



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 20 T

CRANE CRAB 20 T

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Martin Dubovický

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

BRNO 2024

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Martin Dubovický**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.**
Akademický rok: 2023/24

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 20 t

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční návrh jeřábové kočky mostového jeřábu s nosností 20 t.

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

Feyrer K.: Drahtseile, ed. Springer, Berlin, 2000, s. 468, ISBN-10: 3-540-67829-8, ISBN-13: 978-3-540-67829-8.

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

Hoffmann, K., Krenn, E., Tanker, G.: Fördertechnik 2, ed. Oldenbourg Industieverla, 2006, s. 320, ISBN-10: 3-8356-3060-1, ISBN-13: 978-3-8356-3060-4.

Osterrieder P.; Richter S.: Kranbahnträger aus Walzprofilen, ed. Vieweg, 2002, s. 299, ISBN-10: 3-528-12559-4, ISBN-13: 978-3-528-12559-2.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se věnuje vytvoření konstrukčního návrhu jeřábové kočky o nosnosti 20 000 kg. Práce obsahuje návrh zdvihového ústrojí, například návrh a kontrola lana, návrh rozměrů kladek a lanového bubnu. Práce dále zahrnuje pevnostní kontrolu lanového bubnu, návrh pohonu zdvihu, výpočet pojezdového ústrojí a základní pevnostní kontrolu rámu kočky.

KLÍČOVÁ SLOVA

jeřábová kočka, výpočet zdvihového ústrojí, lanový buben, pohon, příločky, výpočet pojezdového ústrojí, základní pevnostní kontrola rámu

ABSTRACT

This bachelor thesis focuses on the design of a crane trolley with a capacity of 20,000 kg. The work includes the design of the lifting mechanism, such as the design and inspection of the rope, the design of the dimensions of pulleys and the rope drum. Furthermore, the thesis includes a strength check of the rope drum, design of the lifting drive, calculation of the running gear, and a basic strength check of the crane trolley frame.

KEYWORDS

crane trolley, calculation of lifting mechanism, wire rope drum, driving mechanism, rope drum clamp, calculation of running gear, basic structural integrity check of the frame

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DUBOVICKÝ, Martin. *Jeřábová kočka 20 t*. Brno, 2024. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/157490>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Přemysl Pokorný.



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 24. května 2024

.....

Martin Dubovický

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych chtěl vyjádřit svou upřímnou vděčnost všem, kteří mi pomohli při přípravě a k dokončení mé bakalářské práce. Speciální poděkování směřuji ke svému vedoucímu, Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za jeho odborné vedení, cenné rady a podporu. Dále děkuji své rodině a přátelům za jejich podporu, povzbuzení a také trpělivost.

OBSAH

Úvod	12
1 Kategorizace jeřábu	13
1.1 Stanovené hodnoty	13
1.2 Skupinová kategorizace jeřábu podle normy ČSN ISO 4301-1	13
1.3 Klasifikace mechanismu dle normy ČSN ISO 4301-1	13
2 Zdvihový mechanismus kočky.....	14
3 Výpočet zdvihového ústrojí.....	15
3.1 Převod kladkostroje	15
3.1.1 Účinnost kladkostroje	15
3.2 Výpočet lana dle ČSN EN 13001-3-2 a ČSN EN 13001-2	16
3.2.1 Prokázání statické únosnosti.....	16
3.2.2 Prokázání únavové pevnosti	19
3.3 Výpočet průměru lanových kladek.....	25
3.3.1 Teoretický průměr vodící kladky	25
3.3.2 Jmenovitý průměr vodící kladky	26
3.3.3 Teoretický průměr vyrovnávací kladky.....	26
3.3.4 Jmenovitý průměr vyrovnávací kladky	26
3.3.5 Rozměry drážkování kladek	27
3.4 Lanový buben	27
3.4.1 Jmenovitý průměr lanového bubnu	27
3.4.2 Průměr lanového bubnu pod lanem	27
3.4.3 Navíjená délka lana v jedné větvi lanového systému.....	28
3.4.4 Počet závitů bubnu pro jednu větev lanového systému.....	28
3.4.5 Rozměry drážkování lanového bubnu	28
3.4.6 Délka ½ závitové části lanového bubnu	29
3.4.7 Délka krajní hladké části lanového bubnu.....	29
3.4.8 Celková délka lanového bubnu	29
3.4.9 Tloušťka steny lanového bubnu	30
3.5 Pevnostní kontrola lanového bubnu	30
3.5.1 Namáhání ohybem.....	31
3.5.2 Namáhání krutem	33
3.5.3 Napětí od vnějšího přetlaku.....	34
3.5.4 Redukované napětí podle hypotézy podle HMM.....	34
3.6 Výpočet příložek	34
3.6.1 Úhel opásání	35
3.6.2 Tažná síla v laně v místě uchycení	35
3.6.3 Potřebná osová síla ve šroubech příložek.....	36
3.6.4 Ohybový moment šroubu	36
3.6.5 Plocha jádra šroubu	36
3.6.6 Modul průřezu v ohybu jádra šroubu	37
3.6.7 Celkový napětí šroubu	37
3.6.8 Dovolené napětí šroubů	37
3.7 Pohon zdvihového ústrojí	38
3.7.1 Motor	38

3.7.2	Návrh převodovky.....	40
3.7.3	Kontrola výstupního hřídele převodovky	40
3.7.4	Kontrola zdvihové rychlosti.....	41
3.7.5	Kontrola rozběhu motoru.....	42
3.8	Návrh spojky motoru s převodovkou.....	45
3.8.1	Kontrola spojky.....	46
3.9	Brzda.....	46
3.9.1	Statický moment břemene redukovaný na hřídel brzdy.....	46
3.9.2	Potřebný brzdňý moment.....	47
3.9.3	Výběr brzdy.....	47
3.10	Výběr ložiska a ložiskového tělesa bubnu	48
4	Výpočet pojezdového ústrojí.....	50
4.1	Zatížení pojezdových kol.....	50
4.1.1	Síla působící na kola jeřábové kočky	50
4.1.2	Síla působící na jedno kolo kočky (maximální zatížení kola)	50
4.2	Návrh pojezdových kol.....	50
4.2.1	Materiál pojezdových kol.....	51
4.3	Výpočet pojezdových kol.....	51
4.3.1	Otáčky pojezdových kol.....	51
4.3.2	Součinitel počtu otáček	51
4.3.3	Součinitel trvanlivosti	52
4.3.4	Výpočet maximální únosnosti pojezdových kol	52
4.3.5	Výpočet maximálního kontaktního tlaku.....	52
4.3.6	Dovolený kontaktní tlak pro přímkový styk	54
4.4	Výpočet motoru pojezdu.....	54
4.4.1	Tažná síla motoru k překonání pasivních odporů	54
4.4.2	Adhezní síla.....	55
4.4.3	Nejkratší doba rozjezdu	55
4.4.4	Výkon motoru při ustálené rychlosti pojezdu	56
4.4.5	Volba motorů	56
4.4.6	Jmenovitý výkon motorů	57
4.4.7	Jmenovitý krouticí moment motorů.....	57
4.4.8	Skutečná pojezdová rychlost.....	57
4.4.9	Zrychlení při rozjezdu.....	58
4.4.10	Úhel vychýlení břemene při rozjezdu	58
4.5	Výpočet rozběhového momentu motoru.....	59
4.5.1	Celková účinnost.....	59
4.5.2	Moment pasivních odporů	59
4.5.3	Zrychlující síla	60
4.5.4	Moment zrychlujících sil posuvných hmot.....	60
4.5.5	Moment zrychlujících sil rotačních hmot	60
4.5.6	Rozběhový moment motorů.....	61
4.6	Kontrola rozběhového momentu.....	61
4.6.1	Spouštěcí moment motorů	61
4.7	Brzdění kočky	62
4.7.1	Minimální doba zastavení	62
4.7.2	Minimální dráha pro zastavení kočky	62
4.7.3	Maximální doba pro zastavení kočky	63

4.7.4	Moment pasivních odporů při brzdění.....	63
4.7.5	Síla na zpomalení posuvných hmot.....	64
4.7.6	Moment na zpomalení sil posuvných hmot.....	64
4.7.7	Moment na zpomalení rotačních hmot.....	65
4.7.8	Minimální brzdicí moment brzdy.....	65
4.7.9	Kontrola zpomalení pojezdu kočky.....	66
4.7.10	Úhel vychýlení břemene při brzdění	66
5	Pevnostní kontrola rámu kočky	67
5.1	Model.....	67
5.2	Okrajové podmínky a zatažení	68
5.3	Maximální napětí a průhyb.....	69
Závěr		70
Použité informační zdroje.....		71
Seznam použitých zkratk a symbolů.....		73
Seznam příloh		80

ÚVOD

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem jeřábové kočky mostového jeřábu. Cílem je vytvoření návrhu základních rozměrů zdvihového mechanismu jeřábové kočky (lano, lanový buben, kladky, vyrovnávací kladka) s ohledem na stanovené parametry. Práce dále zahrnuje pevnostní kontrolu lanového bubnu, která zajišťuje jeho odolnost proti mechanickému namáhání. Další část práce se zaměřuje na návrh pohonu, kde jsou navrženy komponenty jako motor, převodovka, brzda a spojka, aby bylo zajištěno efektivní fungování zdvihového mechanismu.

Práce také obsahuje výpočet pojezdového ústrojí, který zahrnuje návrh kol a motorů pojezdu jeřábové kočky. Součástí je také kontrola rozběhového momentu motorů, zajišťující, že motory mají dostatečný výkon pro zahájení pohybu kočky.

Závěrečná část bakalářské práce je věnována základní pevnostní kontrole rámu jeřábové kočky. Tato kontrola se zaměřuje na zajištění pevnosti a odolnosti rámu vůči zatížením, která jsou přítomná na jeřábové kočce.

1 KATEGORIZACE JEŘÁBU

Jeřáb bude instalován v zastřešené hale, nebudou na něj působit nepříznivé povětrnostní ani další vnější vlivy. Využíván bude k manipulaci břemen. Jeřáb bude přenášet většinou lehká a středně těžká břemena. Jen výjimečně bude využíván na maximální povolenou nosnost.

1.1 STANOVENÉ HODNOTY

nosnost jeřábové kočky	20 000 kg
zdvih	12 m
rychlost zdvihu	6 m·min ⁻¹
rychlost pojezdu	40 m·min ⁻¹

1.2 SKUPINOVÁ KATEGORIZACE JEŘÁBU PODLE NORMY ČSN ISO 4301-1 [5]

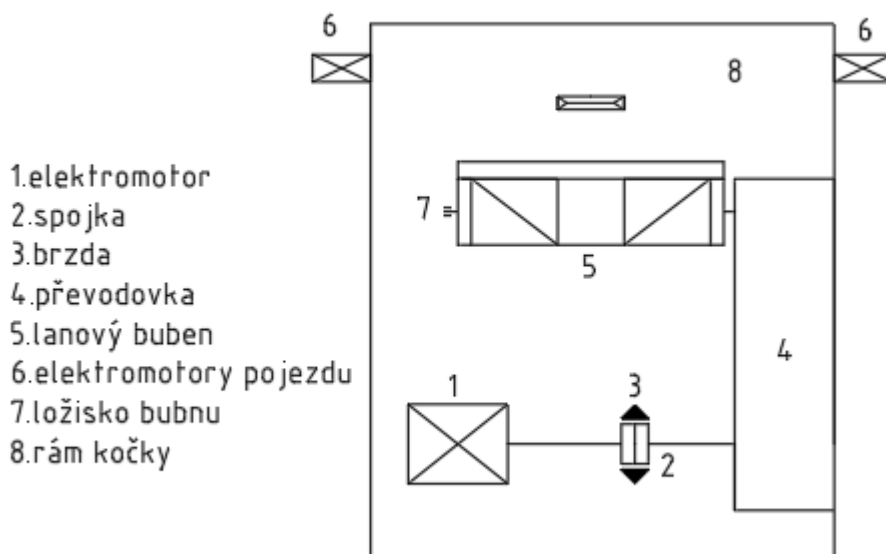
třída využívání jeřábů	U ₄ (pravidelné využívání lehkého stupně)
stav zatěžování jeřábů	Q ₂ (střední)
skupinová klasifikace jeřábů	A ₄ (určené dle kategorie využívání a stavu zatěžování jeřábu)

1.3 KLASIFIKACE MECHANISMU DLE NORMY ČSN ISO 4301-1 [5]

Třída využívání mechanismu	T ₄ = 3 200 hod. (pravidelné lehké využívání)
Stav zatěžování mechanismu	L ₂ (střední)
Klasifikace mechanismu	M ₄ (určené dle kategorie využívání a stavu zatěžování mechanismu)

2 ZDVIHOVÝ MECHANISMUS KOČKY

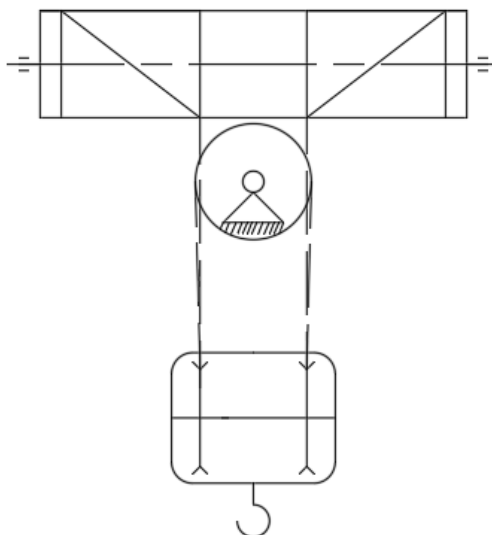
Základní části zdvihového mechanismu jeřábové kočky jsou lanový buben, na který se navíjí lano díky motoru přes převodovku. Dalšími částmi zdvihového mechanismu jsou brzda, kladnice, hák, vyrovnávací kladka (*Obr. 1*). Vyrovnávací kladku lze nahradit zvykajícím dražším vyrovnávacím vahadlem.



Obr. 1 Zdvihový mechanismus kočky

3 VÝPOČET ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ

Proces návrhu zdvihového ústrojí jeřábové kočky tvoří analýza a návrh hlavních parametrů. Jsou to lanový buben, kladky, lano, motor, převodovka, brzda a vyrovnávací kladka (Obr. 2). Posuzuje se maximální zatížení, rychlost zdvihu, a také určení požadavků na pevnost pro zajištění bezpečného a efektivního provozu.



Obr. 2 Kladkový mechanismus

3.1 PŘEVOD KLADKOSTROJE

$$n_m = \frac{n}{z} \quad [-] \quad (3.1)$$

$$n_m = \frac{4}{2}$$

$$n_m = 2$$

Kde: n $[-]$ počet nosných průřezů lana, z (Obr. 2)
 z $[-]$ počet větví lanového systému, z (Obr. 2)
 n_m $[-]$ převod kladkostroje

3.1.1 ÚČINNOST KLADKOSTROJE

$$\eta_{tot} = \frac{(\eta_s)^{n_s}}{n_m} \cdot \frac{1 - (\eta_s)^{n_m}}{1 - \eta_s} \quad [-] \quad [4] \text{ str. 13} \quad (3.2)$$

$$\eta_{tot} = \frac{(0,985)^0}{2} \cdot \frac{1 - (0,985)^2}{1 - 0,985}$$

$$\eta_{tot} = 0,9925$$

Kde: n_s $[-]$ počet pevných kladek mezi bubnem a pevnou částí (voleno)

η_m	[-]	převod kladkostroje, z rovnice (1.1)
η_s	[-]	účinnost kladky – pro kladku uloženou na valivých ložiskách je stanovena účinnost $\eta_s=0,985$, [4], str.13
η_{tot}	[-]	účinnost kladkostroje dle [4], str.13

3.2 VÝPOČET LANA DLE ČSN EN 13001-3-2 A ČSN EN 13001-2

Evropské normy ČSN EN 13001-3-2 a ČSN EN 13001-2, specifikují požadavky na výpočet a specifikaci zdvihových lan pro jeřáby, aby byla zajištěna jejich bezpečnost a spolehlivost při provozu. Tyto normy pokrývají faktory jako jsou materiály, konstrukce, dimenzování a testování lan, poskytují směrnice pro výběr vhodného lana v závislosti na jeho použití, zatížení a pracovních podmínkách. [4]; [3]

3.2.1 PROKÁZÁNÍ STATICKÉ ÚNOSNOSTI

V souladu s normou ČSN EN 13001-3-2 [4] je vyžadováno ověřit statickou únosnost jeřábového lana tím, že se pro specifické kombinace zatížení demonstruje splnění následujících podmínky:

$$F_{Sd,s} \leq F_{Rd,s} \quad [4] \text{ str. 11} \quad (3.3)$$

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

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

HMOTNOST PRVKŮ PŮSOBÍCÍCH NA NOSNÝ PRŮŘEZ LANA

$$\begin{aligned} m_{Hr} &= m_b + m_{kl} + m_h + m_l \text{ [kg]} \\ m_{Hr} &= 20\,000 + 400 + 250 + 0 \quad [4] \text{ str. 12} \\ m_{Hr} &= 20\,650 \text{ kg} \end{aligned} \quad (3.4)$$

Kde m_b [kg] hmotnost břemene
 m_{kl} [kg] předpokládaná hmotnost kladnice
 m_L [kg] hmotnost lana (pro zdvihy menší jak 20 m se neuvažuje)
 m_h [kg] předpokládaná hmotnost háku a souvisejících součástí
 m_{Hr} [kg] hmotnost prvků působících na nosný průřez lana

DYNAMICKÝ SOUČINITEL

$$\begin{aligned} \phi &= \phi_{\min} + \beta_2 \cdot v_h \quad [-] \\ \phi &= 1,2 + 0,68 \cdot \frac{6}{60} \quad [3] \text{ str. 13} \\ \phi &= 1,268 \end{aligned} \quad (3.5)$$

Kde: $\phi_{\min}$ [-] minimální dynamický součinitel, dle [3], str. 14 (stanovený na základě třídy HD1 a kombinace zatížení A1)
 v_h [m.min⁻¹] rychlost zdvihu břemene (zadáno)

β_2 [s.m⁻¹] součinitel závislý na tuhosti jeřábu dle [3], str.14 (volena hodnota součinitele pro nejmenší tuhost rámu)

SOUČINITEL ZVÝŠENÍ NÁVRHOVÉ SÍLY V LANĚ

$$f_{s1} = \frac{1}{\eta_{tot}} [-] \quad [4] \text{ str. 13} \quad (3.6)$$

$$f_{s1} = \frac{1}{0,9925}$$

$$f_{s1} = 1,0076$$

Kde: f_{s1} [-] součinitel zvýšení síly v laně
 η_{tot} [-] účinnost kladkostroje z rovnice (3.2)

SOUČINITEL NEROVNOBĚŽNÉHO NOSNÉHO PRŮŘEZU

$$f_{s2} = \frac{1}{\cos(\beta_{max})} [-] \quad [4] \text{ str. 14} \quad (3.7)$$

$$f_{s2} = \frac{1}{\cos(0)}$$

$$f_{s2} = 1$$

Kde: β_{max} [°] maximální možný úhel zdvihu, dle [3], str. 14
 f_{s2} [-] součinitel nerovnoběžného nosného průřezu

NÁVRHOVÁ SÍLA V LANĚ

$$F_{Sd,s} = \frac{m_{hr} \cdot g}{n_m} \cdot \phi \cdot f_{s1} \cdot f_{s2} \cdot f_{s3} \cdot \gamma_p \cdot \gamma_n \text{ [N]} \quad [4] \text{ str. 12} \quad (3.8)$$

$$F_{Sd,s} = \frac{20\,650 \cdot 9,81}{2} \cdot 1,268 \cdot 1,0076 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,22 \cdot 1$$

$$F_{Sd,s} = 157\,870 \text{ N}$$

Kde: $F_{Sd,s}$ [N] návrhová síla v laně, z rovnice
 n_m [-] převod kladkostroje, z rovnice (3.1)
 m_{hr} [kg] hmotnost prvků působících na nosný průřez lana, z rovnice (3.4)
 f_{s1} [-] součinitel zvýšení síly v laně, z rovnice (3.6)
 f_{s2} [-] součinitel nerovnoběžného nosného průřezu, z rovnice (3.7)
 f_{s3} [-] součinitel vodorovných sil na břemeno zdvihu, dle [4], str. 14
 γ_p [-] dílčí součinitel bezpečnosti, dle [4] str. 12
 γ_n [-] součinitel rizika, dle [3], str.37
 ϕ [-] dynamický součinitel, z rovnice (3.5)

VÝBĚR LANA

Bylo zvoleno jeřábové lano Stratoplast CASAR o jmenovitém průměru 22 mm ± 5%, které se skládá z osmi pramenů a o jmenovité pevnosti drátu 1960 kN, dle [12]. Pro výpočet je uvažován jmenovitý průměr lana 22,4 mm, z důvodu souladu s normou pro návrh kladek [1].

