude použito **79 ČLÁNKŮ ŘETĚZU ČSN 02 3311 08 B-1** [46]

Vypínání řetězu bude realizováno posunem celého přítlačného mechanismu, ukotvení přítlačného mechanismu k rámu je k tomuto úkonu přizpůsobeno tak, že namísto průchozích děr pro šrouby jsou v rámu vytvořeny oválné díry orientované po směru vedení řetězu.

3.5.8. Návrh hřídele přítláčného mechanismu

Při určování vlivů, působících na hřídel přítláčného mechanismu provedu jistá zjednodušení. Budu uvažovat, že na hřídel působí síly od vodících koleček, tedy $2 \cdot F_{ODP_CELK}$. Dále uvažuji působení síly $F_{L_zbyt_max}$. Ohybový moment, který vzniká kvůli nerovnoměrnému rozložení sil od pružin, zanedbávám. Všechny síly budou pro výpočet umístěny do jedné roviny. Tato zjednodušení budou zohledněna vhodným navýšením průměru hřídele. Prakticky je však patrné, že kontrola hřídele není nutná, protože rozměry hřídele jsou značně předimenzovány (z konstrukčních důvodů).

Pomocí programu Autodesk Inventor jsem určil reakce v ložiskách:



Obr. 23.: Síly na hřídeli PM

$$FR_{PMA} = 40,28 \text{ N}$$

$$FR_{PMB} = 22,49 \text{ N}$$

Pevnostní kontrola byla provedena také pomocí programu Autodesk Inventor, kde v kritickém místě $\sigma_{red} = 30,87 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

Kontrola průhybu pro kuličková ložiska:

$$v_{Dmax_HPM} = 0,000333 \cdot \text{vzdálenost podpor} = 0,000333 \cdot 296,5 = 0,099 \text{ mm} \text{ [47] (64)}$$

Dle programu je maximální průhyb hřídele roven $v_{max_HPM} = 3,55 \mu\text{m}$. Hřídel tedy z hlediska průhybu pro ložiska **vyhovuje**.

3.5.9. Návrh ložisek přítlačného mechanismu

Kvůli vyšší hodnotě axiální síly (v poměru k ostatním silám) volím kombinaci axiálního a radiálních ložisek. Axiální ložisko bude umístěno v koncové části hřídele (druhá strana od řetězového kola).

3.5.9.1. Radiální ložiska

Radiální ložisko již bylo počítáno při návrhu bubnové části, uvádím tedy pouze výsledek.

Tab. 6.: Radiální ložisko PM

Radiální ložiska přítlačného mechanismu		
Ložisko	SKF 61805-2RS1	
Trvanlivost	reálná	minimální
	$L_{10_řPM} = 1\,268\,209,73 \cdot 10^6 \text{ot}$	$L_{10_min_B} = 3,06 \cdot 10^6$

Životnost ložisek je až extrémně vysoká a ložiska tedy vyhovují. Jedná se však o nejméně únosné ložisko v dané rozměrové kategorii dle katalogu SKF. [50]

3.5.9.2. Axiální ložiska

SKF 52205

$$C = 26,5 \text{ kN}$$

$$C_0 = 50 \text{ kN} [50]$$

Pouze axiální zatížení, proto:

$$\rightarrow P = F_{A_PP} = F_{odst_celk} = 371,28 \text{ N}$$

Základní trvanlivost ložiska:

Pro ložiska s bodovým stykem: $p = 3$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{26\,500}{371,28}\right)^3 = 363\,607,60 \cdot 10^6 \text{ot} \quad (65)$$

Toto ložisko je opravdu předimenzované a proti radiálnímu ložisku může působit zbytečně mohutně. V nabídce SKF se však obousměrné axiální kuličkové ložisko stejného průměru, avšak s nižšími parametry nevyskytuje.

3.5.10. Výpočet těsného pera přitlačného mechanismu

Kroutící moment je z hřídele přenášen na mechanismus prostřednictvím těsného pera, které je umístěno v opěrném kotouči.

$d_{PM_MAX} = 28 \text{ mm}$ → Ze Strojnických tabulek **PERO 8 e7 x 7 ČSN 02 2562** [46]

$b = 8 \text{ mm}$

$h = 7 \text{ mm}$

$p_D = 80 \div 120 \text{ MPa}$ → volím $p_D = 80 \text{ MPa}$

$$p = \frac{4 \cdot M_{kPMmax}}{d_{II MAX} \cdot h \cdot l'_{aII}} \leq p_D \quad (66)$$

$$\rightarrow l'_{aPM} \geq \frac{4 \cdot M_{kPMmax}}{d_{II MAX} \cdot h \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 27\,200}{28 \cdot 7 \cdot 100} = 5,55 \text{ mm} \rightarrow l_{aPM} = 20 \text{ mm}$$

Kontrola na stříh:

$$\tau_D = (60 \div 90) \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{2 \cdot M_{kPMmax}}{d_{II MAX} \cdot b \cdot l_{aII}} = \frac{2 \cdot 27\,200}{28 \cdot 8 \cdot 20} = 12,14 \text{ MPa} < \tau_D \quad (67)$$

Použiji **PERO 8 e7 x 7 x 20 ČSN 02 2562**

3.5.11. Návrh prvku pro blokaci zpětného otáčení hřídele přitlačného mechanismu

Při spouštěcím režimu musí zůstat hřídel v zablokovaném stavu tak, aby nedocházelo ke zpětnému otáčení. Není vhodné spoléhat na blokaci tohoto zpětného otáčení pomocí zastaveného řetězového převodu. Přitlačný mechanismus tedy ještě doplním o volnoběžnou spojku. Volnoběžná spojka bude umístěna vedle ložiska na hřídeli řetězového kola.

Obdobně jako u bubnové části:

Kroutící moment pro volnoběžku:

$$Mk_{VOL_{PM}} = Mk_{PM_{max}} \cdot k_{VOL} = 27,2 \cdot 1,5 = 40,8 \text{ Nm} \quad (68)$$

S ohledem na výslednou hodnotu kroutícího momentu a na rozměrové poměry hřídele volím z katalogu společnosti T.E.A. TECHNIK s.r.o. volnoběžku: **US 20** [57]

3.5.12. Dopočet ostatních parametrů převodovky

Protože výpočty hřídelí, těsných per a dalších strojních součástí je nutno provést vícekrát pro konkrétní součásti, nebudu již znovu uvádět rozepsané výpočty, uvedu pouze výsledné hodnoty.

