VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

JEŘÁBOVÁ KOČKA PORTÁLOVÉHO JEŘÁBU 70T

CRANE JACK OF GANTRY CRANE 70T

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE — Jonáš Madeja

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

SUPERVISOR

BRNO 2025

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	**Jonáš Madeja**
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	**Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.**
Akademický rok:	2024/25

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

Jeřábová kočka portálového jeřábu 70t

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Zpracování návrhu jeřábové kočky přístavního portálového jeřábu pro manipulaci s lodními kontejnery.

Cíle bakalářské práce:

Vytvořte konstrukční návrh jeřábové kočky.
Funkční výpočet zdvihového ústrojí.
Funkční výpočet pojezdového ústrojí.
Základní pevnostní kontrola rámu kočky.

Seznam doporučené literatury:

REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F.: Jeřáby, 2., přeprac. a dopln. vyd., SNTL Praha, 1975.

ZÁLEŽÁK, Milan. Technológia v prístavoch a prekladiskách.

vyd. Žilina: Žilinská univerzita v Žilině, 2004. ISBN 80-8070-200-4.

Hoffmann, K., Krenn, E., Tanker, G.: Fördertechnik 1, ed. Oldenbourg Industrieverla, 2005, s. 240, ISBN-10: 3-8356-3059-8, ISBN-13: 978-3-8356-3059-8.

Lloyd's Register of Shipping; Code for lifting appliances in a marine environment.,

London : Lloyd's Register of Shipping, august 2009.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2024/25

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je návrh a výpočet jeřábové kočky pro manipulaci s kontejnery pomocí spreaderu, s nosností 70 tun. Práce zahrnuje funkční výpočet zdvihového a pojezdového mechanismu, včetně volby všech použitých komponent. Dále je v práci zahrnut návrh rámu jeřábové kočky a její základní pevnostní kontrola pomocí metody konečných prvků.

KLÍČOVÁ SLOVA

jeřábová kočka, zdvihové ústrojí, pojezdové ústrojí, jeřábové lano, lanový buben, lanová kladka, pevnostní kontrola rámu

ABSTRACT

The aim of this bachelor's thesis is to design and calculate a crane trolley intended for container handling using a spreader, with a load capacity of 70 tons. The thesis includes the functional design and calculation of the hoisting and travelling mechanisms, along with the selection of all necessary components. Additionally, the design of the crane trolley frame is presented, followed by a basic strength analysis performed using the finite element method.

KEYWORDS

crane trolley, lifting mechanism, travelling mechanism, crane rope, rope drum, rope pulley, strength analysis of the frame

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MADEJA, Jonáš. Jeřábová kočka portálového jeřábu 70t. Online, bakalářská práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2025. Vedoucí práce Přemysl Pokorný. Dostupné z: https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/165481.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Přemysla Pokorného, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 23. května 2025 ……..……..……..

Jonáš Madeja

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych především poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce, Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za jeho vedení, cenné rady a pravidelné konzultace, což mi velmi pomohlo při zpracovávání této práce. Dále bych chtěl poděkovat rodině a přátelům za podporu.

OBSAH

Úvod **12**

1 Návrh zdvihového ústrojí **13**
1.1 Schéma zdvihového ústrojí 13
1.2 Převodový poměr kladkostroje 13
1.3 Nosnost jednoho kladkostroje 14
1.4 Účinnost kladkostroje 14

2 Výpočet lana **15**
2.1 Prokázání statické únosnosti 15
2.1.1 Dynamický součinitel 15
2.1.2 Součinitel zvýšení síly v laně od účinnosti lanového systému 15
2.1.3 Součinitel nerovnoběžného nosného průřezu 15
2.1.4 Součinitel zvýšení síly v laně od vodorovné síly na břemeno 15
2.1.5 Návrhová síla v laně 16
2.1.6 Volba lana 17
2.1.7 Minimální součinitel únosnosti lana 17
2.1.8 Návrhová síla únosnosti lana 17
2.2 Prokázání únavové pevnosti 18
2.2.1 Dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti 19
2.2.2 Součinitel nerovnoběžných nosných průřezů ve vinutí 19
2.2.3 Vodorovné síly při svislém zdvihání 19
2.2.4 Návrhová síla v laně při únavě 19
2.2.5 Celkový počet pohybů zdvihání pro jedno lano 20
2.2.6 Celkový počet ohybů za dobu životnosti lana 20
2.2.7 Relativní celkový počet ohybů 20
2.2.8 Parametr historie síly v laně 20
2.2.9 Referenční poměr hodnoty D/d 20
2.2.10 Součinitel vlivu ohybů 21
2.2.11 Součinitel tahové pevnosti drátu 21
2.2.12 Součinitel úhlu náběhu 21
2.2.13 Součinitel mazání lana 21
2.2.14 Součinitel vlivu navíjení lana na buben 21
2.2.15 Součinitel poloměru drážky 21
2.2.16 Součinitel ohybové únavy lana 21
2.2.17 Celkový součinitel vlivů 22
2.2.18 Návrhová síla únosnosti lana při únavě 22

3 Výpočet bubnu **23**
3.1 Rozměry bubnu 23
3.1.1 Průměr bubnu 23
3.1.2 Rozměry drážky bubnu 24
3.1.3 Délka navíjené části lana 24
3.1.4 počet závitů bubnu 25
3.1.5 Délka závitové části bubnu 25
3.1.6 Délka hladké části bubnu 25
3.1.7 Celková délka bubnu 25

3.1.8 Tloušťka stěny bubnu ... 25
3.2 Pevnostní kontrola bubnu ... 26
3.2.1 Osová síla v laně ... 26
3.2.2 Průřezový modul v ohybu ... 26
3.2.3 Maximální ohybový moment ... 27
3.2.4 Ohybové napětí ... 27
3.2.5 Průřezový modul v krutu ... 27
3.2.6 Maximální kroutící moment ... 27
3.2.7 Smykové napětí ... 27
3.2.8 Napětí od vnějšího přetlaku ... 28
3.2.9 Redukované napětí dle HMH ... 28

4 Výpočet vodících kladek ... 29
4.1 Minimální průměr vodící kladky ... 29
4.2 Jmenovitý průměr vodící kladky ... 29
4.3 Rozměry drážkování kladek ... 29
4.3.1 poloměr křivosti drážky ... 29
4.3.2 Hloubka drážky ... 29

5 Výpočet příložek ... 30
5.1 Úhel opásání ... 30
5.2 Tažná síla lana v místě uchycení ... 30
5.3 Potřebná osová síla ve šroubech příložek ... 30
5.4 Ohybové rameno šroubu ... 30
5.5 Ohybový moment šroubu ... 31
5.6 Plocha jádra šroubu ... 31
5.7 Modul průřezu v ohybu jádra šroubu ... 31
5.8 Celkové napětí šroubu ... 31
5.9 Dovolené napětí šroubu ... 32

6 Zatížení od větru v mimoprovozním stavu ... 33
6.1 Tlak větru ... 33
6.2 Zatížení od větru ve směru osy Y ... 33
6.2.1 Zatížení působící na spreader ... 33
6.2.2 Zatížení působící na kladky ... 33
6.2.3 Zatížení působící na lana ... 34
6.2.4 Zatížení působící na rám kočky ... 34
6.3 Zatížení od větru ve směru osy X ... 35
6.3.1 Zatížení působící na kontejner ... 35
6.3.2 Zatížení působící na lana ... 35
6.3.3 Zatížení působící na rám kočky ... 35

7 Výpočet zdvihového ústrojí ... 36
7.1 Výpočet a volba motoru ... 36
7.1.1 Otáčky lanového bubnu ... 36
7.1.2 Celková účinnost zdvihového ústrojí ... 36
7.1.3 Potřebný výkon motoru při ustálené rychlosti zdvihu ... 36
7.1.4 Volba elektromotoru ... 37
7.1.5 Převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem ... 37
7.1.6 Kontrola rozběhového momentu motoru ... 37

7.2 Volba převodovky 40
7.2.1 Kontrola rychlosti zdvihu 40
7.2.2 Kontrola výstupní hřídele převodovky 41
7.3 Volba spojky 41
7.4 Volba brzdy 41
7.4.1 Statický moment redukovaný na hřídel brzdy 41
7.4.2 Doba brždění 42

8 Výpočet pojezdového ústrojí 43
8.1 Pojezdová kola 43
8.1.1 Celkové zatížení působící na kola kočky 43
8.1.2 Síla působící na jedno kolo 43
8.1.3 Otáčky pojezdových kol 43
8.1.4 Součinitel počtu otáček 43
8.1.5 Součinitel trvanlivosti 44
8.1.6 Maximální únosnost kola 44
8.1.7 Maximální kontaktní tlak 44
8.1.8 Dovolený kontaktní tlak 44
8.2 Výpočet a volba motoru 45
8.2.1 Odpor pojížděcích kol 45
8.2.2 Potřebný výkon motoru 45
8.2.3 Volba elektromotoru 45
8.3 Výpočet lana 45

9 Pevnostní kontrola rámu kočky 47
9.1 Model 47
9.2 Rovnoměrné zatížení 48
9.2.1 Okrajové podmínky 48
9.2.2 Deformace a napětí 49
9.3 Nerovnoměrné zatížení 50
9.3.1 Okrajové podmínky 50
9.3.2 Deformace a napětí 51

Závěr 52

Použité informační zdroje 53

Seznam použitých zkratek a symbolů 55

ÚVOD

S rostoucím mezinárodním obchodem se zvyšuje množství přepravovaného zboží lodní dopravou, čímž roste i vytíženost přístavů a je klíčové zvyšovat kapacitu a rychlost manipulace s nákladem. Proto se tato bakalářská práce zabývá návrhem jeřábové kočky, s nosností 70 tun, pro manipulaci s kontejnery, pomocí spreaderu. Zvolený spreader je schopen uchopit jeden kontejner typu FEU (čtyřiceti-stopý kontejner), nebo dva kontejnery sériově za sebou typu TEU (dvaceti-stopý kontejner). Uvažovaný jeřáb je portálový se sklopným výložníkem, na kterém je podvěsná kočka tažená lanem.

Práce zahrnuje návrh a výpočet zdvihového ústrojí, především lana, lanových kladek a lanového bubnu s příložkami. Dále je v práci uvedena volba a výpočet elektromotoru, převodovky, spojky a brzdy, aby byla zajištěna funkčnost a bezpečnost zdvihu břemene.

Dále je v práci uveden výpočet zatížení od větru v mimoprovozním stavu, které působí na všechny komponenty zdvihového mechanismu kočky včetně rámu kočky.

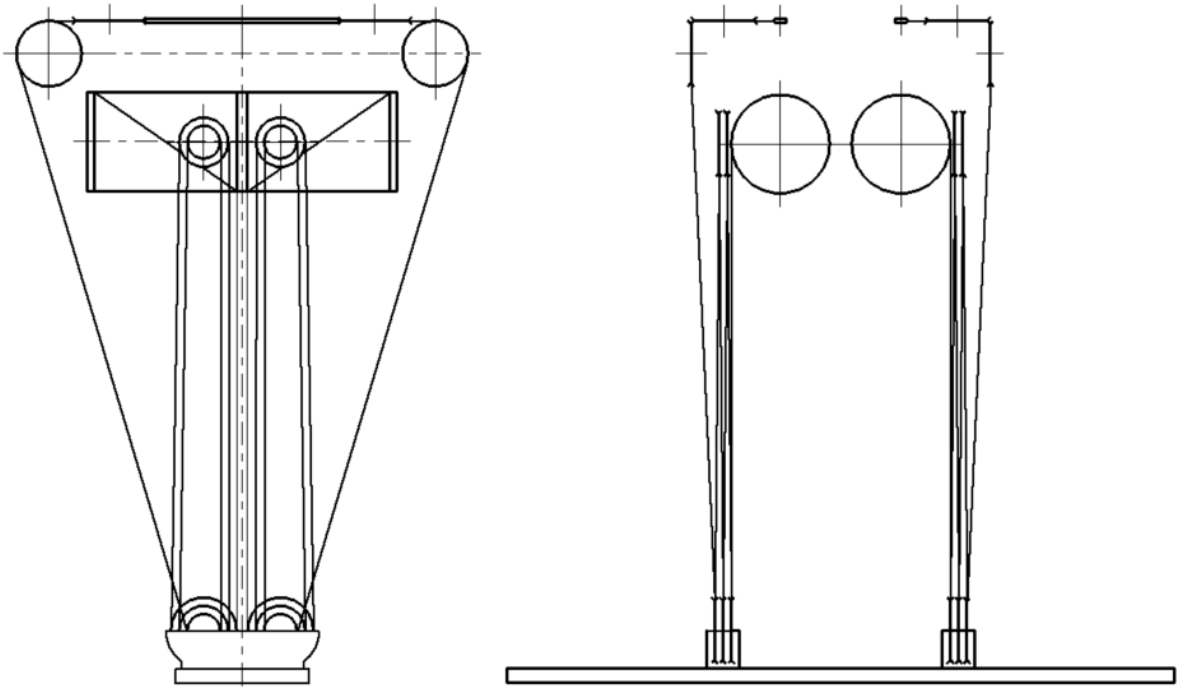
Součástí práce je i výpočet pojezdového mechanismu, který zahrnuje návrh kol, elektromotoru a lana pro pojezd.

Závěrečná část práce se věnuje návrhu a základní pevnostní kontrole rámu kočky.

1 NÁVRH ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ

1.1 SCHÉMA ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ

Vzhledem k požadavku na únosnost 70 tun a výšku zdvihu 75 metrů, je zvoleno zdvihové ústrojí skládající se ze dvou identických kladkostrojů. Tyto kladkostroje se skládají z lanového bubnu, čtrnácti vodících kladek a vyrovnávacího vahadla (pro přehlednější zobrazení mají kladky rozdílné průměry). Díky této koncepci je hmotnost rozložena do dvanácti nosných průřezů. Celkově je tedy dvacet čtyři nosných průřezů.



Obr. 1 Schéma zdvihového ústrojí

1.2 PŘEVODOVÝ POMĚR KLADKOSTROJE

$$n_m = \frac{n}{z} = \frac{12}{2} = 6\ [1] \tag{1}$$

Kde: n_m [1] lanový převod

n [1] počet nosných průřezů lana, z (Obr. 1)

z [1] počet větví kladkostroje, z (Obr. 1)

1.3 NOSNOST JEDNOHO KLADKOSTROJE

Protože těžiště nákladu, především v podélném směru, nemusí být přesně uprostřed kontejneru je potřeba, aby každý kladkostroj unesl 100% hmotnosti břemene (kontejner s nákladem) a spreaderu.

$$Q = m_s + m_h = 15000 + 70000 = 85000\ [kg] \tag{2}$$

Kde: Q [kg] maximální nosnost jednoho kladkostroje

m_s [kg] hmotnost spreaderu, dle [20]

m_h [kg] hmotnost břemene, zadáno

1.4 ÚČINNOST KLADKOSTROJE

$$\eta_{tot} = \frac{(\eta_s)^{n_s}}{n_m} \cdot \frac{1-(\eta_s)^{nm}}{1-\eta_s} = \frac{(0{,}985)^0}{6} \cdot \frac{1-(0{,}985)^6}{1-0{,}985} = 0{,}96\ [1] \qquad \text{[10] str.13} \tag{3}$$

Kde: η_{tot} [1] účinnost kladkostroje

η_s [1] účinnost kladky s valivými ložisky je η_s = 0,985, dle [2] str. 13

n_m [1] lanový převod, z rovnice (1)

n_s [1] počet pevných kladek mezi bubnem a pohyblivou částí, z (Obr. 1)

2 VÝPOČET LANA

Výpočet lana je proveden dle ČSN EN 13 001-2 [9] a ČSN EN 13 001-3-2 [10]

2.1 PROKÁZÁNÍ STATICKÉ ÚNOSNOSTI

Jeřábové lano je potřeba ověřit z hlediska statické únosnosti, dle ČSN EN 13 001-3-2 [10], tím, že pro všechny kombinace zatížení je splněna tato podmínka:

$$F_{Sd,s} \leq F_{Rd,s} \quad \text{[10] str. 11} \quad (4)$$

Kde: $F_{Sd,s}$ [N] návrhová síla v laně

$F_{Rd,s}$ [N] návrhová síla únosnosti lana

2.1.1 DYNAMICKÝ SOUČINITEL

$$\phi = \phi_{2,min} + \beta_2 \cdot v_h = 1{,}1 + 0{,}34 \cdot 0{,}1 = 1{,}134\ [1] \quad \text{[9] str. 13} \quad (5)$$

Kde: ϕ [1] dynamický součinitel

$\Phi_{2,min}$ [1] minimální dynamický součinitel, dle [9] str. 14

β_2 [1] součinitel závislý na zdvihové třídě, dle [9] str. 14

v_h $[ms^{-1}]$ rovnoměrná rychlost zdvihu, zadáno

2.1.2 SOUČINITEL ZVÝŠENÍ SÍLY V LANĚ OD ÚČINNOSTI LANOVÉHO SYSTÉMU

$$f_{S1} = \frac{1}{\eta_{tot}} = \frac{1}{0{,}96} = 1{,}038\ [1] \quad \text{[10] str. 13} \quad (6)$$

Kde: f_{S1} [1] součinitel zvýšení návrhové síly v laně od lanového systému

η_{tot} [1] účinnost kladkostroje, z rovnice (3)

2.1.3 SOUČINITEL NEROVNOBĚŽNÉHO NOSNÉHO PRŮŘEZU

$$f_{S2} = \frac{1}{\cos(\beta_{max})} = \frac{1}{\cos(40°)} = 1{,}305\ [1] \quad \text{[10] str. 14} \quad (7)$$

Kde: f_{S2} [1] součinitel nerovnoběžného nosného průřezu

β_{max} [°] největší úhel mezi nosným průřezem a směrem působení, dle [10] str. 14

2.1.4 SOUČINITEL ZVÝŠENÍ SÍLY V LANĚ OD VODOROVNÉ SÍLY NA BŘEMENO

Pro výpočet zatížení od větru za provozu se předpokládá, že vítr vane vodorovně konstantní rychlostí ve všech výškách.