Tab. 1 Parametry lana [12], str. 12

Jmenovitý průměr	Celkový kovový průřez	Hmotnost	Minimální únosnost	Pevnost drátu
[mm]	[mm ²]	[kg/m]	[kN]	[kN]
22,4	245,4	218,4	394,5	1960

NEJMENŠÍ PŘÍSLUŠNÝ PRŮMĚR

$$D_m = \min(D_{kladka}; 1,125 \cdot D_{buben}; 1,125 \cdot D_{vyrovnavaci}) [\text{mm}] \quad [4] \text{ str. 17} \quad (3.9)$$

$$D_m = 1,125 \cdot D_{vyrovnavaci}$$

$$D_m = 1,125 \cdot 315$$

$$D_m = 354,375 \text{ mm}$$

Kde: $D_{vyrovnavaci}$ [mm] základní teoretický průměr vyrovnavací kladky, dle [1], str. 6,

$$\alpha_{vyrk}=15$$

D_m [mm] nejmenší příslušný průměr

MINIMÁLNÍ SOUČINITEL ÚNOSNOSTI LANA

$$\gamma_{rb} = 1,35 + \frac{5,0}{\left(\frac{D_m}{d}\right)^{0,8} - 4} [-] \quad [4] \text{ str. 17} \quad (3.10)$$

$$\gamma_{rb} = 1,35 + \frac{5,0}{\left(\frac{354,375}{22,4}\right)^{0,8} - 4}$$

$$\gamma_{rb} = 2,3291$$

Kde: D_m [mm] nejmenší příslušný průměr, z rovnice (1.8)

d [mm] jmenovitý průměr lana, z (Tab. 1)

γ_{rb} [-] minimální součinitel lana

NÁVRHOVÁ SÍLA ÚNOSNOSTI V LANĚ

$$F_{Rd,s} = \frac{F_u}{\gamma_{rb}} \quad [\text{N}] \quad [4] \text{ str. 17} \quad (3.11)$$

$$F_{Rd,s} = \frac{394\,500}{2,3291}$$

$$F_{Rd,s} = 1,6938 \cdot 10^5 \text{ N}$$

Kde: F_u [N] minimální síla přetržení lana, z (*Tab. I*)

γ_{rb} [-] minimální součinitel únosnosti lana z rovnice (3.10)

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

KONTROLA LANA

$$F_{Sd,s} \leq F_{Rd,s} \quad [\text{N}] \quad [4] \text{ str. 11} \quad (3.12)$$

$157\,870 \text{ N} \leq 169\,380 \text{ N} \Rightarrow$ zvolené lano vyhovuje

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

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

3.2.2 PROKÁZÁNÍ ÚNAVOVÉ PEVNOSTI

V souladu s normou ČSN EN 13001-3-2, strana 18, je vyžadováno ověření únavové pevnosti tak, že je splněno specifikovaný kritérium:

$$F_{Sd,f} \leq F_{Rd,f} \quad [\text{N}] \quad [4] \text{ str. 17} \quad (3.13)$$

Kde: $F_{Sd,f}$ [N] návrhová síla v laně pro prokázání únavové pevnosti

$F_{Rd,f}$ [N] návrhová síla únosnosti lana pro prokázání únavové pevnosti

Při určování návrhové síly v laně kvůli únavě se nejprve stanoví nebo vybere neznámé veličiny a součinitel.

ÚČINKY SETRVAČNOSTI

Počet ohybů lana během pracovního cyklu, $w = 10$, je určený podle [4], přílohy A.

Pro $w \geq 1$ platí dle ČSN EN 13001-3-2 [4] vztah (19) na str. 18.

$$\phi^* = \sqrt[3]{\frac{(w-1) + \phi^3}{w}} \quad [-] \quad [4] \text{ str. 18} \quad (3.14)$$

$$\phi^* = \sqrt[3]{\frac{(10-1) + 1,268^3}{10}}$$

$$\phi^* = 1,0335$$

kde: w $[-]$ příslušný počet ohybů pro ohyb, dle [4], str. 27
 ϕ $[-]$ dynamický součinitel, v tomto případě $\phi = \phi_2 = 1,268$
 ϕ^* $[-]$ dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti a gravitace

SOUČINITEL ZVYŠUJÍCÍ SÍLU V LANĚ VLIVEM NEROVNOBĚŽNOSTI NOSNÝCH PRŮŘEZU VE VINUTÍ

Uvažujeme vertikální zdvih a rovnoměrné rozložení, proto se koeficient považuje za $f_{s2}^* = 1$, dle [4], str. 19.

SOUČINITEL ZVĚTŠUJÍCÍ SÍLU V LANĚ VLIVEM VODOROVNÝCH SIL

$$f_{s3}^* = f_{s3} \quad [-] \quad [4], \text{ str. 20}$$

NÁVRHOVÁ SÍLA V LANĚ

Při ověřování únavové pevnosti se výpočet návrhové síly v laně provádí pouze pro cyklická zatížení. Součinitelé jako γ_p pro dílčí zatížení, γ_n pro riziko a součinitel efektivity lanového systému se přitom předpokládají jako rovné jedné.

$$F_{Sd,f} = \frac{m_{Hr} \cdot g}{n_m} \cdot \phi^* \cdot f_{s2}^* \cdot f_{s3}^* \quad [N] \quad [4] \text{ str. 18} \quad (3.15)$$

$$F_{Sd,f} = \frac{20\,650 \cdot 9,81}{2} \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot 1$$

$$F_{Sd,f} = 1,0468 \cdot 10^5 \text{ N}$$

Kde: m_{Hr} $[kg]$ je hmotnost břemena zdvihu
 n_m $[-]$ lanový převod vinutí nesoucí
 ϕ^* $[-]$ dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti a tíhy
 f_{s2}^*, f_{s3}^* $[-]$ součinitele zvyšující sílu v laně

$F_{sd,f}$ [N] návrhová síla v laně pro prokázání únavové pevnosti

CELKOVÝ POČET POHYBU ZDVIHÁNÍ PRO JEDNO LANO

Stanovuje se na základě všech pracovních cyklů C , které mechanismus provede během doby provozu, a odvozuje se od třídy využití jeřábu.

$$i_{\max} = \frac{C}{l_r} [-] \quad [4] \text{ str. 20} \quad (3.16)$$

$$i_{\max} = \frac{125\,000}{10}$$

$$i_{\max} = 12\,500$$

Kde: C [-] celkový počet pracovních cyklů za dobu životnosti jeřábu dle ČSN EN 13001-1, voleno pro mostové jeřáby $C=125000$ dle [2], str.16

l_r [-] počet lan specifikovaných pro návrhovou životnost jeřábu, voleno $l_r=10$ dle [4] příloha B str.30

$i_{\max}$ [-] celkový počet pohybu zdvihání pro jedno lano

CELKOVÝ POČET OHYBŮ ZA DOBU ŽIVOTNOSTI LANA

$$w_{tot} = \sum_{i=1}^{i_{\max}} w_i [-] \quad (3.17)$$

$$w_{tot} = \sum_{i=1}^{12500} 10$$

$$w_{tot} = 1,25 \cdot 10^5$$

Kde: $i_{\max}$ [-] celkový počet pohybů zdvihu pro lano, z rovnice (3.16)

w_i [-] příslušný počet ohybů při pohybu

w_{tot} [-] celkový počet ohybů za dobu životnosti lana

RELATIVNÍ CELKOVÝ POČET OHYBU

$$v_r = \frac{w_{tot}}{w_D} [-] \quad [4] \text{ str. 21} \quad (3.18)$$

$$v_r = \frac{1,25 \cdot 10^5}{5 \cdot 10^5}$$

$$v_r = 0,25$$

Kde:	w_{tot}	[-]	celkový počet ohybů za dobu životnosti lana
	w_D	[-]	počet ohybů v referenčním bodě $w_D=500000$ dle [4] str. 21
	v_r	[-]	relativní celkový počet ohybů

PARAMETR HISTORIE SÍLY V LANĚ

$$s_r = k_r \cdot v_r \quad [-] \quad [4] \text{ str. 20} \quad (3.19)$$

$$s_r = 0,25 \cdot 0,25$$

$$s_r = 0,0625$$

Kde:	k_r	[-]	součinitel spektra síly v laně – stanoven $k_r=0,25$ dle [5] str. 5
	v_r	[-]	relativní celkový počet ohybů
	s_r	[-]	parametr historie síly v laně

REFERENČNÍ POMĚR

$$R_{Dd} = 10 \cdot 1,125^{\log_2 \left(\frac{w_{tot}}{8000} \right)} \quad [-] \quad [4] \text{ str. 21} \quad (3.20)$$

$$R_{Dd} = 10 \cdot 1,125^{\log_2 \left(\frac{1,25 \cdot 10^5}{8000} \right)}$$

$$R_{Dd} = 15,9536$$

Kde:	w_{tot}	[-]	celkový počet ohybů za dobu životnosti lana
	R_{Dd}	[-]	referenční poměr

SOUČINITEL VLIVŮ POMĚRU

$$f_{f1} = \frac{D_m / d}{R_{Dd}} \quad [-] \quad [4] \text{ str. 21} \quad (3.21)$$

$$f_{f1} = \frac{345,375 / 22,4}{15,9536}$$

$$f_{f1} = 0,9916$$

Kde: f_{f1} [-] součinitel vlivů poměru
 D_m [mm] nejmenší průměr z rovnice (3.9)
 d [mm] průměr lana
 R_{Dd} [-] referenční poměr z rovnice (3.20)

SOUČINITEL TAHOVÉ PEVNOSTI DRÁTU

$$f_{f2} = \left(\frac{1\,770}{R_r} \right)^{0,6} \text{ pro } R_r > 1\,770 \quad [4] \text{ str. 22} \quad (3.22)$$

$$f_{f2} = \left(\frac{1\,770}{1\,960} \right)^{0,6}$$

$$f_{f2} = 0,9407 \text{ [-]}$$

Kde: R_r [MPa] jmenovitá pevnost drátu, z (*Tab. I*)
 f_{f2} [-] součinitel tahové síly v drátu

SOUČINITEL ÚHLU NÁBĚHU

$$f_{f3} = 1 \text{ [-]}$$

Je stanoven na základě úhlu náběhu lana do drážky bubnu nebo kladky. V případě že je úhel náběhu menší než $0,5^\circ$, se zvolí hodnota 1. dle [4], str. 23

SOUČINITEL MAZÁNÍ LANA

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

Pro lana, která jsou vyrobena s vnitřním mazáním, je tento součinitel stanoven jako jedna. dle [4] str. 23

SOUČINITEL VLIVU NAVÍJENÍ LANA NA BUBEN

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

Navíjená je jen jedna vrstva, proto se součinitel rovná jedné. dle [4], str. 23

SOUČINITEL VLIVU LANOVÉ DRÁŽKY

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

Stanoví se podle poměru mezi poloměrem drážky kladky a průměrem lana a následně se porovná s úhlem mezi stranami kladky. dle [4], str. 23

SOUČINITEL TYPU LANA

$$f_{f7} = \frac{1}{t} [-] \quad [4] \text{ str. 24} \quad (3.23)$$

$$f_{f7} = \frac{1}{0,95}$$

$$f_{f7} = 1,0526$$

Kde: t [-] součinitel typu lana – zvoleno na základě typu lana (zvolené lano je 8 pramenní s plastickou impregnací), $t=0,95$, dle [4], str. 24

SOUČINITEL DALŠÍCH VLIVŮ

$$f_f = f_{f1} \cdot f_{f2} \cdot f_{f3} \cdot f_{f4} \cdot f_{f5} \cdot f_{f6} \cdot f_{f7} [-] \quad [4] \text{ str. 21} \quad (3.24)$$

$$f_f = 0,9916 \cdot 0,9407 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,0526$$

$$f_f = 0,9819$$

Kde: f_f [-] součinitel dalších vlivů

f_{f1} [-] součinitel vlivů poměru

f_{f2} [-] součinitel tahové síly v drátu

f_{f3} [-] součinitel úhlu náběhu

f_{f4} [-] součinitel mazání lana

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

f_{f6} [-] součinitel vlivu lanové drážky

f_{f7} [-] součinitel typu lana

NÁVRHOVÁ SÍLA ÚNOSNOSTI

$$F_{Rd,f} = \frac{F_u}{\gamma_{rf} \cdot \sqrt[3]{s_r}} \cdot f_f \quad [-] \quad [4] \text{ str. 20} \quad (3.25)$$

$$F_{Rd,f} = \frac{394500}{7 \cdot \sqrt[3]{0,0625}} \cdot 0,88$$

$$F_{Rd,f} = 1,3944 \cdot 10^5 \text{ N}$$

Kde: F_u [N] minimální síla při přetržení lana (*Tab. 1*)

γ_{rf} [-] minimální součinitel únosnosti lana – voleno $\gamma_{rf} = 7$ dle [4], str. 20

$F_{Rd,f}$ [N] návrhová síla únosnosti lana pro prokázání únavové pevnosti

f_f [-] součinitel dalších vlivů, z rovnice (3.24)

s_r [-] parametr historie síly v laně, z rovnice (3.19)

KONTROLA LANA PŘI ÚNAVĚ

$$F_{Sd,f} \leq F_{Rd,f}$$

$$1,0468 \cdot 10^5 \text{ N} \leq 1,3944 \cdot 10^5 \text{ N} \rightarrow \text{lano vyhovuje}$$

Lano splňuje požadavky pro obě formy zatížení, a to jak statické, tak únavové. [4] str. 18

3.3 VÝPOČET PRŮMĚRU LANOVÝCH KLADEK

Konstrukce vodících kladek a vyrovnávací kladky byla provedena dle [1]

	Skupina jeřábů			
	I	II	III	IV
Vodící kladky	20	22	24	26
Lanový buben	18	20	22	24
Vyrovnávací kladky	14	15	16	16

Tab. 2 Hodnoty součinitele α dle [1], str. 2

3.3.1 TEORETICKÝ PRŮMĚR VODÍCÍ KLADEK

$$D_{kt} = \alpha_{vod} \cdot d \quad [\text{mm}] \quad [1] \text{ str. 1} \quad (3.26)$$

$$D_{kt} = 22 \cdot 22,4$$

$$D_{kt} = 492,8 \text{ mm}$$

Kde: d [mm] jmenovitý průměr lana

α_{vod} [-] součinitel vodící kladky, z (Tab. 2)

D_{kt} [mm] teoretický průměr vodící kladky

3.3.2 JMENOVITÝ PRŮMĚR VODÍCÍ KLADKY

$$D_k = D_{kt} - d \text{ [mm]} \quad [1] \text{ str. 2} \quad (3.27)$$

$$D_k = 492,8 - 22,4$$

$$D_k = 470,4 \text{ mm}$$

Kde: D_{kt} [mm] teoretický průměr vodící kladky, z rovnice (3.26)

D_k [mm] minimální jmenovitý průměr vodící kladky

d [mm] jmenovitý průměr lana

Dle [1] str.6 je zvolený průměr vodící kladky $D_k=500 \text{ mm}$.

3.3.3 TEORETICKÝ PRŮMĚR VYROVNÁVACÍ KLADKY

$$D_{vyrk1} = \alpha_{vyrk} \cdot d \text{ [mm]} \quad [1] \text{ str. 1} \quad (3.28)$$

$$D_{vyrk1} = 15 \cdot 22,4$$

$$D_{vyrk1} = 336 \text{ mm}$$

Kde: D_{vyrk1} [mm] teoretický průměr vyrovnávací kladky

α_{vyrk} [-] součinitel vyrovnávací kladky z tab.2

d [mm] jmenovitý průměr lana

3.3.4 JMENOVITÝ PRŮMĚR VYROVNÁVACÍ KLADKY

$$D_{vyrk \min} = D_{vyrk1} - d \text{ [mm]} \quad [1] \text{ str. 2} \quad (3.29)$$

$$D_{vyrk \min} = 336 - 22,4$$

$$D_{vyrk \min} = 313,6 \text{ mm}$$

Kde: $D_{vyrkmin}$ [mm] jmenovitý průměr vyrovnávací kladky

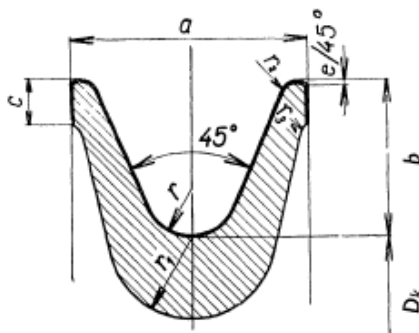
D_{vyrk1} [mm] teoretický průměr vyrovnávací kladky

d [mm] jmenovitý průměr lana

Je zvolen jmenovitý průměr vyrovnávací kladky dle [1], str.6 $D_{\text{vyrk}}=315$ mm

3.3.5 ROZMĚRY DRÁŽKOVÁNÍ KLADEK

Pro průměr lana 22,4 mm odpovídají tyto rozměry:



Obr. 3 Drážky a věnce kladek dle [1], str. 8

Tab. 3 Rozměry drážky a věnce kladek [1], str. 8

Jmenovitý průměr lana [mm]	Rozměry [mm]							
	r	a	b	c	e	r ₁	r ₂	r ₃
22,4	11,8	60	39	10	1,5	20	5	4

3.4 LANOVÝ BUBEN

Výpočet lanového bubnu pozůstává z návrhu rozměrů a z pevnostní kontroly.

3.4.1 JMENOVITÝ PRŮMĚR LANOVÉHO BUBNU

$$D_{b\min} = \alpha_{lb} \cdot d \text{ [mm]} \quad [1] \text{ str. 1} \quad (3.30)$$

$$D_{b\min} = 20 \cdot 22,4$$

$$D_{b\min} = 448 \text{ mm}$$

Kde: α_{lb} [-] součinitel lanového bubnu

d [mm] jmenovitý průměr bubnu

D_b [mm] jmenovitý průměr lanového bubnu

Je zvolen jmenovitý průměr bubnu $D_b=500$ mm dle [1], str. 5.