Tab. 7.: Pero velkého řetězového kola

Pero velkého řetězového kola	
PERO	PERO 8 x 7 x 16 DIN 6885A
Kontrola na stříh	$\tau_{K4} = 17 \text{ MPa}$
Kontrola ztenčeného průměru	V POŘÁDKU

[58]

Tab. 8.: Pero trubkové spojky

Pero trubkové spojky	
PERO	PERO 6 e7 x 6 x 16 ČSN 02 2562
Kontrola na stříh	$\tau_{K4} = 31,48 \text{ MPa}$
Kontrola ztenčeného průměru	V POŘÁDKU

[46]

Tab. 9.: Ložiska velkého řetězového kola

Ložiska velkého řetězového kola		
Ložisko	61804-2RS1	
Trvanlivost	reálná	minimální
	$L_{10_ŘPM} = 2\,625,35 \cdot 10^6 \text{ ot}$	$L_{10_min_B} = 3,06 \cdot 10^6$

[50]

Tab. 10.: Hřídel velkého řetězového kola

Hřídel velkého řetězového kola		
Kritický průměr	$d_{Ř_{PM}} = 18 \text{ mm}$	
Redukované napětí	$\sigma_{red_Ř_{PM}} = 41,21 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$	
Reakce v podporách	Podpora AŘPM	Podpora BŘPM
	$FRA_{ŘPM} = 292,13 \text{ N}$	$FRB_{ŘPM} = 135,59 \text{ N}$

3.6. Návrh převodovky zařízení

U mnou navrženého zařízení je nutné použít převodovku typu reduktor, protože je zde nutné zvyšovat kroutící moment. Vzhledem k tomu, že zde cílím na co největší redukcí hmotnosti a zabraného objemu, zároveň na co nejvyšší účinnost a také na jednoduchost částí zařízení, použiji dvoustupňovou převodovku s čelními ozubenými koly. Důraz bude mimo jiné kladen na rozměrovou optimalizaci převodovky.

S ohledem na potřebný převodový poměr, s přihlédnutím k požadované optimalizaci rozměrů, volím **dvoustupňovou** převodovku s čelními ozubenými koly s šikmým ozubením.

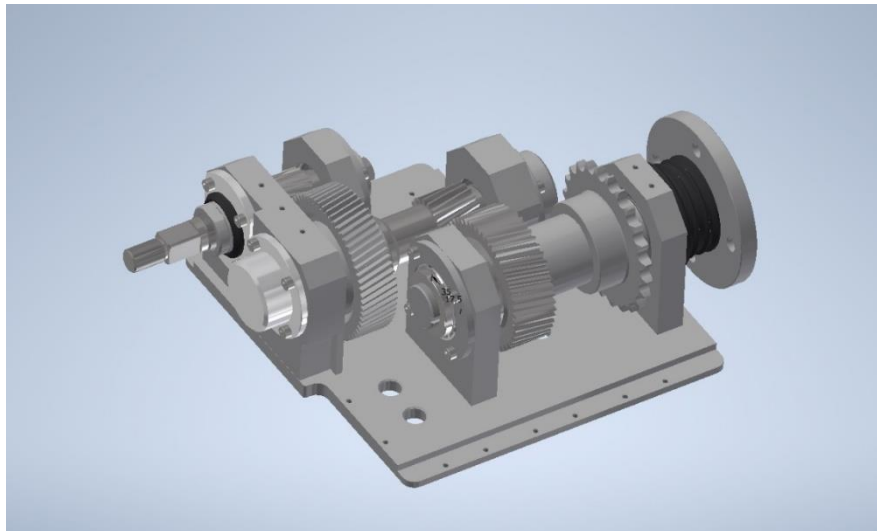
Zatímco bubnová část byla navrhována na testovací zatížení silou $F_{L,max}$, převodovka bude navrhována pouze na maximální zatížení pro převodovku $m_{pr_max} = 400 \text{ kg}$, které jsem stanovil tak, aby při překročení provozního zatížení vznikla dostatečná rezerva. Pevodovka totiž, na rozdíl od bubnové části, nebude zatěžována při statickém zavěšení testovacího břemene. Testovací silou vzniklý kroutící moment bude zachycen volnoběžnou spojkou, a na parametry převodovky tedy nemá vliv.

Z konstrukčních důvodů volím pro mazání převodovky tuhé mazivo, a to konkrétně mazivo G00G-20, které je vhodné pro pomaloběžné převodovky. Účinnost tukem mazaného převodu: $\eta_{12} = \eta_{34} = 0,96$ [53; 59]

Převodovku navrhují na výpočtový výkon $P_p = 800 \text{ W}$

Návrh převodovky nemá být hlavní náplní této práce. Jelikož návrh dvoustupňové převodovky s čelními ozubenými koly se šikmým ozubením je součástí předmětu Konstrukční cvičení a vzhledem ke skutečnosti, že výpočty základních prvků převodovky k této bakalářské práci zabraly téměř 30 stran, uvedu zde pouze výsledky návrhu. Bude tak zachován přiměřený rozsah práce.

3.6.1. Konstrukce převodovky zařízení



Obr. 24.: Model převodovky

3.6.2. Parametry převodovky

Vypočtené parametry převodovky jsou umístěny v následujících tabulkách.

Tab. 11.: Převodový poměr převodovky

STANOVENÍ PŘEVODOVÉHO POMĚRU PŘEVODOVKY	
Krutící momenty – pracovní zatížení	
Maximální krutící moment na klice	$Mk_K = 19 Nm$
Krutící moment na bubnu	$Mk_{B_PRAC} = 102,03 Nm$
Krutící moment na výstupní hřídeli převodovky	$Mk_{CELK_PRAC} = 123,5 Nm$
Počty zubů, převodové poměry	
Počty zubů jednotlivých kol	$z_1 = 22$
	$z_2 = 62$
	$z_3 = 21$
	$z_4 = 49$
Převodový poměr prvního stupně	$i_{12} = 2,82$
Převodový poměr druhého stupně	$i_{34} = 2,33$
Celkový převodový poměr	$i_C = 6,57$

Tab. 12.: Kroucí momenty a otáčky PŘ

STANOVENÍ KROUTÍCÍCH MOMENTŮ A OTÁČEK NA PŘEVODOVCE	
Maximální kroucí moment od bubnu	$Mk_{B,P} = 204,05 \text{ Nm}$
Maximální potřebný výstupní kroucí moment převodovky – hřídel III	$Mk_{III} = 225,52 \text{ Nm}$
Kroucí moment na hřídeli II	$Mk_{II} = 100,82 \text{ Nm}$
Kroucí moment na hřídeli I	$Mk_I = 37,24 \text{ Nm}$
Otáčky na hřídeli I	$n_I = 205,14 \text{ min}^{-1}$
Otáčky na hřídeli II	$n_{II} = 72,74 \text{ min}^{-1}$
Otáčky na hřídeli III	$n_{III} = 31,22 \text{ min}^{-1}$

Tab. 13.: Materiál ozubených kol

MATERIÁL OZUBENÝCH KOL	
Materiál kol a pastorků	16 420
$\sigma_{Flimb} = 920 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ $\sigma_{Hlimb} = 1\,500 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$	