TLAK VĚTRU

$$q_{v1} = 0{,}5 \cdot \rho \cdot {v_{v1}}^2 = 0{,}5 \cdot 1{,}25 \cdot 25^2 = 390{,}625\ [Pa] \quad \text{[9] str. 18} \quad (8)$$

Kde: q_{v1} [Pa] tlak větru

ρ $[kgm^{-3}]$ hustota vzduchu, dle [9] str. 18

v_{v1} $[ms^{-1}]$ rychlost větru, zadáno

ZATÍŽENÍ OD VĚTRU

$$F_{h1} = q_{v1} \cdot c \cdot A_{kx} = 390{,}625 \cdot 2 \cdot 36{,}6 = 28593{,}75\ [N] \quad \text{[9] str. 18} \quad (9)$$

Kde: F_{h1} [N] zatížení od větru

q_{v1} [Pa] tlak větru, z rovnice (8)

C_{kx} [1] aerodynamický součinitel, dle [9] str. 43

A_{kx} [m^2] plocha stěny kontejneru a spreaderu (výška·délka), dle [17]

ZATÍŽENÍ JEDNOHO LANA KLADKOSTROJE

$$m_L = \frac{Q}{i} = \frac{85000}{2} = 42500[kg] \quad (10)$$

Kde: m_L [kg] hmotnost břemene působícího na jedno lano

Q [kg] nosnost jednoho kladkostroje, z rovnice (2)

i [1] počet lan na jednom bubnu, z (Obr. 1)

$$f_{S3} = 1 + \frac{F_{h1}}{m_l \cdot g \cdot \tan(\gamma)} = 1 + \frac{28593{,}75}{42500 \cdot 9{,}81 \cdot \tan(4°)} = 1{,}982\ [1] \quad \text{[10] str. 14} \quad (11)$$

Kde: f_{S3} [1] součinitel zvýšení síly v laně od vodorovné síly na břemeno

F_{h1} [N] zatížení od větru, z rovnice (9)

g $[ms^{-2}]$ gravitační zrychlení

γ [°] úhel mezi směrem gravitace a průmětem lana do roviny určené F_h, dle [10] str. 14

m_L [kg] hmotnost břemene působícího na jedno lano, z rovnice (10)

2.1.5 NÁVRHOVÁ SÍLA V LANĚ

$$F_{Sd,s} = \frac{(m_L + G) \cdot g}{n_m} \cdot \phi \cdot f_{s1} \cdot f_{s2} \cdot f_{s3} \cdot \gamma_p \cdot \gamma_n \quad \text{[10] str. 12} \quad (12)$$

$$F_{Sd,s} = \frac{(42500 + 3000) \cdot 9{,}81}{6} \cdot 1{,}134 \cdot 1{,}038 \cdot 1{,}305 \cdot 1{,}982 \cdot 1{,}34 \cdot 1$$

$$F_{Sd,s} = 3{,}035 \cdot 10^5\ [N]$$

Kde: $F_{Sd,s}$ [N] návrhová síla v laně

m_L [kg] hmotnost břemene působícího na jedno lano, z rovnice (10)

G [kg] vlastní hmotnost mechanismu

g $[ms^{-2}]$ gravitační zrychlení

n_m [1] lanový převod, z rovnice (1)

ϕ [1] dynamický součinitel, z rovnice (5)

f_{S1} [1] součinitel zvýšení návrhové síly v laně od lanového systému, z rovnice (6)

f_{S2} [1] součinitel nerovnoběžného nosného průřezu, z rovnice (7)

f_{S3} [1] součinitel zvýšení síly v laně od vodorovné síly na břemeno, z rovnice (11)

γ_p [1] součinitel bezpečnosti, dle [10] str. 12

γ_n [1] součinitel rizika, dle [9] str. 57

2.1.6 VOLBA LANA

Bylo zvoleno jeřábové lano třídy 35(W)x7 (W=Warrington) o jmenovitém průměru 32 mm, které má jmenovitou pevnost 2160 N/mm^2, dle [11] str.21.

Tab. 1 Vlastnosti lana [11]

Jmenovitý průměr	Hmotnost	Minimální únosnost	Třída pevnosti lana
[mm]	[kg/m]	[kN]	[N/mm^2]
32	4,65	774	2160

2.1.7 MINIMÁLNÍ SOUČINITEL ÚNOSNOSTI LANA

$$\gamma_{rb} = 1{,}35 + \frac{5}{(\frac{D}{d})^{0,8}-4} = 1{,}35 + \frac{5}{(\frac{1{,}25}{0{,}032})^{0,8}-4} = 1{,}689\ [1] \qquad [10]\ \text{str. 17} \qquad (13)$$

Kde: γ_{rb} [1] minimální součinitel únosnosti lana

D [m] příslušný nejmenší průměr (průměr kladek)

d [m] průměr lana, z (Tab. 1)

2.1.8 NÁVRHOVÁ SÍLA ÚNOSNOSTI LANA

$$F_{Rd,s} = \frac{F_u}{\gamma_{rb}} = \frac{774000}{1{,}689} = 4584 \cdot 10^5\ [N] \qquad [10]\ \text{str. 17} \qquad (14)$$

Kde: $F_{Rd,s}$ [N] návrhová síla únosnosti lana

γ_{rb} [1] minimální součinitel únosnosti lana

F_u [N] minimální únosnost lana, z (Tab. 1)

Statická únosnost lana je prokázána, protože platí vztah z rovnice (4):

$F_{Sd,s} \leq F_{Rd,s} \rightarrow 3{,}035 \cdot 10^5[N] \leq 4{,}584 \cdot 10^5[N]$.

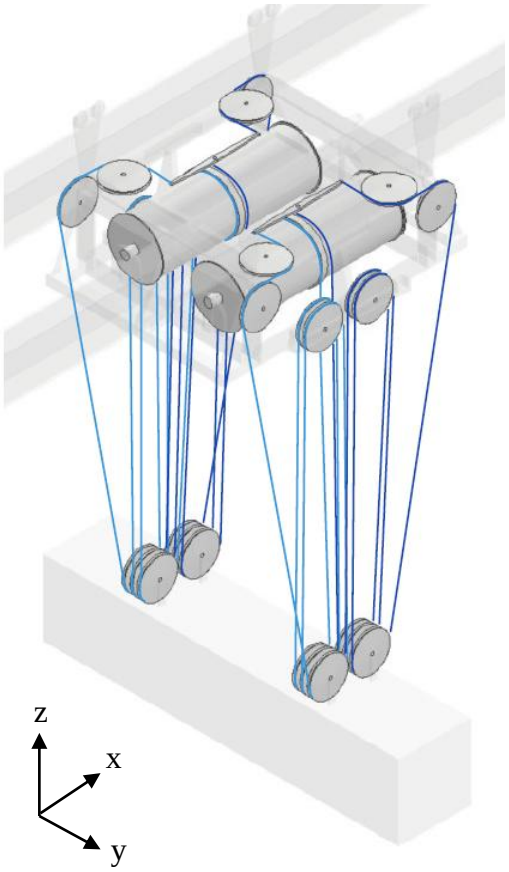
2.2 PROKÁZÁNÍ ÚNAVOVÉ PEVNOSTI

Jeřábové lano je potřeba ověřit z hlediska statické únosnosti, dle ČSN EN 13 001-3-2 [10], tím, že pro všechny kombinace zatížení je splněna tato podmínka:

$$F_{Sd,f} \leq F_{Rd,f} \qquad \text{[10] str. 18} \qquad (15)$$

Kde: $F_{Sd,f}$ [N] návrhová síla v laně při únavě

$F_{Rd,f}$ [N] návrhová síla únosnosti lana při únavě



Obr. 2 Schéma zalanování

2.2.1 DYNAMICKÝ SOUČINITEL PRO ÚČINKY SETRVAČNOSTI

$$\phi^* = \sqrt[3]{\frac{(w-1)+\phi^3}{w}} = \sqrt[3]{\frac{(14-1)+1{,}134^3}{19}} = 1{,}011\ [1] \qquad [10]\ \text{str. 18} \qquad (16)$$

Kde: ϕ^* [1] dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti

w [1] příslušný počet ohybů pro pohyb, dle [10] příloha A, (Obr. 2)

2.2.2 SOUČINITEL NEROVNOBĚŽNÝCH NOSNÝCH PRŮŘEZŮ VE VINUTÍ

Dle zadání, jeřáb pracuje stejně často ve všech výškách pracovního rozsahu, a proto je možné použít následující rovnici dle [10] str. 19:

$$f_{S2}^* = 1 + \left(\frac{1}{\cos(\beta_{max})} - 1\right) \cdot \left(\frac{z_{ref}-z_2}{z_{ref}-z_1}\right)^{0,9} = 1 + \left(\frac{1}{\cos(40°)} - 1\right) \cdot \left(\frac{85-80}{85-5}\right)^{0,9} = 1{,}025\ [1] \qquad (17)$$

Kde: f_{S2}^* [1] součinitel nerovnoběžných nosných průřezů ve vinutí

β_{max} [°] největší úhel mezi nosným průřezem a směrem působení zatížení, dle [2] str. 14

z_{ref} [m] referenční výška zdvihového zařízení, dle [10] str. 19

z_{max} [m] maximální výška zdvihového zařízení, dle [10] str. 19

z_{min} [m] minimální výška zdvihového zařízení, dle [10] str. 19

2.2.3 VODOROVNÉ SÍLY PŘI SVISLÉM ZDVIHÁNÍ

Pro případ s více nerovnoběžnými lany lze použít následující rovnice, dle [10] str. 20:

$$f_{S3}^* = f_{S3} = 1{,}982\ [1] \qquad (18)$$

Kde: f_{S3} [1] součinitel zvýšení síly v laně, z rovnice (11)

2.2.4 NÁVRHOVÁ SÍLA V LANĚ PŘI ÚNAVĚ

$$F_{Sd,f} = \frac{m_L \cdot g}{n_m} \cdot \phi^* \cdot f_{S2}^* \cdot f_{S3}^* \cdot \gamma_n = \frac{42500 \cdot 9{,}81}{6} \cdot 1{,}011 \cdot 1{,}025 \cdot 1{,}982 \cdot 1 \qquad [10]\ \text{str.18} \qquad (19)$$

$$F_{Sd,f} = 1{,}426 \cdot 10^5\ [N]$$

Kde: $F_{Sd,f}$ [N] návrhová síla v laně při únavě

m_L [kg] hmotnost působící na jedno lano, z rovnice (10)

g $[ms^{-2}]$ gravitační zrychlení

n_m [1] lanový převod, z rovnice (1)

ϕ^* [1] dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti, z rovnice (16)

f_{S2}^* [1] součinitel nerovnoběžných nosných průřezů ve vinutí, z rovnice (17)

f_{S3}^* [1] součinitel zvýšení síly v laně, z rovnice (11)

γ_n [1] součinitel rizika, dle [9] str. 57

2.2.5 CELKOVÝ POČET POHYBŮ ZDVIHÁNÍ PRO JEDNO LANO

$$i_{max} = \frac{C}{l_r} = \frac{875000}{10} = 87500 \text{ [1]} \quad \text{[10] str.20} \quad (19)$$

Kde: i_{max} [1] celkový počet ohybů zdvihání pro jedno lano

C [1] celkový počet pracovních cyklů za dobu životnosti jeřábu, dle [5] str.16

l_r [1] návrhový počet lan, dle [10] příloha B

2.2.6 CELKOVÝ POČET OHYBŮ ZA DOBU ŽIVOTNOSTI LANA

$$w_{tot} = \sum_{i=1}^{i_{max}} w_i = \sum_{i=1}^{87500} 10 = 875000 \text{ [1]} \quad \text{[10] str. 21} \quad (20)$$

Kde: w_{tot} [1] celkový počet ohybů za dobu životnosti lana

w_i [1] příslušný počet ohybů při pohybu, dle [10] příloha A

i_{max} [1] celkový počet ohybů zdvihání pro jedno lano, z rovnice (19)

2.2.7 RELATIVNÍ CELKOVÝ POČET OHYBŮ

$$v_r = \frac{w_{tot}}{w_D} = \frac{875000}{5 \cdot 10^5} = 1{,}75 \text{ [1]} \quad \text{[10] str. 21} \quad (21)$$

Kde: v_r [1] relativní celkový počet ohybů

w_{tot} [1] celkový počet ohybů za dobu životnosti lana, z rovnice (20)

w_D [1] počet ohybů v referenčním bodě, dle [10] str. 21

2.2.8 PARAMETR HISTORIE SÍLY V LANĚ

$$s_r = k_r \cdot v_r = 1 \cdot 1{,}75 = 1{,}75 \text{ [1]} \quad \text{[10] str. 20} \quad (22)$$

Kde: s_r [1] parametr historie síly v laně

k_r [1] součinitel spektra síly v laně, dle [6] str. 5

v_r [1] relativní celkový počet ohybů, z rovnice (21)

2.2.9 REFERENČNÍ POMĚR HODNOTY D/D

$$R_{Dd} = 10 \cdot 1{,}125^{\log_2(\frac{w_{tot}}{8000})} = 10 \cdot 1{,}125^{\log_2(\frac{875000}{8000})} = 22{,}206 \text{ [1]} \quad \text{[10] str. 2} \quad (23)$$

Kde: R_{Dd} [1] referenční poměr hodnoty D/d

W_{tot} [1] celkový počet ohybů za dobu životnosti lana, z rovnice (20)

2.2.10 SOUČINITEL VLIVU OHYBŮ

$$f_{f1} = \frac{\frac{D}{d}}{R_{Dd}} = \frac{\frac{1,25}{0,032}}{22,206} = 1,759\ [1] \qquad [2] \text{ str. } 21 \qquad (24)$$

Kde: f_{f1} [1] součinitel vlivu ohybu

D [m] příslušný nejmenší průměr (průměr kladek)

d [m] průměr lana, z (Tab. 1)

R_{Dd} [1] referenční poměr hodnoty D/d

2.2.11 SOUČINITEL TAHOVÉ PEVNOSTI DRÁTU

$$f_{f2} = (\frac{1770}{R_r})^{0,6} = (\frac{1770}{2160})^{0,6} = 0,887\ [1] \qquad [2] \text{ str. } 22 \qquad (25)$$