3.4.2 PRŮMĚR LANOVÉHO BUBNU POD LANEM

$$D_1 = D_b - d \text{ [mm]} \quad [1] \text{ str. 2} \quad (3.31)$$

$$D_1 = 500 - 22,4$$

$$D_1 = 477,6 \text{ mm}$$

Kde: d [mm] jmenovitý průměr lana

D_b [mm] jmenovitý průměr lanového bubnu

D_1 [mm] průměr lanového bubnu pod lanem

3.4.3 NAVÍJENÁ DÉLKA LANA V JEDNÉ VĚTVI LANOVÉHO SYSTÉMU

$$L_1 = n_m \cdot H \text{ [mm]} \quad [12] \text{ str. 40} \quad (3.32)$$

$$L_1 = 2 \cdot 12\,000$$

$$L_1 = 24\,000 \text{ mm}$$

Kde: n_m [-] převod kladkostroje, z rovnice (1.1)

H [mm] zdvih břemene

L_1 [mm] navíjená délka lana v jedné větvi lanového systému

3.4.4 POČET ZÁVITU BUBNU PRO JEDNU VĚTEV LANOVÉHO SYSTÉMU

$$z_b = \frac{L_1}{\pi \cdot D_b} + (2 \div 3) \text{ [-]} \quad [12] \text{ str. 39} \quad (3.33)$$

$$z_b = \frac{24\,000}{\pi \cdot 500} + 3$$

$$z_b = 18,2789 \rightarrow \text{zvoleno } 19 \text{ závitů}$$

Kde: L_1 [mm] navíjená délka lana v jedné větvi lanového systému

z_b [-] počet závitů bubnu pro jednu větev lanového systému

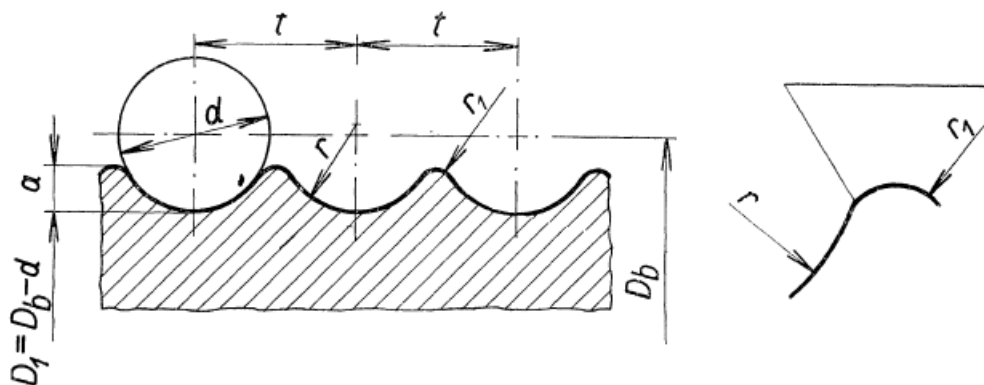
D_b [mm] jmenovitý průměr lanového bubnu

3.4.5 ROZMĚRY DRÁŽKOVANÍ LANOVÉHO BUBNU

Velikosti drážek se určují dle jmenovitého průměru lana.

Tab. 4 Rozměry drážky bubnu [7] str. 9

Jmenovitý průměr lana [mm]	Rozměry [mm]			
	r	a	t	r ₁
22,4	11,8	6,5	25	3,5



Obr. 4 Rozměry drážky bubnu [1] str. 9

3.4.6 DÉLKA ½ ZÁVITOVÉ ČÁSTI LANOVÉHO BUBNU

$$l = z_b \cdot t \text{ [mm]} \quad [12] \text{ str. 40} \quad (3.34)$$

$$l = 19 \cdot 25$$

$$l = 475 \text{ mm}$$

Kde: t [mm] rozteč závitů na lanovém bubnu, z (Tab. 4)

z_b [-] počet závitů bubnu pro jednu větev lanového systému, z rovnice (1.33)

l [mm] délka ½ závitové části lanového bubnu

3.4.7 DÉLKA KRAJNÍ HLADKÉ ČÁSTI LANOVÉHO BUBNU

$$l_2 = 4 \cdot t \text{ [mm]} \quad [12] \text{ str. 41} \quad (3.35)$$

$$l_2 = 4 \cdot 25$$

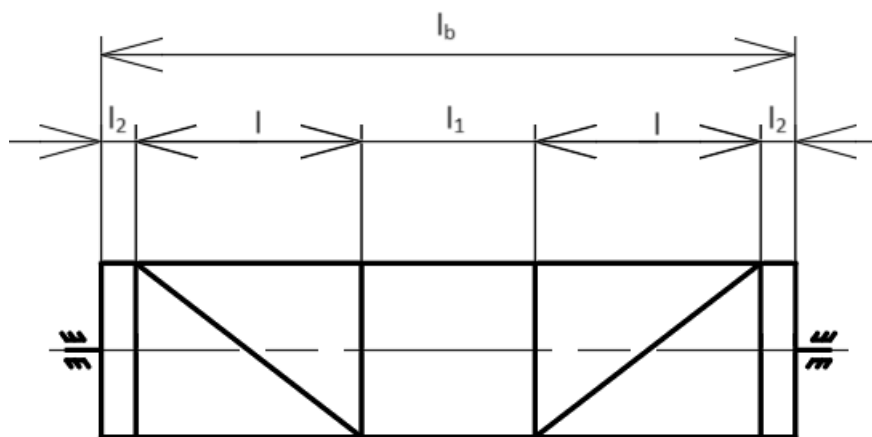
$$l_2 = 100 \text{ mm}$$

Kde: t [mm] rozteč závitů na lanovém bubnu, z (Tab. 4)

l_2 [mm] délka krajní části lanového bubnu

3.4.8 CELKOVÁ DÉLKA LANOVÉHO BUBNU

Délka bubnu je dána součtem jeho částí, kde k základním patří střední, navíjecí a koncová část (Obr. 5). Zatímco navíjecí a koncová část jsou dimenzovány na základě výpočtů, střední část se volí s ohledem na rozteč vodících kladek v kladnici.



Obr. 5 Rozměrové schéma lanového bubnu

$$l_b = 2 \cdot l + 2 \cdot l_2 + l_1 \text{ [mm]} \quad [12] \text{ str. 40} \quad (3.36)$$

$$l_b = 2 \cdot 475 + 2 \cdot 100 + 400$$

$$l_b = 1\,550 \text{ mm}$$

Kde: l_b [mm] délka bubnu

l [mm] délka $\frac{1}{2}$ závitové části lanového bubnu

l_2 [mm] délka krajní části lanového bubnu

l_1 [mm] délka střední části lanového bubnu (volena)

3.4.9 TLOUŠŤKA STENY LANOVÉHO BUBNU

$$s_b = 0,8 \cdot d \text{ [mm]} \quad [12] \text{ str. 41} \quad (3.37)$$

$$s_b = 0,8 \cdot 22,4$$

$$s_b = 17,92 \text{ mm}$$

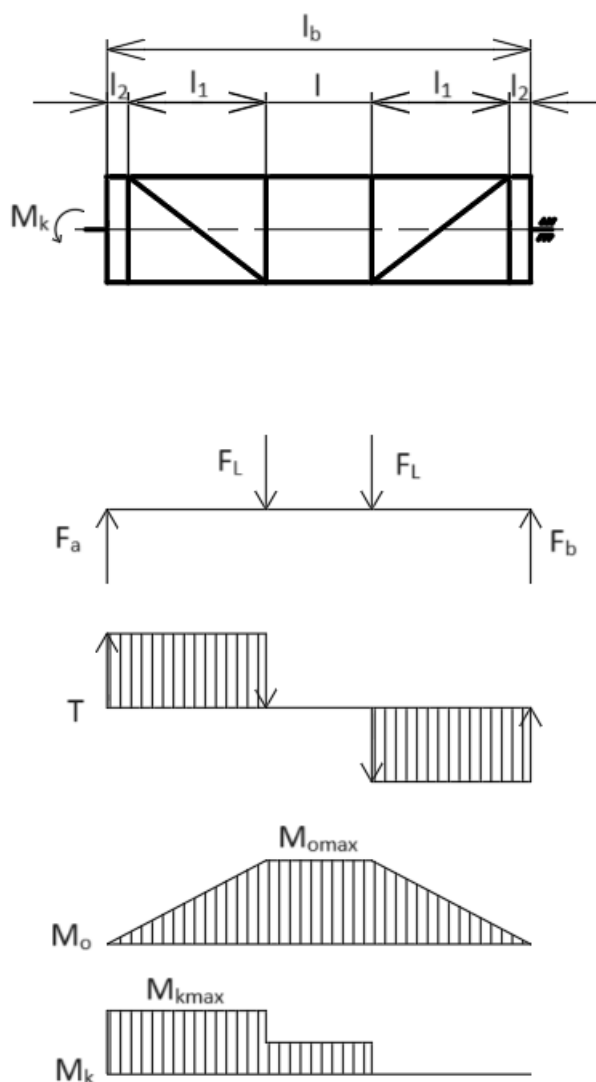
Hodnota je navýšena z důvodu bezpečnosti na $s_b = 30 \text{ mm}$.

Kde: d [mm] jmenovitý průměr lana

s_b [mm] tloušťka stěny lanového bubnu

3.5 PEVNOSTNÍ KONTROLA LANOVÉHO BUBNU

Pevnostní kontrola je provedena dle [12]. Materiál bubnu je volen 42CrMo ($R_e=650 \text{ MPa}$, $R_m=900 \text{ MPa}$) [15].



Obr. 6 Průběh zatěžujících sil a momentů na bubnu

3.5.1 NAMÁHÁNÍ OHYBEM

OSO VÁ SÍLA V LANĚ

$$F_L = \frac{m_{Hr} \cdot g}{z \cdot n_L \cdot \eta_{tot}} \quad [\text{N}] \quad [23] \text{ str. 300} \quad (3.38)$$

$$F_L = \frac{20\,650 \cdot 9,81}{2 \cdot 2 \cdot 0,9925}$$

$$F_L = 51\,026,83 \text{ N}$$

Kde: m_{Hr} [kg] hmotnost břemene a částí kladkostroje

z [-] počet větví lanového systému

n_L [-] počet nosných průřezů lana v jedné větvi

η_{tot} [-] účinnost kladkostroje z rovnice (3.2)

F_L [N] osová síla v laně

MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT

Největší ohybový moment u bubnů s jednovrstvým lanem se vyskytuje tam, kde lano nabíhá na buben.

$$M_{o\max} = F_L \cdot (l_2 + l) \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad [12] \text{ str. 41} \quad (3.39)$$

$$M_{o\max} = 51\,026,83 \cdot (100 + 475)$$

$$M_{o\max} = 29\,340\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Kde: $M_{o\max}$ [N·mm] maximální ohybový moment

F_L [N] osová síla v laně

l_2 [mm] délka krajní části lanového bubnu

l [mm] délka ½ závitové části lanového bubnu

PRŮŘEZOVÝ MODUL V OHYBU

$$W_o = 0,8 \cdot (D_b - s_b)^2 \cdot s_b \text{ [mm}^3\text{]} \quad [12] \text{ str. 41} \quad (3.40)$$

$$W_o = 0,8 \cdot (500 - 30)^2 \cdot 30$$

$$W_o = 5\,301\,600 \text{ mm}^3$$

Kde: W_o [mm³] průřezový modul v ohybu

D_b [mm] jmenovitý průměr lanového bubnu

s_b [mm] tloušťka stěny lanového bubnu

OHYBOVÉ NAPĚTÍ NAMÁHAJÍCÍ PLÁŠŤ

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_o} \leq \sigma_{oDOV} \text{ [MPa]} \quad [12] \text{ str. 41} \quad (3.41)$$

$$\sigma_o = \frac{29\,340\,000}{5\,301\,600}$$

$$\sigma_o = 5,53 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{oDOV} \rightarrow 5,53 \text{ MPa} \leq 10 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde: σ_o [MPa] ohybové napětí

$M_{o\max}$ [N·mm] maximální ohybový moment

W_o [mm³] průřezový modul v ohybu

σ_{DOV} [MPa] dovolené napětí v ohybu dle [12], str. 41

3.5.2 NAMÁHÁNÍ KRUTEM

MAXIMÁLNÍ KROUTÍCÍ MOMENT

$$M_{k\max} = 2 \cdot F_L \cdot \frac{D_b}{2} \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad [12] \text{ str. 41} \quad (3.42)$$

$$M_{k\max} = 2 \cdot 51\,026,83 \cdot \frac{500}{2}$$

$$M_{k\max} = 25\,513\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Kde: $M_{k\max}$ [N·mm] maximální kroutící moment

F_L [N] osová síla v laně z rovnice (3.38)

D_b [mm] jmenovitý průměr lanového bubnu

PRŮŘEZOVÝ MODUL V KRUTU

$$W_k = 1,6 \cdot (D_b - s_b)^2 \cdot s_b \text{ [mm}^3\text{]} \quad [12] \text{ str. 41} \quad (3.43)$$

$$W_k = 1,6 \cdot (500 - 30)^2 \cdot 30$$

$$W_k = 10\,603\,000 \text{ mm}^3$$

Kde: W_k [mm³] průřezový modul v krutu

D_b [mm] jmenovitý průměr lanového bubnu

s_b [mm] tloušťka stěny lanového bubnu

SMYKOVÉ NAPĚTÍ NAMÁHAJÍCÍ PLÁŠŤ

$$\tau_k = \frac{M_{k\max}}{W_k} \leq \tau_{kDOV} \text{ [MPa]} \quad [12] \text{ str. 41} \quad (3.44)$$

$$\tau_k = \frac{25\,513\,000}{10\,603\,000}$$

$$\tau_k = 2,4 \text{ MPa}$$

$$\tau_k \leq \tau_{kDOV} \rightarrow 2,4 \text{ MPa} \leq 5 \text{ MPa}$$

Kde: τ_k [MPa] smykové napětí namáhající plášť

$M_{k\max}$ [Nmm] maximální kroutící moment

W_k [mm³] průřezový modul v krutu

τ_{kDOV} [MPa] dovolené napětí podle [12], str. 41

3.5.3 NAPĚTÍ OD VNĚJŠÍHO PŘETLAKU

$$\sigma_{tl} = \frac{F_L}{s_b \cdot t} \text{ [MPa]} \quad [12] \text{ str. 42} \quad (3.45)$$

$$\sigma_{tl} = \frac{51\,026,83}{30 \cdot 25}$$

$$\sigma_{tl} = 68,04 \text{ MPa}$$

Kde: σ_{tl} [MPa] napětí od vnějšího přetlaku
 F_L [N] osová síla v laně z rovnice (3.38)
 s_b [mm] tloušťka stěny lanového bubnu
 t [mm] rozteč závitů na lanovém bubnu

3.5.4 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ PODLE HYPOTÉZY PODLE HMM

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{tl}^2 + \sigma_o \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau_k^2} \text{ [MPa]} \quad [12] \text{ str. 42} \quad (3.46)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{5,53^2 + 68,04^2 + 5,53 \cdot 68,04 + 3 \cdot \tau_k^2}$$

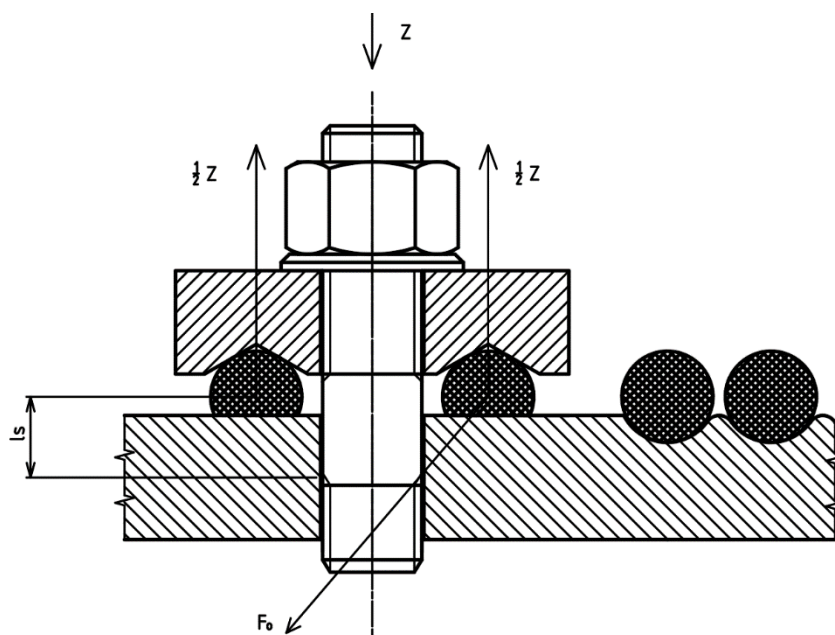
$$\sigma_{red} = 71,09 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{DOV} \rightarrow 71,09 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa}$$

Kde: σ_{DOV} [MPa] dovolené napětí dle [12], str. 42
 σ_{red} [MPa] redukované napětí
 σ_o [MPa] napětí v ohybu z rov. (3.41)
 σ_{tl} [MPa] napětí od vnějšího přetlaku (3.45)
 τ_k [MPa] smykové napětí namáhající plášť (3.44)

3.6 VÝPOČET PŘÍLOŽEK

Příložky umožňují pevné spojení konců lana s bubnem, přičemž jsou tyto konce lana připevněny k hladkým okrajům bubnu. Výpočet je prováděn dle [16].



