

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

REKONSTRUKCE MOSTOVÉHO JEŘÁBU

BRIDGE CRANE RECONSTRUCTION

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

TOMÁŠ JEŽEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MARTIN KUBÍN

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Tomáš Ježek

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

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:

Rekonstrukce mostového jeřábu

v anglickém jazyce:

Bridge crane reconstuction

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh renovačních úprav mostového jeřábu.

Cíle bakalářské práce:

Cíle bakalářské práce:

Proveďte návrh možných renovačních úprav mostového jeřábu. Navrhněte parametry nového pohonu pojezdu mostu a dalších nahrazených součástí.

Základní technické parametry:

- stávající mostový jeřáb

Vypracujte:

- technickou zprávu

- dále dle pokynů vedoucího BP

Seznam odborné literatury:

- [1] MYNÁŘ, B., KAŠPÁREK, J.: Dopravní a manipulační zařízení, Brno, Skriptum pro bakalářské studium
- [2] REMTA, F., KUPKA, L.: Jeřáby, I.-III. díl, SNTL, Praha 1961

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Martin Kubín

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne 20.11.2009

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Bakalářská práce je zaměřena na renovaci mostového jeřábu. Hlavním cílem bakalářské práce je navržení všech pohonů a navržení mechanických součástí, které bude nutno po výměně motorů taktéž zrenovovat. Bakalářská práce je rozdělena na dvě části. V první části je zdokumentován původní stav mostového jeřábu a druhá část bakalářské práce se zabývá samotným výpočtem pohonů a návrhem jednotlivých mechanických částí.

KLÍČOVÁ SLOVA

renovace, mostový jeřáb, pohon kočky, pohon zdvihu, pohon jeřábu

ABSTRACT

Bachelor's thesis is focused on renovating the bridge crane. The main aim of this thesis is to design all the drives and the design of mechanical parts, which will be the replacement engine also renovate. This work is divided into two parts. The first part is a documented original condition of the bridge crane and a second part of this thesis deals with the actual calculation of each propulsion and design mechanical parts.

KEYWORDS

renovation, bridge crane, drive crane trolley, drive lifting, drive crane

JEŽEK, Tomáš *Rekonstrukce mostového jeřábu*: bakalářská práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2010. 40 s. Vedoucí práce byl Ing. Martin Kubín,

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že svou bakalářskou práci na téma „Rekonstrukce mostového jeřábu“ jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

Jako autor uvedené bakalářské práce dále prohlašuji, že v souvislosti s vytvořením této bakalářské práce jsem neporušil autorská práva třetích osob, zejména jsem nezasáhl nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a jsem si plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení § 152 trestního zákona č. 140/1961 Sb.

Brno

.....

(podpis autora)

OBSAH

1 Úvod	3
2 Stav před renovací	4
2.1 Původní pohony mostového jeřábu	4
2.1.1 Původní pohon pojezdu kočky	4
2.1.2 Původní pohon pojezdu mostu	5
2.1.3 Původní pohon hlavního zdvihu	5
2.1.4 Původní pohon pomocného zdvihu	5
2.2 Původní provedení mechanismu zvedání	6
2.2.1 Původní lano	6
2.2.2 Původní lanové bubny	7
2.2.3 Původní uchycení konců lan	7
2.2.4 Původní provedení přitlačování lan	8
2.2.5 Původní vyrovnávací kladka	8
3 Návrh úprav	9
3.1 Návrh pohonů mostového jeřábu	9
3.1.1 Návrh pohonu pojezdu kočky	9
3.1.2 Návrh pohonu pojezdu mostu	13
3.1.3 Návrh pohonu hlavního zdvihu	17
3.1.4 Návrh pohonu pomocného zdvihu	20
3.2 Návrh mechanismu zvedání	24
3.2.1 Návrh kladnice	24
3.2.2 Návrh lanového bubnu	26
3.2.3 Návrh přitlačování lan	27
3.2.4 Návrh vyrovnávací kladky	28
4 Závěr	30
Literatura	31
Seznam symbolů, veličin a zkratk	32
Seznam příloh	35
A Koeficienty zdvihu	36
A.1 Účinnost lanových převodů	36
A.2 Momenty setrvačnosti brzdových spojek SUB	36