Kde: f_{f2} [1] součinitel tahové pevnosti drátu

R_r $[Nmm^{-2}]$ třída pevnosti lana, z (Tab. 1)

2.2.12 SOUČINITEL ÚHLU NÁBĚHU

Pro úhel náběhu nekroutivého lana na kladku o velikosti 1°, se součinitel volí dle [10] str. 23:

$$f_{f3} = 0,95\ [1]$$

2.2.13 SOUČINITEL MAZÁNÍ LANA

Pro lana vyrobená s vnitřním mazáním, se součinitel volí dle [10] str. 23:

$$f_{f4} = 1\ [1]$$

2.2.14 SOUČINITEL VLIVU NAVÍJENÍ LANA NA BUBEN

Pro lana navíjená na buben v jedné vrstvě se tento součinitel volí roven jedné [10] str. 24.

$$f_{f5} = 1\ [1]$$

2.2.15 SOUČINITEL POLOMĚRU DRÁŽKY

Určuje se z poměru mezi poloměrem drážky bubnu a průměru lana [10] str. 23.

$$f_{f6} = 1\ [1]$$

2.2.16 SOUČINITEL OHYBOVÉ ÚNAVY LANA

$$f_{f7} = \frac{1}{t} = \frac{1}{0,9} = 1,11\ [1] \qquad [10] \text{ str. } 24 \qquad (26)$$

Kde: f_{f7} [1] součinitel ohybové únavy lana

t [1] součinitel typu lana, dle [10] str. 24

2.2.17 CELKOVÝ SOUČINITEL VLIVŮ

$$f_f = f_{f1} \cdot f_{f2} \cdot f_{f3} \cdot f_{f4} \cdot f_{f5} \cdot f_{f6} \cdot f_{f7}$$ [10] str. 21 (27)

$$f_f = 1{,}759 \cdot 0{,}887 \cdot 0{,}95 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1{,}11 = 1{,}648\ [1]$$

Kde: f_f [1] celkový součinitel vlivů

f_{f1} [1] součinitel vlivu ohybu, z rovnice (24)

f_{f2} [1] součinitel tahové pevnosti drátu, z rovnice (25)

f_{f3} [1] součinitel úhlu náběhu

f_{f4} [1] součinitel mazání lana

f_{f5} [1] součinitel vlivu navíjení lana na buben

f_{f6} [1] součinitel poloměru drážky

f_{f7} [1] součinitel ohybové únavy lana, z rovnice (26)

2.2.18 NÁVRHOVÁ SÍLA ÚNOSNOSTI LANA PŘI ÚNAVĚ

$$F_{Rd,f} = \frac{F_u}{\gamma_{rf} \cdot \sqrt[3]{s_r}} \cdot f_f = \frac{774000}{7 \cdot \sqrt[3]{1{,}75}} \cdot 1{,}648 = 1{,}512 \cdot 10^5\ [N]$$ [10] str. 20 (28)

Kde: $F_{Rd,f}$ [N] návrhová síla únosnosti lana při únavě

f_f [1] celkový součinitel vlivů, z rovnice (27)

s_r [1] parametr historie síly v laně, z rovnice (22)

γ_{rf} [1] minimální součinitel únosnosti lana, dle [10] str. 20

F_u [N] minimální únosnost lana, z (Tab. 1)

Únavová pevnost lana je prokázána, protože platí vztah z rovnice (15):

$$F_{Sd,f} \leq F_{Rd,f} \rightarrow 1{,}426 \cdot 10^5\ [N] \leq 1{,}512 \cdot 10^5\ [N]$$.

3 VÝPOČET BUBNU

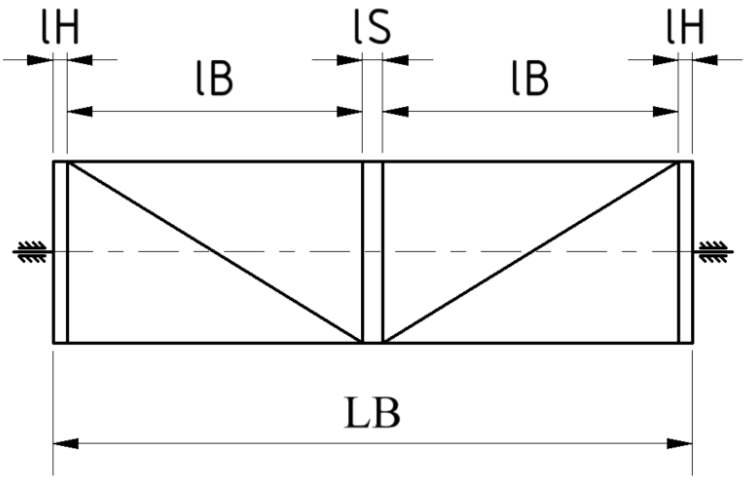
Výpočet bubnu je proveden dle ČSN EN 14 492-2 [7] a ČSN 27 1820 [8].

Tab. 2 Hodnoty součinitele α [8] str.2

Součinitel α				
Platí při navíjení lana na:	Pro skupinu jeřábů podle ČSN 27 0310			
	I	II	III	IV
Vodící kladku	20	22	24+2 *	26
Lanový buben	18	20	22+2 *	24

*Z důvodu, že lano přebíhá přes více než dvě kladky, je potřeba zvýšit hodnotu součinitele α o 2.

3.1 ROZMĚRY BUBNU



Obr. 3 Schéma bubnu

3.1.1 PRŮMĚR BUBNU

$D_{B,min} = d \cdot \alpha = 0{,}032 \cdot 24 = 0{,}768\ [m]$ [8] str. 1 (29)

$D_B = 1{,}8$ [m]

Kde: $D_{B,min}$ [m] minimální průměr bubnu

d [m] průměr lana, z (Tab. 1)

α [1] součinitel závislý na druhu kladky a skupině jeřábu, z (Tab. 2)

D_B [m] volený jmenovitý průměr bubnu

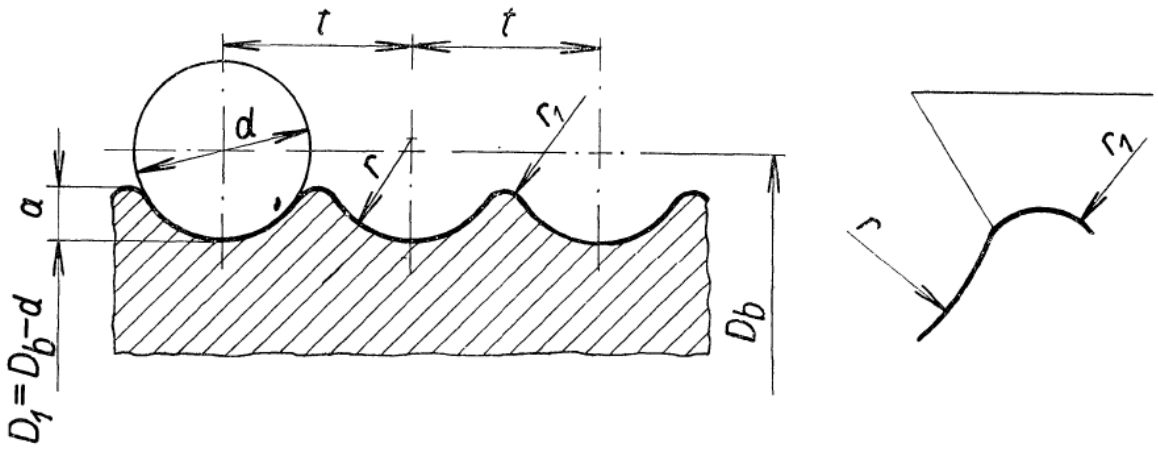
Jmenovitý průměr bubnu D_B je zvolen násobně větší z důvodu velké délky navíjeného lana.

$$D_1 = D_B - d = 1{,}8 - 0{,}032 = 1{,}768\ [m] \qquad \text{[8] str.2} \qquad (30)$$

Kde: D_1 [m] průměr bubnu pod lanem, (Obr. 4)

D_B [m] volený jmenovitý průměr bubnu

d [m] průměr lana, z (Tab. 1)



Obr. 4 Drážky lanového bubnu [8] str. 9

3.1.2 ROZMĚRY DRÁŽKY BUBNU

POLOMĚR DRÁŽKY

$$r = 0{,}55 \cdot d = 0{,}55 \cdot 0{,}032 = 0{,}176\ [m] \qquad \text{[8] str. 3} \qquad (31)$$

Kde: r [m] poloměr drážky bubnu

d [m] průměr lana, z (Tab. 1)

HLOUBKA DRÁŽKY

$$b = 0{,}28 \cdot d = 0{,}28 \cdot 0{,}032 = 0{,}0089\ [m] \qquad \text{[7] str. 34} \qquad (32)$$

Kde: b [m] hloubka drážky bubnu

d [m] průměr lana, z (Tab. 1)

ŠÍŘKA DRÁŽKY

Šířka drážky t závisí na poloměru drážky a průměru lana, dle [8] str. 9.

t = 35 [mm]

3.1.3 DÉLKA NAVÍJENÉ ČÁSTI LANA

$$L_n = n_m \cdot h = 6 \cdot 75 = 450\ [m] \qquad (33)$$

Kde: L_n [m] délka navíjené části lana

n_m [1] lanový převod, z rovnice (1)

h [m] výška zdvihu, zadáno

3.1.4 POČET ZÁVITŮ BUBNU

$$z_B = \frac{L_n}{\pi \cdot D_1} + 3 = \frac{450}{\pi \cdot 1{,}774} + 3 = 83{,}743\ [1]$$ [4] str. 39 (34)

Kde: z_B [1] počet závitů bubnu

L_n [m] délka navíjené části lana, z rovnice (33)

D_1 [m] průměr bubnu pod lanem, z rovnice (30)

3.1.5 DÉLKA ZÁVITOVÉ ČÁSTI BUBNU

$$l_B = z_B \cdot t = 83{,}743 \cdot 0{,}035 = 2{,}931\ [m]$$ [4] str. 40 (35)

Kde: l_B [m] délka drážkování bubnu

z_B [1] počet závitů bubnu, z rovnice (34)

t [m] šířka drážky bubnu

3.1.6 DÉLKA HLADKÉ ČÁSTI BUBNU

$$l_H = 4 \cdot t = 4 \cdot 0{,}035 = 0{,}14\ [m]$$ [4] str. 41 (36)

Kde: l_H [m] délka krajní hladké části bubnu

t [m] šířka drážky bubnu

3.1.7 CELKOVÁ DÉLKA BUBNU

$$L_B = 2 \cdot (l_B + l_H) + l_S = 2 \cdot (2{,}931 + 0{,}14) + 0{,}2 = 6{,}342\ [\text{m}]$$ (37)

Kde: L_B [m] celková délka bubnu, z (Obr. 3)

l_B [m] délka drážkování bubnu, z rovnice (35)

l_H [m] délka krajní hladké části bubnu, z rovnice (36)

l_S [m] délka střední hladké části bubnu, voleno

3.1.8 TLOUŠŤKA STĚNY BUBNU

$$s' = 0{,}6 \cdot d = 0{,}6 \cdot 0{,}032 = 0{,}0192\ [m]$$ [1] str.109 (38)

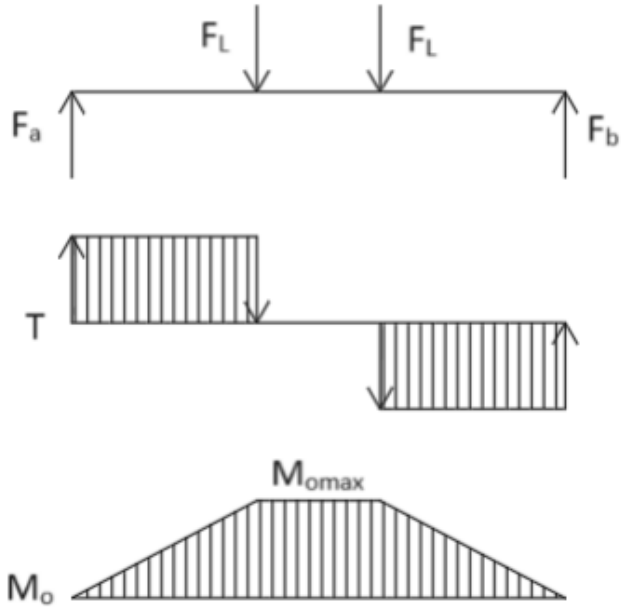
$$s = 0{,}02\ [m]$$

Kde: s´ [m] vypočtená tloušťka stěny bubnu, dle [1] str. 109

d [m] tloušťka lana, z (Tab. 1)

s [m] zvolená tloušťka stěny bubnu

3.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA BUBNU



Obr. 5 Průběh zatěžujících sil a momentu na bubnu

3.2.1 OSOVÁ SÍLA V LANĚ

$$F_L = \frac{(m_s+m_h+G)\cdot g}{z\cdot n\cdot \eta_{tot}} = \frac{(15000+70000+3000)\cdot 9{,}81}{2\cdot 12\cdot 0{,}963} = 37329{,}904\ [N]$$ [2] str. 300 (39)

Kde: F_L [N] osová síla v laně

m_s [kg] hmotnost spreaderu, dle [20]

m_h [kg] hmotnost břemene, zadáno

G [kg] vlastní hmotnost mechanismu

n [1] počet nosných průřezů lana, z (Obr. 1)

z [1] počet větví kladkostroje, z (Obr. 1)

g $[ms^{-2}]$ gravitační zrychlení

3.2.2 PRŮŘEZOVÝ MODUL V OHYBU

$$W_o = 0{,}8 - (D_B - s)^2 \cdot s = 0{,}8 - (1{,}8 - 0{,}02)^2 \cdot 0{,}02 = 0{,}051\ [m^3]$$ [4] str. 41 (40)

Kde: W_o $[m^3]$ průřezový modul v ohybu

D_B [m] volený jmenovitý průměr bubnu

s [m] volená tloušťka stěny bubnu

3.2.3 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{o,max} = F_L \cdot (l_H + l_B) = 37329{,}904 \cdot (0{,}14 + 2{,}931) = 115000\ [Nm] \quad (41)$$

Kde: $M_{o,max}$ [Nm] maximální ohybový moment

F_L [N] osová síla v laně, z rovnice (39)

l_H [m] délka krajní hladké části bubnu, z rovnice (36)

l_B [m] délka drážkování bubnu, z rovnice (35)

3.2.4 OHYBOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_o = \frac{M_{o,max}}{W_o} = \frac{115000}{0{,}051} = 2{,}269 \cdot 10^6\ [Pa] \quad \text{[4] str. 41} \quad (42)$$

Kde: σ_o [Pa] ohybové napětí

$M_{o,max}$ [Nm] maximální ohybový moment, z rovnice (43)

W_o [m^3] průřezový modul v ohybu, z rovnice (42)

3.2.5 PRŮŘEZOVÝ MODUL V KRUTU

$$W_K = 1{,}6 \cdot (D_B - s)^2 \cdot s = 1{,}6 \cdot (1{,}8 - 0{,}02)^2 \cdot 0{,}02 = 0{,}101\ [m^3] \quad \text{[4] str. 41} \quad (43)$$

Kde: W_K [m^3] průřezový modul v krutu

D_B [m] volený jmenovitý průměr bubnu

s [m] volená tloušťka stěny bubnu

3.2.6 MAXIMÁLNÍ KROUTÍCÍ MOMENT

$$M_{K,max} = F_L \cdot D_B = 37329{,}904 \cdot 1{,}8 = 67193{,}83\ [Nm] \quad \text{[4] str. 41} \quad (44)$$

Kde: $M_{K,max}$ [Nm] maximální kroutící moment

F_L [N] osová síla v laně, z rovnice (39)

D_B [m] volený jmenovitý průměr bubnu, z rovnice (29)

3.2.7 SMYKOVÉ NAPĚTÍ

$$\tau_K = \frac{M_{K,max}}{W_K} = \frac{67193{,}83}{0{,}101} = 6{,}627 \cdot 10^5 [Pa] \quad \text{[4] str. 41} \quad (45)$$

Kde: τ_K [Pa] smykové napětí

$M_{K,max}$ [Nm] maximální kroutící moment, z rovnice (44)

W_K [m^3] průřezový modul v krutu, z rovnice (43)

3.2.8 NAPĚTÍ OD VNĚJŠÍHO PŘETLAKU

$$\sigma_{tl} = \frac{F_L}{s \cdot t} = \frac{37329{,}904}{0{,}02 \cdot 0{,}035} = 5{,}333 \cdot 10^7 [Pa] \quad \text{[4] str. 42} \quad (46)$$

Kde: σ_{tl} [Pa] napětí od vnějšího přetlaku

F_L [N] osová síla v laně, z rovnice (39)

s [m] volená tloušťka stěny bubnu, z rovnice (38)

t [m] šířka drážky bubnu, dle [8] str. 9

3.2.9 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ DLE HMH

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{tl}^2 - \sigma_o \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau_K^2} \leq 100\ [MPa] \quad \text{[4] str. 42} \quad (47)$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{2{,}269^2 + 53{,}33^2 - 2{,}269 \cdot (-53{,}33) + 3 \cdot 6{,}627^2} = 54{,}51\ [MPa] \leq 100\ [MPa]$$

Kde: σ_{RED} [MPa] redukované napětí

σ_o [MPa] ohybové napětí, z rovnice (42)

σ_{tl} [MPa] napětí od vnějšího přetlaku, z rovnice (46)

τ_K [MPa] smykové napětí, z rovnice (45)

Zvolené rozměry bubnu jsou vyhovující, protože redukované napětí, dle hypotézy HMH, je menší než maximální dovolené napětí.