Obr. 7 Uchycení lana příložkou

3.6.1 ÚHEL OPÁSÁNÍ

$$\alpha_b = 2 \cdot \pi \cdot n_{rz} \text{ [rad]} \quad [16] \text{ str. 85} \quad (3.47)$$

$$\alpha_b = 2 \cdot \pi \cdot 2$$

$$\alpha_b = 12,57 \text{ rad}$$

Kde: α_b [rad] úhel opásání

n_{rz} [-] počet rezervních závitů na bubnu

3.6.2 TAŽNÁ SÍLA V LANĚ V MÍSTĚ UCHYCENÍ

$$F_o = \frac{F_L}{e^{\mu \cdot \alpha_b}} \text{ [N]} \quad [16] \text{ str. 85} \quad (3.48)$$

$$F_o = \frac{51\,026,83}{e^{0,13 \cdot 12,57}}$$

$$F_o = 9\,960,31 \text{ N}$$

Kde: F_o [N] tažná síla v laně

F_L [N] osová síla v laně

e [-] Eulerovo číslo

μ [-] součinitel tření mezi lanem a bubnem, volený dle [16] str.85

α_b [rad] úhel opásání, z rovnice (3.47)

3.6.3 POTŘEBNÁ OSOVÁ SÍLA VE ŠROUBECH PŘÍLOŽEK

$$Z = \frac{F_o}{1,62 \cdot \mu} \text{ [N]} \quad [16] \text{ str. 85} \quad (3.49)$$

$$Z = \frac{9\,960,31}{1,62 \cdot 0,13}$$

$$Z = 47\,294,92 \text{ N}$$

Kde: F_o [N] tažná síla v laně

Z [N] potřebná osová síla ve šroubech

μ [-] součinitel tření mezi lanem a bubnem, volený dle [16] str.85

3.6.4 OHYBOVÝ MOMENT ŠROUBU

Velikost ramene ohybového momentu šroubu je odvozena od průměru vybraného lana a tloušťky stěny bubnu (*Obr. 7*). Po utažení šroubů příložek dochází k mírnému stlačení lana. Nezahrnutí tohoto stlačení lana do výpočtů vede k nadhodnocení ohybového momentu, čímž se předpokládá zatížení horší než reálný stav. [10] str. 38

$$M_{os} = F_o \cdot l_s \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad [16] \text{ str. 85} \quad (3.50)$$

$$M_{os} = 9\,960,31 \cdot 26,2$$

$$M_{os} = 2,6096 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Kde: F_o [N] tažná síla v laně

l_s [mm] rameno ohybu šroubu ($15+11,2=26,2\text{mm}$), (*Obr. 7*)

M_{os} [N·mm] ohybový moment šroubu

3.6.5 PLOCHA JÁDRA ŠROUBU

V souladu s výběrem velikosti příložek na základě průměru použitého lana, jak je uvedeno na straně 84 v tabulce III-13 [16], byl zvolen šroub M24x3.

$$S_o = \pi \cdot \frac{d_s^2}{4} \text{ [mm}^2\text{]} \quad (3.51)$$

$$S_o = \pi \cdot \frac{20,319^2}{4}$$

$$S_o = 324,26 \text{ mm}^2$$

Kde: d_s [mm] průměr jádra šroubu dle [22] str. 13

S_o [mm²] plocha jádra šroubu

3.6.6 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU JÁDRA ŠROUBU

$$W_{os} = \frac{\pi \cdot d_s^3}{32} \text{ [mm}^3\text{]} \quad (3.52)$$

$$W_{os} = \frac{\pi \cdot 20,319^3}{32}$$

$$W_{os} = 823,58 \text{ mm}^3$$

Kde: W_{os} [mm³] modul průřezu v ohybu jádra šroubu

d_s [mm] průměr jádra šroubu dle [22] str. 13

3.6.7 CELKOVÝ NAPĚTÍ ŠROUBU

$$\sigma_c = \frac{Z}{i_s \cdot S_o} + \frac{M_{os}}{i_s \cdot W_{os}} \text{ [MPa]} \quad [16] \text{ str. 85} \quad (3.53)$$

$$\sigma_c = \frac{47\,294,92}{2 \cdot 324,26} + \frac{258\,970}{2 \cdot 823,58}$$

$$\sigma_c = 231,36 \text{ MPa}$$

Kde: i_s [-] celkový počet šroubů v příložkách, (2-3) voleno $i_s=2$

Z [N] potřebná osová síla ve šroubech

S_o [mm²] plocha jádra šroubu

W_{os} [mm³] modul průřezu v ohybu jádra šroubu

σ_c [MPa] celkový napětí šroubu

3.6.8 DOVOLENÉ NAPĚTÍ ŠROUBŮ

Je zvolen šroub ČSN 02 1176 – M24 x 110–8.8 dle [14], mez kluzu materiálu šroubu $R_{p0,2} = 640 \text{ MPa}$. Pro zajištění bezpečnosti se doporučuje zvolit dovolené namáhání s bezpečnostním koeficientem $k_s = 2,5$ dle [16] str. 85.

$$\sigma_{DOVP} = \frac{R_{p0,2}}{k_s} \text{ [MPa]} \quad (3.54)$$

$$\sigma_{DOVP} = \frac{640}{2,5}$$

$$\sigma_{DOVP} = 256 \text{ MPa}$$

$$\sigma_c \leq \sigma_{DOVP} \rightarrow 231,36 \text{ MPa} \leq 256 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde: σ_{DOVP} [MPa] dovolené napětí

$R_{p0,2}$ [MPa] mez kluzu

k_s [-] součinitel bezpečnosti dle [16], str. 85

σ_c [MPa] celkový napětí šroubu

3.7 POHON ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ

Pohon zdvihového mechanismu se skládá z motoru, brzdy a převodovky, která zvyšuje hnací moment a přenáší ho na lanový bubnu.

3.7.1 MOTOR

Motor tvoří zásadní součást pohonu zdvihových mechanismů. Návrh motoru je vypracován v souladu s [12].

OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

$$n_b = \frac{n_m \cdot v_h}{\pi \cdot D_b} \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad [12] \text{ str. 67} \quad (3.55)$$

$$n_b = \frac{2 \cdot 6}{\pi \cdot 0,5}$$

$$n_b = 7,64 \text{ min}^{-1}$$

Kde: n_b [min⁻¹] otáčky lanového bubnu

n_m [-] převod kladkostroje

v_h [m·min⁻¹] rychlost zdvihu (zadáno)

D_b [m] jmenovitý průměr lanového bubnu

CELKOVÁ MECHANICKÁ ÚČINNOST ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ

$$\eta_{cz} = \eta_{tot} \cdot \eta_b \cdot \eta_p \text{ [-]} \quad [12] \text{ str. 67} \quad (3.56)$$

$$\eta_{cz} = 0,9925 \cdot 0,96 \cdot 0,96$$

$$\eta_{cz} = 0,9147$$

Kde: η_{cz} [-] celková mechanická účinnost zdvihového ústrojí

η_{tot} [-] účinnost kladkostroje z rovnice (3.2)

η_b [-] účinnost lanového bubnu dle [12], str. 67

η_p [-] účinnost převodovky (udávaná výrobcem) 0,94-0,98 voleno 0,96, dle [8]

POŽADOVANÝ VÝKON MOTORU

$$P = \frac{m_{Hr} \cdot g \cdot v_h}{1000 \cdot \eta_{cz}} \text{ [kW]} \quad [12] \text{ str. 67} \quad (3.57)$$

$$P = \frac{20\,650 \cdot 9,81 \cdot 6}{1\,000 \cdot 0,9147 \cdot 60}$$

$$P = 22,15 \text{ kW}$$

Kde:	P	[kW]	požadovaný výkon motoru
	m_{Hr}	[kg]	hmotnost břemena
	v_h	[m·min ⁻¹]	rychlost zdvihu (zadáno)
	η_{cz}	[-]	celková mechanická účinnost zdvihového ústrojí

VOLBA ELEKTROMOTORU

Na základě výsledků výpočtu byl vybrán Elektromotor 30 kW 1LC225M-6 (*Obr. 8*), 980 ot.min⁻¹ od výrobce VYBO Electric.



Obr. 8 Elektromotor 30 kW 1LC225M-6 [6] str.25

Tab. 5 Technické parametry motoru [6]

Výkon P_m	30	[kW]
Momentová přetížitelnost ξ	2,1	[-]
Otáčky n_{mt}	980	[min ⁻¹]
Moment setrvačnosti J_1	0,547	[kg·m ²]
Napětí	400/690	[V]

3.7.2 NÁVRH PŘEVODOVKY

Výběr převodovky pro zdvihové ústrojí je založen na vypočítaném výkonu motoru a převodovém poměru mezi elektromotorem a lanovým bubnem. Převodovka je navržena podle [12].

POŽADOVANÝ PŘEVOD

$$i_p = \frac{n_{mt}}{n_b} [-] \quad [12] \text{ str. 5} \quad (3.58)$$

$$i_p = \frac{980}{7,64}$$

$$i_p = 128,28$$

Kde: i_p [-] požadovaný převod převodovky

n_{mt} [min^{-1}] otáčky motorů z Tab. 5

n_b [min^{-1}] otáčky lanového bubnu, z rovnice (3.55)

VÝBĚR PŘEVODOVKY

Je zvolena plochá čelní převodovka v patkovém provedení SK 9382 – 200L/4 od společnosti Nord. Lanový buben bude spojen s převodovkou, proto musí být výstupný hřídel z převodovky kontrolován na radiální sílu.

Technické parametry vybrané převodovky nezbytné pro následující výpočty dle [8]:

Převodový poměr: $i_{pr} = 135,9 [-]$

Přenášený výkon: $P_{pr} = 30 \text{ kW}$

Dovolená radiální síla na výst. hřídeli: $F_{RVL} = 98,5 \text{ kN}$

3.7.3 KONTROLA VÝSTUPNÍHO HŘÍDELE PŘEVODOVKY

$$F_{RVL} \geq F_L \quad (3.59)$$

$$98,5 \text{ kN} \geq 51 \text{ kN} \rightarrow \text{Splněno}$$

Kde: F_{RVL} [kN] dovolená radiální síla na výst. hřídeli

F_L [kN] osová síla v laně

3.7.4 KONTROLA ZDVIHOVÉ RYCHLOSTI

Maximální povolený rozdíl mezi reálnou a požadovanou zdvihovou rychlostí může dosahovat $\pm 6 \%$, podle [12].

SKUTEČNÉ OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

$$n_{bs} = \frac{n_{mt}}{i_{pr}} [\text{min}^{-1}] \quad [12] \text{ str. 68} \quad (3.60)$$

$$n_{bs} = \frac{980}{135,9}$$

$$n_{bs} = 7,21 \text{ min}^{-1}$$

Kde:	n_{bs}	$[\text{min}^{-1}]$	skutečné otáčky lanového bubnu
	n_{mt}	$[\text{min}^{-1}]$	otáčky motorů dle [6], str. 25
	i_{pr}	$[-]$	převod převodovky dle [8], str. 216

SKUTEČNÁ ZDVIHOVÁ RYCHLOST

$$v_{hsk} = \frac{n_{bs} \cdot D_b \cdot \pi}{n_m} [\text{m} \cdot \text{min}^{-1}] \quad [12] \text{ str. 67} \quad (3.61)$$

$$v_{hsk} = \frac{7,21 \cdot 0,5 \cdot \pi}{2}$$

$$v_{hsk} = 5,66 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

Kde:	v_{hsk}	$[\text{m} \cdot \text{min}^{-1}]$	skutečná zdvihová rychlost
	n_{bs}	$[\text{min}^{-1}]$	skutečné otáčky lanového bubnu
	D_b	$[\text{m}]$	jmenovitý průměr lanového bubnu z rovnice (3.30)
	n_m	$[-]$	převod kladkostroje

POROVNÁNÍ ZADANÉ A SKUTEČNÉ ZDVIHOVÉ RYCHLOSTI

$$\left(1 - \frac{v_{hsk}}{v_h}\right) \cdot 100 \leq 6\% \quad (3.62)$$

$$\left(1 - \frac{5,66}{6}\right) \cdot 100 \leq 6\%$$

$$5,61\% \leq 6\% \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde: v_{hsk} $[m \cdot min^{-1}]$ skutečná zdvihová rychlost

v_h $[m \cdot min^{-1}]$ zadaná zdvihová rychlost

3.7.5 KONTROLA ROZBĚHU MOTORU

Je důležité zkontrolovat rozběhový moment motoru, aby se potvrdilo, že motor dokáže generovat dostatečný moment pro překonání statického momentu břemene a zrychlení pohyblivých částí systému na žádanou rychlost. Tato kontrola se provádí podle [12].

SETRVAČNÉ A STATICKÉ MOMENTY REDUKOVANÉ NA RYCHLOBĚŽNOU HŘÍDEL

Pro stanovení rozběhového momentu je nejprve potřeba převést všechny statické a setrvačné momenty na rychloběžný hřídel (motorový hřídel). K tomuto účelu je nutné vypočítat celkový převod kladkostroje, dobu rozběhu a úhlové zrychlení hmot na rychloběžném hřídeli.

CELKOVÝ PŘEVOD KLADKOSTROJE

$$i_c = n_m \cdot i_{pr} [-] \quad [12] \text{ str. 68} \quad (3.63)$$

$$i_c = 2 \cdot 135,9$$

$$i_c = 271,8$$

Kde: i_c $[-]$ celkový převod kladkostroje, z rovnice

n_m $[-]$ převod kladkostroje

i_{pr} $[-]$ převodový poměr převodovky

STATICKÝ MOMENT BŘEMENE

$$M_{st} = \frac{m_{Hr} \cdot g \cdot D_b}{2 \cdot i_c \cdot \eta_c} [N \cdot m] \quad [12] \text{ str. 68} \quad (3.64)$$

$$M_{st} = \frac{20\,650 \cdot 9,81 \cdot 0,5}{2 \cdot 271,8 \cdot 0,9147}$$

$$M_{st} = 203,71 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde: M_{st} $[N \cdot m]$ statický moment břemene

m_{Hr} $[kg]$ hmotnost břemene a částí kladkostroje

g $[m \cdot s^{-2}]$ tíhové zrychlení

D_b	[m]	jmenovitý průměr lanového bubnu
i_c	[-]	celkový převod kladkostroje, z rovnice (3.63)
η_{cz}	[-]	celková mechanická účinnost zdvihového ústrojí

MOMENT SETRVAČNOSTI NA PŘEDLOHÁCH A POMALUBĚŽNÉM HŘÍDELI

$$J_2 = \alpha_1 \cdot J_1 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad [12] \text{ str. 69} \quad (3.65)$$

$$J_2 = 1,5 \cdot 0,547$$

$$J_2 = 0,8205 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Kde:	J_2	[kg·m ²]	moment setrvačnosti na předlohách a pomaluběžném hřídeli
	J_1	[kg·m ²]	moment setrvačnosti všech hmot na hřídeli motoru, dle [6]
	α_1	[-]	výpočtový součinitel, dle [12], str. 69

MOMENT SETRVAČNOSTI POSUVNÝCH HMOT

$$J_3 = \frac{m_{Hr} \cdot v_{hsk}^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot n_{mt}^2 \cdot \eta_{cz}} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad [12] \text{ str. 70} \quad (3.66)$$

$$J_3 = \frac{20\,650 \cdot 5,66^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot 980^2 \cdot 0,9147}$$

$$J_3 = 0,0191 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Kde:	J_3	[kg·m ²]	moment setrvačnosti posuvných hmot
	m_{Hr}	[kg]	hmotnost břemene a částí kladkostroje
	v_{hsk}	[m·min ⁻¹]	skutečná zdvihová rychlost
	n_{mt}	[min ⁻¹]	otáčky motorů dle [6], str. 25
	η_{cz}	[-]	celková mechanická účinnost zdvihového ústrojí

MOMENT SETRVAČNOSTI VŠECH POHYBLIVÝCH HMOT SOUSTAVY

$$J = J_1 + J_2 + J_3 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad [12] \text{ str. 69} \quad (3.67)$$

$$J = 0,547 + 0,8205 + 0,0191$$

$$J = 1,3866 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Kde:	J	$[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$	moment setrvačnosti všech pohyblivých hmot soustavy
	J_1	$[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$	moment setrvačnosti všech hmot na hřídeli motoru, dle [6]
	J_2	$[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$	moment setrvačnosti na předlohách a pomaluběžném hřídeli
	J_3	$[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$	moment setrvačnosti posuvných hmot z rovnice (3.66)

DOBA ROZBĚHU MOTORU

$$t_r = \frac{v_{hsk}}{60 \cdot a} [\text{s}] \quad [12] \text{ str. 71} \quad (3.68)$$

$$t_r = \frac{5,66}{60 \cdot 0,1}$$

$$t_r = 0,94 \text{ s}$$

Kde:	v_{hsk}	$[\text{m} \cdot \text{min}^{-1}]$	skutečná zdvihová rychlost
	a	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	zrychlení svislého pohybu břemene, dle [9], str. 78
	t_r	$[\text{s}]$	doba rozběhu motoru

Rozběhový čas obvykle trvá 1-6 sekund, proto je doba rozběhu zaokrouhlena na $t_r = 1 \text{ s}$.

ÚHLOVÉ ZRYCHLENÍ

$$\varepsilon = \frac{\pi \cdot n_{mt}}{30 \cdot t_r} [\text{s}^{-2}] \quad [12] \text{ str. 70} \quad (3.69)$$

$$\varepsilon = \frac{\pi \cdot 980}{30 \cdot 1 \cdot 60}$$

$$\varepsilon = 1,71 \text{ s}^{-2}$$

Kde:	ε	$[\text{s}^{-2}]$	úhlové zrychlení hmot na rychloběžném hřídeli
	n_{mt}	$[\text{min}^{-1}]$	otáčky motorů dle [6], str. 25
	t_r	$[\text{s}]$	doba rozběhu motoru

SETRVAČNÝ MOMENT POHYBLIVÝCH HMOT

$$M_s = J \cdot \varepsilon [\text{N} \cdot \text{m}] \quad [12] \text{ str. 69} \quad (3.70)$$

$$M_s = 1,3866 \cdot 1,71$$

$$M_s = 2,37 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde:	M_s	[N·m]	setrvačný moment pohyblivých hmot
	J	[kg·m ²]	moment setrvačnosti všech pohyblivých hmot soustavy
	ε	[s ⁻²]	úhlové zrychlení na hřídeli motoru

KONTROLA ROZBĚHOVÉHO MOMENTU MOTORU

$$M_r = M_{st} + M_s \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad [12] \text{ str. 70} \quad (3.71)$$

$$M_r = 203,71 + 2,37$$

$$M_r = 206,08 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_r \leq \xi \cdot M_n \quad (3.72)$$

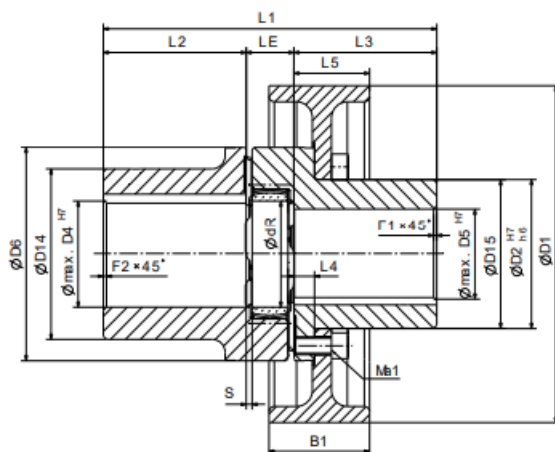
$$206,08 \leq 2,1 \cdot 292$$

$$206,08 \text{ N} \cdot \text{m} \leq 613,2 \text{ N} \cdot \text{m} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:	M_r	[N·m]	rozběhový moment motoru
	M_s	[N·m]	setrvačný moment pohyblivých hmot
	M_{st}	[N·m]	statický moment břemene
	ξ	[-]	momentová přetížitelnost, dle [6] str. 25
	M_n	[N·m]	krouticí moment motoru, dle [6]

3.8 NÁVRH SPOJKY MOTORU S PŘEVODOVKOU

Spojka má za úkol přenášet krouticí moment z motoru na převodovku a tlumit torzní vibrace, což přispívá k delší životnosti pohonu. Byla vybrána elastická zubová hřídelová spojka od firmy SIBRE, typ ALC-AT 55 [18] (*Obr. 9*), která je vybavena brzdovým věncem o průměru 250 mm na straně převodovky.



Obr. 9 Spojka Sibre ALC-AT 55 [18]

3.8.1 KONTROLA SPOJKY

PŘENÁŠENÝ MOMENT ZUBOVOU SPOJKOU

$$M_{zubp} = 9\,550 \cdot \frac{P}{n_{mt}} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (3.73)$$

$$M_{zubp} = 9\,550 \cdot \frac{30}{980}$$

$$M_{zubp} = 292 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{zubp} \leq M_{zub} \quad (3.74)$$

$$292 \text{ N} \cdot \text{m} \leq 685 \text{ N} \cdot \text{m} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde: M_{zubp} [N·m] přenášený moment zubovou spojkou

M_{zub} [N·m] jmenovitý moment zubové spojky, dle [18]

3.9 BRZDA

Pro bezpečné zastavení zdvihového ústrojí je nezbytné zvolit správný typ brzdy. Návrh brzdy se provádí dle [9] a [12].