A.3	Brzdné momenty (zdvihové brzdy)	36
A.4	Min. součinitele bezpečnosti	37
A.5	Zařazení mechanismu dle. ČSN/ISO 4301	37
B	Koeficienty pojezdu	38
B.1	Rameno valivého odporu e	38
B.2	Kombinace pasivních odporů a tlaku větru	38
B.3	Momenty setrvačnosti spojek	38
B.4	Brzdný moment	39
C	Výkresová dokumentace	40
C.1	Montážní výkres kladnice	40
C.1.1	Kusovník 1/2	40
C.1.2	Kusovník 2/2	40
C.2	Osa závěsu	40
C.3	Čep	40
C.4	Lanová kladka	40

1 ÚVOD

Mostové jeřáby jsou transportní zařízení, které slouží k manipulaci s materiálem. Mostové jeřáby se skládají ze dvou hlavních částí, jeřábové kočky a mostu. Jeřábová kočka je pojízďecí zdvihadlo, které pojíždí po kolejnicích umístěných na mostě jeřábu. Břemeno je kočkou zvedáno pod úroveň jízdní dráhy. Most se pohybuje po jeřábové dráze umístěné ve vyšších polohách výroben a hal. Mostové jeřáby mohou být podvěsné, nebo běžné. Dále můžeme mostové jeřáby rozřadit do několika skupin a to z hlediska nosnosti rozlišujeme jeřáby jednonosníkové, dvou a vícenosníkové. Aby byl splněn požadavek na zajištění bezpečnosti provozu jeřábu, musí být dodržovány příslušné provozní a pracovní podmínky. Proto musí být jeřáby podrobovány pravidelným kontrolám a inspekcím. Tyto kontroly zajišťují stav mostových jeřábů a v případě zjištění závady na mostovém jeřábu musí být tyto nedostatky odstraněny. Prohlídka technického stavu ocelové konstrukce probíhá dle normy ČSN 270142 a provádí se v 6 měsíčních intervalech. Revize mostových jeřábů probíhá podle normy ČSN 270142 čl. 38 a je prováděna jednou za rok. Revizní zkouška probíhá podle normy ČSN 270142 čl. 38 v intervalech jednou za dva roky. V dnešní době se stále v provozu používají mostové jeřáby staršího data výroby jejichž provozní vlastnosti se nemůžou rovnat dnešním moderním mostovým jeřábům. Z tohoto důvodu je spousta mostových jeřábů renovována což je velmi efektivní z hlediska nákladů na výrobu nového mostového jeřábu. Takto zrenovovaný mostový jeřáb má téměř identické vlastnosti jako dnešní vyráběné mostové jeřáby.

2 STAV PŘED RENOVAČÍ

2.1 Původní pohony mostového jeřábu

Součástí renovace je výměna původních elektromotorů, za nové elektromotory, které jsou řízeny frekvenčním měničem. Při použití frekvenčního měniče odpadá nutnost použití odporníků, které zajišťovaly regulaci rychlosti. Regulace na rozjezd a pomalou jízdu (zdvih, spouštění) potom probíhala tak, že k elektromotoru byly do série připojeny odporníky, které snižovaly proud vtékající do elektromotoru a to způsobilo nižší otáčky, tedy nižší rychlost jeřábu. Při této regulaci však vznikaly velké ztráty energie v podobě tepla vyzářeného z odporníků.

2.1.1 Původní pohon pojezdu kočky

Při návrhu pohonu pojezdu kočky uvažujeme zachování původní převodovky pojezdu kočky. Původní rychlost kočky $v_p = 25 \text{ m/min}$, původní zrychlení kočky $a_p = 0,2 \text{ m/s}^2$. Původní konstrukci pohonu pojezdu kočky můžeme vidět na obr. 2.1.