4 VÝPOČET VODÍCÍCH KLADEK

Kladky budou svařované z materiálu 11373. Výpočet vodících kladek je proveden dle ČSN 27 1820 [8], a dle [9].

4.1 MINIMÁLNÍ PRŮMĚR VODÍCÍ KLADKY

$$D_{K,min} = d \cdot \alpha = 0{,}032 \cdot 26 = 0{,}832\ [m] \qquad \text{[8] str. 1} \qquad (48)$$

Kde: $D_{K,min}$ [m] minimální průměr vodící kladky

d [m] průměr lana, z (Tab. 1)

α [1] součinitel závislý na druhu kladky a skupině jeřábu, z (Tab. 2)

4.2 JMENOVITÝ PRŮMĚR VODÍCÍ KLADKY

$$D_{KV} = D_{K,min} - d = 0{,}832 - 0{,}032 = 0{,}8\ [m] \qquad \text{[8] str.2} \qquad (49)$$

D_K = 1,25 [m]

Kde: D_{KV} [m] jmenovitý průměr vodící kladky

$D_{K,min}$ [m] minimální průměr vodící kladky, z rovnice (48)

d [m] průměr lana, z (Tab. 1)

D_K [m] zvolený průměr vodící kladky, dle [8] str.5

4.3 ROZMĚRY DRÁŽKOVÁNÍ KLADEK

4.3.1 POLOMĚR KŘIVOSTI DRÁŽKY

$$R_K = 0{,}55 \cdot d = 0{,}55 \cdot 0{,}032 = 0{,}018\ [m] \qquad \text{[4] str. 38} \qquad (50)$$

Kde: R_K [m] poloměr křivosti drážky

d [m] průměr lana, z (Tab. 1)

4.3.2 HLOUBKA DRÁŽKY

$$b_K = 3 \cdot R_K = 3 \cdot 0{,}018 = 0{,}054\ [m] \qquad \text{[4] str. 38} \qquad (51)$$

Kde: b_K [m] hloubka drážky kladky

R_K [m] poloměr křivosti drážky, z rovnice (50)

5 VÝPOČET PŘÍLOŽEK

Lano bude uchyceno pomocí dvoušroubových příložek ve střední hladké části bubnu.

5.1 ÚHEL OPÁSÁNÍ

$$\alpha_o = 2 \cdot \pi \cdot n_{rz} = 2 \cdot \pi \cdot 3 = 18{,}85\ [rad] \qquad \text{[1] str. 85} \qquad (52)$$

Kde: α_o [rad] úhel opásání

n_{rz} [1] počet rezervních závitů bubnu, dle [1] str. 85

5.2 TAŽNÁ SÍLA LANA V MÍSTĚ UCHYCENÍ

$$F_O = \frac{F_L}{e^{\mu \cdot \alpha_o}} = \frac{37329{,}904}{e^{0{,}1 \cdot 18{,}85}} = 5668{,}016\ [N] \qquad \text{[1] str. 85} \qquad (53)$$

Kde: F_O [N] tažná síla lana v místě uchycení

F_L [N] osová síla v laně, z rovnice (39)

α_o [rad] úhel opásání, z rovnice (52)

μ [1] součinitel tření mezi lanem a bubnem, dle [1] str. 85

5.3 POTŘEBNÁ OSOVÁ SÍLA VE ŠROUBECH PŘÍLOŽEK

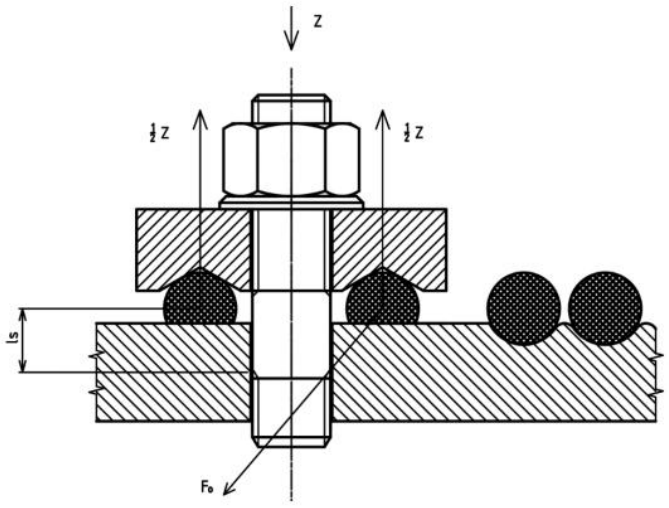
$$Z = \frac{F_O}{1{,}62 \cdot \mu} = \frac{5668{,}016}{1{,}62 \cdot 0{,}1} = 34987{,}752\ [N] \qquad \text{[1] str. 85} \qquad (54)$$

Kde: Z [N] potřebná osová síla ve šroubech příložek

F_O [N] tažná síla lana v místě uchycení, z rovnice (53)

μ [1] součinitel tření mezi lanem a bubnem, dle [1] str. 85

5.4 OHYBOVÉ RAMENO ŠROUBU



Obr. 6 Uchycení lana příložkou [1] str. 85

$$l_{š} = \frac{s}{2} + \frac{d}{2} - b = \frac{20}{2} + \frac{32}{2} - 8{,}9 = 17{,}1\ [mm] \quad (55)$$

Kde: $l_{š}$ [mm] ohybové rameno šroubu, dle (Obr.6)

s [mm] zvolená tloušťka stěny bubnu, z rovnice (38)

d [mm] průměr lana, dle (Tab.1)

b [mm] hloubka drážky bubnu, z rovnice (32)

5.5 OHYBOVÝ MOMENT ŠROUBU

$$M_{OŠ} = F_O \cdot l_{Š} = 5668{,}016 \cdot 17{,}1 = 96923\ [Nmm] \quad \text{[1] str. 85} \quad (56)$$

Kde: $M_{OŠ}$ [Nmm] ohybový moment šroubu

F_O [N] tažná síla lana v místě uchycení, z rovnice (53)

$l_{š}$ [mm] ohybové rameno šroubu, z rovnice (55)

5.6 PLOCHA JÁDRA ŠROUBU

Dle průměru lana volím, podle tabulky III-13 [1] str. 84, šroub M18x2.

$$A_O = \pi \cdot \frac{d_{š}^2}{4} = \pi \cdot \frac{18^2}{4} = 254{,}47\ [mm^2] \quad (57)$$

Kde: A_O [mm^2] plocha jádra šroubu

$d_{š}$ [mm] průměr jádra šroubu, dle [3] str. 412

5.7 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU JÁDRA ŠROUBU

$$W_{OŠ} = \frac{\pi \cdot d_{š}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 18^3}{32} = 572{,}56\ [mm^3] \quad (58)$$

Kde: $W_{OŠ}$ [mm^3] modul průřezu v ohybu jádra šroubu

$d_{š}$ [mm] průměr jádra šroubu, dle [3] str. 412

5.8 CELKOVÉ NAPĚTÍ ŠROUBU

$$\sigma_c = \frac{Z}{i_{š} \cdot A_O} + \frac{M_{OŠ}}{i_{š} \cdot W_{OŠ}} = \frac{34987{,}752}{2 \cdot 254{,}47} + \frac{96923}{2 \cdot 572{,}56} = 153{,}1\ [MPa] \quad \text{[1] str.85} \quad (59)$$

Kde: σ_c [MPa] celkové napětí šroubu

Z [N] potřebná osová síla ve šroubech příložek, z rovnice (54)

$i_{š}$ [1] počet šroubů v příložce

A_O [mm^2] plocha jádra šroubu, z rovnice (57)

$M_{OŠ}$ [Nmm] ohybový moment šroubu, z rovnice (56)

$W_{OŠ}$ [mm^3] modul průřezu v ohybu jádra šroubu, z rovnice (58)

5.9 DOVOLENÉ NAPĚTÍ ŠROUBU

Šroub je zvolen ČSN 02 1176 – M18 x 100–8.8 dle [3].

$$\sigma_{DOV,Š} = \frac{R_P}{k_Š} = \frac{640}{2,5} = 256\ [MPa] \qquad \text{[1] str. 85} \qquad (60)$$

Kde: $\sigma_{DOV,Š}$ [MPa] dovolené napětí šroubu

$k_Š$ [1] bezpečnost, dle [1] str. 85

R_P [MPa] mez kluzu materiálu šroubu

$\sigma_c \leq \sigma_{DOV,Š} \rightarrow 153,1\ [MPa] \leq 256\ [MPa] \rightarrow$ Šroub je vyhovující

6 ZATÍŽENÍ OD VĚTRU V MIMOPROVOZNÍM STAVU

Pro výpočet zatížení od větru se předpokládá, že vítr vane vodorovně konstantní rychlostí ve všech výškách.

6.1 TLAK VĚTRU

Zvolená maximální přípustná rychlost větru je 40 ms^{-1}.

$$q_{v2} = 0{,}5 \cdot \rho \cdot {v_{v2}}^2 = 0{,}5 \cdot 1{,}25 \cdot 40^2 = 1000\ [Pa] \qquad \text{[9] str. 18} \qquad (61)$$

Kde: q_{v2} [Pa] tlak větru

ρ $[kgm^{-3}]$ hustota vzduchu, dle [9] str. 18

v_{v2} $[ms^{-1}]$ rychlost větru

6.2 ZATÍŽENÍ OD VĚTRU VE SMĚRU OSY Y

Součet všech zatížení od větru, působících na jednotlivé komponenty jeřábové kočky ve směru osy Y (viz. Obr. 2).

6.2.1 ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA SPREADER

$$F_{hsy} = q_{v2} \cdot c_{ky} \cdot A_{sy} = 1000 \cdot 1 \cdot 1{,}219 = 1219\ [N] \qquad \text{[9] str. 18} \qquad (62)$$

Kde: F_{hsy} [N] zatížení od větru působící na spreader

q_{v2} [Pa] tlak větru, z rovnice (61)

c_{ky} [1] aerodynamický součinitel spreaderu, dle [9] str. 43

A_{sy} [m^2] plocha spreaderu (výška·šířka), dle [17]

6.2.2 ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA KLADKY

$$F_{hkly} = q_{v2} \cdot c_{kly} \cdot \frac{\pi \cdot D_K^2}{4} \cdot 8 = 1000 \cdot 2{,}5 \cdot \frac{\pi \cdot 1{,}25^2}{4} \cdot 8 = 24540\ [N] \qquad \text{[9] str. 18} \qquad (63)$$

Kde: F_{hkly} [N] zatížení od větru působící na kladky

q_{v2} [Pa] tlak větru, z rovnice (61)

c_{kly} [1] aerodynamický součinitel kladky, dle [9] str. 43

D_K [m] zvolený průměr kladky, z rovnice (49)

6.2.3 ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA LANA

$$Re = 0{,}667 \cdot 10^5 \cdot v_{v2} \cdot d = 0{,}667 \cdot 10^5 \cdot 40 \cdot 0{,}032 = 85376\ [1] \qquad [9]\ \text{str. 39} \qquad (64)$$

Kde: Re [1] Reynoldsovo číslo

v_{v2} $[ms^{-1}]$ rychlost větru

d [m] průměr lana, z (Tab. 1)

Dle [9] str. 39 je aerodynamický součinitel lana c_L zvolen 1,2, protože platí že: $Re \leq 2 \cdot 10^5$.

$$F_{hLy} = q_{v2} \cdot c_L \cdot A_L \cdot 12 = 1000 \cdot 1{,}2 \cdot 2{,}4 \cdot 12 = 34560\ [N] \qquad [9]\ \text{str. 18} \qquad (65)$$

Kde: F_{hLy} [N] zatížení od větru působící na lana

q_{v2} [Pa] tlak větru, z rovnice (61)

c_L [1] aerodynamický součinitel lana

A_L $[m^2]$ plocha lana

6.2.4 ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA RÁM KOČKY

$$F_{hRy} = q_{v2} \cdot c_{Ry} \cdot A_{Ry} = 1000 \cdot 1{,}5 \cdot 17 = 25500\ [N] \qquad [9]\ \text{str. 18} \qquad (66)$$

Kde: F_{hry} [N] zatížení od větru působící na rám kočky

q_{v2} [Pa] tlak větru, z rovnice (61)

c_{Ry} [1] aerodynamický součinitel rámu kočky

A_{Ry} $[m^2]$ plocha rámu kočky a bubnu

Celkové zatížení F_{hy} způsobené větrem, které je přenášeno z kočky na rám jeřábu ve směru osy Y (osa kolmá na směr pojezdu kočky) je:

$$F_{hy} = F_{hsy} + F_{hkly} + F_{hLy} + F_{hRy} = 1219 + 24540 + 34560 + 25500 = 85819\ [N] \qquad (67)$$

Kde: F_{hy} [N] celkové zatížení

F_{hsy} [N] zatížení od větru působící na spreader, z rovnice (62)

F_{hkly} [N] zatížení od větru působící na kladky, z rovnice (63)

F_{hLy} [N] zatížení od větru působící na lana, z rovnice (65)

F_{hRy} [N] zatížení od větru působící na rám kočky, z rovnice (66)

6.3 ZATÍŽENÍ OD VĚTRU VE SMĚRU OSY X

Součet všech zatížení od větru, působících na jednotlivé komponenty jeřábové kočky ve směru osy X (viz. Obr. 2). V tomto směru se uvažuje zatížení působící na kladky jako zanedbatelné.

6.3.1 ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA KONTEJNER

$$F_{hsx} = q_{v2} \cdot c_{kx} \cdot A_{sx} = 1000 \cdot 2 \cdot 6 = 12000\ [N]$$ [9] str. 18 (68)

Kde: F_{hkx} [N] zatížení od větru působící na kontejner

q_{v2} [Pa] tlak větru, z rovnice (61)

c_{kx} [1] aerodynamický součinitel spreaderu, dle [9] str. 43

A_{sx} [m^2] plocha spreaderu (výška·šířka), dle [17]

6.3.2 ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA LANA

$$F_{hLx} = q_{v2} \cdot c_L \cdot A_L \cdot 12 = 1000 \cdot 1{,}2 \cdot 2{,}4 \cdot 6 = 17280\ [N]$$ [9] str. 18 (69)

Kde: F_{hLx} [N] zatížení od větru působící na lana

q_{v2} [Pa] tlak větru, z rovnice (61)

c_L [1] aerodynamický součinitel lana, z rovnice (64)

A_L [m^2] plocha lana

6.3.3 ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA RÁM KOČKY

$$F_{hRx} = q_{v2} \cdot c_{Rx} \cdot A_{Rx} = 1000 \cdot 1 \cdot 12{,}3 = 12300\ [N]$$ [9] str. 18 (70)

Kde: F_{hrx} [N] zatížení od větru působící na rám kočky

q_{v2} [Pa] tlak větru, z rovnice (61)

c_{Rx} [1] aerodynamický součinitel rámu kočky

A_{Rx} [m^2] plocha rámu kočky a bubnu

Celkové zatížení F_{hx} způsobené větrem, které je přenášeno z kočky na rám jeřábu ve směru osy X (osa směru pojezdu kočky) je:

$$F_{hx} = F_{hsx} + F_{hLx} + F_{hRx} = 12000 + 17820 + 12300 = 42120\ [N]$$ (71)

Kde: F_{hx} [N] celkové zatížení

F_{hsx} [N] zatížení od větru působící na spreader, z rovnice (68)

F_{hLx} [N] zatížení od větru působící na lana, z rovnice (69)

F_{hrx} [N] zatížení od větru působící na rám kočky, z rovnice (70)

7 VÝPOČET ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ

Zdvihové ústrojí se skládá z lan, bubnů, kladek a vahadel, viz. kapitola 1 až 4. Dále je potřeba vypočítat a zvolit motor, převodovku, spojku a brzdu pro zdvih.