3.9.1 STATICKÝ MOMENT BŘEMENE REDUKOVANÝ NA HŘÍDEL BRZDY

$$M_{st2} = \frac{m_{Hr} \cdot g \cdot D_b \cdot \eta_c}{2 \cdot n_m \cdot i_{pr}} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad [9] \text{ str. 78} \quad (3.75)$$

$$M_{st2} = \frac{20\,650 \cdot 9,81 \cdot 0,5 \cdot 0,9147}{2 \cdot 2 \cdot 135,9}$$

$$M_{st2} = 170,43 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde: M_{st2} [N·m] statický moment břemene redukováný na hřídel brzdy

m_{Hr}	[kg]	hmotnost břemene a částí kladkostroje
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
D_b	[m]	jmenovitý průměr lanového bubnu
n_m	[-]	převod kladkostroje
i_{pr}	[-]	převod převodovky dle [8]

3.9.2 POTŘEBNÝ BRZDNÝ MOMENT

$$M_b = \beta \cdot M_{st2} \text{ [N·m]} \quad [12] \text{ str. 71} \quad (3.76)$$

$$M_b = 1,75 \cdot 170,43$$

$$M_b = 298,25 \text{ N·m}$$

Kde: M_b [N·m] potřebný brzdňý moment

M_{st2} [N·m] statický moment břemene redukovaný na hřídel brzdy

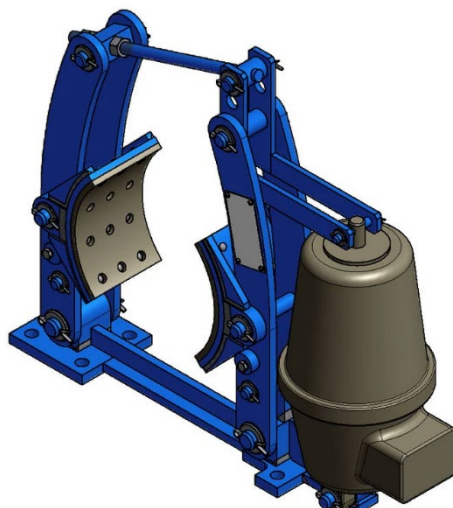
β [-] bezpečnost brzdy pro střední provoz, dle [12] str.71

3.9.3 VÝBĚR BRZDY

Na základě vypočteného brzdňého momentu byla vybrána dvoučelistová brzda s elektrohydraulickým odbrzdovačem KPC D250-120 (*Obr. 10*).

Tab. 6 Základní parametry brzdy [11]

Typ brzdy	Max. brzdňý moment [N·m]	Průměr kotouče [mm]
KPC D250 - 120	400	250



Obr. 10 Dvoučelist'ová brzda [11]

3.10 VÝBĚR LOŽISKA A LOŽISKOVÉHO TĚLESA BUBNU

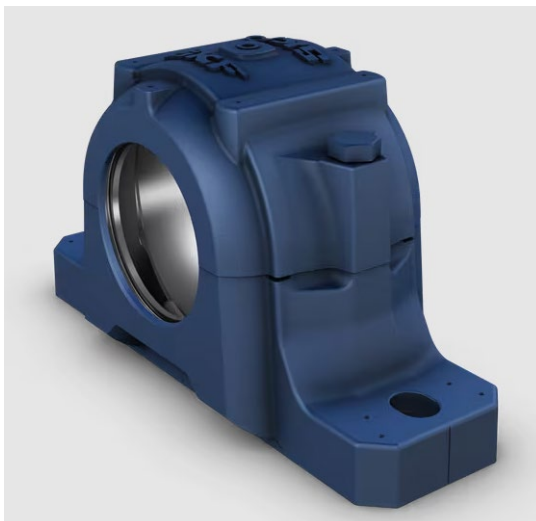
Je vybráno soudečkové ložisko SKF 22220 E (Obr. 11). Tato ložiska jsou ideální pro vysoká radiální zatížení a umožňují malé naklápění, což kompenzuje mírnou nesouosost způsobenou výrobou, montáží nebo provozem. Pro usnadnění montáže na rám kočky a udržení ložiska bylo zvoleno stojaté ložiskové těleso SNL 520-617 (Obr. 12). Ložisko je na straně od bubnu zajištěno zvětšeným průměrem a na druhé straně je zajištěno KM maticí.



Obr. 11 Ložisko SKF 22220 E [20]

Tab. 7 Technické parametry ložiska dle [20]

Rozměry [mm]		Základní dynamická únosnost [kN] C_D	Základní statická únosnost [kN] C_0	Trvanlivost ložiska [hod]
Vnější průměr	Vnitřní průměr			
180	100	433	490	106000



Obr. 12 Ložiskové těleso SNL 520-617 [21]

RADIÁLNÍ ZATÍŽENÍ LOŽISKA BUBNU

Radiální zatížení ložiska odpovídá jmenovitému zatížení lana.

$$F_{rad} = F_L \text{ [N]} \quad (3.77)$$

$$F_{rad} = 51\,026,83 \text{ N}$$

Kde: F_{rad} [N] radiální zatížení ložiska bubnu

F_L [N] zatížení lana z rovnice (3.38)

AXIÁLNÍ ZATÍŽENÍ LOŽISKA BUBNU

Axiální zatížení je předpokládáno 10 % radiálního zatížení.

$$F_{ax} = 0,1 \cdot F_L \text{ [N]} \quad (3.78)$$

$$F_{ax} = 51\,026,83 \cdot 0,1$$

$$F_{ax} = 5\,102,6 \text{ N}$$

Kde: F_L [N] zatížení lana z rovnice (3.38)

F_{ax} [N] axiální zatížení ložiska bubnu

TRVANLIVOST LOŽISKA

Trvanlivost ložiska je spočtena pomocí webové kalkulačky na ložiska od firmy SKF [19] a je uvedena v tabulce Tab. 7. Vybráno je ložisko SKF 22220 E, Radiální a axiální síly jsou zadány z rovnic (3.77) a (3.78). Mazání je vybráno Grease, metoda ISO VG (3448) a lubrikant ISO VG 460.

4 VÝPOČET POJEZDOVÉHO ÚSTROJÍ

4.1 ZATÍŽENÍ POJEZDOVÝCH KOL

Pojezdová kola nesou celkovou hmotnost kočky, včetně zadaného a stálého břemene (kladnice, hák).

4.1.1 SÍLA PŮSOBÍCÍ NA KOLA JEŘÁBOVÝ KOČKY

$m_k = 5\,500\text{ kg}$ Předpokládaná hmotnost kočky
 $Q = 20\,000\text{ kg}$ Maximální dovolená hmotnost břemene
 $B = 650\text{ kg}$ Hmotnost stálého břemene

$$F_K = (m_k + Q + B) \cdot g \text{ [N]} \quad (4.1)$$

$$F_K = (5\,500 + 20\,000 + 650) \cdot 9,81$$

$$F_K = 2,5653 \cdot 10^5 \text{ N}$$

Kde: F_K [N] síla působící na kola kočky
 m_k [kg] předpokládaná hmotnost kočky
 Q [kg] maximální hmotnost břemene
 B [kg] hmotnost stálého břemene

4.1.2 SÍLA PŮSOBÍCÍ NA JEDNO KOLO KOČKY (MAXIMÁLNÍ ZATÍŽENÍ KOLA)

$$F_{1K} = \frac{F_K}{4} \text{ [N]} \quad (4.2)$$

$$F_{1K} = \frac{2,5653 \cdot 10^5}{4}$$

$$F_{1K} = 64\,133 \text{ N}$$

Kde: F_{1K} [N] síla působící na jedno kolo kočky
 F_K [N] síla působící na kola kočky

4.2 NÁVRH POJEZDOVÝCH KOL

Parametry pojezdových kol byly předběžně určeny podle tabulky rozměrů kol, která jsou pevně spojena s hřídelí. Na základě tohoto výběru byla zvolena jeřábová kolejnice A 55 dle DIN 536-1, která ve spojení s pojezdovým kolem poskytuje boční vůli 6,5 mm. [16] str. 187

$D_{pk} = 400 \text{ mm}$ Průměr pojezdových kol, dle [16], str. 192

$b = 55 \text{ mm}$ Šířka kolejnice, dle [7]

4.2.1 MATERIÁL POJEZDOVÝCH KOL

Pro pojezdová kola je zvolen materiál – litá ocel ČSN 42 2661.1, který se pro pojezdová kola používá nejčastěji. [12] str. 78

4.3 VÝPOČET POJEZDOVÝCH KOL

Pojezdová kola jsou dimenzována s ohledem na únavové jevy materiálu v kontaktních plochách. Únava se projevuje tvorbou jamek na místech styku a následným odlupováním povrchových vrstev. Začátek tvorby jamek závisí na intenzitě zatížení a frekvenci kontaktů. Výpočet únavové odolnosti kol může být realizován na základě maximální nosnosti $K_{\max}$ nebo podle maximálního kontaktního tlaku $p_{\max}$ mezi kolem a kolejnicí [12] str. 75.

4.3.1 OTÁČKY POJEZDOVÝCH KOL

$$n_k = \frac{v}{\pi \cdot D_{pk}} [\text{min}^{-1}] \quad (4.3)$$

$$n_k = \frac{40}{\pi \cdot 0,4}$$

$$n_k = 31,83 \text{ min}^{-1}$$

Kde: n_k $[\text{min}^{-1}]$ otáčky pojezdových kol

v $[\text{min}^{-1}]$ pracovní rychlost pojezdu (zadáno)

D_{pk} $[\text{m}]$ průměr pojezdového kola

4.3.2 SOUČINITEL POČTU OTÁČEK

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{n_k}} [-] \quad [12] \text{ str. 76} \quad (4.4)$$

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{31,831}}$$

$$f_n = 1,01$$

Kde: f_n $[-]$ součinitel počtu otáček

n_k $[\text{min}^{-1}]$ otáčky pojezdových kol

4.3.3 SOUČINITEL TRVANLIVOSTI

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{Y}{500}} \quad [-] \quad [12] \text{ str. 76} \quad (4.5)$$

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{1\,700}{500}}$$

$$f_h = 1,5$$

Kde: f_h $[-]$ součinitel trvanlivosti

Y $[\text{hod}]$ trvanlivost kol (voleno), dle [12] str. 76 střední provoz

4.3.4 VÝPOČET MAXIMÁLNÍ ÚNOSNOSTI POJEZDOVÝCH KOL

$$K_{\max} = \frac{k}{f_h} \cdot D_{pk} \cdot b \cdot f_n \quad [\text{N}] \quad [12] \text{ str. 76} \quad (4.6)$$

$$K_{\max} = \frac{8,829 \cdot 10^6}{1,5} \cdot 0,4 \cdot 0,055 \cdot 1,01$$

$$K_{\max} = 130\,786,92 \text{ N}$$

$$K_{\max} \geq F_{1K}$$

$$130787 \text{ N} \geq 64133 \text{ N} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde: $K_{\max}$ $[\text{N}]$ maximální únosnost pojezdových kol

k $[-]$ součinitel závislý na materiálu a druhu provozu, dle [16], str. 185

f_h $[-]$ součinitel trvanlivosti, z rovnice (4.5)

D_{pk} $[\text{m}]$ průměr pojezdového kola

b $[\text{m}]$ šířka kolejnice

f_n $[-]$ součinitel počtu otáček, z rovnice (4.4)

F_{1K} $[\text{N}]$ síla působící na jedno kolo kočky, z rovnice (4.2)

4.3.5 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO KONTAKTNÍHO TLAKU

Jeřáb není trvale zatěžován maximální silou, což znamená, že reálná životnost pojezdových kol přesahuje teoretickou životnost při stálém maximálním zatížení. Pro určení skutečné životnosti kol je nutné stanovit ekvivalentní stálé zatížení K_E , které lze odvodit z teorie valivých ložisek. [12]

Maximální kontaktní tlak $p_{\max}$ na dotykové ploše by neměl překročit povolený kontaktní tlak p_d dle Niemanna, jenž je závislý na Brinellově tvrdosti materiálu. Podle teorie kontaktních tlaků, při překročení maximálního kontaktního tlaku $p_{\max}$ dochází k urychlenému opotřebení kola. [12]

MINIMÁLNÍ ZATÍŽENÍ KOLA

$$F_{1K \min} = \frac{(m_k + B) \cdot g}{4} \text{ [N]} \quad (4.7)$$

$$F_{1K \min} = \frac{(5\,500 + 650) \cdot 9,81}{4}$$

$$F_{1K \min} = 15\,082,88 \text{ N}$$

Kde: $F_{1K \min}$ [N] nejmenší síla působící na kola kočky

m_k [kg] předpokládaná hmotnost kočky

g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] tíhové zrychlení

B [kg] hmotnost stálého břemene

EKVIVALENTNÍ STÁLE ZATÍŽENÍ KOLA

$$K_E = \frac{F_{1K \min} + 2 \cdot F_{1K}}{3} \text{ [N]} \quad [12] \text{ str. 77} \quad (4.8)$$

$$K_E = \frac{15\,083 + 2 \cdot 64\,133}{3}$$

$$K_E = 47\,782,88 \text{ N}$$

Kde: K_E [N] ekvivalentní stálé zatížení kola

$F_{1K \min}$ [N] nejmenší síla působící na kola kočky

F_{1K} [N] síla působící na jedno kolo kočky

MAXIMÁLNÍ KONTAKTNÍ TLAK

$$p_{\max} = 192 \cdot \sqrt{\frac{K_E}{b \cdot R_{pk}}} \text{ [MPa]} \quad [12] \text{ str. 77} \quad (4.9)$$

$$p_{\max} = 192 \cdot \sqrt{\frac{47\,782,88}{55 \cdot 200}}$$

$$p_{\max} = 400,17 \text{ MPa}$$

Kde: $p_{\max}$ [MPa] maximální kontaktní tlak
 K_E [N] ekvivalentní stálé zatížení kola
 b [mm] šířka kolejnice
 R_{pk} [mm] poloměr kola, ($D_{pk}/2 = 200$ mm)

4.3.6 DOVOLENÝ KONTAKTNÍ TLAK PRO PŘÍMKOVÝ STYK

$$p_{Ds} = 0,31 \cdot HB \text{ [MPa]} \quad [12] \text{ str. 78} \quad (4.10)$$

$$p_{Ds} = 0,31 \cdot 1800$$

$$p_{Ds} = 558 \text{ MPa}$$

$$p_{\max} \leq p_{Ds}$$

$$400,17 \text{ MPa} \leq 558 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde: p_{Ds} [MPa] dovolený kontaktní tlak pro přímkový styk
 $p_{\max}$ [MPa] maximální kontaktní tlak
 HB [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$] tvrdost materiálu pojezdových kol dle [12], str. 78

4.4 VÝPOČET MOTORU POJEZDU

4.4.1 TAŽNÁ SÍLA MOTORU K PŘEKONÁNÍ PASIVNÍCH ODPORU

$$T = \frac{(m_k + Q + B) \cdot g}{R} \cdot (e_o + f_c \cdot r) \cdot \kappa_o \text{ [N]} \quad [16] \text{ str. 255} \quad (4.11)$$

$$T = \frac{(5\,500 + 20\,000 + 650) \cdot 9,81}{0,2} \cdot (8 \cdot 10^{-4} + 0,03 \cdot 0,07) \cdot 2,1$$

$$T = 7\,811,38 \text{ N}$$

Kde: T [N] tažná síla motoru k překonání pasivních odporu
 m_k [kg] předpokládaná hmotnost kočky
 Q [kg] maximální hmotnost břemene
 B [kg] hmotnost stálého břemene
 g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] tíhové zrychlení
 e_o [-] součinitel valivého odporu, dle [16] str. 255
 f_c [-] součinitel čepového tření pojezdových kol, dle [16] str. 255

r [m] poloměr čepu pojížděcího kola

κ_o [-] součinitel přidavných odporů, dle [16] str. 256

4.4.2 ADHEZNÍ SÍLA

$$K_{adh} = \frac{(m_k + Q + B) \cdot g}{z_k} [\text{N}] \quad [16] \text{ str. 258} \quad (4.12)$$

$$K_{adh} = \frac{(5\,500 + 20\,000 + 650)}{2}$$

$$K_{adh} = 1,2827 \cdot 10^5 \text{ N}$$

Kde: K_{adh} [N] adhezní síla

m_k [kg] předpokládaná hmotnost kočky

Q [kg] maximální hmotnost břemene

B [kg] hmotnost stálého břemene

g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] tíhové zrychlení

z_k [-] poměr počtu všech kol k počtu poháněných kol, ($4/2=2$)

4.4.3 NEJKRATŠÍ DOBA ROZJEZDU

$$t_{amin} = \frac{\alpha_{zrh} \cdot (m_k + Q + B) \cdot v}{60 \cdot (K_{adh} \cdot f - k_T \cdot T)} [\text{s}] \quad [16] \text{ str. 258} \quad (4.13)$$

$$t_{amin} = \frac{1,2 \cdot (5\,500 + 20\,000 + 650) \cdot 40}{60 \cdot (1,2827 \cdot 10^5 \cdot 0,15 - 1,2 \cdot 7811,38)}$$

$$t_{amin} = 2,12 \text{ s}$$

Zvolená doba rozjezdu $t_a = 3 \text{ s}$.

Kde: t_{amin} [s] nejkratší doba rozjezdu

α_{zrh} [-] součinitel zahrnující zrychlování rotujících hmot, dle [16] str. 258

K_{adh} [N] adhezní síla

m_k [kg] předpokládaná hmotnost kočky

Q [kg] maximální hmotnost břemene

B [kg] hmotnost stálého břemene

k_T	[-]	bezpečnost vzhledem k tažné síle, dle [16] str.258
T	[N]	tažná síla motoru k překonání pasivních odporů
f	[-]	součinitel tření mezi hnacími koly a kolejnicí při rozjezdu, [16] str.258

4.4.4 VÝKON MOTORU PŘI USTÁLENÉ RYCHLOSTI POJEZDU

$$P_0 = \frac{T \cdot v}{60 \cdot 10^3 \cdot \eta_{cp}} [\text{kW}] \quad [16] \text{ str. 255} \quad (4.14)$$

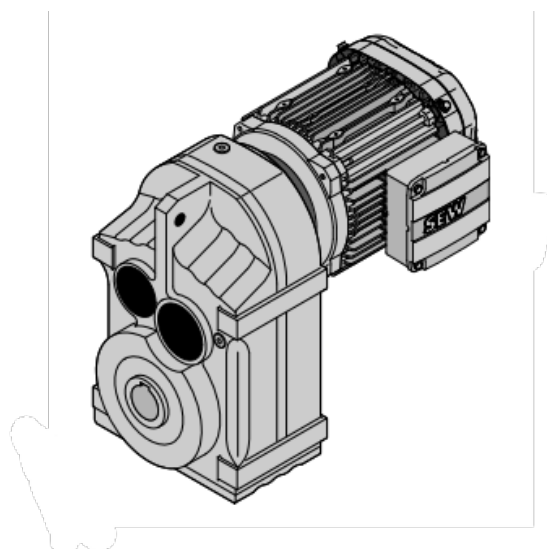
$$P_0 = \frac{7\,811,38 \cdot 40}{60 \cdot 10^3 \cdot 0,85}$$

$$P_0 = 6,1266 \text{ kW}$$

Kde:	T	[N]	tažná síla motoru k překonání pasivních odporů
	v	$[\text{min}^{-1}]$	pracovní rychlost pojezdu (zadáno)
	η_{cp}	[-]	celková účinnost

4.4.5 VOLBA MOTORŮ

Byly zvoleny dva motory SEW Eurodrive, model FA77DRS100LC4 [17], každý s výkonem 4 kW. Jsou to třífázové asynchronní motory, které jsou kombinovány s paralelní plochou převodovkou a integrovanou brzdou. Motory jsou instalovány na duté hřídeli převodovky, která je spojena s hnacím pojezdovým kolem.