Tab. 14.: Parametry ozubených kol

PARAMETRY OZUBENÝCH KOL				
	KOLO 1	KOLO 2	KOLO 3	KOLO 4
Úhel záběru nástroje	$\alpha_n = 20^\circ$			
Úhel sklonu zubů	$\beta_{12} = 12^\circ$	$\beta_{12} = 12^\circ$	$\beta_{34} = 10^\circ$	$\beta_{34} = 10^\circ$
Modul *	$m_{n12} = 1,5$	$m_{n12} = 1,5$	$m_{n34} = 1,75$	$m_{n34} = 1,75$
Průměr roztečné kružnice	$d_1 = 33,74 \text{ mm}$	$d_2 = 95,08 \text{ mm}$	$d_3 = 37,32 \text{ mm}$	$d_4 = 87,07 \text{ mm}$
Průměr patní kružnice	$d_{f1} = 30,89 \text{ mm}$	$d_{f2} = 91,63 \text{ mm}$	$d_{f3} = 32,95 \text{ mm}$	$d_{f4} = 82,28 \text{ mm}$
Průměr hlavové kružnice	$d_{a1} = 37,62 \text{ mm}$	$d_{a2} = 98,36 \text{ mm}$	$d_{a3} = 40,85 \text{ mm}$	$d_{a4} = 90,18 \text{ mm}$
Osová vzdálenost	$a_{w12} = 65 \text{ mm}$		$a_{w34} = 62 \text{ mm}$	
Korekce	$x_1 = 0,3 \text{ mm}$	$x_2 = 0,10 \text{ mm}$	$x_3 = 0 \text{ mm}$	$x_4 = -0,12$
Šířka ozubení **	$b_1 = 27 \text{ mm}$	$b_2 = 25,6 \text{ mm}$	$b_3 = 31,6 \text{ mm}$	$b_4 = 30 \text{ mm}$

* Výpočet byl proveden jak z dovoleného napětí v ohybu, tak z dovoleného napětí v dotyku.

** Necelá čísla zde byla zaokrouhlena tak, aby při konstrukci nevznikaly rozměry v setinách mm.

Tab. 15.: Bezpečnosti ozubených kol

BEZPEČNOSTI DLE VÝPOČTOVÉHO EXCELU POSKYTNUTÉHO ÚSTAVEM				
	KOLO 1	KOLO 2	KOLO 3	KOLO 4
S _F	3,871466	4,56002	1,938201	2,077684
S _H	1,88439	1,88439	1,163556	1,163556

Bezpečnosti ozubených kol byly vypočteny pomocí výpočtového excelu poskytnutého Ústavem konstruování a částí strojů.

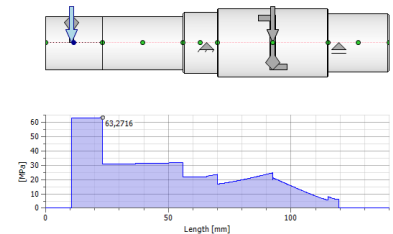
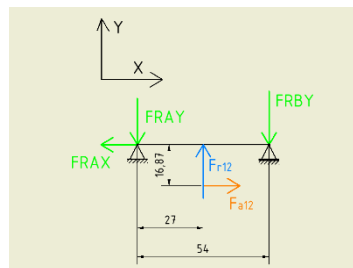
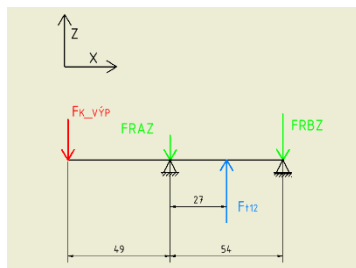
Tab. 16.: Síly na převodovce

SÍLY NA PŘEVODOVCE		
	Soukolí 12	Soukolí 34
Tečná síla	$F_{t12} = 2\,665,94\text{ N}$	$F_{t34} = 5\,625,21\text{ N}$
Radiální síla	$F_{r12} = 992,00\text{ N}$	$F_{r34} = 2\,078,99\text{ N}$
Axiální síla	$F_{a12} = 566,66\text{ N}$	$F_{a34} = 991,88\text{ N}$
Síla od řetězového kola	$F_{\Sigma III} = 441,32\text{ N}$	
Výpočtová síla od kliky	$F_{K_výp} = 196\text{ N}$	

Rozměry hřídelí převodovky

Tab. 17.: Výpočet hřídele I

Hřídel I		
Minimální průměr hřídele *	čtyřhran 17 x 17mm omezený kružnicí o průměru 22 mm	
Redukované napětí v kritickém bodě	$\sigma_{red I} = 63,27\text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$	
Celkové reakce v podporách	Podpora A	Podpora B
	$F_{RA} = 988,86\text{ N}$	$F_{RB} = 1\,673,44\text{ N}$
Celková axiální síla	$F_{ABax} = 566,66\text{ N}$	



Obr. 25.: Hřídel I XZ

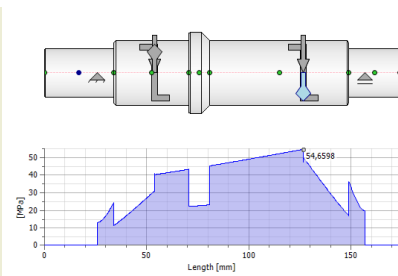
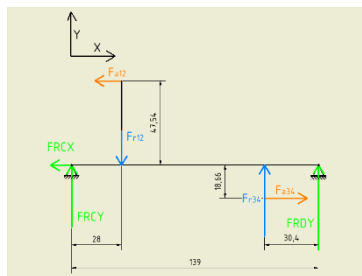
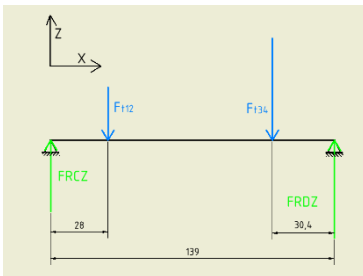
Obr. 26.: Hřídel I XY

Obr. 27.: Hřídel I redukované napětí

* Pro výpočet pomocí programu Autodesk Inventor byl pro první část hřídele zleva nastaven čtyřhran odpovídající čtyřhranu pro kliku. Jako kruhový hřídel je tato část pouze vykreslena ve schématu.