Obr. 2.1: Původní pohon pojezdu kočky

2.1.2 Původní pohon pojezdu mostu

Při návrhu pohonu pojezdu mostu uvažujeme zachování původní převodovky pojezdu mostu. Původní rychlost kočky $v_p=80$ m/min, původní zrychlení mostu $a_p=0,2$ m/s². Původní konstrukci pohonu pojezdu mostu můžeme vidět na obr. 2.2.



Obr. 2.2: Původní pohon pojezdu mostu

2.1.3 Původní pohon hlavního zdvihu

Při návrhu pohonu hlavního zdvihu uvažujeme zachování původní převodovky hlavního zdvihu. Původní rychlost hlavního zdvihu $v_p=25$ m/min, původní zrychlení hlavního zdvihu $a_p=0,2$ m/s². Původní konstrukci pohonu hlavního zdvihu můžeme vidět na obr. 2.3.

2.1.4 Původní pohon pomocného zdvihu

Při návrhu pohonu pomocného zdvihu uvažujeme zachování původní převodovky pomocného zdvihu. Původní rychlost pomocného zdvihu $v_p=25$ m/min, původní zrychlení pomocného zdvihu $a_p=0,2$ m/s². Původní konstrukci pohonu pomocného zdvihu můžeme vidět na obr. 2.3.



Obr. 2.3: Původní pohony hlavního a pomocného zdvihu

2.2 Původní provedení mechanismu zvedání

2.2.1 Původní lano

Při návrhu renovace neuvažujeme změnu nosnosti ani výšku zdvihu, lanování v kladnici zůstane taktéž nezměněné. Lano tedy bude po renovaci stejné, případně nové stejného průměru i nosnosti. Původní konstrukci lana o $\phi 18$ mm můžeme vidět na obr. 2.4.



Obr. 2.4: Původní konstrukce lana

2.2.2 Původní lanové bubny

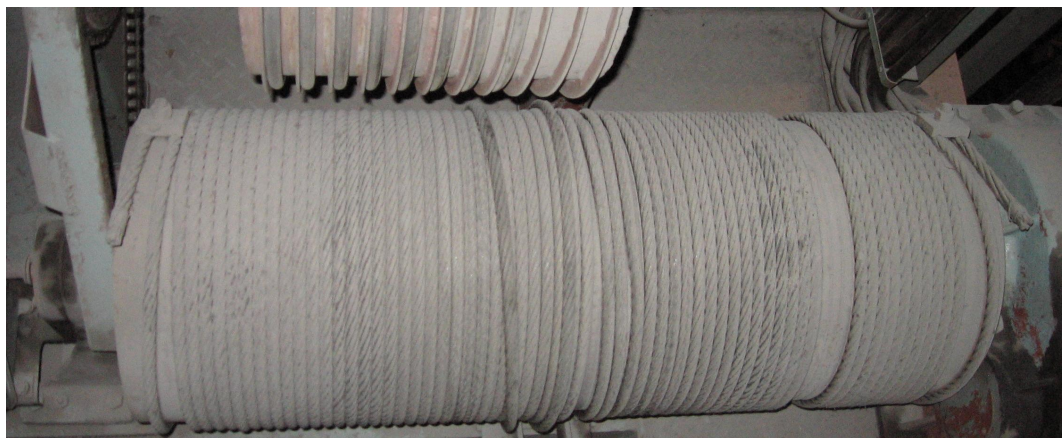
Před renovací bylo používáno lanového mechanismu pro zavírání drapáku, proto byl potřeba navíc lanový buben spolu s motorem a převodovku. Původní konstrukci lanových bubnů můžeme vidět na obr. 2.5.



Obr. 2.5: Původní konstrukce lanových bubnů

2.2.3 Původní uchycení konců lan

Pro uchycení konců lan bylo použito šroubovaných přídržek, po renovaci bude pro uchycení konců lan použito stejného mechanismu. Původní konstrukci uchycení konců lan můžeme vidět na obr. 2.6.