Obr. 13 Elektromotor Sew Eurodrive [17]

Tab. 8 Technické parametry motoru dle [17]

Jmenovitý výkon motoru	P_p	4	[kW]
Počet motoru	m_p	2	[-]
Otáčky motoru	n_{mp}	1445	$[\text{min}^{-1}]$
Výstupní otáčky převodovky	n_p	38	$[\text{min}^{-1}]$
Převodový poměr	i	38,23	[-]
Moment setrvačnosti motoru	J	0,0096	$[\text{kg.m}^2]$
Jmenovitý krouticí moment	M_n	1010	[N.m]
Hmotnost motoru bez doplňků	m_m	88	[kg]
Brzdící moment brzdy	M_{bl}	55	[N.m]

4.4.6 JMENOVITÝ VÝKON MOTORŮ

$$P_1 = m_p \cdot P_p \text{ [kW]} \quad (4.15)$$

$$P_1 = 2 \cdot 4$$

$$P_1 = 8 \text{ kW}$$

Kde: m_p [-] počet motorů

P_p [kW] jmenovitý výkon jednoho motoru

P_1 [kW] jmenovitý výkon motorů

4.4.7 JMENOVITÝ KROUTÍCÍ MOMENT MOTORŮ

$$M_{np} = \frac{9\,550 \cdot P_1}{n_{mp}} \text{ [N.m]} \quad (4.16)$$

$$M_{np} = \frac{9\,550 \cdot 8}{1\,445}$$

$$M_{np} = 52,87 \text{ N.m}$$

Kde: M_{np} [N.m] jmenovitý krouticí moment motorů

P_1 [kW] jmenovitý výkon motorů

n_{mp} $[\text{min}^{-1}]$ otáčky motoru pojezdu

4.4.8 SKUTEČNÁ POJEZDOVÁ RYCHLOST

$$v_{skp} = n_p \cdot \pi \cdot D_{pk} \text{ [m.min}^{-1}] \quad (4.17)$$

$$v_{skp} = 38 \cdot \pi \cdot 0,4$$

$$v_{skp} = 47,75 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

Kde: v_{skp} [$\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$] skutečná rychlost pojezdu
 n_p [min^{-1}] otáčky převodovky motoru pojezdu
 D_{pk} [m] průměr pojezdového kola

4.4.9 ZRYCHLENÍ PŘI ROZJEZDU

$$a_p = \frac{v_{skp}}{60 \cdot t_a} [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}] \quad [10] \text{ str. 24} \quad (4.18)$$

$$a_p = \frac{47,75}{60 \cdot 3}$$

$$a_p = 0,27 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$a_p \leq 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$0,27 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \leq 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \rightarrow \text{splněno}$$

Kde: a_p [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] zrychlení při rozjezdu
 v_{skp} [$\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$] skutečná rychlost pojezdu
 t_a [s] doba rozjezdu

4.4.10 ÚHEL VYCHÝLENÍ BŘEMENE PŘI ROZJEZDU

Maximální povolený úhel výkyvu břemene je 6° . Při překročení této hodnoty hrozí kontakt lana s konstrukcí kočky, což by mohlo vést k jeho poškození a zkrácení životnosti. [10]

$$\varepsilon_b = \arctg\left(\frac{a_p}{g}\right) [^\circ] \quad [10] \text{ str. 25} \quad (4.19)$$

$$\varepsilon_b = \arctg\left(\frac{0,27}{9,81}\right)$$

$$\varepsilon_b = 1,55^\circ$$

$$\varepsilon_b \leq 6^\circ$$

$$1,55^\circ \leq 6^\circ \rightarrow \text{splněno}$$

Kde: ε_b [$^\circ$] úhel výkyvu břemene při rozjezdu
 a_p [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] zrychlení při rozjezdu

g $[m \cdot s^{-2}]$ tíhové zrychlení

4.5 VÝPOČET ROZBĚHOVÉHO MOMENTU MOTORU

Jeřáb je konstruován pro interiérové použití, což eliminuje potřebu zohlednění větrného odporu. Během rozběhové fáze se předpokládá rovnoměrné zrychlení od statického stavu do provozní rychlosti během určitého času t . Motor by měl zajistit dostatečný moment pro překonání stálých pasivních odporů a poskytnout potřebné zrychlení pro pohyblivé a rotační součásti systému. [16]

4.5.1 CELKOVÁ ÚČINNOST

$$\eta_{cp} = \eta_{pp} \cdot \eta_{mp} \quad [-] \quad (4.20)$$

$$\eta_{cp} = 0,98 \cdot 0,864$$

$$\eta_{cp} = 0,85$$

Kde: η_{cp} $[-]$ celková účinnost

η_{mp} $[-]$ účinnost motoru pojezdu, dle [17] str. 665

η_{pp} $[-]$ účinnost převodovky pojezdu, dle [17] str. 39

4.5.2 MOMENT PASIVNÍCH ODPORŮ

$$M_t = T \cdot \frac{R}{i \cdot \eta_{cp}} \quad [N \cdot m] \quad [16] \text{ str. 271} \quad (4.21)$$

$$M_t = 7\,811,38 \cdot \frac{0,2}{38,23 \cdot 0,85}$$

$$M_t = 48,08 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde: M_t $[N \cdot m]$ moment pasivních odporů

T $[N]$ tažná síla motoru k překonání pasivních odporů

η_{cp} $[-]$ celková účinnost

R_{pk} $[mm]$ poloměr kola

i $[-]$ převodový poměr převodovky

4.5.3 ZRÝCHLUJÍCÍ SÍLA

$$F_{zp} = F_K \cdot \frac{v_{skp}}{60 \cdot g \cdot t_a} \text{ [N]} \quad [16] \text{ str. 258} \quad (4.22)$$

$$F_{zp} = 2,5653 \cdot 10^5 \cdot \frac{47,75}{60 \cdot 9,81 \cdot 3}$$

$$F_{zp} = 6\,937,33 \text{ N}$$

Kde:	F_{zp}	[N]	zrychlující síla
	F_K	[N]	síla působící na kola kočky
	v_{skp}	[m·min ⁻¹]	skutečná rychlost pojezdu, z rovnice (4.17)
	g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
	t_a	[s]	doba rozjezdu

4.5.4 MOMENT ZRÝCHLUJÍCÍCH SIL POSUVNÝCH HMOT

$$M_{zp} = F_{zp} \cdot \frac{R}{i \cdot \eta_{cp}} \text{ [N·m]} \quad [16] \text{ str. 271} \quad (4.23)$$

$$M_{zp} = 6\,937,33 \cdot \frac{0,2}{38,23 \cdot 0,85}$$

$$M_{zp} = 42,7 \text{ N·m}$$

Kde:	M_{zp}	[N·m]	moment zrychlujících sil posuvných hmot
	F_{zp}	[N]	zrychlující síla
	η_{cp}	[-]	celková účinnost
	R_{pk}	[mm]	poloměr kola
	i	[-]	převodový poměr převodovky

4.5.5 MOMENT ZRÝCHLUJÍCÍCH SIL ROTAČNÍCH HMOT

$$M_{zr} = 2 \cdot \beta_{oh} \cdot J_{mp} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{mp}}{60 \cdot t_a} \text{ [N·m]} \quad [16] \text{ str. 269} \quad (4.24)$$

$$M_{zr} = 2 \cdot 1,3 \cdot 0,0096 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 1\,445}{60 \cdot 3}$$

$$M_{zr} = 1,25 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde:	M_{zr}	[N·m]	moment zrychlujících sil rotačních hmot
	β_{oh}	[-]	součinitel zahrnující ostatní hmoty, dle [16] str. 269
	J_{mp}	[kg·m ²]	moment setrvačnosti motoru z Tab. 8
	n_{mp}	[min ⁻¹]	otáčky motoru z Tab. 8
	t_a	[s]	doba rozjezdu

4.5.6 ROZBĚHOVÝ MOMENT MOTORŮ

$$M_{rozb} = M_t + M_{zp} + M_{zr} \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad [16] \text{ str. 267} \quad (4.25)$$

$$M_{rozb} = 48,08 + 42,7 + 1,25$$

$$M_{rozb} = 92,03 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde:	M_{rozb}	[N·m]	rozběhový moment motorů
	M_t	[N·m]	moment pasivních odporů, z rovnice (4.21)
	M_{zp}	[N·m]	moment zrychlujících sil posuvných hmot, z rovnice (4.23)
	M_{zr}	[N·m]	moment zrychlujících sil rotačních hmot, z rovnice (4.24)

4.6 KONTROLA ROZBĚHOVÉHO MOMENTU

4.6.1 SPOUŠTEČÍ MOMENT MOTORŮ

Spouštěcí moment motoru musí překročit rozběhový moment, aby efektivně překonal statické tření a zajišťoval hladký start.

$$M_{sp} = M_{np} \cdot \kappa_p \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad [16] \text{ str. 267} \quad (4.26)$$

$$M_{sp} = 52,87 \cdot 2$$

$$M_{sp} = 105,74 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{sp} \geq M_{rozb}$$

$$105,74 \text{ N} \cdot \text{m} \geq 92,03 \text{ N} \cdot \text{m} \rightarrow \text{splněno}$$

Kde:	M_{sp}	[N·m]	spouštěcí moment motorů
	M_{np}	[N·m]	jmenovitý moment motorů pojezdu

κ_p [-] součinitel středního spouštěcího momentu, dle [16] str. 253

M_{rozb} [N·m] rozběhový moment motorů

4.7 BRZDĚNÍ KOČKY

Doba brzdění t_b by měla být tak, aby se pohybovala mezi minimální hodnotou $t_{\min}$ (hrozí riziko skluzu kol), a maximální hodnotou $t_{\max}$, která odpovídá zastavení bez aktivace brzd. [16] str. 272

4.7.1 MINIMÁLNÍ DOBA ZASTAVENÍ

$$t_{\min} = \frac{\alpha_s \cdot v_{skp}}{30 \cdot g \cdot (f_s + p)} \text{ [s]} \quad [16] \text{ str. 274} \quad (4.27)$$

$$t_{\min} = \frac{1,1 \cdot 47,75}{30 \cdot 9,81 \cdot (0,13 + 0,005)}$$

$$t_{\min} = 1,32 \text{ s}$$

Kde: $t_{\min}$ [s] minimální doba zastavení

v_{skp} [m·min⁻¹] skutečná rychlost pojezdu

g [m·s⁻²] tíhové zrychlení

f_s [-] součinitel tření kol, smýkajících se po kolejnicích [16] str.273

p [-] součinitel pojížděcích odporů, dle [16], str. 273

4.7.2 MINIMÁLNÍ DRÁHA PRO ZASTAVENÍ KOČKY

$$s_{\min} = \frac{v_{skp} \cdot t_{\min}}{2 \cdot 60} \text{ [m]} \quad [16] \text{ str. 274} \quad (4.28)$$

$$s_{\min} = \frac{47,75 \cdot 1,32}{2 \cdot 60}$$

$$s_{\min} = 0,52 \text{ m}$$

Jeřábová kočka může být zastavena na vzdálenosti 0,52 metru.

Kde: $s_{\min}$ [m] minimální dráha pro zastavení kočky

v_{skp} [m·min⁻¹] skutečná rychlost pojezdu

$t_{\min}$ [s] minimální doba zastavení, z rovnice (4.27)

4.7.3 MAXIMÁLNÍ DOBA PRO ZASTAVENÍ KOČKY

Tato doba je určena zpomalováním až do úplného zastavení z maximální rychlosti v důsledku působení pasivních odporů.

$$t_{\max} = \frac{\frac{F_K \cdot v_{skp} \cdot R \cdot \eta_{cp}}{60 \cdot g \cdot i} + \frac{2 \cdot \beta_{oh} \cdot J_c \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{mp}}{60}}{T \cdot \left(\frac{R}{i} \cdot \eta_{cp} \right)} [\text{s}] \quad [16] \text{ str. 275} \quad (4.29)$$

$$t_{\max} = \frac{\frac{2,5653 \cdot 10^5 \cdot 47,75 \cdot 0,2 \cdot 0,85}{60 \cdot g \cdot 38,23} + \frac{2 \cdot 1,3 \cdot 0,024 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 1\,445}{60}}{7\,811,38 \cdot \left(\frac{0,2}{38,23} \cdot 0,85 \right)}$$

$$t_{\max} = 2,7 \text{ s}$$

Volená doba brzdění $t_b = 1,5 \text{ s}$.

Kde:	$t_{\max}$	[s]	maximální doba pro zastavení kočky
	F_K	[N]	síla působící na kola kočky
	v_{skp}	$[\text{m} \cdot \text{min}^{-1}]$	skutečná rychlost pojezdu
	β_{oh}	[-]	součinitel zahrnující ostatní hmoty [9], str. 70
	J_c	$[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$	moment setrvačnosti celé soustavy
	n_{mp}	$[\text{min}^{-1}]$	otáčky motoru
	g	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	tíhové zrychlení
	η_{cp}	[-]	celková účinnost
	R_{pk}	[mm]	poloměr kola
	i	[-]	převodový poměr převodovky
	T	[N]	tažná síla motoru k překonání pasivních odporů

4.7.4 MOMENT PASIVNÍCH ODPORŮ PŘI BRZDĚNÍ

$$M_{tb} = T \cdot \frac{R_{pk}}{i} \cdot \eta_{cp} [\text{N} \cdot \text{m}] \quad [16] \text{ str. 271} \quad (4.30)$$

$$M_{tb} = 7\,811,38 \cdot \frac{0,2}{38,25} \cdot 0,85$$

$$M_{tb} = 34,74 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde: M_{tb} [N·m] moment pasivních odporů při brzdění
 T [N] tažná síla motoru k překonání pasivních odporů
 η_{cp} [-] celková účinnost
 R_{pk} [mm] poloměr kola
 i [-] převodový poměr převodovky

4.7.5 SÍLA NA ZPOMALENÍ POSUVNÝCH HMOT

$$F_{zpb} = F_K \cdot \frac{v_{skp}}{60 \cdot g \cdot t_b} \text{ [N]} \quad [16] \text{ str. 271} \quad (4.31)$$

$$F_{zpb} = 2,5653 \cdot 10^5 \cdot \frac{47,75}{60 \cdot 9,81 \cdot 1,5}$$

$$F_{zpb} = 13\,874,67 \text{ N}$$

Kde: F_{zpb} [N] síla na zpomalení posuvných hmot
 F_K [N] síla působící na kola kočky
 v_{skp} [m·min⁻¹] skutečná rychlost pojezdu
 g [m·s⁻²] tíhové zrychlení
 t_b [s] doba brzdění (volena)

4.7.6 MOMENT NA ZPOMALENÍ SIL POSUVNÝCH HMOT

$$M_{zpb} = F_{zpb} \cdot \frac{R_{pk}}{i} \cdot \eta_{cp} \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad [16] \text{ str. 271} \quad (4.32)$$

$$M_{zpb} = 13\,874,67 \cdot \frac{0,2}{38,25} \cdot 0,85$$

$$M_{zpb} = 61,7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde: M_{zpb} [N·m] moment na zpomalení sil posuvných hmot
 F_{zpb} [N] síla na zpomalení posuvných hmot

R_{pk}	[mm]	poloměr kola
i	[-]	převodový poměr převodovky
η_{cp}	[-]	celková účinnost

4.7.7 MOMENT NA ZPOMALENÍ ROTAČNÍCH HMOT

$$M_{zrb} = 2 \cdot \beta_{oh} \cdot J_c \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{mp}}{60 \cdot t_b} \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad [16] \text{ str. 272} \quad (4.33)$$

$$M_{zrb} = 2 \cdot 1,3 \cdot 0,024 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 1445}{60 \cdot 1,5}$$

$$M_{zrb} = 6,3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde:	M_{zrb}	[N·m]	moment na zpomalení rotačních hmot
	β_{oh}	[-]	součinitel zahrnující ostatní hmoty, dle [9] str. 70
	J_c	[kg·m ²]	moment setrvačnosti celé soustavy
	n_{mp}	[min ⁻¹]	otáčky motoru
	t_b	[s]	doba brzdění (volena)

4.7.8 MINIMÁLNÍ BRZDICÍ MOMENT BRZDY

Minimální brzdňý moment je nejnižší hodnota momentu, který brzda musí vyvinout k účinnému zastavení.

$$M_b = M_{zpb} + M_{zrp} - M_{tb} \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad [16] \text{ str. 271} \quad (4.34)$$

$$M_b = 61,7 + 6,3 - 34,74$$

$$M_b = 33,26 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_b < M_{bm}$$

$$33,26 \text{ N} \cdot \text{m} < 55 \text{ N} \cdot \text{m} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde:	M_b	[N·m]	minimální brzdící moment brzdy
	M_{zpb}	[N·m]	moment na zpomalení sil posuvných hmot
	M_{zrb}	[N·m]	moment na zpomalení rotačních hmot
	M_{tb}	[N·m]	moment pasivních odporů při brzdění
	M_{bm}	[N·m]	brzdící moment brzdy motoru, dle [17] str. 666

4.7.9 KONTROLA ZPOMALENÍ POJEZDU KOČKY

$$a_{pb} = \frac{v_{skp}}{60 \cdot t_b} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-2}] \quad [10] \text{ str. 28} \quad (4.35)$$

$$a_{pb} = \frac{47,75}{60 \cdot 1,5}$$

$$a_{pb} = 0,53 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$a_{pb} < 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$0,53 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} < 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \rightarrow \text{splněno}$$

Kde: a_{pb} [m.s⁻²] zpomalení pojezdu kočky
 v_{skp} [m.min⁻¹] skutečná rychlost pojezdu
 t_b [s] doba brzdění (volena)

4.7.10 ÚHEL VYCHÝLENÍ BŘEMENE PŘI BRZDĚNÍ

Vychýlení břemena jeřábové kočky při brzdění, by nemělo překročit 6 stupňů. Toto omezení je klíčové pro zajištění bezpečnosti a stability břemena a musí být splněno. Překročení této hodnoty může vést k poškození nákladu nebo jeřábové konstrukce.

$$\varepsilon_{bb} = \arctg\left(\frac{a_{pb}}{g}\right) [^\circ] \quad [10] \text{ str. 28} \quad (4.36)$$

$$\varepsilon_{bb} = \arctg\left(\frac{0,53}{9,81}\right)$$

$$\varepsilon_{bb} = 3,1^\circ$$

$$\varepsilon_{bb} < 6^\circ$$

$$3,1^\circ < 6^\circ \rightarrow \text{splněno}$$

Kde: ε_{bb} [°] úhel vychýlení břemene při brzdění
 a_{pb} [m.s⁻²] zpomalení pojezdu kočky
 g [m.s⁻²] tíhové zrychlení

5 PEVNOSTNÍ KONTROLA RÁMU KOČKY

Pevnostní kontrola rámu kočky je prováděná pomocí programu MSC Apex, což je softwarová platforma pro simulace a analýzy.

5.1 MODEL

Model je svařenec obdélníkových profilů (*Obr. 14*) z materiálu S355, a zatěžovaný je vlastní tíhou, tíhou zdvihového ústrojí (převodovka, elektromotor, brzda, buben) a samotným břemenem, které působí na buben a vyrovnávací kladku.