Tab. 18.: Výpočet hřídele II

Hřídel II		
Minimální průměr hřídele	$d_{II} = 25 \text{ mm}$	
Průměr hřídele v kritickém bodě	$d_{II*} = 32 \text{ mm}$	
Redukované napětí v kritickém bodě	$\sigma_{red_II} = 54,66 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$	
Celkové reakce v podporách	Podpora C	Podpora D
	$FRC = 3\,424,26 \text{ N}$	$FRD = 5\,233,72 \text{ N}$
Celková axiální síla	$FCD_{ax} = 425,22 \text{ N}$	



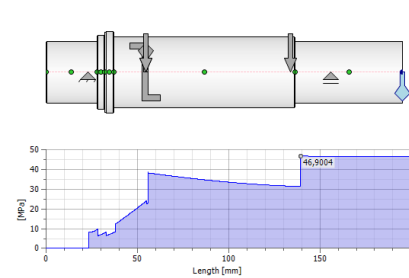
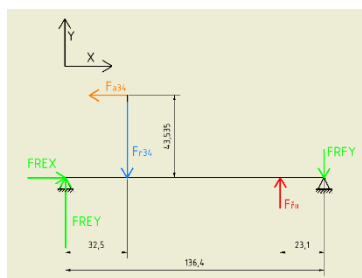
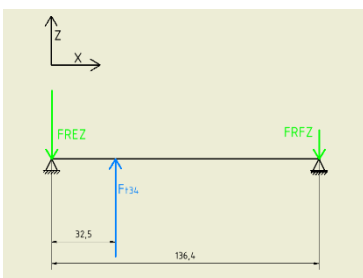
Obr. 28.: Hřídel II XZ

Obr. 29.: Hřídel II XY

Obr. 30.: Hřídel II redukované napětí

Tab. 19.: Výpočet hřídele III

Hřídel III		
Minimální průměr hřídele	$d_{III} = 35 \text{ mm}$	
Průměr hřídele v kritickém bodě	$d_{III*} = 40 \text{ mm}$	
Redukované napětí v kritickém bodě	$\sigma_{red_III} = 46,90 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$	
Celkové reakce v podporách	Podpora E	Podpora F
	$FRE = 4\,657,53 \text{ N}$	$FRF = 1\,353,41 \text{ N}$
Celková axiální síla	$FEF_{ax} = 991,88 \text{ N}$	



Obr. 31.: Hřídel III XZ

Obr. 32.: Hřídel III XY

Obr. 33.: Hřídel III redukované napětí

Tab. 20.: Návrh ložisek

NÁVRH LOŽISEK			
Pro hřídel I	Ložisko	61905-2RS1	
	Trvanlivost	reálná	minimální
		$L_{10_I} = 63,75 \cdot 10^6 ot$	$L_{10_min_I} = 20,11 \cdot 10^6 ot$
Pro hřídel II	Ložisko	63005-2RS1	
	Trvanlivost	reálná	minimální
		$L_{10_{II}} = 9,80 \cdot 10^6 ot$	$L_{10_min_{II}} = 7,13 \cdot 10^6 ot$
Pro hřídel III	Ložisko	61907-2RS1	
	Trvanlivost	reálná	minimální
		$L_{10_{III}} = 12,47 \cdot 10^6 ot$	$L_{10_min_B} = 3,06 \cdot 10^6$

[50]

* Ložiska jsou vždy na obou koncích hřídele stejná a dimenzovaná na více zatíženou ložisko

Tab. 21.: Návrh těsných per

NÁVRH TĚSNÝCH PER		
Pro kolo 2	PERO	PERO 10 x 8 x 20 DIN 6885A**
	Kontrola na střih	$\tau_{K2} = 31,51$ MPa
	Kontrola ztenčeného průměru	V POŘÁDKU
Pro kolo 4	PERO	PERO 12 x 8 x 30 DIN 6885A**
	Kontrola na střih	$\tau_{K4} = 31,32$ MPa
	Kontrola ztenčeného průměru	V POŘÁDKU
Pro řetězové kolo	PERO	PERO 12 x 8 x 20 DIN 6885A**
	Kontrola na střih	$\tau_{K\check{R}1} = 4,47$ MPa*
	Kontrola ztenčeného průměru	V POŘÁDKU
Kotoučová spojka	PERO	PERO 10 e7 x 8 x 36 ČSN 02 2562
	Kontrola na střih	$\tau_{K4} = 36,82$ MPa
	Kontrola ztenčeného průměru	V POŘÁDKU

[46; 58]

* Pro zjednodušení výrobního procesu volena stejná velikost pera, jako pro kolo 4. Řetězové kolo však přenáší výrazně nižší kroutící moment.

** Pera stejných rozměrů dle ČSN 02 2562 nejsou normalizovaná v mnou požadovaných délkách. Pera dle DIN 6885A těchto délek jsou však běžně dostupná ke koupi.

3.6.3. Výpočet spojky převodovky

Tato spojka je umístěna mezi převodovkou a bubnovou část. Kroučící moment je přenášen lícovanými šrouby.

Průměr roztečné kružnice kolíku: $D_k = 90 \text{ mm}$

Pevnostní třída šroubu: 8.8

Mez kluzu materiálu: $R_e = 640 \text{ MPa}$

Mez pevnosti ve smyku: $\tau_{ps} = 0,6 \cdot R_e = 0,6 \cdot 640 = 384 \text{ MPa}$ (69)
[60]

Bezpečnost k mezi pevnosti volím $K_{ps} = 6$

Dovolené napětí ve smyku: $\tau_{Ds} = \frac{\tau_{ps}}{K_{ps}} = \frac{384}{6} = 64 \text{ MPa}$ (70)

Síla působící na šroub:

$$F_{\xi} = \frac{2 \cdot M_{k_{B,P}}}{D_k} = \frac{2 \cdot 204\,050}{90} = 4\,534,44 \text{ N} \quad (71)$$

Budou použity 2 lícované šrouby, proto:

$$F_{i\xi} = \frac{F_{\xi}}{2} = \frac{4\,534,44}{2} = 2\,267,22 \text{ N} \quad (72)$$

$$\tau_s = \frac{F_{i\xi}}{\frac{\pi \cdot d_{\xi}^2}{4}} < \tau_{Ds} \rightarrow d_{\xi}^* = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{i\xi}}{\pi \cdot \tau_{Ds}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2\,267,22}{\pi \cdot 64}} = 6,72 \text{ mm} \rightarrow d_{\xi} = 9 \text{ mm} \quad (73)$$

Volím 2 kusy **ŠROUBU DIN 609 M8 x 38 – 8.8** [61]

Kontrola na otláčení:

$$p_D = 70 \text{ MPa}$$

Kritická délka opření šroubu $a = 9 \text{ mm}$

$$p_{\xi} = \frac{F_{i\xi}}{d_{\xi} \cdot a} = \frac{2\,267,22}{9 \cdot 9} = 27,99 \text{ MPa} < p_D \quad (74)$$

Spojka bude opatřena čtyřmi otvory tak, aby mohla být případně po úpravě použita i pro přenos větších kroutících momentů.