Obr. 2.6: Původní konstrukce uchycení konců lan

2.2.4 Původní provedení přitlačování lan

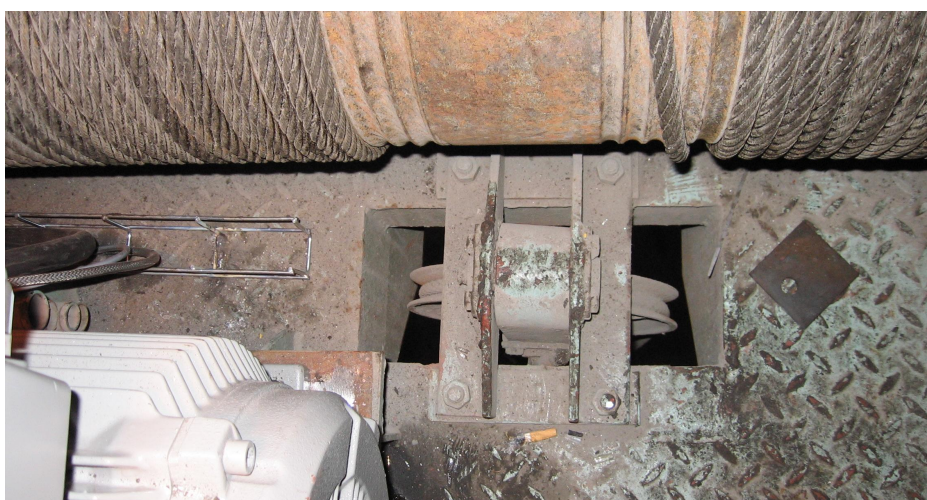
Před renovací bylo přitlačování lan oboustranné, toto bylo vhodné z důvodu dvou navíjecích bubnů. Po renovaci bude kvůli volbě hydraulického zavírání navíjecí buben pouze jeden, proto bude konstrukce přitlačování lan změněná. Původní konstrukce přitlačování lan můžeme vidět na obr. 2.7.



Obr. 2.7: Původní konstrukce přitlačování lan

2.2.5 Původní vyrovnávací kladka

Konstrukci vyrovnávací kladky si můžeme dovolit změnit, protože po renovaci se nám uvolní místo na kočce, kam ji můžeme umístit. Nové umístění vyrovnávací kladky dovolí snadnější přístup pro případné opravy oproti původnímu provedení. Původní konstrukci vyrovnávací kladky můžeme vidět na obr. 2.8.



Obr. 2.8: Původní konstrukce vyrovnávací kladky

3 NÁVRH ÚPRAV

3.1 Návrh pohonů mostového jeřábu

Výhody a nevýhody nových elektrických motorů vůči původním motorům jsou:

Výhody

- maximální konstantní záběrový moment, téměř v celém rozsahu otáček
- výsledná rychlost pohonu je libovolná a stálá v rozsahu otáček motoru a je nezávislá na zátěžovém momentu
- nemožnost reverzace pohybu (nízké opotřebení kol, dráhy)
- přesné a opakovatelné najíždění na polohu

Nevýhody

- citlivost na napájecí napětí a různé poruchy napájecí sítě
- zvýšená náročnost na izolaci vinutí motoru
- zvýšená náročnost na elektromagnetické odrušení
- nutnost umístění elektroniky řízení v prachutěsném prostředí

3.1.1 Návrh pohonu pojezdu kočky

tab. 3.1 Technické parametry kočky

značka	popis	jednotka	hodnota
m_q	hmotnost břemene	[kg]	8000
m_k	hmotnost kočky	[kg]	11260
L_k	rozchod kol kočky	[mm]	2200
Z_k	rozvor kol kočky	[mm]	3700
D_{kk}	průměr hnacího kola kočky	[mm]	320
v_k	rychlost pojezdu kočky	[m·min ⁻¹]	25
a_k	zrychlení kočky	[m·s ⁻²]	0,25

Volba otáček elektromotoru

Při výpočtu otáček elektromotoru vycházíme z původní převodovky, která má převodový poměr $i_p = 36,58$. Otáčky elektromotoru potom vypočítáme ze vztahu 3.1.