Hmotnosti prvků:

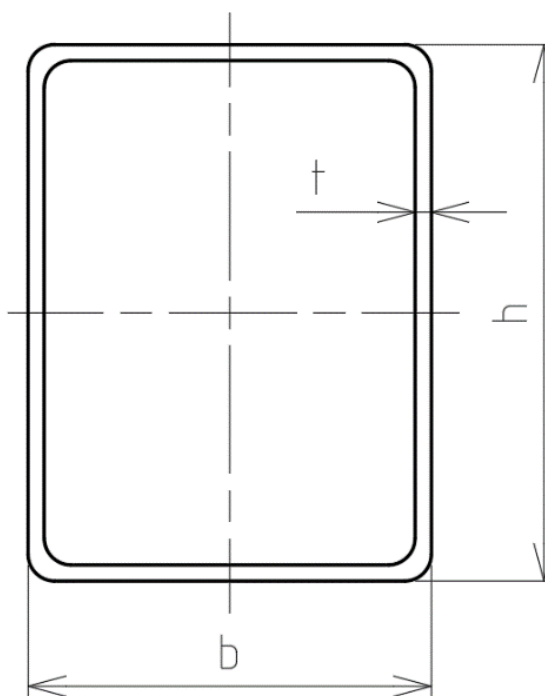
Převodovka: 1 320 [kg] dle [8]

Motor: 287 [kg] dle [6]

Brzda: 102 [kg] dle [11]

Tab. 9 Rozměry průřezu profilu

Nosníky	b	h	t	Ozn.
Nosník – hlavní	300	200	6	A1
Příčník – motor a brzda	150	200	6	B1
Příčník – vyrovnávací kladka	100	200	6	C1



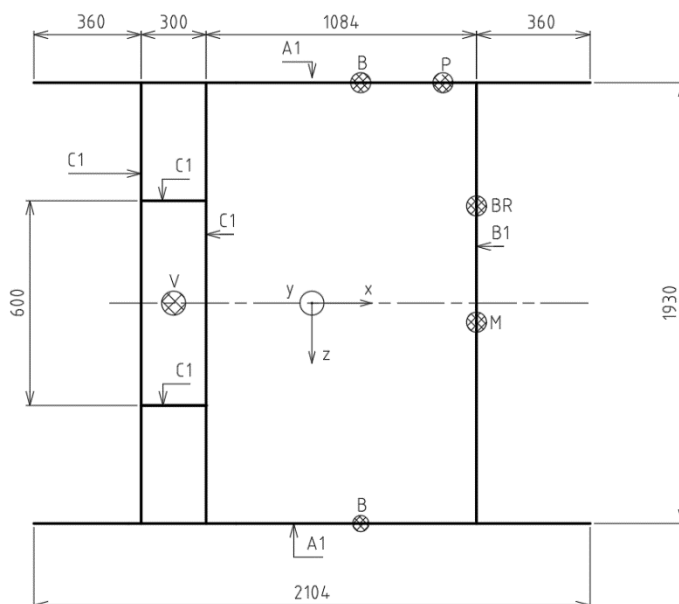
Obr. 14 Průřez profilu

Vlastnosti materiálu S355 vložené do programu MCS Apex:

Modul pružnosti: $E = 210\,000$ [MPa]

Hustota: $\rho = 7\,850$ [kg·m⁻³]

Poissonova konstanta: 0,3 [-]



Obr. 15 Rozměry kočky a místa zatížení

5.2 OKRAJOVÉ PODMÍNKY A ZATAŽENÍ

Na model jsou aplikované vazby do každého rohu, které zamezují pohyb. Zatížení (Tab. 10) jsou přidána pomocí funkce „Force“ a navázána na konkrétní uzly kde zatížení působí. Gravitace je přidána na globální souřadnicový systém. Jelikož se zatížení mohou ve skutečnosti lišit a mohou nabývat vyšších hodnot jak předpokládáme, jsou násobena součiniteli.

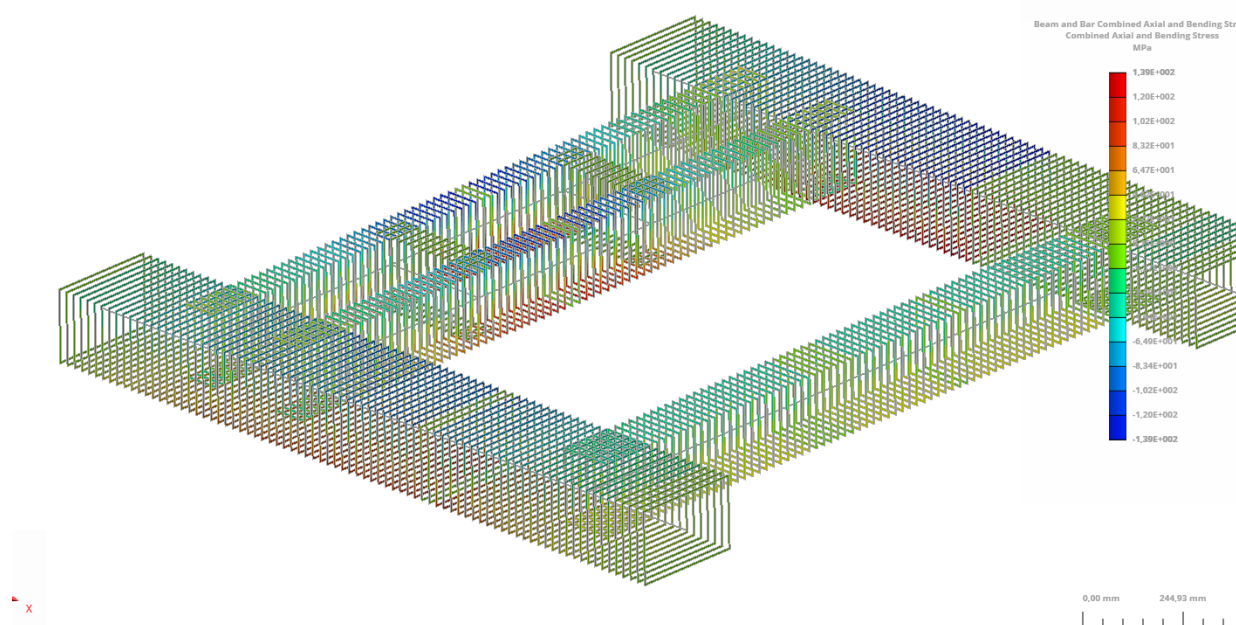
Tab. 10 Radiální zatížení (-Y)

Zatížení	[kN]	Ozn.	Součinitel
Buben	$F_L=51$	B	1,2
Motor	0,287	M	1
Převodovka	1,320	P	1
Vyrovňovací kladka	$2 \cdot F_L=102$	V	1,2
Brzda	0,102	BR	1

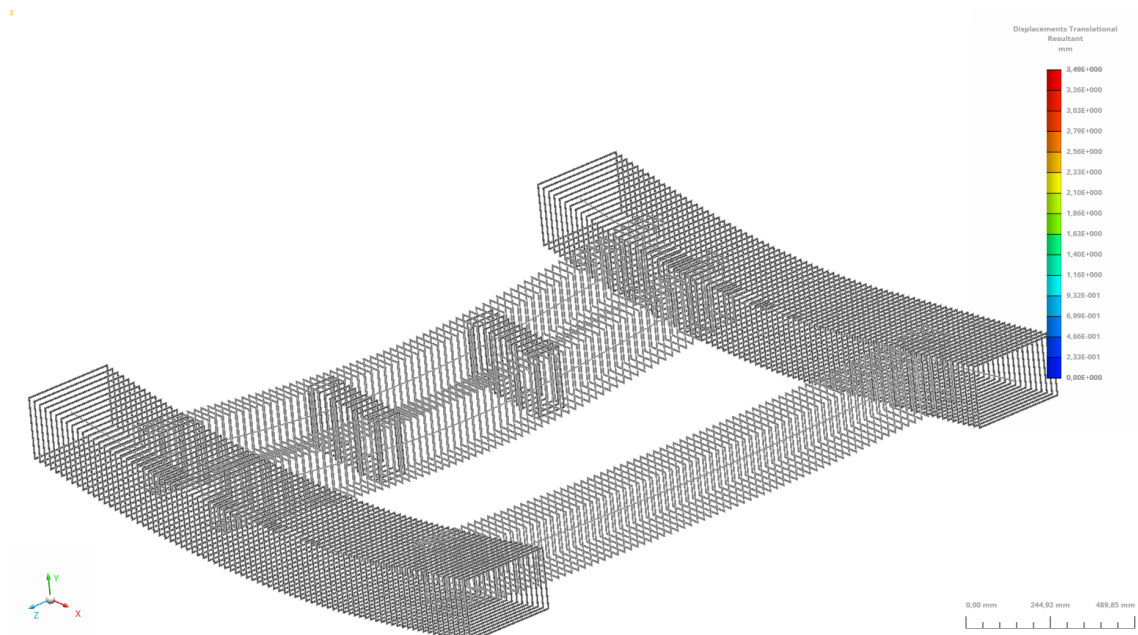
Axiální zatížení, které mohou nastat vplyvem kývání břemene uvažujeme jako 10 % radiálního zatížení, a jsou aplikované na buben a vyrovňovací kladku. V místě bubnu je aplikovaný moment z kapitoly (3.5.2).

5.3 MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ A PRŮHYB

Maximální vzniklé napětí zaokrouhleně dosahuje hodnoty 140 MPa (*Obr.16*). Je viditelné na místě, kde je umístěná vyrovnávací kladka a je způsobeno dvojnásobkem síly jmenovitého zatížení lana F_L . Průhyb dosahuje hodnoty 3,5 mm (*Obr.17*), což je považováno za přijatelné a vyskytuje se v místě uchycení vyrovnávací kladky. Z toho lze usoudit, že rám bezpečně zdvihne maximální břemeno. Napětí a deformace jsou zobrazeny v přílohách P1-P4.



Obr. 16 Maximální redukované napětí



Obr. 17 Maximální průhyb 50:1

ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce je konstrukční návrh kočky mostového jeřábu o nosnosti 20 tun. V první části práce je vypracován návrh kladkostroje a samotného zdvihového mechanismu, který obnáší návrh lana, kladek a buben a v neposledním řadě celý pohon zdvihového ústrojí. Návrh byl podrobně analyzován s důrazem na statickou únosnost a únavovou pevnost lana, aby se zajistilo, že lano vydrží předpokládané zatížení bez rizika selhání. Lanový buben byl kontrolně posouzen podle hypotézy HMM, což potvrdilo jeho schopnost odolávat vysokým napětovým a ohybovým zatížením během provozu. Tento komplexní přístup k návrhu zajišťuje, že zdvihový mechanismus je spolehlivý a bezpečný pro běžné i extrémní provozní podmínky, čímž přispívá ke zvýšení efektivity a bezpečnosti celého jeřábového systému.

V další části je navrženo pojezdové ústrojí. Navržená jsou kola kočky a posouzena na maximální kontaktní tlak. Dále byly zvoleny motory pojezdu s integrovanou brzdou a plochou převodovkou (výrobce SEW). Výsledky návrhu ukazují, že pojezdové ústrojí splňuje všechny technické a provozní požadavky, což zaručuje hladký a bezpečný pohyb jeřábové kočky v provozních režimech.

V poslední části bakalářské práce je provedena základní pevnostní kontrola rámu kočky za pomoci softwarového programu MSC Apex. Zjištěné výsledky ukázaly, že rám je dostatečně dimenzován a splňuje požadavky na bezpečný provoz. Toto zjištění přispívá k potvrzení spolehlivosti rámu a poskytuje důležité informace pro jeho další vývoj a optimalizaci.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ČSN 27 1820. Zdvahací zařízení. Kladky a bubny pro ocelová lana. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1957.
- [2] ČSN EN 13001-1: Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 1: Základní principy a požadavky. Praha: Český normalizační institut, 2015.
- [3] ČSN EN 13001-2: Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 2: Účinky zatížení. Praha: Český normalizační institut, 2015.
- [4] 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.
- [5] ČSN ISO 4301-1: Jeřáby a zdvihací zařízení. Klasifikace. Část 1: Všeobecně. Praha: Český normalizační institut, 1992.
- [6] Elektromotory Série 1AL, 1LC. Vybo Electric [online]. [cit. 2024-03-08]. Dostupné z: <https://www.elektro-motor.cz/wp-content/uploads/katalog-elektromotory-1AL1LC-v2.pdf>
- [7] Feron-Velkoobchod-hutním materiálem [online], [cit. 2024-03-10]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/40588/kolejnice-jeřabova-a-55-din-536-1>
- [8] G1000 IE2 – Pohony s konstantními otáčkami. NORD – Poháněcí technika, s. r. o. [online]. [cit. 2024-03-08]. Dostupné z: https://www.nord.com/media/documents/bw/g1000_cz_1810.pdf
- [9] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Vysoké učení technické, 1988.
- [10] KNAPEC, Tomáš. *JEŘÁBOVÁ KOČKA MOSTOVÉHO JEŘÁBU 32 T* [Online], [cit. 2024-03-10]. Brno, 2015. Diplomová práce. Vysoké Učení Technické v Brně.
- [11] KPC: Čelistové brzdy [online], [cit. 2024-03-09]. Dostupné z: <https://kpc.cz/products/view/standardni-zdvihove-brzdy>
- [12] METALLAN. *Lana pro třetí tisíciletí* [online]. 2016 [cit. 2024-03-01]. Dostupné z: https://www.metallan.cz/_files/ugd/b825be_5be3326f33ab458ab67c1d6e17441b84.pdf
- [13] MYNÁŘ, Břetislav a Jaroslav KAŠPÁREK. *Dopravní a manipulační zařízení: pro posluchače bakalářského studia FSI VUT v Brně*. Brno, 2001. VUT Brno.
- [14] PEMATEX S.R.O. Pevnostní závrtné šrouby DIN 939 Ocel 8.8. *Šrouby online* [online]. 2020 [cit. 2024-03-11]. Dostupné z: <https://www.sroubyonline.cz/spojovaci-material/srouby/zavrtne-srouby/din-939-ocel-8-8-bez-povrchove-upravy>

- [15] Přehled vlastností oceli 42CrMo4, Durkovicova Terezia, [online]. [cit. 2024-03-08]. Dostupné z: https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/96783/F2-BP-2021-Durkovicova-Terezia-priloha-MOP_vlastnosti_42CrMo4.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- [16] REMTA, František, Ladislav KUPKA a František DRAŽAN. *Jeřáby. 1. přeprac. a dopl. vydání*. Praha: SNTL, 1974
- [17] SEW Eurodrive: Katalog motorů [online], [cit. 2024-03-10]. Dostupné z <https://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/16840011.pdf>
- [18] SIBRE: FLEXIBLE COUPLING [online], [cit. 2024-03-09]. Dostupné z https://www.sibre.de/wp-content/uploads/2022/09/ALC-AT-2021_EN.pdf
- [19] SKF Bearing Calculator [online], [cit. 2024-03-09]. Dostupné z <https://skfbearingselect.com/#/size-lubrication/single-bearing>
- [20] SKF-Group-product-detail-SKF-22220 E [online], [cit. 2024-03-09]. Dostupné z <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/productid-22220%20E>
- [21] SKF-Group-product-detail-SNL 520-617 [online], [cit. 2024-03-09]. Dostupné z <https://www.skf.com/group/products/mounted-bearings/bearing-housings/split-pillow-block-housings-snl-2-3-5-6-series/productid-SNL%20520-617>
- [22] SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. 6. Brno: AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM, 2019. ISBN 978-80-7623-010-1.
- [23] VÁVRA, P. a KOL. *Strojnické tabulky pro SPŠ strojnické*. Praha: SNTL, 1983.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	$[m \cdot s^{-2}]$	Zrychlení svislého pohybu břemene
a_p	$[m \cdot s^{-2}]$	Zrychlení při rozjezdu
a_{pb}	$[m \cdot s^{-2}]$	Zpomalení pojezdu kočky
B	$[kg]$	Hmotnost stálého břemene
b	$[mm]$	Šírka kolejnice
C	$[-]$	Celkový počet pracovních cyklu za dobu životnosti jeřábu
d	$[mm]$	Jmenovitý průměr lana
D_1	$[mm]$	Průměr lanového bubnu pod lanem
D_b	$[mm]$	Průměr lanového bubnu
D_{bmin}	$[mm]$	Minimální průměr lanového bubnu
D_k	$[mm]$	Průměr vodící kladky
D_{kt}	$[mm]$	Teoretický průměr vodící kladky
D_m	$[mm]$	Nejmenší příslušný průměr
D_{pk}	$[mm]$	Průměr pojezdových kol
d_s	$[mm]$	průměr jádra šroubu
D_{vykr1}	$[mm]$	Teoretický průměr vyrovnávací kladky
D_{vyrk}	$[mm]$	Průměr vyrovnávací kladky
$D_{vyrkmin}$	$[mm]$	Minimální průměr vyrovnávací kladky
$D_{vyrovnávací}$	$[mm]$	Základní teoretický průměr vyrovnávací kladky
e	$[-]$	Eulerovo číslo
E	$[MPa]$	Modul pružnosti
e_o	$[-]$	Součinitel válivého tření pojezdových kol
f	$[-]$	Součinitel tření mezi hnací koly a kolejnicí při rozjezdu
F_{1K}	$[N]$	Síla působící na jedno kolo kočky
F_{1Kmin}	$[N]$	Nejmenší síla působící na kolo kočky
F_{ax}	$[N]$	Axiální zatížení ložiska bubnu
f_{ξ}	$[-]$	Součinitel čepového tření pojezdových kol
f_f	$[-]$	Součinitel dalších vlivů
f_{f1}	$[-]$	Součinitel vlivů poměru
f_{f2}	$[-]$	Součinitel tahové síly
f_{f3}	$[-]$	Součinitel úhlu náběhu
f_{f4}	$[-]$	Součinitel mazání lana

f_{f5}	[-]	Součinitel vlivu navíjení lana na buben
f_{f6}	[-]	Součinitel vlivu lanové drážky
f_{f7}	[-]	Součinitel typu lana
f_h	[-]	Součinitel trvanlivosti
F_j	[N]	Jmenovitá nosnost lana
F_K	[N]	Síla působící na kola kočky
F_L	[N]	Osová síla v laně
f_n	[-]	Součinitel počtu otáček
F_o	[N]	Tažná síla v laně
F_{rad}	[N]	Radiální zatížení ložiska bubnu
$F_{Rd,d}$	[N]	Návrhová síla únosnosti lana pro prokázání únavové pevnosti
$F_{Rd,s}$	[N]	Návrhová síla únosnosti lana pro prokázání statické únosnosti
F_{RVL}	[kN]	Dovolená radiální síla na výstupné hřídeli převodovky
f_s	[-]	Součinitel tření kol, smýkajících se po kolejkách
f_{s1}	[-]	Součinitel zvýšení síly v laně
f_{s2}	[-]	Součinitel nerovnoběžného nosného průřezu
f_{s2}^*	[-]	Součinitel zvyšující sílu v laně vlivem nerovnoběžnosti nosných průřezů ve vinutí
f_{s3}	[-]	Součinitel ohybu
f_{s3}^*	[-]	Součinitel zvětšující sílu v laně vlivem vodorovných sil
$F_{Sd,f}$	[N]	Návrhová síla v laně pro prokázání únavové pevnosti
$F_{Sd,s}$	[N]	Návrhová síla v laně
F_u	[N]	Minimální síla při přetržení lana
F_{zp}	[N]	Zrychlující síla
F_{zpb}	[N]	Síla na zpomalení posuvných hmot
g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení
H	[mm]	Zdvih břemene
i	[-]	Převodový poměr převodovky
i_c	[-]	Celkový převod kladkostroje
i_{max}	[-]	Celkový počet pohybu zdvihání pro jedno lano
i_p	[-]	Požadovaný převod převodovky
i_{pr}	[-]	Převodový poměr převodovky
i_s	[-]	Celkový počet šroubu v příložce

J	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$	Moment setrvačnosti všech pohyblivých hmot soustavy
J_{mp}	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$	Moment setrvačnosti motoru pojezdu
J_1	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$	Moment setrvačnosti všech hmot na hřídeli motoru
J_2	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$	Moment setrvačnosti všech hmot na předlohách a pomaluběžném hřídeli
J_3	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$	Moment setrvačnosti posuvných hmot
J_c	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$	Moment setrvačnosti celé soustavy
k	$[-]$	Součinitel závislí na materiálu a druhu provozu
K_{adh}	$[\text{N}]$	Adhezní síla
K_E	$[\text{N}]$	Ekvivalentní stále zatížení kola
K_{max}	$[\text{N}]$	Maximální únosnost pojezdových kol
k_r	$[-]$	Součinitel spektra síly v laně
k_s	$[-]$	Součinitel bezpečnosti šroubu
k_T	$[-]$	Bezpečnost vzhledem k tažné síle
l	$[\text{mm}]$	Délka $\frac{1}{2}$ závitové části lanového bubnu
L_1	$[\text{mm}]$	Navíjená délka lana v jedné větvi lanového systému
l_1	$[\text{mm}]$	Délka střední části lanového bubnu
l_2	$[\text{mm}]$	Délka krajní části lanového bubnu
l_b	$[\text{mm}]$	Délka lanového bubnu
l_r	$[-]$	Počet lan
l_s	$[\text{mm}]$	Rameno ohybu šroubu
m_b	$[\text{kg}]$	Hmotnost břemene
M_b	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	Potřebný brzdový moment brzdy
M_b	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	Minimální brzdící moment brzdy
M_{bm}	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	Brzdící moment brzdy motoru pojezdu
M_{bt}	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	Moment pasivních odporů při brzdění
m_h	$[\text{kg}]$	Předpokládaná hmotnost háku
m_{Hr}	$[\text{kg}]$	Hmotnost prvků působících na nosný průřez lana
m_k	$[\text{kg}]$	Předpokládaná hmotnost kočky
m_{kl}	$[\text{kg}]$	Předpokládaná hmotnost kladnice
M_{kmax}	$[\text{N}\cdot\text{mm}]$	Maximální kroutící moment
m_l	$[\text{kg}]$	Hmotnost lana
M_n	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	Kroutící moment motoru
M_{np}	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	Jmenovitý kroutící moment motorů