3.7. Návrh ostatních částí zařízení

3.7.1. Rám

Rám zařízení je tvořen obrobeným výpalkem z ocelového plechu a přivařenými opěrnými plechy na spodní straně. Na rám jsou upevněny tři hlavní podsestavy zařízení, a to převodovka, přítlačný mechanismus a bubnová část. Tyto části jsou připevněny pomocí průchozích šroubů. Výkresová dokumentace pro rám nebyla vytvořena. V případě tvorby výkresové dokumentace této části by bylo nutné vzít v potaz správné tolerování otvorů pro šrouby tak, aby byl celek bez problému smontovatelný a po kompletaci plně funkční. Rám je opatřen montážními otvory pro šrouby M20, kterými by bylo zařízení možné ukotvit k nosné konstrukci (tato konstrukce není součástí návrhu). Rám je také opatřen univerzálními otvory, které jsou vhodné například pro připojení doplňkových bezpečnostních prvků, případně k přídavnému kotvení zařízení.

3.7.2. Klika

Důležitou částí zařízení je také klika. Klika je z konstrukčních důvodů oddělitelná a se vstupním hřídelem převodovky se propojuje prostřednictvím normalizovaného čtyřhranu. Axiální zajištění kliky je zabezpečeno pomocí křídlové matice. Rozměr strany čtyřhranu je 17 mm.

Tělo kliky je navrženo jako výkovek z oceli 14 240. **Rukojeť** je navržena jako obrobek z materiálu 11 600. Rukojeť je v těle kliky umístěna do dvou kluzných pouzder **SKF PCMF 161812 E** a axiálně zajištěna dvojicí **MATIC ISO 8675 M12 - 8.8**. Průměr rukojeti je 22,2 mm což odpovídá standardnímu průměru řídítek jízdního kola. Na rukojeť lze tedy namontovat libovolný cyklistický grip s objímkami, o délce 100 mm. [62; 46; 63; 64]

Výpočet kliky nebyl proveden, je tedy navržena na základě odhadu důležitých rozměrů.



Obr. 34.: Model kliky

3.7.3. Zakrytování funkčních částí

Převodovka a řetězový převod jsou zakrytovány krytem v podobě svařence z hliníkového plechu. Tento kryt má za úkol chránit převodovku před vnikáním nečistot a zároveň chránit obsluhu před kontaktem s nebezpečnými částmi převodovky. Pro mazání ozubených převodů je použito tuhé mazivo, kryt proto nemusí být tvaru skříně s olejovou „vanou,“ čímž se jeho konstrukce značně zjednodušuje. Kryt je k rámu převodovky a k hlavnímu rámu připojen pomocí šroubů s vnitřním šestihranem.

4. Závěr

Hlavním cílem této bakalářské práce byla řešerše a následný návrh vlastního lanového zdvihacího zařízení. V teoretické části práce jsem nejprve stručně rozebral lana, historii lan a systémů lana využívajících. Následně jsem pomocí řešerše v oblasti lanové zdvihací techniky zmínil a rozebral některá komerčně dostupná záchranná i jiná zdvihací zařízení. Další část analytické práce je věnována stanovení parametrů vhodných pro návrh zařízení a v neposlední řadě normám, které ovlivňují záchranná zdvihací zařízení. V praktické části práce byl již proveden samotný návrh lanového zdvihacího zařízení pro záchranné a univerzální použití. Vzhledem k přízvisku „záchranné“ v názvu bakalářské práce jsem při výpočtech bral v potaz některé z parametrů daných normou ČSN 1496, která ovlivňuje právě záchranná zdvihací zařízení. Jedná se především o zatížení zařízení při statickém testu, a také o maximální ovládací sílu. Za největší nedostatek této práce mohu pravděpodobně považovat celkovou hmotnost sestavy zařízení, která překročila 100 kg. Této hmotnosti bylo částečně dosaženo vlastní podobou konceptu návrhu, nicméně velkou roli zde hraje také má osobní neznalost v oblasti progresivních materiálů, které by konstrukci výrazně odlehčily. I přes tento výrazný nedostatek výsledek praktické části mé bakalářské práce považuji za uspokojivý. I přes absenci experimentálních částí návrhu bylo dosaženo s největší pravděpodobností funkčního konceptu lanového zdvihacího zařízení.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Lano. Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 28.12.2020]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Lano>
- [2] Textilní lano. Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 30.12.2020]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Textiln%C3%AD_lano
- [3] EN 1891: Nízko průtažná lana s opláštěným jádrem | www.worksafety.cz. vybavení pro výškové práce a arboristiku | www.worksafety.cz [online]. Copyright © [cit. 29.12.2020]. Dostupné z: <https://www.worksafety.cz/clanek/325-en-1891-nizko-prutazna-lana-s-oplastenym-jadrem/>
- [4] Statické lano. Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 13.3.2021]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Statick%C3%A9_lano
- [5] ČSN EN 1891 (832641). Osobní ochranné prostředky pro prevenci pádů z výšky - Nízko průtažná lana s opláštěným jádrem. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2000.
- [6] Historie jeřábů a zdvihacích zařízení | Jan Hlavatý. Revize jeřábů, školení jeřábníků a vazačů | Jan Hlavatý [online]. Copyright © 2017 [cit. 29.12.2020]. Dostupné z: <https://www.skolenirevize.cz/historie-jerabu.php>
- [7] Výlet do historie ke kladkám — Rande s Fyzikou: Jednoduché stroje — Česká televize. Česká televize [online]. Copyright © [cit. 28.12.2020]. Dostupné z: <https://www.ceskatelevize.cz/porady/10319921345-rande-s-fyzikou/5842-vylet-do-historie-ke-kladkam/>
- [8] Potězkejte si sloní stehno a roztočte středověký jeřáb | Reflex.cz. Reflex.cz - Komentáře, zprávy, výrazné autorské fotografie [online]. Copyright © 2001 [cit. 29.12.2020]. Dostupné z: <https://www.reflex.cz/clanek/lide-a-zeme/81162/potezkejte-si-sloni-stehno-a-roztocte-stredoveky-jerab.html>

- [9] ACX POWER ASCENDER | SingingRock.cz. SingingRock.cz - Novinky, Climbing [online]. Copyright © SINGING ROCK s.r.o. [cit. 27.12.2020]. Dostupné z: <https://www.singingrock.cz/acx-power-ascender>
- [10] Acx Power Ascender: Ultra-portable lifting power [online]. Copyright © 2015 ActSafe. All rights reserved [cit. 27.12.2020]. Dostupné z: <http://www.actsafe.se/product/acx-power>
- [11] TACTICAL TCX RESCUE [online]. Copyright © 2015 ActSafe. All rights reserved [cit. 27.12.2020]. Dostupné z: <http://www.actsafe.se/product/tcx-rescue>
- [12] ActSafe Assault Ascender - Military Power Ascender - Special Forces Assault Ascender - Battery Powered Military Ascender. [online]. Copyright © 2015 ActSafe. All rights reserved [cit. 27.12.2020]. Dostupné z: <http://www.actsafe.se/tactical>
- [13] LokHead Winch Standard Kit (CE Certified) | Harken Industrial. [online]. [cit. 28.12.2020]. Dostupné z: <https://www.harkenindustrial.com/en/harkenindustrialcom/lokhead-winch-kit/lokhead-winch-kit/>
- [14] LokHead Winch Fire/Rescue Kit (Meets NFPA Certification Requirements) | Harken Industrial. [online]. [cit. 28.12.2020]. Dostupné z: <https://www.harkenindustrial.com/en/harkenindustrialcom/lokhead-winch-kit/lokhead-winch-firerescue-kit/>
- [15] LokHead Winch Kits | Harken Industrial. [online]. [cit. 28.12.2020]. Dostupné z: <https://www.harkenindustrial.com/en/harkenindustrialcom/lokhead-winch-kit/>
- [16] National Fire Protection Association. Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 28.12.2020]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/National_Fire_Protection_Association
- [17] Evakuační set HARKEN LOKHEAD WINCH. skyman.cz – vybavení pro arboristiku a výškové práce [online]. [cit. 28.12.2020]. Dostupné z: <https://www.skyman.cz/Evakuačni-set-HARKEN-LOKHEAD-WINCH-d3268.htm?tab=description#anch1>