7.1 VÝPOČET A VOLBA MOTORU

Zdvih břemene bude realizován pomocí dvojice elektromotorů, které budou přes převodovku se spojkou připojeny k bubnům.

7.1.1 OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

$$n_b = \frac{n_m \cdot v_h \cdot 60}{\pi \cdot D_1} = \frac{6 \cdot 0{,}1 \cdot 60}{\pi \cdot 1{,}768} = 6{,}48\ [min^{-1}] \qquad \text{[4] str. 67} \qquad (72)$$

Kde: n_b $[\mathrm{min}^{-1}]$ otáčky lanového bubnu

n_m [1] lanový převod, z rovnice (1)

v_h $[\mathrm{ms}^{-1}]$ rychlost zdvihu

D_1 [m] průměr bubnu pod lanem, z rovnice (30)

7.1.2 CELKOVÁ ÚČINNOST ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ

$$\eta_c = \eta_{tot} \cdot \eta_b \cdot \eta_p = 0{,}9632 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}97 = 0{,}9\ [1] \qquad \text{[4] str. 67} \qquad (73)$$

Kde: η_c [1] celková účinnost zdvihového ústrojí

η_{tot} [1] účinnost kladkostroje, z rovnice (3)

η_b [1] účinnost bubnu, dle [4] str. 67

η_p [1] účinnost převodovky, dle [12] str. 333

7.1.3 POTŘEBNÝ VÝKON MOTORU PŘI USTÁLENÉ RYCHLOSTI ZDVIHU

$$P_b = \frac{(Q+G) \cdot g \cdot v_h}{2 \cdot 1000 \cdot \eta_c} = \frac{(85000+3000) \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}1}{2 \cdot 1000 \cdot 0{,}897} = 48\ [kW] \qquad \text{[4] str. 67} \qquad (74)$$

Kde: P_b [kW] potřebný výkon motoru

Q [kg] maximální hmotnost břemene a spreaderu, z rovnice (2)

G [kg] vlastní hmotnost mechanismu

g $[\mathrm{ms}^{-2}]$ gravitační zrychlení

v_h $[\mathrm{ms}^{-1}]$ rychlost zdvihu

η_c [1] celková účinnost zdvihového ústrojí, z rovnice (73)

7.1.4 VOLBA ELEKTROMOTORU

Vybraný elektromotor je od firmy VYBO Electric, jedná se o kroužkový elektromotor s osmi póly s označením P280S08. Elektromotor je schopen pracovat v teplotách od -30 °C do 50 °C [13].

Tab. 3 Parametry elektromotoru [13]

Otáčky	Výkon	Moment	Přetížitelnost
$[\mathrm{min}^{-1}]$	[kW]	[Nm]	[1]
730	50	654	3

7.1.5 PŘEVOD MEZI ELEKTROMOTOREM A LANOVÝM BUBNEM

$$i_p = \frac{n_e}{n_b} = \frac{730}{6{,}48} = 113\ [1] \qquad \text{[4] str. 68} \qquad (74)$$

Kde: i_p [1] převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem

n_e $[\mathrm{min}^{-1}]$ otáčky elektromotoru, z (Tab. 3)

n_b $[\mathrm{min}^{-1}]$ otáčky lanového bubnu, z rovnice (72)

7.1.6 KONTROLA ROZBĚHOVÉHO MOMENTU MOTORU

Rozběhový moment motoru během rozběhu musí překonat statický moment břemene a urychlit pohyblivé hmoty systému na požadovanou rychlost zdvihu.

CELKOVÝ PŘEVOD

$$i_c = n_m \cdot i_p = 6 \cdot 113 = 678\ [1] \qquad \text{[4] str. 68} \qquad (75)$$

Kde: i_c [1] celkový převod

n_m [1] lanový převod, z rovnice (1)

i_p [1] převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem, z rovnice (74)

STATICKÝ MOMENT BŘEMENE REDUKOVANÝ NA HŘÍDEL MOTORU

$$M_{st} = \frac{(\mathrm{Q+G})\cdot g \cdot D_1}{2 \cdot i_c \cdot \eta_c} = \frac{(85000+3000)\cdot 9{,}81 \cdot 1{,}768}{2 \cdot 678 \cdot 0{,}9} = 1250\ [Nm] \qquad \text{[4] str. 68} \qquad (76)$$

Kde: M_{st} [Nm] statický moment břemene

Q [kg] maximální hmotnost břemene a spreaderu, z rovnice (2)

G [kg] vlastní hmotnost mechanismu

g $[\mathrm{ms}^{-2}]$ gravitační zrychlení

D_1	[m]	průměr bubnu pod lanem, z rovnice (30)
i_c	[1]	celkový převod, z rovnice (75)
η_c	[1]	celková účinnost zdvihového ústrojí, z rovnice (73)

MOMENT SETRVAČNOSTI SOUČÁSTÍ NA PŘEDLOHÁCH A POMALOBĚŽNÉM HŘÍDELI

$$J_2 = \alpha_s \cdot J_1 = 1{,}3 \cdot 2{,}7 = 3{,}51\ [kgm^2] \qquad \text{[4] str. 69} \qquad (77)$$

Kde:

J_2	[kgm^2]	moment setrvačnosti součástí na předlohách a pomaloběžném hřídeli
α_s	[1]	zvolený součinitel, dle [4] str. 69
J_1	[kgm^2]	moment setrvačnosti všech hmot na rychloběžném hřídeli, dle [14] str. 18

MOMENT SETRVAČNOSTI POSUVNÝCH HMOT

$$J_3 = \frac{(Q+G)\cdot(v_h\cdot 60)^2}{4\cdot\pi^2\cdot n_e^2\cdot\eta_c} = \frac{(85000+3000)\cdot(0{,}1\cdot 60)^2}{4\cdot\pi^2\cdot 730^2\cdot 0{,}9} = 0{,}17\ [\text{kgm}^2] \qquad \text{[4] str. 70} \qquad (78)$$

Kde:

J_3	[kgm^2]	moment setrvačnosti posuvných hmot
Q	[kg]	maximální hmotnost břemene a spreaderu, z rovnice (2)
G	[kg]	vlastní hmotnost mechanismu
g	[ms^{-2}]	gravitační zrychlení
v_h	[ms^{-1}]	rychlost zdvihu
n_e	[min^{-1}]	otáčky elektromotoru, z (Tab. 3)
η_c	[1]	celková účinnost zdvihového ústrojí, z rovnice (73)

CELKOVÝ MOMENT SETRVAČNOSTI

Jedná se o moment setrvačnosti všech pohyblivých hmot soustavy, redukovaný na hřídel elektromotoru. [4] str. 69

$$J = J_1 + J_2 + J_3 = 2{,}7 + 3{,}51 + 0{,}17 = 6{,}38\ [\text{kgm}^2] \qquad \text{[4] str. 69} \qquad (79)$$

Kde:

J	[kgm^2]	celkový moment setrvačnosti
J_1	[kgm^2]	moment setrvačnosti všech hmot na rychloběžném hřídeli, dle [14] str. 18
J_2	[kgm^2]	moment setrvačnosti součástí na předlohách a pomaloběžném hřídeli, z rovnice (77)
J_3	[kgm^2]	moment setrvačnosti posuvných hmot, z rovnice (78)

DOBA ROZBĚHU

U jeřábů s malou zdvihací rychlostí, kolem 0,1 $[\mathrm{m} \cdot \mathrm{s}^{-1}]$ lze použít následující vzorec:

$$t_r = \frac{v_h}{6} = \frac{0{,}1}{6} = 0{,}017\ [s] \qquad \text{[4] str. 71} \qquad (80)$$

Kde: t_r [s] doba rozběhu

v_h $[\mathrm{ms}^{-1}]$ rychlost zdvihu

ÚHLOVÉ ZRYCHLENÍ

$$\varepsilon = \frac{\pi \cdot n_e}{30 \cdot t_r \cdot 60} = \frac{\pi \cdot 730}{30 \cdot 0{,}017 \cdot 60} = 75\ [s^{-2}] \qquad \text{[4] str. 70} \qquad (81)$$

Kde: ε $[s^{-2}]$ úhlové zrychlení

n_e $[\mathrm{min}^{-1}]$ otáčky elektromotoru, z (Tab. 3)

t_r [s] doba rozběhu, z rovnice (80)

SETRVAČNÝ MOMENT REDUKOVANÝ NA HŘÍDEL ELEKTROMOTORU

$$M_s = J \cdot \varepsilon = 6{,}38 \cdot 75 = 478{,}5\ [\mathrm{Nm}] \qquad \text{[4] str. 69} \qquad (82)$$

Kde: M_s [Nm] setrvačný moment redukovaný na hřídel elektromotoru

J $[\mathrm{kgm}^2]$ celkový moment setrvačnosti, z rovnice (79)

ε $[\mathrm{s}^{-2}]$ úhlové zrychlení, z rovnice (81)

POTŘEBNÝ ROZBĚHOVÝ MOMENT

$$M_r = M_{st} + M_s = 1250 + 478{,}5 = 1728{,}5\ [Nm] \qquad \text{[4] str. 68} \qquad (83)$$

Kde: M_r [Nm] potřebný rozběhový moment

M_{st} [Nm] statický moment břemene, z rovnice (76)

M_s [Nm] setrvačný moment redukovaný na hřídel elektromotoru, z rovnice (82)

$$M_r \leq \xi \cdot M_n\ =\ 1728{,}5 \leq 3 \cdot 654\ = 1728{,}5 \leq 1962\ [Nm] \qquad \text{[4] str. 70} \qquad (84)$$

Kde: M_r [Nm] potřebný rozběhový moment, z rovnice (83)

ξ [1] přetížitelnost elektromotoru, z (Tab. 3)

M_n [Nm] moment elektromotoru, z (Tab. 3)

Zvolený elektromotor je vyhovující, protože hodnota krátkodobého maximálního momentu, udávaná výrobcem, je vyšší než vypočtený potřebný rozběhový moment.

7.2 VOLBA PŘEVODOVKY

Převodovka musí mít takový převodový poměr, aby se zdvihová rychlost nelišila o více jak ± 6 % od zadané rychlosti zdvihu, [4] str. 68. Také je potřeba, aby převodovka dokázala přenést výkon elektromotoru.

Vybraná převodovka je kuželočelní od firmy NORD Drivesystems, typ SK 9096.1 – 250M/4.

Tab. 4 Parametry převodovky [12]

Převodový poměr	Maximální přenášený výkon	Dovolená radiální síla na výstupním hřídeli
[1]	[kW]	[kN]
118,18	55	220

7.2.1 KONTROLA RYCHLOSTI ZDVIHU

SKUTEČNÉ OTÁČKY BUBNU

$$n_{bp} = \frac{n_e}{i_{pp}} = \frac{730}{118{,}18} = 6{,}18\ [\mathrm{min}^{-1}] \tag{85}$$

Kde: n_{bp} $[\mathrm{min}^{-1}]$ skutečné otáčky bubnu

n_e $[\mathrm{min}^{-1}]$ otáčky elektromotoru, z (Tab. 3)

i_{pp} [1] převodový poměr převodovky, z (Tab. 4)

SKUTEČNÁ ZDVIHOVÁ RYCHLOST

$$v_{hp} = \frac{n_{bp} \cdot D_1 \cdot \pi}{60 \cdot n_m} = \frac{6{,}18 \cdot 1{,}768 \cdot \pi}{60 \cdot 6} = 0{,}095\ [\mathrm{ms}^{-1}] \tag{86}$$

Kde: v_{hp} $[\mathrm{ms}^{-1}]$ skutečná rychlost zdvihu

n_{bp} $[\mathrm{min}^{-1}]$ skutečné otáčky bubnu, z rovnice (85)

n_m [1] lanový převod, z rovnice (1)

D_1 [m] průměr bubnu pod lanem, z rovnice (30)

POROVNÁNÍ SKUTEČNÉ A ZADANÉ RYCHLOSTI ZDVIHU

$$(1 - \frac{v_{hp}}{v_h}) \cdot 100 = (1 - \frac{0{,}095}{0{,}1}) \cdot 100 = 5\ \% \leq 6\ \% \tag{87}$$

Kde: v_{hp} $[\mathrm{ms}^{-1}]$ skutečná rychlost zdvihu, z rovnice (86)

v_h $[\mathrm{ms}^{-1}]$ zadaná rychlost zdvihu

7.2.2 KONTROLA VÝSTUPNÍ HŘÍDELE PŘEVODOVKY

$$F_{RP} \geq F_L = 220 \geq 41 \tag{88}$$

Kde: F_{RP} [kN] dovolená radiální síla na výstupní hřídeli, z (Tab. 4)

F_L [kN] osová síla v laně, z rovnice (39)

Zvolená převodovka splňuje všechny požadované parametry.

7.3 VOLBA SPOJKY

Zvolená spojka je od firmy Sibre. Jedná se o pružnou zubovou spojku typu ALC-AS65, s brzdným kotoučem na straně převodovky.

Tab. 5 Parametry spojky [16]

Jmenovitý moment	Maximální moment	Průměr brzdového kotouče
[Nm]	[Nm]	[mm]
940	1880	500

Potřebný jmenovitý moment, který musí spojka přenést je 654 Nm, viz (Tab. 3). Rozběhový moment z rovnice (83) je 1728,5 Nm. Vybraná spojka zvládne přenést oba momenty, takže je vyhovující.

7.4 VOLBA BRZDY

7.4.1 STATICKÝ MOMENT REDUKOVANÝ NA HŘÍDEL BRZDY

$$M_B = \beta \cdot \frac{(Q+G)\cdot g \cdot D_1 \cdot \eta_c}{2 \cdot n_m \cdot i_{pp}} = 2 \cdot \frac{(85000+3000)\cdot 9{,}81 \cdot 1{,}768 \cdot 0{,}9}{2 \cdot 6 \cdot 118{,}18} = 1923\ [Nm] \qquad \text{[4] str. 71} \tag{89}$$

Kde: M_B [Nm] statický moment redukovaný na hřídel brzdy

β [1] bezpečnost brzdy, dle [4] str. 71

Q [kg] maximální hmotnost břemene a spreadru, z rovnice (2)

G [kg] vlastní hmotnost mechanismu

g [ms^{-2}] gravitační zrychlení

D_1 [m] průměr bubnu pod lanem, z rovnice (30)

η_c [1] celková účinnost zdvihového ústrojí, z rovnice (73)

n_m [1] lanový převod, z rovnice (1)

i_{pp} [1] převodový poměr převodovky, z (Tab. 4)

7.4.2 DOBA BRŽDĚNÍ

PŘI SPOUŠTĚNÍ

$$t_{bs} = \frac{\pi \cdot \eta_m \cdot J}{30 \cdot (M_b + M_{st})} = \frac{\pi \cdot 6 \cdot 6{,}38}{30 \cdot (1923 - 1250)} = 5{,}96 \cdot 10^{-3}\ [s] \qquad \text{[4] str. 72} \qquad (90)$$

Kde: t_{bs} [s] doba brždění při spouštění

n_m [1] lanový převod, z rovnice (1)

J [kgm^2] celkový moment setrvačnosti, z rovnice (79)

M_B [Nm] statický moment redukovaný na hřídel brzdy, z rovnice (89)

M_{st} [Nm] statický moment břemene, z rovnice (76)

PŘI ZVEDÁNÍ

$$t_{bz} = \frac{\pi \cdot \eta_m \cdot J}{30 \cdot (M_b + M_{st})} = \frac{\pi \cdot 6 \cdot 6{,}38}{30 \cdot (1923 + 1250)} = 1{,}26 \cdot 10^{-3}\ [s] \qquad \text{[4] str. 71} \qquad (91)$$

Kde: t_{bz} [s] doba brždění při zvedání

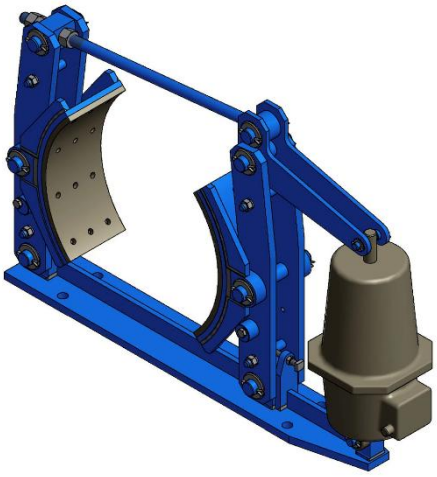
n_m [1] lanový převod, z rovnice (1)

J [kgm^2] celkový moment setrvačnosti, z rovnice (79)

M_B [Nm] statický moment redukovaný na hřídel brzdy, z rovnice (89)

M_{st} [Nm] statický moment břemene, z rovnice (76)

Je zvolena dvou-čelisťová brzda KPC D500-160 (Obr. 7), s brzdným momentem 2800 Nm [15].