M_{omax}	[N·mm]	Maximální ohybový moment
M_{os}	[N·mm]	Ohybový moment šroubu
m_p	[-]	počet motorů
M_r	[N·m]	Rozběhový moment motoru
M_{rozb}	[N·m]	Rozběhový moment motorů
M_s	[N·m]	Setrvačný moment pohyblivých hmot
M_{sp}	[N·m]	Spouštěcí moment motorů
M_{st}	[N·m]	Statický moment břemene
M_{st2}	[N·m]	Statický moment břemene redukováný na hřídel brzdy
M_t	[N·m]	Moment pasivních odporů
M_{zp}	[N·m]	Moment zrychlujících sil posuvných hmot
M_{zpb}	[N·m]	Moment na zpomalení sil posuvných hmot
M_{zr}	[N·m]	Moment zrychlujících sil rotačních hmot
M_{zrb}	[N·m]	Moment na zpomalení rotačních hmot
M_{zub}	[N·m]	Jmenovitý moment zubové spojky
M_{zubp}	[N·m]	Přenášený moment zubovou spojkou
n	[-]	počet nosných průřezu lana
n_b	[min ⁻¹]	Otáčky lanového bubnu
n_{bs}	[min ⁻¹]	Skutečné otáčky lanového bubnu
n_k	[min ⁻¹]	Otáčky pojezdových kol
n_L	[-]	Počet nosných průřezu lana v jedné větvi
n_m	[-]	Převod kladkostroje
n_{mp}	[min ⁻¹]	Otáčky motorů pojezdu
n_{mt}	[min ⁻¹]	Otáčky motorů
n_p	[min ⁻¹]	Otáčky převodovky pojezdu
n_{rz}	[-]	Počet rezervních závitů na bubnu
n_s	[-]	Počet pevných kladek
P	[kW]	Požadovaný výkon motoru
p	[-]	Součinitel pojížděcích odporů
P_0	[kW]	Potřebný výkon pojezdu
P_1	[kW]	Jmenovitý výkon motorů pojezdu
p_{Ds}	[MPa]	Dovolený kontaktní tlak pro přímkový styk
p_{max}	[MPa]	Maximální kontaktní tlak kola

P_p	[kW]	Jmenovitý výkon jednoho motoru pojezdu
P_{pr}	[kW]	Přenášený výkon
Q	[kg]	Maximální dovolená hmotnost břemene
r	[m]	Poloměr středu valivých těles ložiska pojezdového kola
R_{Dd}	[–]	Referenční poměr
$R_{p0,2}$	[MPa]	Mez kluzu
R_{pk}	[mm]	Poloměr kola
s_b	[mm]	Tloušťka stěny lanového bubnu
s_{min}	[m]	Minimální dráha pro zastavení kočky
S_o	[mm ²]	Plocha jádra šroubu
s_r	[–]	Parametr historie síly v laně
t	[mm]	Rozteč závitů lanového bubnu
T	[N]	Tažná síla motoru k překonání pasivních odporů
t_a	[s]	Doba rozjezdu
t_{amin}	[s]	Nejkratší doba rozjezdu
t_b	[s]	Doba brzdění
t_{max}	[s]	Maximální doba pro zastavení kočky
t_{min}	[s]	Minimální doba zastavení
t_r	[s]	Doba rozběhu motoru
v	[m·min ⁻¹]	Pracovní rychlost
v_h	[m·min ⁻¹]	Rychlost zdvihu břemene
v_{hsk}	[min ⁻¹]	Skutečná zdvihová rychlost
v_r	[–]	Relativní celkový počet ohybů
v_{skp}	[m·min ⁻¹]	Skutečná rychlost pojezdu
w	[–]	Příslušný počet ohybů pro ohyb
w_D	[–]	Počet ohybu v referenčním bodě
w_i	[–]	Příslušný počet ohybu při pohybu
W_k	[mm ³]	Průřezový modul v krutu
W_o	[mm ³]	Průřezový modul v ohybu
W_{os}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu jádra šroubu
w_{tot}	[–]	Celkový počet ohybů za dobu životnosti lana
Y	[hod]	Trvanlivost kol
z	[–]	Počet větví lanového systému

Z	[N]	Potřebná osová síla ve šroubech
z_k	[-]	Poměr počtu všech kol k počtu kol poháněných
z_b	[-]	Počet závitů bubnu pro jednu větev lanového bubnu
α_1	[-]	Výpočtový součinitel
α_b	[-]	Úhel opásání
α_{lb}	[-]	Součinitel lanového bubnu
α_{vod}	[-]	Součinitel vodící kladky
α_{zrh}	[-]	Součinitel zahrnující zrychlování rotujících hmot
β	[-]	Bezpečnost brzdy pro střední provoz
β_2	[s·m ⁻¹]	Součinitel závislý na tuhosti jeřábu
β_{max}	[°]	Maximální možný úhel zdvihu
β_{oh}	[-]	Součinitel zahrnující ostatní hmoty
γ_n	[-]	Součinitel rizika
γ_p	[-]	Dílčí součinitel bezpečnosti
γ_{rb}	[-]	Minimální součinitel lana
γ_{rf}	[-]	Minimální součinitel únosnosti lana
ε	[s ⁻²]	Úhlové zrychlení na hřídeli motoru
ε_b	[°]	Úhel výkyvu břemene při rozjezdu
ε_{bb}	[°]	Úhel vychýlení břemene při brzdění
η_b	[-]	Účinnost lanového bubnu
η_{cp}	[-]	Celková účinnost
η_{cz}	[-]	Celková mechanická účinnost zdvihového ústrojí
η_p	[-]	Účinnost převodovky
η_s	[-]	účinnost kladky
η_{tot}	[-]	Účinnost kladkostroje
κ_o	[-]	Součinitel přídavných odporů
κ_p	[-]	Součinitel středního spouštěcího momentu
μ	[-]	Součinitel tření mezi lanem a bubnem
ξ	[-]	Momentová přetížitelnost
ϱ	[kg·m ³]	Hustota oceli
σ_c	[MPa]	Celkový napětí šroubu
σ_{DOV}	[MPa]	Dovolené napětí
σ_{DOVP}	[MPa]	Dovolené napětí šroubu

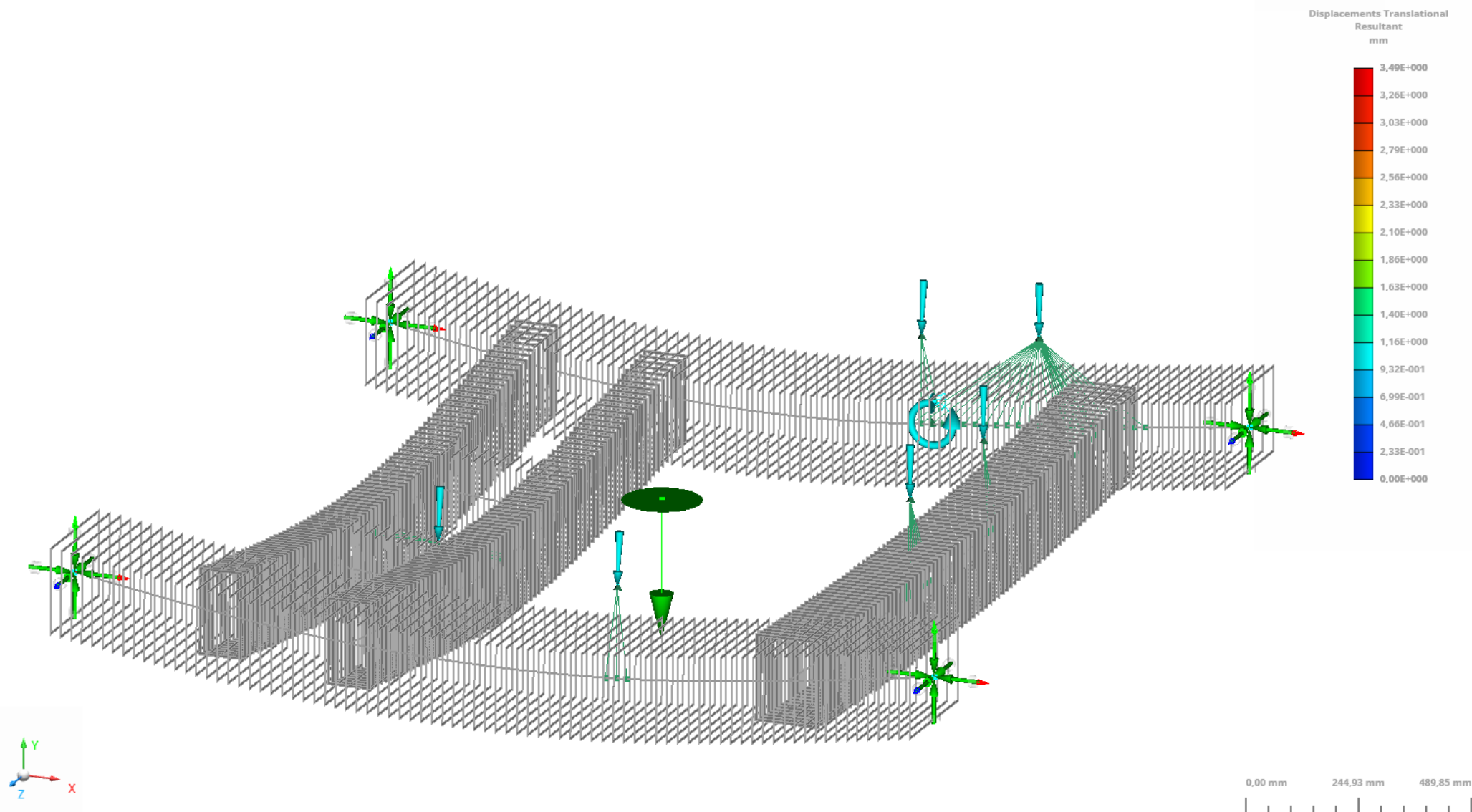
σ_o	[MPa]	Ohybové napětí namáhající plášť
σ_{oDOV}	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu
σ_{red}	[MPa]	Redukované napětí
σ_{tl}	[MPa]	Napětí od vnějšího přetlaku
τ_k	[MPa]	Smykové napětí namáhající plášť
τ_{kDOV}	[MPa]	Dovolené napětí
ϕ	[–]	Dynamický součinitel
ϕ^*	[–]	Dynamický součinitel
ϕ_{min}	[–]	Minimální dynamický součinitel

SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1 Průhyb s viditelnými zatíženími (50:1)
- Příloha 2 Průhyb v místě zatížení vyrovnávací kladky (50:1)
- Příloha 3 Redukované napětí s viditelnými zatíženími
- Příloha 4 Redukované napětí v místě zatížení vyrovnávací kladky

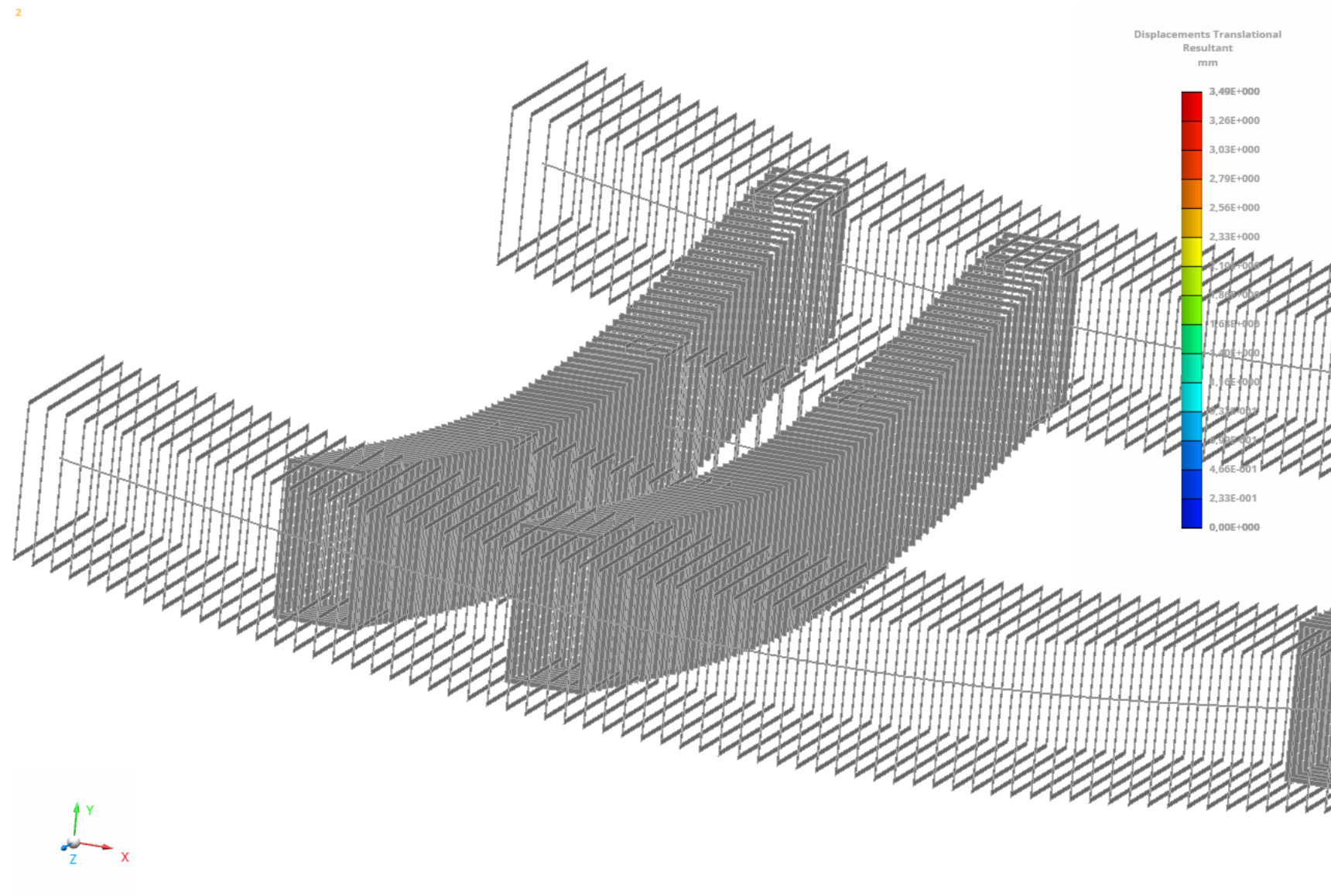
Maximální průhyb rámu kočky s viditelnými zatíženími. Měřítko deformace je 50:1. Deformace dosahuje hodnoty $\approx 3,5$ mm.

2



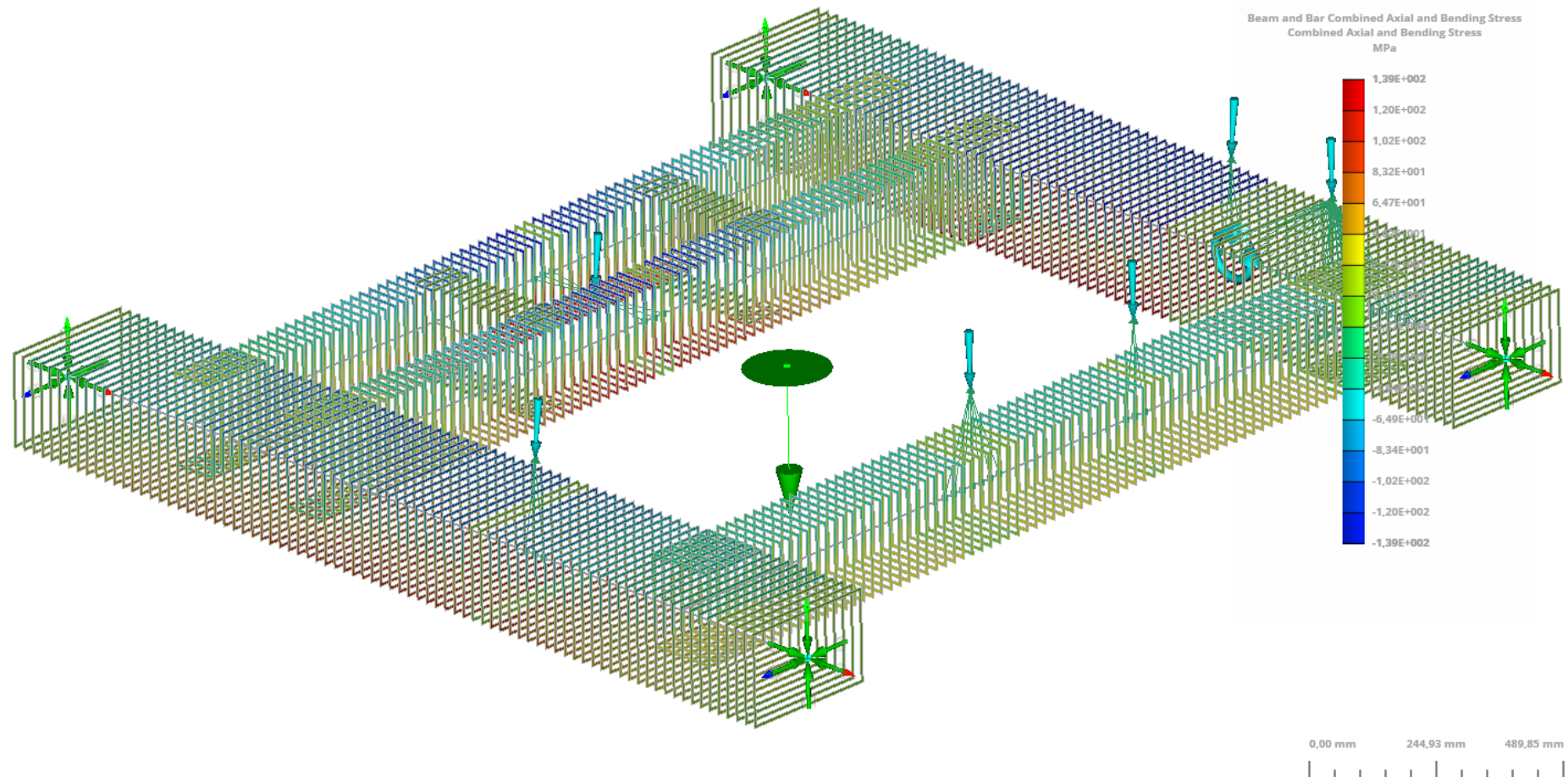
Detail průhybu rámu v místě zatížení vyrovnávací kladky. Měřítko deformace je 50:1.

2



Maximální redukované napětí podle teorie HMM ≈ 140 MPa, s viditelnými zatíženími. (Nedeformovaný stav)

2



Maximální redukované napětí podle teorie HMH ≈ 140 MPa, v místě vyrovnávací kladky. (Nedeformovaný stav).