$$n_{mot} = \frac{i_p \cdot v_k}{D_{kk} \cdot \pi} \quad (3.1)$$

$$n_{mot} = \frac{36,58 \cdot 25}{0,32 \cdot \pi}$$

$$n_{mot} = 910 \text{ ot/min z katalogu volím } n_{mot} = 940 \text{ ot/min}$$

Skutečnou rychlost potom vypočítáme ze vztahu 3.2.

$$v_{kSk} = \frac{n_{mot} \cdot D_{kk} \cdot \pi}{i_p} \quad (3.2)$$

$$v_{kSk} = \frac{940 \cdot 0,32 \cdot \pi}{36,58}$$

$$v_{kSk} = 25,834 \text{ m/min} \cong 25,8 \text{ m/min}$$

Skutečná rychlost je v toleranci $\pm 10\%$ \Rightarrow vyhovuje.

Výpočet výkonu elektromotoru

tab. 3.2 Hodnoty potřebné pro výpočet výkonu elektromotoru

zn.	popis	jedn.	hodn.
e	rameno valivého odporu (ON 27 0106)	[-]	0,3
f _c	součinitel čepového tření (ON 27 0106)	[-]	0,015
r _k	poloměr čepu	[mm]	32,5
R _{kk}	poloměr hnacího kola kočky	[mm]	160
g	tíhové zrychlení	[m·s ⁻²]	9,81
χ	součinitel způsobu vedení jeřábu (ON 27 0106)	[-]	1
F _s	síla vzniklá od nakloněné roviny pojezdové dráhy	[N]	0
F ₁	síla vzniklá od působení bočního větru	[N]	0
η _c	celková mechanická účinnost převodovky	[-]	0,92
δ	součinitel kombinace pasivních odporů	[-]	1
κ	součinitel středního spouštěcího momentu (ON 27 0106)	[-]	1,8

Tažná sílu vypočítáme ze vztahu 3.3.

$$T = (m_k + m_q) \cdot g \cdot \left(\frac{e + f_c \cdot r_k}{R_{kk}} + \frac{L_k}{800 \cdot Z_k} \cdot \chi \right) \quad (3.3)$$

$$T = (11260 + 8000) \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{0,3 + 0,015 \cdot 32,5}{160} + \frac{2,2}{800 \cdot 3,7} \cdot 1 \right)$$

$$T = 1070,371 \text{ N} \cong 1070 \text{ N}$$

Výpočet výkonu, při ustálené rychlosti vypočítáme ze vztahu 3.4.

$$P_0 = \frac{[(T + F_1) \cdot \delta + F_s] \cdot v_{kSk}}{1000 \cdot \eta_c} \quad (3.4)$$

$$P_0 = \frac{[(1070 + 0) \cdot 1 + 0] \cdot 0,43}{1000 \cdot 0,92}$$

$$P_0 = 0,501 \text{ kW} \cong 0,5 \text{ kW}$$

Kontrola rozběhu motoru

Volím typ motoru 1LA7 113-6AA

Zvolený elektromotor má dostatečný výkon pro ustálenou jízdu, ale musíme zkontrolovat zdali bude mít dostatečný krouticím moment pro rozběh jeřábové kočky.

tab. 3.3 Hodnoty potřebné pro kontrolu rozběhu motoru

zn.	popis	jedn.	hodn.
M_N	jmenovitý moment motoru	[N·m]	22
P_m	výkon motoru	[kW]	2,2
M_{max}/M_N	poměrný moment zvratu při přímém spouštění	[-]	2,5
α	součinitel zahrnující vliv dalších rotujících hmotností	[-]	1,05
J_m	moment setrvačnosti motoru	[kg·m ²]	0,011

Maximální moment motoru vypočítáme ze vztahu 3.5.

$$\frac{M_{max}}{M_N} = 2,5 \Rightarrow M_{max} = 2,5 \cdot M_N \quad (3.5)$$

$$M_{max} = 2,5 \cdot 22$$

$$M_{max} = 55 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Dobu rozběhu vypočítáme ze vztahu 3.6.