Obr. 7 Brzda KPC [15]

8 VÝPOČET POJEZDOVÉHO ÚSTROJÍ

Součásti pojezdového ústrojí řešené v této práci jsou pojezdová kola, elektromotor a tažné lano.

8.1 POJEZDOVÁ KOLA

Jeřábová kočka bude podvěšena na výložníku jeřábu, po kterém bude jezdit pomocí osmi kol, které budou v párech uchyceny k rámu kočky pomocí vahadel. Kola jsou z ocelolitiny s kaleným povrchem.

8.1.1 CELKOVÉ ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA KOLA KOČKY

$$M_C = Q + M_K + M_L = 85000 + 19000 + 9200 = 113200\ [kg] \quad (92)$$

Kde: M_C [kg] celkové zatížení působící na kola kočky

Q [kg] maximální hmotnost břemene a spreaderu, z rovnice (2)

M_K [kg] hmotnost rámu kočky, včetně zdvihového ústrojí

M_L [kg] hmotnost lana

8.1.2 SÍLA PŮSOBÍCÍ NA JEDNO KOLO

$$F_K = \frac{M_C \cdot g}{i_k} = \frac{113200 \cdot 9{,}81}{8} = 138800\ [N] \quad (93)$$

Kde: M_C [kg] celkové zatížení působící na kola kočky, z rovnice (92)

g [ms^{-2}] gravitační zrychlení

i_k [1] počet kol

8.1.3 OTÁČKY POJEZDOVÝCH KOL

$$n_{pk} = \frac{v_p}{\pi \cdot D_{pk}} \cdot 60 = \frac{0{,}5}{\pi \cdot 0{,}4} \cdot 60 = 23{,}87\ [min^{-1}] \quad (94)$$

Kde: n_{pk} [min^{-1}] otáčky pojezdových kol

v_p [ms^{-1}] rychlost pojezdu, zadáno

D_{pk} [m] průměr pojezdových kol, dle [1] str. 189

8.1.4 SOUČINITEL POČTU OTÁČEK

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33.3}{n_{pk}}} = \sqrt[3]{\frac{33.3}{23{,}87}} = 1{,}12\ [1] \quad \text{[1] str. 185} \quad (95)$$

Kde: f_n [1] součinitel počtu otáček

n_{pk} [min^{-1}] otáčky pojezdových kol, z rovnice (94)

8.1.5 SOUČINITEL TRVANLIVOSTI

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{Y}{500}} = \sqrt[3]{\frac{3000}{500}} = 1{,}82\ [1] \qquad \text{[4] str. 76} \qquad (96)$$

Kde: f_h [1] součinitel trvanlivosti

Y [hod] trvanlivost, dle [4] str. 76

8.1.6 MAXIMÁLNÍ ÚNOSNOST KOLA

$$K_{max} = \frac{k}{f_h \cdot b_š \cdot D_{pk} \cdot f_n} = \frac{11{,}5 \cdot 10^6}{1{,}82 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}4 \cdot 1{,}12} = 282500\ [N] \qquad \text{[4] str. 76} \qquad (97)$$

Kde: K_{max} [N] maximální únosnost kola

k [Pa] koef. závislý na materiálu a druhu provozu, dle [4] str. 76

f_h [1] součinitel trvanlivosti, z rovnice (96)

$b_š$ [m] šířka kolejnice, voleno dle [1] str. 192

D_{pk} [m] průměr pojezdových kol, dle [1] str. 189

f_n [1] součinitel počtu otáček, z rovnice (95)

Zvolené parametry kol jsou vyhovující, protože síla působící na jedno kolo, z rovnice (92), je menší než maximální únosnost kola z rovnice (97).

8.1.7 MAXIMÁLNÍ KONTAKTNÍ TLAK

$$p_{max} = 192 \cdot \sqrt{\frac{K_{max}}{b_š \cdot 1000 \cdot R_{pk} \cdot 1000}} = 192 \cdot \sqrt{\frac{282500}{0{,}1 \cdot 1000 \cdot 0{,}2 \cdot 1000}} = 722\ [MPa] \qquad \text{[4] str. 77} \qquad (98)$$

Kde: p_{max} [MPa] maximální kontaktní tlak

K_{max} [N] maximální únosnost kola, z rovnice (97)

$b_š$ [m] šířka kolejnice, voleno dle [1] str. 192

R_{pk} [m] poloměr pojezdových kol, dle [1] str. 189

8.1.8 DOVOLENÝ KONTAKTNÍ TLAK

$$p_d = 0.31 \cdot HB = 0{,}31 \cdot 3200 = 992\ [MPa] \qquad \text{[4] str. 78} \qquad (99)$$

Kde: p_d [MPa] dovolený kontaktní tlak

HB [Nmm^{-2}] tvrdost kol, dle [4] str. 78

Pevnostní podmínka je splněna, protože maximální kontaktní tlak z rovnice (98), je menší než dovolený kontaktní tlak z rovnice (99).

8.2 VÝPOČET A VOLBA MOTORU

Výpočet elektromotoru pro pojezd kočky je proveden dle [1] str. 255.

8.2.1 ODPOR POJÍŽDĚCÍCH KOL

$$T = \frac{M_C}{R_{pk}} \cdot (e_o + f_{č}) \cdot \mathrm{r} \cdot \kappa_o = \frac{113500}{0{,}2} \cdot (0{,}0008 + 0{,}03) \cdot 0{,}07 \cdot 2{,}3 = 2807\ [N] \quad (100)$$

Kde: T [N] odpor pojížděcích kol

M_C [kg] celkové zatížení působící na kola kočky, z rovnice (92)

R_{pk} [m] poloměr pojezdových kol, dle [1] str. 189

e_o [m] součinitel valivého odporu, dle [1] str. 255

$f_č$ [1] součinitel čepového tření, dle [1] str. 255

r [m] poloměr čepu, dle [1] str. 189

κ_o [1] součinitel přídavných odporů, dle [1] str. 256

8.2.2 POTŘEBNÝ VÝKON MOTORU

$$P_o = \frac{(T+F_{h1})\cdot v_p}{\eta_{cp}\cdot 10^3} = \frac{(2807+28594)\cdot 0{,}5}{0{,}9\cdot 10^3} = 17{,}5\ [kW] \quad (101)$$

Kde: P_o [kW] potřebný výkon motoru

T [N] odpor pojížděcích kol, z rovnice (100)

F_{h1} [N] celkové zatížení od větru ve směru pojezdu, z rovnice (9)

v_p $[ms^{-1}]$ rychlost pojezdu, zadáno

η_{cp} [1] účinnost pojezdového ústrojí

8.2.3 VOLBA ELEKTROMOTORU

Vybraný elektromotor je od firmy VYBO Electric, jedná se o kroužkový elektromotor s osmi póly s označením 1LC225S-8.Výkon elektromotoru je 18,5 kW a otáčky jsou 730 min^{-1}. Elektromotor je schopen pracovat v teplotách od -35 °C do 50 °C [19].

8.3 VÝPOČET LANA

$$F_{L,max} = F_{h1} + T = 28594 + 2807 = 31401\ [N] \quad (102)$$

Kde: $F_{L,max}$ [N] maximální síla působící na lano

F_{h1} [N] celkové zatížení od větru ve směru pojezdu, z rovnice (9)

T [N] odpor pojížděcích kol, z rovnice (100)

Bylo zvoleno lano třídy 6x7-FC o jmenovitém průměru 8 mm, které má jmenovitou pevnost 1770 N/mm^2 a duši z vláken, dle [11] str. 10.

Tab. 6 Vlastnosti lana pro pojezd [11]

Jmenovitý průměr	Hmotnost	Minimální únosnost	Třída pevnosti lana
[mm]	[kg/m]	[kN]	[N/mm^2]
8	0,221	37,6	1770

9 PEVNOSTNÍ KONTROLA RÁMU KOČKY

Pevnostní kontrola rámu kočky je provedena metodou konečných prvků, v programu Ansys. Z důvodu omezení maximálního počtu prvků ve studentské licenci tohoto programu je rám vymodelován a počítán jako prvek shell.

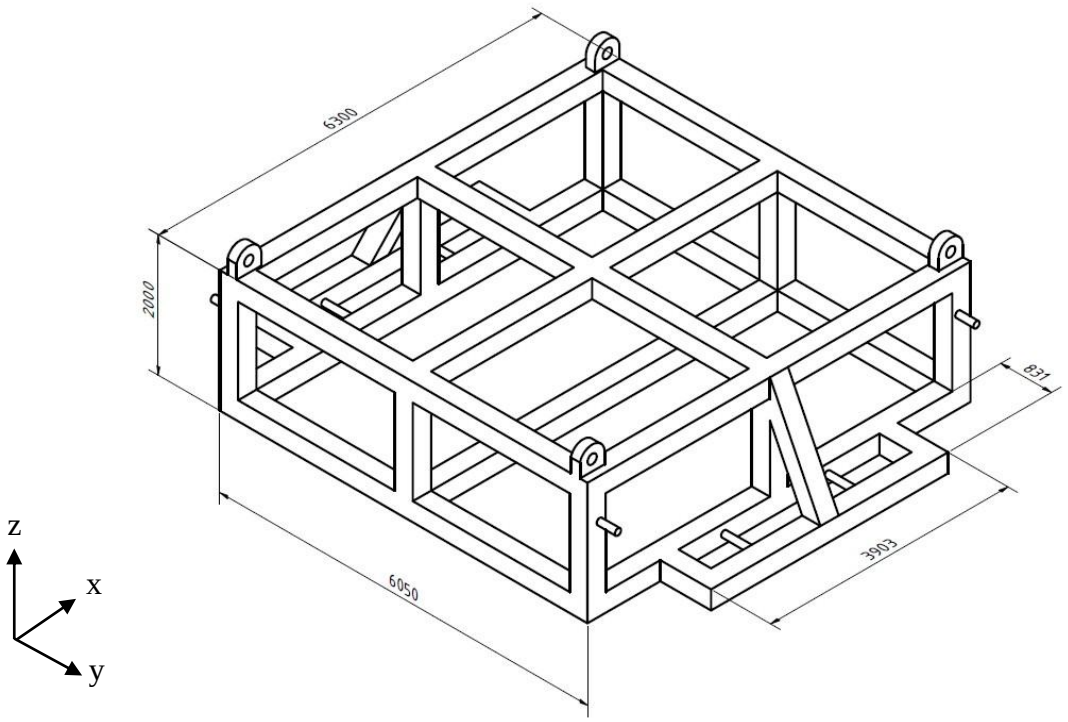
Rám je svařenec ze svařovaných nosníků s čtvercovým profilem (Obr. 8). Vnější strana nosníku má rozměr 300 mm a tloušťku stěny 10 mm. Použitý materiál je ocel S455.

Tab. 7 Hmotnosti komponent zdvihového mechanismu

Hmotnost	Motor	Převodovka	Buben	Lano	Rám
[kg]	600	2170	2800	2300	8000

9.1 MODEL

Model rámu kočky je vytvořen v programu Autodesk Inventor, jehož základní rozměry jsou uvedeny na (Obr. 8).