- [18] Descender, rescue and lifting equipment with hand wheel - Delta Plus - Products. [online]. Copyright © tiers [cit. 28.12.2020]. Dostupné z: https://www.deltaplus.eu/uk/article-details/-/article-details/rescue-%26-evacuation/rescue-evacuation-device/p/TC063_/ST15/53180/53168/53180
- [19] Slaňovací, evakuační a zdvihací zařízení Delta Plus RESCUEHUB TC063 objednejte za skvělé ceny. Ochranné pracovní pomůcky pro profesionály Pracovni-pomucky.com [online]. Copyright © 2020, Pracovni [cit. 28.12.2020]. Dostupné z: <https://www.pracovni-pomucky.com/slanovaci-evakuacni-a-zdvihaci-zarizeni-delta-plus-rescuehub-tc063>
- [20] Delta plus Descender device for rescue - Delta Plus [online]. Copyright © [cit. 28.12.2020]. Dostupné z: <https://www.deltaplus.eu/documents/10194/11477783/TC063+UI+A4.pdf/78caf5bd-12f5-4c29-b59c-080e9a19cbcb?version=1.0>
- [21] DD-X | Cresto Group AB. Cresto Group: Fallskydd för arbete på hög höjd [online]. Copyright © CRESTO GROUP [cit. 30.12.2020]. Dostupné z: <https://www.crestogroup.com/en/dd-x/c-26/p-689>
- [22] Bole.se - Allt till Jordbruket, Skogsbruket och Gården. Vi gör ditt lantliv enklare! [online]. [cit. 28.12.2020]. Dostupné z: <https://www.bole.se/raddningsutrustning-cresto-resq-dd-x-100-m>
- [23] Naviják RUP 502 / 502T | LANEX a. s. [online]. Copyright © [cit. 14.03.2021]. Dostupné z: <https://www.lanex.cz/cs/navijak-rup-502/p-187/>
- [24] EVAKUAČNÍ ZAŘÍZENÍ RUP 502 | LANEX a. s. [online]. Copyright © [cit. 14.03.2021]. Dostupné z: <https://www.lanex.cz/UserFiles/Image/1593172937RUP502-RUP502-A-RUP502-B-CZ.pdf>
- [25] Lanex RUP 502 naviják | www.worksafety.cz. vybavení pro výškové práce a arboristiku | www.worksafety.cz [online]. Copyright © [cit. 14.03.2021]. Dostupné z: <https://www.worksafety.cz/2412-tendon-lanex-rup-502-navijak/>
- [26] ČSN EN 1496 (832670). Prostředky ochrany osob proti pádu: Záchránná zdvihací zařízení. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2017.

- [27] Capstan Winch | Thern. THERN® : Winches & Cranes - Proudly Made in USA | Official Site [online]. Copyright © Copyright 2021 Thern Incorporated. All Rights Reserved. [cit. 14.03.2021]. Dostupné z: <https://thern.com/winches/portable-electric-winches/capstan-winch/>
- [28] THERN® : Winches & Cranes - Proudly Made in USA | Official Site [online]. Copyright © Ig [cit. 14.03.2021]. Dostupné z: https://thern.com/wp-content/uploads/2021/02/Liberty-Capstan-Product-Sheet_PS3CP1-A-0221.pdf
- [29] Lano static ARAMID 11.0 - černá / 100 m | LANEX a. s.. [online]. [cit. 28.12.2020]. Dostupné z: <https://www.lanexeshop.cz/cs/lano-static-aramid-11-0-cerna-100-m/p-2896/>
- [30] NFPA 1983: Standard on Life Safety Rope and Equipment for Emergency Services. NFPA [online]. Copyright © National Fire Protection Association [cit. 29.12.2020]. Dostupné z: <https://www.nfpa.org/codes-and-standards/all-codes-and-standards/list-of-codes-and-standards/detail?code=1983>
- [31] NFPA 1983 - Hardware performance requirements | cmcpro.com [online]. Copyright © [cit. 29.12.2020]. Dostupné z: <https://www.cmcpro.com/wp-content/uploads/2013/03/HardwarePerf.pdf>
- [32] Právo a normy v Severní Americe (ANSI, OSHA, UL) - Pilz CZ. Moved [online]. Copyright © Pilz GmbH [cit. 29.12.2020]. Dostupné z: <https://www.pilz.com/cs-CZ/support/knowhow/law-standards-norms/international-standards/north-america>
- [33] Krämer C, Hilker L, Böhm H. Influence of crank length and crank width on maximal hand cycling power and cadence. *Eur J Appl Physiol.* 2009 Jul;106(5):749-57. doi: 10.1007/s00421-009-1062-1. Epub 2009 May 12. PMID: 19434421.
- [34] ČSN EN 894-3 +A1 (833585). Bezpečnost strojních zařízení - Ergonomické požadavky pro navrhování sdělovačů a ovládačů - Část 3: Ovládače. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2009.
- [35] Problematika hodnocení a užití ruky v pracovním procesu | Práce a mzda. Hlavní strana | Práce a mzda [online]. Copyright © 2020 Wolters [cit. 30.12.2020]. Dostupné z: <https://www.praceamzda.cz/clanky/problematika-hodnoceni-uziti-ruky-v-pracovnim-procesu>