$$t_{ak} = \frac{v_k}{a_k} \quad (3.6)$$

$$t_{ak} = \frac{0,417}{0,25}$$

$$t_{ak} = 1,666\text{s} \cong 1,667 \text{ s}$$

Výpočet momentu pasivních odporů vypočítáme ze vztahu 3.7.

$$M_T = T \cdot \frac{R_{kk}}{i_p \cdot \eta_c} \quad (3.7)$$

$$M_T = 1070 \cdot \frac{0,16}{36,58 \cdot 0,92}$$

$$M_T = 5,089 \text{ N}\cdot\text{m} \cong 5,1 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Výpočet síly potřebné ke zrychlení vypočítáme ze vztahu 3.8.

$$F_{zp} = (m_k + m_q) \cdot \frac{v_{ksk}}{t_{ak}} \quad (3.8)$$

$$F_{zp} = (11260 + 8000) \cdot \frac{0,43}{1,667}$$

$$F_{zp} = 4968,08 \text{ N} \cong 4970 \text{ N}$$

Výpočet momentu potřebného ke zrychlení vypočítáme ze vztahu 3.9.

$$M_{zp} = F_{zp} \cdot \frac{R_{kk}}{i_p \cdot \eta_c} \quad (3.9)$$

$$M_{zp} = 4970 \cdot \frac{0,16}{36,58 \cdot 0,92}$$

$$M_{zp} = 23,63 \text{ N}\cdot\text{m} \cong 23,6 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Moment zrychlujících sil hmotností rotujících vypočítáme ze vztahu 3.10.

$$M_{zr} = J_m \cdot \alpha \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{t_{ak}} \quad (3.10)$$

$$M_{zr} = 0,011 \cdot 1,05 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 15.667}{1,667}$$

$$M_{zr} = 0,682 \text{ N}\cdot\text{m} \cong 0,7 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Maximální rozběhový moment vypočítáme ze vztahu 3.11.

$$M_{roz} = (M_T + M_F) \cdot \delta + M_m + M_{zp} + M_{zr} \quad (3.11)$$

$$M_{roz} = (5,1 + 0) \cdot 1 + 0 + 23,6 + 0,7$$

$$M_{roz} = 29,4 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Poměrné vytížení záběrového momentu vypočítáme ze vztahu 3.12.

$$\epsilon = \frac{M_{roz}}{M_{max}} \quad (3.12)$$

$$\epsilon = \frac{29,4}{55}$$

$$\epsilon = 0,53 = 53 \% \leq \epsilon_{max} = 75 \% \Rightarrow \text{Vyhovuje.}$$

Skutečnou dobu rozběhu vypočítáme ze vztahu 3.13.

$$t_{aksk} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{(m_k + m_q) \cdot \frac{R_{kk}^2}{i_p^2 \cdot \eta_c} + \alpha \cdot J_m}{\kappa \cdot M_N - (M_T \pm M_F) \cdot \delta} \cdot n \quad (3.13)$$

$$t_{aksk} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{(11260 + 8000) \cdot \frac{0,16^2}{36,58^2 \cdot 0,92} + 1,05 \cdot 0,011}{1,8 \cdot 22 - (5,1 \pm 0) \cdot 1} \cdot 15,667$$

$$t_{aksk} = 1,19 \text{ s} \cong 1,2 \text{ s}$$

3.1.2 Návrh pohonu pojezdu mostu

tab. 3.4 Technické parametry mostu

značka	popis	jednotka	hodnota
m_q	hmotnost břemene	[kg]	8000
m_j	hmotnost jeřábu	[kg]	26950
L_m	rozpětí jeřábu	[mm]	16500
Z_m	rozvor kol mostu	[mm]	4100
D_{km}	průměr hnacího kola mostu	[mm]	500
v_m	rychlost pojezdu mostu	[m·min ⁻¹]	80
a_m	zrychlení mostu	[m·s ⁻²]	0,25

Volba otáček elektromotoru

Při výpočtu otáček elektromotoru vycházíme z původní převodovky, která má převodový poměr $i_p = 18$. Otáčky elektromotoru potom vypočítáme ze vztahu 3.14.