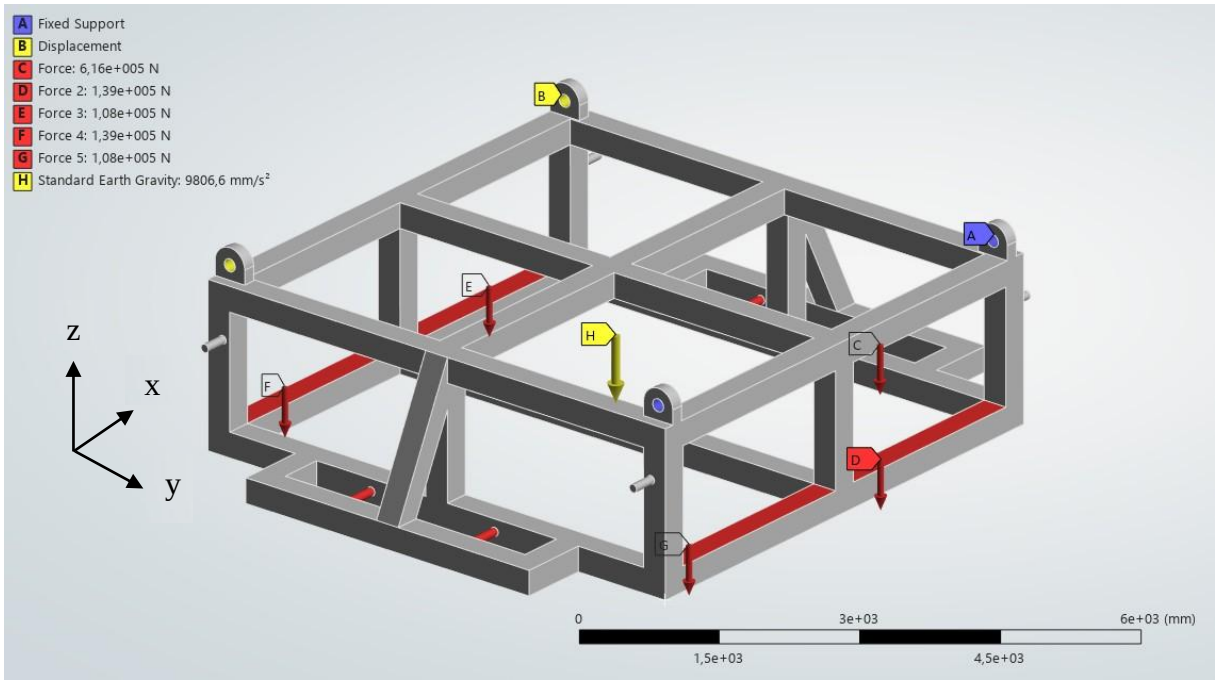


Obr. 8 Model rámu kočky

9.2 ROVNOMĚRNÉ ZATÍŽENÍ

9.2.1 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

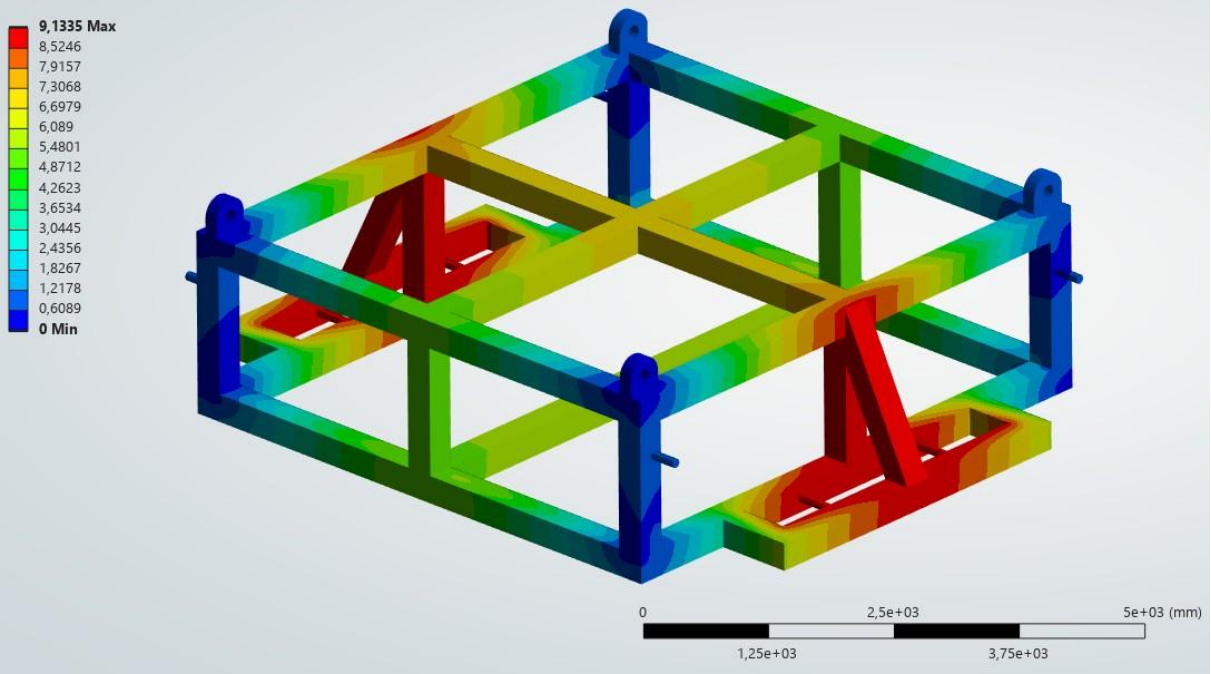
Do dvou rohů je dána vazba fixed, která zamezuje pohyb a rotaci ve všech osách. Ve druhé dvojici rohů je dána vazba displacement, která má povolený pohyb pouze ve směru osy x. Na plochy E a G působí síly o velikosti 108 kN, které jsou způsobeny zatížením od bubnu s lanem a břemene se spreaderem. Na plochy D a F působí síly o velikosti 139 kN, protože zde působí i váha motoru a převodovky (Tab. 7). V místech C působí síly o velikosti 154 kN, které působí na dvojice kladek. Tyto síly jsou od hmotnosti lana, břemene a spreadru. (Obr. 9) Celkem na rám působí zatížení o síle 1092 kN, což odpovídá celkové hmotnosti 113 tun. Použitá síť má 69956 elementů a 69766 uzlů. Velikost elementů je 40 mm.



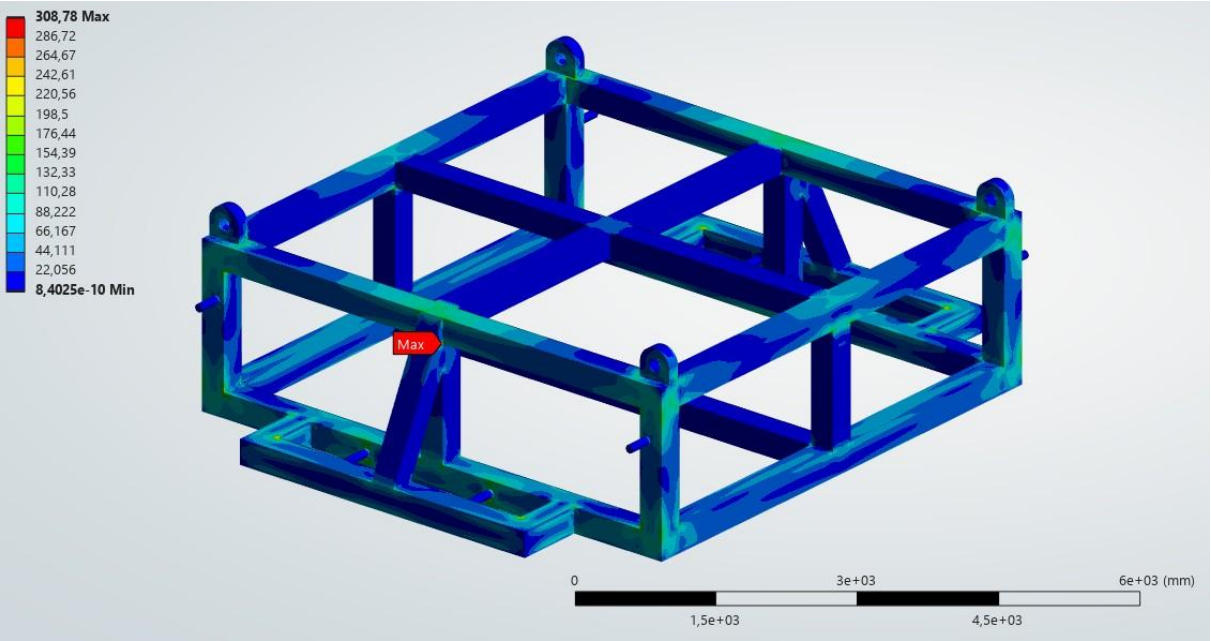
Obr. 9 Okrajové podmínky

9.2.2 DEFORMACE A NAPĚTÍ

Maximální deformace vyšla 9,1 mm (Obr. 10), což je přípustná hodnota pro dané rozměry rámu. Nejvyšší hodnota napětí vyšla 308,8 MPa, která je způsobena koncentrací napětí v ostré hraně rámu (Obr. 11).



Obr. 10 Deformace rámu při rovnoměrném zatížení



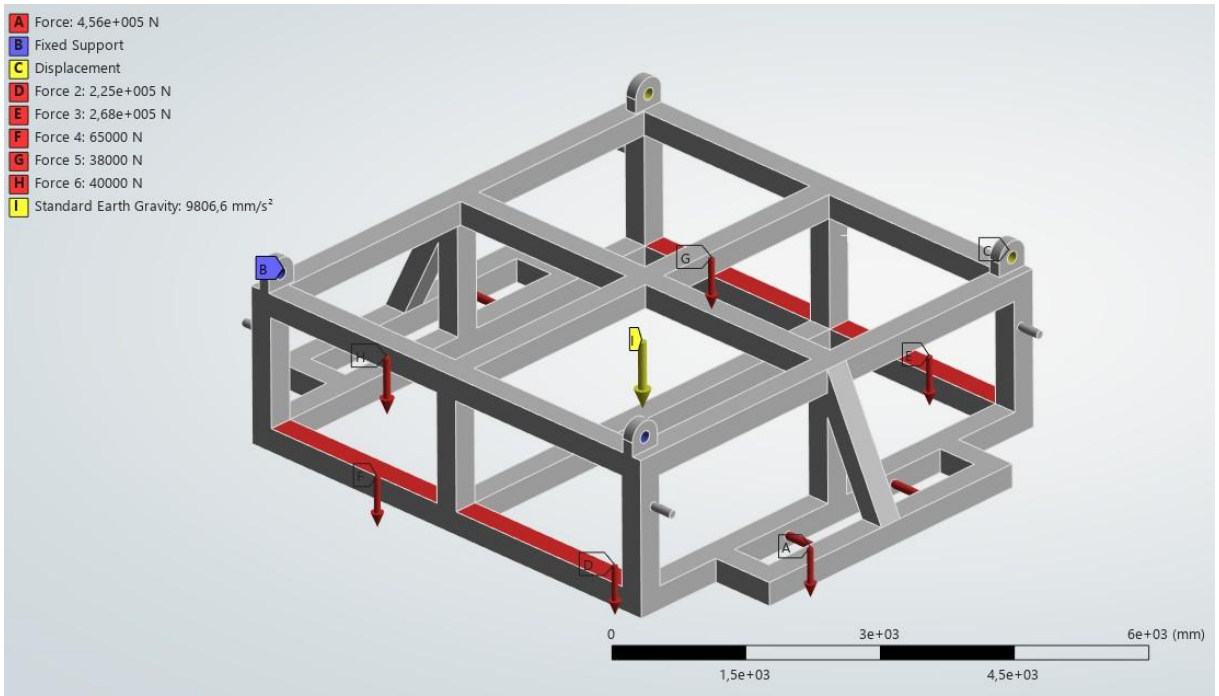
Obr. 11 Napětí v rámu při rovnoměrném zatížení

9.3 NEROVNOMĚRNÉ ZATÍŽENÍ

V krajním případě může dojít k situaci, že veškeré zatížení od břemene se spreaderem může působit pouze na jeden kladkostroj, z důvodu vychýlení těžiště nákladu. Proto je důležité spočítat deformaci a napětí rámu i pro tento mezní stav.

9.3.1 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

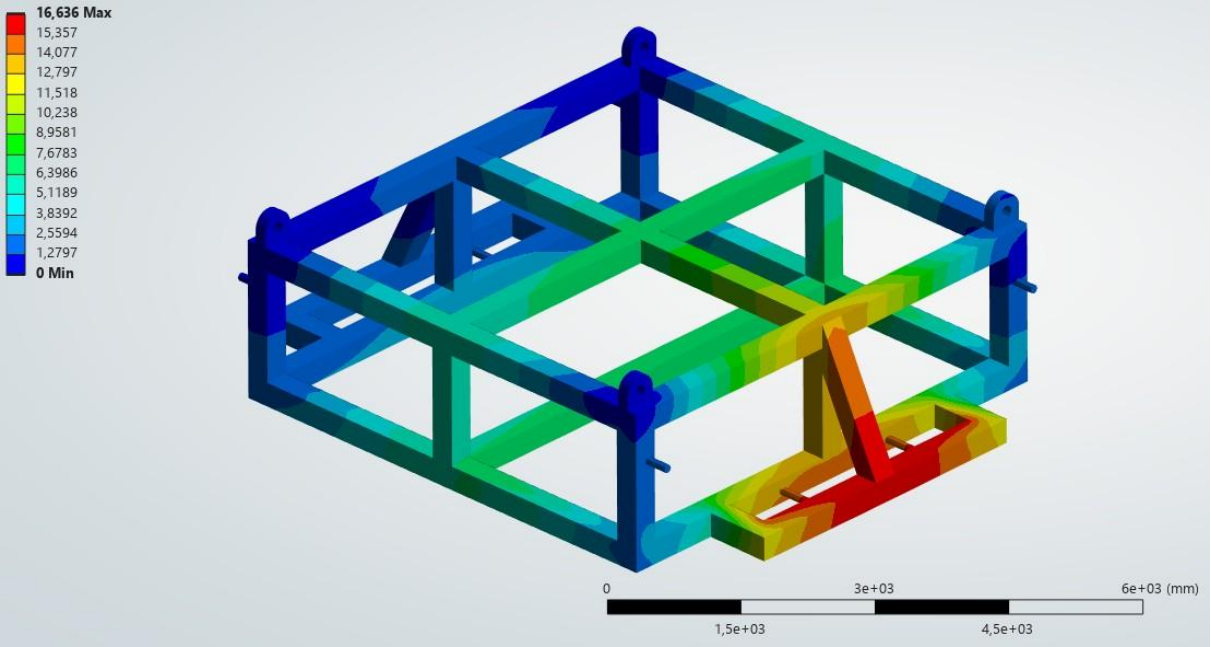
Vazby fixed a displacement jsou zadány stejně jako v případě rovnoměrného zatížení. Na plochu F působí zatížení o velikosti 65 kN, které je způsobeno váhou bubnu s lanem, elektromotoru a převodovky. Na plochu G působí zatížení 38 kN, pouze od bubnu s lanem. V místě H, kde je uchycení kladek působí zatížení 40 kN způsobené váhou lan. Plocha D je zatížená váhou bubnu s lanem a břemenem se spreaderem, což vytváří sílu o velikosti 225 kN. Na ploše E působí síla 268 kN způsobená zatížením od bubnu s lanem, břemene se spreaderem a elektromotoru s převodovkou. Zbytek zatížení od břemene se sprederem, tedy 456 kN, působí v místě uchycení kladek A (Obr. 12). Výpočetní síť je stejná jako v předchozím případě.



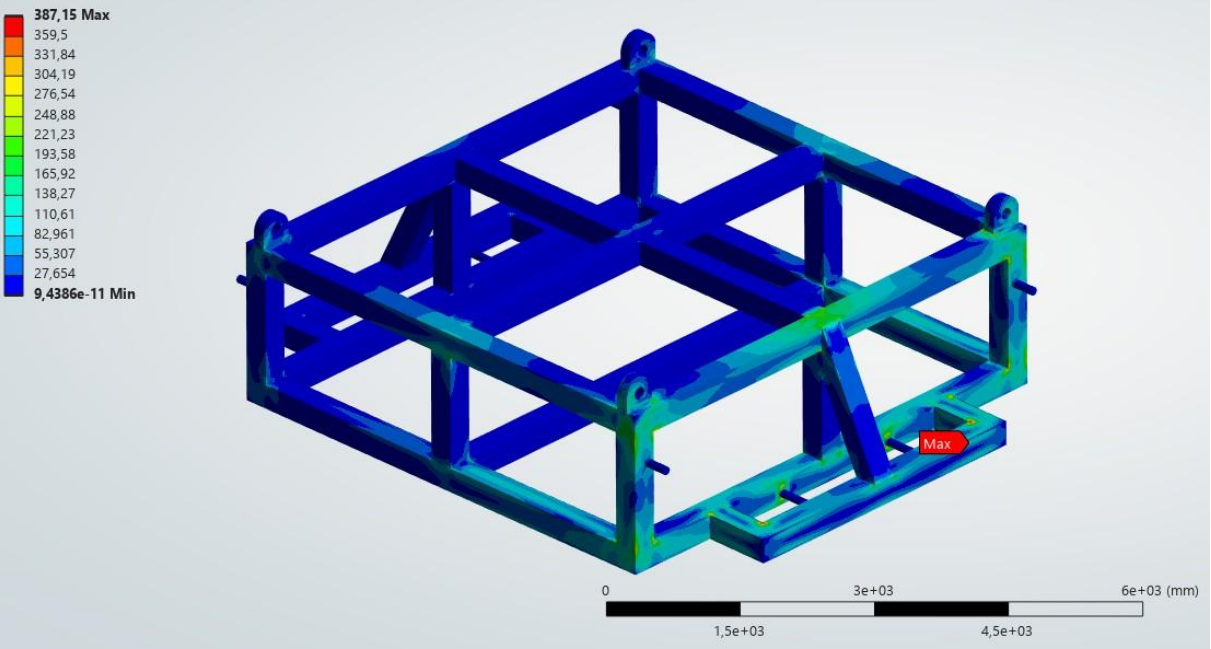
Obr. 12 Okrajové podmínky pro případ nerovnoměrného zatížení

9.3.2 DEFORMACE A NAPĚTÍ

Maximální deformace vyšla 16,6 mm (Obr. 13), což je horní přípustná hranice pro dané rozměry rámu a z hlediska bezpečnosti by bylo lepší zajistit, aby nedocházelo k manipulaci s břemenem, které má natolik vychýlené těžiště nákladu od středu kontejneru. Maximální napětí je 387,15 MPa, které se nachází v místě ostré hrany rámu (Obr. 14).



Obr. 12 Deformace při nerovnoměrné zátěži



Obr. 13 Napětí při nerovnoměrné zátěži

ZÁVĚR

Tato bakalářská práce se zaměřila na návrh jeřábové kočky určené pro překládání kontejnerů pomocí spreaderu. První část se zabývá návrhem zdvihového mechanismu, který se skládá ze dvou identických kladkostrojů. Tyto kladkostroje mají z důvodu velkého zatížení dvě větve a převodový poměr 6. Z důvodu, že může dojít k výraznému vychýlení těžiště břemene v podélné ose kontejneru, byly tyto kladkostroje a jejich komponenty, včetně lana, navrhovány tak, aby dokázaly unést až 100 % zatížení.