- [36] Doprava lidskou silou. Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 26.03.2021]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Doprava_lidskou_silou
- [37] Měření výkonu – zdroj nenahraditelných informací - iVELO. iVelo.cz - vše o cyklistice na jednom místě [online]. [cit. 26.03.2021]. Dostupné z: https://www.ivelocz.cz/casopis_clanek/velo-2005-9-ukazka2/
- [38] Simson S 51 Enduro | Katalog motocyklů a motokatalog na Motorkáři.cz. Motorkáři.cz - internet v jedné stopě | Motorkáři.cz [online]. Copyright © 2001 [cit. 26.03.2021]. Dostupné z: <https://www.motorkari.cz/motokatalog/simson/simson-s-51-enduro.html>
- [39] Tření. Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 14.03.2021]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/T%C5%99en%C3%AD>
- [40] Friction and Friction Coefficients. Engineering ToolBox [online]. [cit. 10.3.2021]. Dostupné z: https://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html
- [41] W.E., Brown. FRICTION COEFFICIENTS OF SYNTHETIC ROPES [online]. San Diego, CA, 1977 [cit. 14.3.2021]. Dostupné z: <https://apps.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a036718.pdf>
- [42] Základy anatomie pohybového ústrojí | Fakulta sportovních studií Masarykovy univerzity. Informační systém [online]. [cit. 28.12.2020]. Dostupné z: https://is.muni.cz/do/fsps/e-learning/zaklady_anatomie/zakl_anatomie_l/pages/kostra_horni_koncetiny.html
- [43] Vrátek. Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 28.12.2020]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Vr%C3%A1tek>
- [44] ING. KAŠPÁREK, Jaroslav a Doc. Ing. Břetislav MYNÁŘ CSC. Dopravní a manipulační zařízení pro posluchače bakalářského studia FSI VUT v Brně.
- [45] Mechanické vlastnosti ocelí | T-PROM s.r.o.. Hutní materiál - Pardubice, Chrudim | T-PROM s.r.o. [online]. Copyright © Copyright 2009 [cit. 04.04.2021]. Dostupné z: <http://www.tprom.cz/mechanicke-vlastnosti-oceli>

- [46] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [47] Prezentace pro výuku v předmětu Konstrukční cvičení poskytnutá Ústavem konstruování a částí strojů, ČVUT v Praze, Fakulta strojní
- [48] ČSN 01 4942 (014942). N Drážková spojení rovnoboká. Rozměry = Straight-face splined joints. Dimensions. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1980.
- [49] Nesamostředící volnoběžky typ USNU | T.E.A. TECHNIK s.r.o.. T.E.A. TECHNIK s.r.o. - lineární vedení a pohony [online]. Copyright © Teatechnik 2021 [cit. 10.05.2021]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/nesamostredici-volnobezky-typ-usnu/>
- [50] Valivá ložiska: PUB BU/P1 17000/1 CS. Skf [online]. © SKF Group 2019, Březen 2019 [cit. 2.5.2021]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---17000_1-CS_tcm_54-121486.pdf#cid-121486
- [51] 6010-2RS1: Deep groove ball bearings. Skf [online]. © SKF Group [cit. 2.5.2021]. Dostupné z: <https://www.skf.com/id/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6010-2RS1>
- [52] Mateza.cz | Ložiska, řemeny, těsnění | Doručení do 48 hod | Mateza.cz [online]. Copyright © [cit. 03.04.2021]. Dostupné z: https://www.mateza.cz/images/shop/documents/category/60679c9b9455e_136502.pdf
- [53] BOLEK, Alfréd a Josef KOCHMAN. Části strojů. 2. svazek. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. Česká matice technická, č. spisu 432, roč. 95 (1990). ISBN 80-03-00426-8.
- [54] Řetězové kolo 08 B1 - 24 zubů - s nábojem | Mateza.cz. Mateza.cz | Ložiska, řemeny, těsnění | Doručení do 48 hod | Mateza.cz [online]. Copyright © [cit. 10.05.2021]. Dostupné z: <https://www.mateza.cz/e-shop/70691-retezove-kolo-08-b1-24-zubu-s-nabojem>

- [55] Řetězové kolo 08 B1 - 32 zubů - s nábojem | Mateza.cz. Mateza.cz | Ložiska, řemeny, těsnění | Doručení do 48 hod | Mateza.cz [online]. Copyright © [cit. 10.05.2021]. Dostupné z: <https://www.mateza.cz/e-shop/70723-retezove-kolo-08-b1-32-zubu-s-nabojem>
- [56] Volba hnacího válečkového řetězu. Retezy-vam.com [online]. Vamberk, © 2020 ŘETĚZY VAMBERK [cit. 11.05.2021]. Dostupné z: https://www.retezy-vam.com/images/PDF/vypocet_valeckoveho_retezu.pdf
- [57] Nesamostředící volnoběžky typ US | T.E.A. TECHNIK s.r.o.. T.E.A. TECHNIK s.r.o. - lineární vedení a pohony [online]. Copyright © Teatechnik 2021 [cit. 10.05.2021]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/nesamostredici-volnobezky-typ-us/>
- [58] DIN 6885-1:1968-08: Drive Type Fastenings without Taper Action; Parallel Keys, Keyways, Deep Pattern. DIN Deutsches Institut für Normung e. V., 1968.
- [59] Plastická maziva Mogul | VK LOŽISKA s.r.o.. VK LOŽISKA - dodáváme ložiska, gufera, řemeny, rychlospojky [online]. Copyright © 2021, VK LOŽISKA s.r.o. [cit. 10.05.2021]. Dostupné z: [http://www.vkloziska.cz/plasticka-maziva-mogul\[1\]](http://www.vkloziska.cz/plasticka-maziva-mogul[1])
- [60] ING. PROCHÁZKOVÁ, Iva. Dovolené napětí, bezpečnost [online]. Střední škola průmyslová a umělecká, Opava, 2011 [cit. 11.05.2021]. Dostupné z: https://www.sspu-opava.cz/static/UserFiles/File/_sablony/MEC_I/VY_32_INOVACE_G-19-20.pdf
- [61] Lícované šrouby se šestihrannou hlavou DIN 609 Ocel 8.8 Bez povrchové úpravy | Šrouby online. Šrouby online | velkoobchod - spojovací materiál, kotvení a upevňovací technika [online]. Copyright © Všechna práva vyhrazena [cit. 10.05.2021]. Dostupné z: <https://www.sroubyonline.cz/spojovaci-material/srouby/srouby-se-sestihrannou-hlavou/din-609-ocel-8-8-bez-povrchove-upravy>
- [62] Oceli Třída 14. | TumliKOVO:Technologie strojního obrábění kovů. Technologie strojního obrábění kovů a broušení nástrojů [online]. Copyright © 2010 TumliKOVO. Všechna práva vyhrazena. [cit. 24.03.2021]. Dostupné z: <http://www.tumlikovo.cz/rubriky/materialy/konstrukcni-oceli/oceli-tridy-14/>
- [63] Bushings. Skf [online]. © SKF Group [cit. 11.05.2021]. Dostupné z: <https://www.skf.com/us/products/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/bushings>

- [64] Gripy | DOOKIE.cz. DOOKIE.cz - Freestyle BMX, Downhill, Freeride, Street, Flatland, Enduro, MX, Snowboard, Moto [online]. Copyright © 2021 [cit. 24.03.2021]. Dostupné z: <https://www.dookie.cz/gripy/>