$$n_{mot} = \frac{i_p \cdot v_m}{D_{km} \cdot \pi} \quad (3.14)$$

$$n_{mot} = \frac{18 \cdot 80}{0,5 \cdot \pi}$$

$$n_{mot} = 916,7 \text{ ot/min z katalogu volím } n_{mot} = 950 \text{ ot/min}$$

Skutečnou rychlost potom vypočítáme ze vztahu 3.15.

$$v_{msk} = \frac{n_{mot} \cdot D_{km} \cdot \pi}{i_p} \quad (3.15)$$

$$v_{msk} = \frac{950 \cdot 0,5 \cdot \pi}{18}$$

$$v_{msk} = 82,9 \text{ m/min} \cong 83 \text{ m/min}$$

Skutečná rychlost je v toleranci $\pm 10\% \Rightarrow$ vyhovuje.

Výpočet výkonu elektromotoru

tab. 3.5 Hodnoty potřebné pro výpočet výkonu elektromotoru

zn.	popis	jedn.	hodn.
e	rameno valivého odporu (ON 27 0106)	[-]	0,5
f _c	součinitel čepového tření (ON 27 0106)	[-]	0,015
r _m	poloměr čepu	[mm]	45
R _{km}	poloměr hnacího kola mostu	[mm]	250
g	tíhové zrychlení	[m·s ⁻²]	9,81
χ	součinitel způsobu vedení jeřábu (ON 27 0106)	[-]	1
F _s	síla vzniklá od nakloněné roviny pojezdové dráhy	[N]	0
F ₁	síla vzniklá od působení bočního větru	[N]	0
η _c	celková mechanická účinnost převodovky	[-]	0,92
δ	součinitel kombinace pasivních odporů	[-]	1
κ	součinitel středního spouštěcího momentu (ON 27 0106)	[-]	1,8

Tažná sílu vypočítáme ze vztahu 3.16.

$$T = (m_j + m_q) \cdot g \cdot \left(\frac{e + f_c \cdot r_m}{R_{km}} + \frac{L_m}{800 \cdot Z_m} \cdot \chi \right) \quad (3.16)$$

$$T = (26950 + 8000) \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{0,5 + 0,015 \cdot 45}{250} + \frac{16,5}{800 \cdot 4,1} \cdot 1 \right)$$

$$T = 3336,19 \text{ N} \cong 3340 \text{ N}$$

Výpočet výkonu, při ustálené rychlosti vypočítáme ze vztahu 3.17.

$$P_0 = \frac{[(T + F_1) \cdot \delta + F_s] \cdot v_{msk}}{1000 \cdot \eta_c} \quad (3.17)$$

$$P_0 = \frac{[(3340 + 0) \cdot 1 + 0] \cdot 1,38}{1000 \cdot 0,92}$$

$$P_0 = 5,01 \text{ kW} \cong 5 \text{ kW}$$

Kontrola rozběhu motoru

Volím typ motoru 1LA7 134-6AA

Zvolený elektromotor má dostatečný výkon pro ustálenou jízdu, ale musíme zkontrolovat zdali bude mít dostatečný krouticím moment pro rozběh mostového jeřábu.

tab. 3.6 Hodnoty potřebné pro kontrolu rozběhu motoru

zn.	popis	jedn.	hodn.
M_N	jmenovitý moment motoru	[N·m]	55
P_m	výkon motoru	[kW]	5,5
M_{max}/M_N	poměrný moment zvratu při přímém spouštění)	[-]	2,6
α	součinitel zahrnující vliv dalších rotujících hmotností	[-]	1,05
J_m	moment setrvačnosti motoru	[kg·m ²]	0,025

Maximální moment motoru vypočítáme ze vztahu 3.18.

$$\frac{M_{max}}{M_N} = 2,6 \Rightarrow M_{max} = 2,6 \cdot M_N \quad (3.18)$$

$$M_{max} = 2,6 \cdot 55$$

$$M_{max} = 143 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Dobu rozběhu vypočítáme ze vztahu 3.19.