Ve druhé části bakalářské práce je detailní výpočet lana pro zdvih, které bylo potřeba ověřit z hlediska statické únosnosti a únavové pevnosti. Lano bylo zvoleno takové, aby splnilo obě tato kritéria s uvažovanou životností 5 let při nepřetržitém provozu.

V další části práce je výpočet bubnu, který má zvolený průměr mnohem vyšší, než je vypočtený minimální průměr, z důvodu velké délky navíjeného lana. Dále je ověřena jeho pevnost dle teorie HMH.

V následující kapitole se nachází výpočet a volba rozměrů kladek. Průměr kladek je stejně jako u bubnu zvolený vyšší, než je vypočtené minimum, protože nejmenší průměr, kolem kterého je ohýbáno lano, v tomto případě se jedná o kladky, výrazně ovlivňuje životnost lana.

Pátá kapitola se zabývá uchycením konců lan k bubnům. To je realizováno pomocí příložek, které jsou dimenzovány tak, aby pro udržení síly v laně stačila jedna. Z důvodu bezpečnosti je nařízeno použít aspoň dvě příložky na každé lano.

Součástí práce je i výpočet zatížení od větru v mimoprovozním stavu. Horní přípustný limit rychlosti větru, který je uvažován ve výpočtech, je 40 ms^{-1}. Toto zatížení je důležité pro výpočet konstrukce jeřábu, spolu s celkovou hmotností všech komponent kočky a zvedaného břemene, které budou na jeřáb působit. Celková hmotnost soustavy náklad-spreader-kočka a její komponenty je 113 tun.

Sedmá kapitola se zabývá výpočtem a volbou elektromotoru, převodovky, spojky a brzdy pro zdvih. Zvolený elektromotor dokáže překonat všechny v sestavě a zvednout požadované zatížení.

Předposlední kapitola je zaměřena na výpočet a volbu pojezdového ústrojí jehož součástí jsou kola, elektromotor a tažné lano. Není zde výpočet převodovky, spojky, brzdy ani lanového bubnu z důvodu, že se tyto komponenty odvíjí od délky pojezdové vzdálenosti, tedy délky výložníku, který není součástí práce.

V poslední části práce je návrh rámu kočky spolu s jeho základní pevnostní kontrolou, pomocí které se ověřilo, že tuhost rámu je rámu je vyhovující pro případ rovnoměrného zatížení. V případě nerovnoměrného zatížení, je deformace rámu na limitu bezpečnosti.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

[1] REMTA, František, Ladislav KUPKA a František DRAŽAN. Jeřáby. 1. přeprac. a dopl. vydání. Praha: SNTL, 1974

[2] VÁVRA, P. a KOL. Strojnické tabulky pro SPŠ strojnické. Praha: SNTL, 1983.

[3] LEINWEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky. 6. vyd. Praha: Scientia, 2017.

[4] MYNÁŘ, Břetislav a Jaroslav KAŠPÁREK. Dopravní a manipulační zařízení: pro posluchače bakalářského studia FSI VUT v Brně. Brno, 2001. VUT Brno.

[5] ČSN EN 13001-1: Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 1: Základní principy a požadavky. Praha: Český normalizační institut, 2015.

[6] ČSN ISO 4301-1: Jeřáby a zdvihací zařízení. Klasifikace. Část 1: Všeobecně. Praha: Český normalizační institut, 1992.

[7] ČSN EN 14492-2: Jeřáby – Vrátky, kladkostroje a zdvihové jednotky se strojním pohonem - Část 2: Kladkostroje a zdvihové jednotky se strojním pohonem.

[8] ČSN 27 1820. Zdvihací zařízení. Kladky a bubny pro ocelová lana. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1957.

[9] ČSN EN 13001-2: Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 2: Účinky zatížení. Praha: Český normalizační institut, 2015.

[10] ČSN EN 13001-3-2: Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 3-2: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových lan v lanových systémech. Praha: Český normalizační institut, 2015.

[11] ČSN EN 12385-4. Ocelová lana – Bezpečnost – Část 4: Lana pro všeobecné zdvihací použití. Praha: Český normalizační institut, 2003.

[12] NORD Drivesystems. Katalog převodovek G1000 [online]. [cit. 2025-08-04]. Dostupné z: https://www.nord.com/media/documents/bw/g1000_cz_1810.pdf

[13] ELEKTRO-MOTOR.cz. Elektromotor P280S08 – 50 kW / 730 ot/min [online]. [cit. 2025-03-24]. Dostupné z: https://www.elektro-motor.cz/obchod/elektromotor-p280s08-50kw730ot/

[14] ELEKTRO-MOTOR.cz. PVP – Přehled výrobního programu MEZ [online]. [cit. 2025-03-24]. Dostupné z: https://www.elektro-motor.cz/wp-content/uploads/PVP-MEZ.pdf

[15] KPC CZ s.r.o. Standardní zdvihové brzdy [online]. [cit. 2025-08-04]. Dostupné z: https://www.kpc.cz/products/view/standardni-zdvihove-brzdy

[16] SIBRE. ALC-AS Industrial Brakes – Product Catalogue [online]. [cit. 2025-08-04]. Dostupné z: https://www.sibre.de/wp-content/uploads/2022/05/ALC-AS-2021_EN.pdf

[17] TOPTAINER. Container sizes [online]. [cit. 2024-10-06]. Dostupné z: https://toptainer.com/en/containersizes

[18] SPOJOVACÍ-MATERIÁL.net. Závitové šrouby do litiny DIN 939 [online]. [cit. 2025-03-04]. Dostupné z: http://www.spojovaci-material.net/sp/srouby/zavrtne/do-litiny-din-939/?start=100

[19] ELEKTRO-MOTOR.cz. Elektromotor 18,5 kW / 730 ot/min – 1LC225S-8 [online]. [cit. 2025-05-19]. Dostupné z: https://www.elektro-motor.cz/obchod/elektromotor-18-5kw-730ot-1lc225s-8/

[20] STINIS. Long-Twin Operation at Montecon [online]. [cit. 2024-10-06]. Dostupné z: https://www.stinis.com/long-twin-operation-at-montecon/

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A_{kx}	[m^2]	plocha stěny kontejneru a spreaderu
A_L	[m^2]	plocha lana
A_O	[mm^2]	plocha jádra šroubu
A_{Rx}	[m^2]	plocha rámu kočky a bubnu
A_{Ry}	[m^2]	plocha rámu kočky a bubnu
A_{sy}	[m^2]	plocha spreaderu
b	[m]	hloubka drážky bubnu
b_k	[m]	hloubka drážky kladky
$b_š$	[m]	šířka kolejnice 8.1.6
C	[1]	celkový počet pracovních cyklů za dobu životnosti jeřábu
c_{kly}	[1]	aerodynamický součinitel kladky
C_{kx}	[1]	aerodynamický součinitel
c_{kx}	[1]	aerodynamický součinitel spreaderu
c_{ky}	[1]	aerodynamický součinitel spreaderu
c_L	[1]	aerodynamický součinitel lana
c_{Rx}	[1]	aerodynamický součinitel rámu kočky
c_{Ry}	[1]	aerodynamický součinitel rámu kočky
d	[m]	průměr lana
D	[m]	příslušný nejmenší průměr (průměr kladek)
D_1	[m]	průměr bubnu pod lanem
D_B	[m]	volený jmenovitý průměr bubnu
$D_{B,min}$	[m]	minimální průměr bubnu
D_K	[m]	zvolený průměr vodící kladky
$D_{K,min}$	[m]	minimální průměr vodící kladky
D_{KV}	[m]	jmenovitý průměr vodící kladky
D_{pk}	[m]	průměr pojezdových kol

$d_š$	[mm]	průměr jádra šroubu
$F_{Rd,f}$	[N]	návrhová síla únosnosti lana při únavě
$F_{Sd,f}$	[N]	návrhová síla v laně při únavě
f_{S2}^*	[1]	součinitel nerovnoběžných nosných průřezů ve vinutí
f_{S3}^*	[1]	součinitel zvýšení síly v laně
$f_č$	[1]	součinitel čepového tření
f_f	[1]	celkový součinitel vlivů
f_{f1}	[1]	součinitel vlivu ohybu
f_{f2}	[1]	součinitel tahové pevnosti drátu
f_{f3}	[1]	součinitel úhlu náběhu
f_{f4}	[1]	součinitel mazání lana
f_{f5}	[1]	součinitel vlivu navíjení lana na buben
f_{f6}	[1]	součinitel poloměru drážky
f_{f7}	[1]	součinitel ohybové únavy lana
f_h	[1]	součinitel trvanlivosti
F_{h1}	[N]	zatížení od větru
F_{hkly}	[N]	zatížení od větru působící na kladky
F_{hLx}	[N]	zatížení od větru působící na lana
F_{hLy}	[N]	zatížení od větru působící na lana
F_{hrx}	[N]	zatížení od větru působící na rám kočky
F_{hRy}	[N]	zatížení od větru působící na rám kočky
F_{hsx}	[N]	zatížení od větru působící na spreader
F_{hsy}	[N]	zatížení od větru působící na spreader
F_{hx}	[N]	celkové zatížení
F_{hy}	[N]	celkové zatížení
F_L	[N]	osová síla v laně

F_O	[N]	tažná síla lana v místě uchycení
$F_{Rd,s}$	[N]	návrhová síla únosnosti lana
F_{RP}	[kN]	dovolená radiální síla na výstupní hřídeli
f_{S1}	[1]	součinitel zvýšení návrhové síly v laně od lanového systému
f_{S2}	[1]	součinitel nerovnoběžného nosného průřezu
f_{S3}	[1]	součinitel zvýšení síly v laně od vodorovné síly na břemeno
$F_{Sd,s}$	[N]	návrhová síla v laně
F_u	[N]	minimální únosnost lana
G	[kg]	vlastní hmotnost mechanismu
g	$[ms^{-2}]$	gravitační zrychlení
HB	$[\mathrm{Nmm}^{-2}]$	tvrdost kol
i	[1]	počet lan na jednom bubnu
i_c	[1]	celkový převod
i_k	[1]	počet kol
i_{max}	[1]	celkový počet ohybů zdvihání pro jedno lano
i_p	[1]	převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem
i_{pp}	[1]	převodový poměr převodovky
J	$[\mathrm{kgm}^2]$	celkový moment setrvačnosti
J_1	$[\mathrm{kgm}^2]$	moment setrvačnosti všech hmot na rychloběžném hřídeli
J_2	$[\mathrm{kgm}^2]$	moment setrvačnosti součástí na předlohách
J_3	$[\mathrm{kgm}^2]$	moment setrvačnosti posuvných hmot
k	[Pa]	koef. závislý na materiálu a druhu provozu
K_{max}	[N]	maximální únosnost kola
L_B	[m]	celková délka bubnu, z (Obr. 3)
l_B	[m]	délka drážkování bubnu, z rovnice (35)
l_H	[m]	délka krajní hladké části bubnu, z rovnice (36)

L_n	[m]	délka navíjené části lana
l_r	[1]	návrhový počet lan
l_S	[m]	délka střední hladké části bubnu, voleno
$l_š$	[mm]	ohybové rameno šroubu
M_B	[Nm]	statický moment redukovaný na hřídel brzdy
$M_{K,max}$	[Nm]	maximální kroutící moment
$M_{o,max}$	[Nm]	maximální ohybový moment
M_C	[kg]	celkové zatížení působící na kola kočky
m_h	[kg]	hmotnost břemene
M_K	[kg]	hmotnost rámu kočky, včetně zdvihového ústrojí
m_L	[kg]	hmotnost břemene působícího na jedno lano
M_L	[kg]	hmotnost lana
M_n	[Nm]	moment elektromotoru
$M_{OŠ}$	[Nmm]	ohybový moment šroubu
M_r	[Nm]	potřebný rozběhový moment
m_s	[kg]	hmotnost spreaderu
M_s	[Nm]	setrvačný moment redukovaný na hřídel elektromotoru
M_{st}	[Nm]	statický moment břemene
n	[1]	počet nosných průřezů lana
n_b	$[\mathrm{min}^{-1}]$	otáčky lanového bubnu
n_{bp}	$[\mathrm{min}^{-1}]$	skutečné otáčky bubnu
n_e	$[\mathrm{min}^{-1}]$	otáčky elektromotoru
n_m	[1]	lanový převod
n_{rz}	[1]	počet rezervních závitů bubnu
n_s	[1]	počet pevných kladek mezi bubnem a pohyblivou částí
Q	[kg]	maximální nosnost jednoho kladkostroje

q_{v1}	[Pa]	tlak větru
q_{v2}	[Pa]	tlak větru
r	[m]	poloměr čepu
R_{Dd}	[1]	referenční poměr hodnoty D/d
R_P	[MPa]	mez kluzu materiálu šroubu
R_{pk}	[m]	poloměr pojezdových kol
R_r	$[Nmm^{-2}]$	třída pevnosti lana
s	[m]	zvolená tloušťka stěny bubnu
s´	[m]	vypočtená tloušťka stěny bubnu
s_r	[1]	parametr historie síly v laně
t_{bs}	[s]	doba brždění při spouštění
t_{bz}	[s]	doba brždění při zvedání
t	[m]	šířka drážky bubnu
T	[N]	odpor pojížděcích kol
t_r	[s]	doba rozběhu
v_h	$[ms^{-1}]$	rovnoměrná rychlost zdvihu
v_{hp}	$[\mathrm{ms}^{-1}]$	skutečná rychlost zdvihu
v_p	$[ms^{-1}]$	rychlost pojezdu
v_r	[1]	relativní celkový počet ohybů
v_{v1}	$[ms^{-1}]$	rychlost větru
v_{v2}	$[ms^{-1}]$	rychlost větru
W_K	$[m^3]$	průřezový modul v krutu
w	[1]	příslušný počet ohybů pro pohyb
w_D	[1]	počet ohybů v referenčním bodě
w_i	[1]	příslušný počet ohybů při pohybu
W_o	$[m^3]$	průřezový modul v ohybu

$W_{OŠ}$	[mm^3]	modul průřezu v ohybu jádra šroubu
w_{tot}	[1]	celkový počet ohybů za dobu životnosti lana
z_{max}	[m]	maximální výška zdvihového zařízení
z_{min}	[m]	minimální výška zdvihového zařízení
z_{ref}	[m]	referenční výška zdvihového zařízení
z	[1]	počet větví kladkostroje
Z	[N]	potřebná osová síla ve šroubech příložek
z_B	[1]	počet závitů bubnu
α	[1]	součinitel závislý na druhu kladky a skupině jeřábu
α_o	[rad]	úhel opásání
α_s	[1]	zvolený součinitel
β_2	[1]	součinitel závislý na zdvihové třídě
β_{max}	[°]	největší úhel mezi nosným průřezem a směrem působení
β	[1]	bezpečnost brzdy
γ	[°]	úhel mezi směrem gravitace a průmětem lana
γ_p	[1]	součinitel bezpečnosti
γ_n	[1]	součinitel rizika
γ_{rb}	[1]	minimální součinitel únosnosti lana
γ_{rf}	[1]	minimální součinitel únosnosti lana
κ_o	[1]	součinitel přídavných odporů
σ_{RED}	[MPa]	redukované napětí
σ_o	[MPa]	ohybové napětí
σ_{tl}	[Pa]	napětí od vnějšího přetlaku
σ_c	[MPa]	celkové napětí šroubu
$\sigma_{DOV,Š}$	[MPa]	dovolené napětí šroubu
τ_K	[Pa]	smykové napětí

ϕ^*	[1]	dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti
μ	[1]	součinitel tření mezi lanem a bubnem
ϕ	[1]	dynamický součinitel
$\Phi_{2,min}$	[1]	minimální dynamický součinitel
ε	$[s^{-2}]$	úhlové zrychlení
η_b	[1]	účinnost bubnu
η_c	[1]	celková účinnost zdvihového ústrojí
η_p	[1]	účinnost převodovky
η_s	[1]	účinnost kladky s valivými ložisky
η_{tot}	[1]	účinnost kladkostroje
η_{cp}	[1]	účinnost pojezdového ústrojí
ρ	$[kgm^{-3}]$	hustota vzduchu