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr.1.: PA nízko průtažné lano s opláštěným jádrem

Singing Rock Static R44 10,5 mm. Ecstore.cz [online]. [cit. 29.12.2020]. Dostupné z: https://www.ecstore.cz/detail/vyskove-prace/singing-rock-static-r44-10-5-mm/409-80-m-bila-barva/?gclid=Cj0KCQjw0caCBhCIARIsAGAfUMw4ivA3zKRIVMmpd6HkQYWtKXSf8_VFR6Id2v0_aH-dnSbxomnFehYaAjvIEALw_wcB#gallery-1

Obr. 2.: Textilní nízko průtažné lano

Foto autor

Obr. 3.: Replika středověkého jeřábu

Potězkejte si sloní stehno a roztočte středověký jeřáb: Výstava Stavba jako Brno - Roztočte jeřáb | archiv Muzeum města Brna. Reflex.cz [online]. Copyright © 2001 [cit. 29.12.2020]. Dostupné z: <https://www.reflex.cz/clanek/lide-a-zeme/81162/potezkejte-si-sloni-stehno-a-roztocte-stredoveky-jerab.html>

Obr. 4.: ACX Power Ascender

Acx Power Ascender: Ultra-portable lifting power [online]. Copyright © 2015 ActSafe. All rights reserved [cit. 27.12.2020]. Dostupné z: <http://www.actsafe.se/product/acx-power>

Obr. 5.: Harken LokHead Winch

Evakuační set HARKEN LOKHEAD WINCH. skyman.cz – vybavení pro arboristiku a výškové práce [online]. [cit. 28.12.2020]. Dostupné z: <https://www.skyman.cz/Evakuacni-set-HARKEN-LOKHEAD-WINCH-d3268.htm>

Obr. 6.: RESCUEHUB TC063

Slaňovací, evakuační a zdvihací zařízení Delta Plus RESCUEHUB TC063 objednejte za skvělé ceny. Ochranné pracovní pomůcky pro profesionály Pracovní-pomucky.com [online]. Copyright © 2020, Pracovní [cit. 28.12.2020]. Dostupné z: <https://www.pracovni-pomucky.com/slanovaci-evakuacni-a-zdvihaci-zarizeni-delta-plus-rescuehub-tc063>

Obr. 7.: DD-X

DD-X | Cresto Group AB. Cresto Group: Fallskydd för arbete på hög höjd [online]. Copyright © CRESTO GROUP [cit. 30.12.2020]. Dostupné z: <https://www.crestogroup.com/en/dd-x/c-26/p-689>

Obr. 8.: RUP 502

Naviják RUP 502 / 502T | LANEX a. s. [online]. [cit. 14.03.2021]. Dostupné z: <https://www.lanex.cz/cs/navijak-rup-502/p-187/>

Obr. 9.: PORTABLE CAPSTAN WINCH

Capstan Winch | Thern. THERN® : Winches & Cranes - Proudly Made in USA | Official Site [online]. Copyright © Copyright 2021 Thern Incorporated. All Rights Reserved. [cit. 14.03.2021]. Dostupné z: <https://thern.com/winches/portable-electric-winches/capstan-winch/>

Obr. 10.: Schéma navrhovaného mechanismu

Obrázek autor

Obr. 11.: Model navrhovaného zařízení

Obrázek autor

Obr. 12.: Model bubnové části

Obrázek autor

Obr. 13.: Síly na bubnu a ohybový moment – případ A

Obrázek autor

Obr. 14.: Síly na bubnu a ohybový moment – případ B

Obrázek autor

Obr. 15.: Síly na hřídeli bubnu a ohybový moment – A

Obrázek autor

Obr. 16.: Síly na hřídeli bubnu a ohybový moment – B

Obrázek autor

Obr. 17.: Průhyb hřídele bubnu

Obrázek autor

Obr. 18.: Úhel průhybu hřídele bubnu

Obrázek autor

Obr. 19.: Model přítlačného mechanismu

Obrázek autor

Obr. 20.: Síly na přítlačné destičce

Obrázek autor

Obr. 21.: Výřez katalogu pružin Mateza

Mateza.cz | Ložiska, řemeny, těsnění | Doručení do 48 hod | Mateza.cz [online].
Copyright © [cit. 03.04.2021]. Dostupné z:
https://www.mateza.cz/images/shop/documents/category/60679c9b9455e_136502.pdf

Obr. 22.: Síly na vodiči

Obrázek autor

Obr. 23.: Síly na hřídeli PM

Obrázek autor

Obr. 24.: Model převodovky

Obrázek autor

Obr. 25.: Hřídel I XZ

Obrázek autor

Obr. 26.: Hřídel I XY

Obrázek autor

Obr. 27.: Hřídel I redukované napětí

Obrázek autor

Obr. 28.: Hřídel II XZ

Obrázek autor

Obr. 29.: Hřídel II XY

Obrázek autor

Obr. 30.: Hřídel II redukované napětí

Obrázek autor

Obr. 31.: Hřídel III XZ

Obrázek autor

Obr. 32.: Hřídel III XY

Obrázek autor

Obr. 33.: Hřídel III redukované napětí

Obrázek autor

Obr. 34.: Model kliky

Obrázek autor

SEZNAM TABULEK

Tab. 1.: Návrhové parametry

Tab. 2.: Součinitele smykového tření

Sestaveno dle informací z

[41] W.E., Brown. FRICTION COEFFICIENTS OF SYNTHETIC ROPES [online]. San Diego, CA, 1977 [cit. 11.05.2021]. Dostupné z: <https://apps.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a036718.pdf>

Tab. 3.: Návrhové parametry zařízení

Tab. 4.: Předběžné parametry bubnu

Tab. 5.: Parametry řetězového převodu

Tab. 6.: Radiální ložisko PM

Tab. 7.: Pero velkého řetězového kola

Tab. 8.: Pero trubkové spojky

Tab. 9.: Ložiska velkého řetězového kola

Tab. 10.: Hřídel velkého řetězového kola

Tab. 11.: Převodový poměr převodovky

Tab. 12.: Kroutící momenty a otáčky PŘ

Tab. 13.: Materiál ozubených kol

Tab. 14.: Parametry ozubených kol

Tab. 15.: Bezpečnosti ozubených kol

Tab. 16.: Síly na převodovce

Tab. 17.: Výpočet hřídele I

Tab. 18.: Výpočet hřídele II

Tab. 19.: Výpočet hřídele III

Tab. 20.: Návrh ložisek

Tab. 21.: Návrh těsných per

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – výkres sestavy – Převodovka - BP_01_10

Příloha 2 – výkres sestavy – Bubnová část - BP_02_10

Příloha 3 – výkres sestavy – Přítlačný mechanismus - BP_03_10

Příloha 4 – výkres sestavy – Lanové zdvihací zařízení - BP_10_10