$$t_{am} = \frac{v_m}{a_m} \quad (3.19)$$

$$t_{am} = \frac{1,333}{0,25}$$

$$t_{am} = 5,333\text{s} \cong 5,33 \text{ s}$$

Výpočet momentu pasivních odporů vypočítáme ze vztahu 3.20.

$$M_T = T \cdot \frac{R_{km}}{i_p \cdot \eta_c} \quad (3.20)$$

$$M_T = 3340 \cdot \frac{0,25}{18 \cdot 0,92}$$

$$M_T = 50,42 \text{ N}\cdot\text{m} \cong 50,4 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Výpočet síly potřebné ke zrychlení vypočítáme ze vztahu 3.21.

$$F_{zp} = (m_j + m_q) \cdot \frac{v_m}{t_{am}} \quad (3.21)$$

$$F_{zp} = (26950 + 8000) \cdot \frac{1,38}{5,33}$$

$$F_{zp} = 9048,97 \text{ N} \cong 9050 \text{ N}$$

Výpočet momentu potřebného ke zrychlení vypočítáme ze vztahu 3.22.

$$M_{zp} = F_{zp} \cdot \frac{R_{km}}{i_p \cdot \eta_c} \quad (3.22)$$

$$M_{zp} = 9050 \cdot \frac{0,25}{18 \cdot 0,92}$$

$$M_{zp} = 136,62 \text{ N}\cdot\text{m} \cong 136,6 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Moment zrychlujících sil hmotností rotujících vypočítáme ze vztahu 3.23.

$$M_{zr} = J_m \cdot \alpha \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{t_{am}} \quad (3.23)$$

$$M_{zr} = 0,025 \cdot 1,05 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 15,833}{5,33}$$

$$M_{zr} = 0,49 \text{ N}\cdot\text{m} \cong 0,5 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Maximální rozběhový moment vypočítáme ze vztahu 3.24.

$$M_{roz} = (M_T + M_F) \cdot \delta + M_m + M_{zp} + M_{zr}. \quad (3.24)$$

$$M_{roz} = (50,4 + 0) \cdot 1 + 0 + 136,6 + 0,5$$

$$M_{roz} = 187,5 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Maximální rozběhový moment na jeden motor vypočítáme ze vztahu 3.25.

$$M_{roz1} = \frac{M_{roz}}{2} \quad (3.25)$$

$$M_{roz1} = \frac{187,5}{2}$$

$$M_{roz1} = 93,75 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Poměrné vytížení záběrového momentu vypočítáme ze vztahu 3.26.

$$\epsilon = \frac{M_{roz1}}{M_{max}} \quad (3.26)$$

$$\epsilon = \frac{93,75}{143}$$

$$\epsilon = 0,655 = 65,5 \% \leq \epsilon_{max} = 75 \% \Rightarrow \text{Vyhovuje.}$$

Skutečnou dobu rozběhu můžeme podle normy ON 27 0106 určit taky empiricky z tabulky pro dobu rozjezdů

$$t_{amsk} = 6,86 \text{ s} \cong 7 \text{ s}$$

3.1.3 Návrh pohonu hlavního zdvihu

tab. 3.7 Technické parametry hlavního zdvihu

značka	popis	jednotka	hodnota
m_q	hmotnost břemene	[kg]	8000
m_{kl}	hmotnost kladnice	[kg]	220
v_z	rychlost zdvihu	[m·min ⁻¹]	25
a_z	zrychlení zdvihu	[m·s ⁻²]	0,25
D_b	průměr navíjecího bubnu	[mm]	500
n_{mot}	otáčky motoru	[ot·min ⁻¹]	980
i_k	převodový poměr kladnice	[-]	2
η_c	celková účinnost zved. mechanismu	[-]	0,893

Volba otáček elektromotoru

Při výpočtu otáček elektromotoru vycházíme z původní převodovky, která má převodový poměr $i_p = 31$. Otáčky elektromotoru potom vypočítáme ze vztahu 3.27.

$$n_{mot} = \frac{i_k \cdot i_p \cdot v_z}{D_b \cdot \pi} \quad (3.27)$$

$$n_{mot} = \frac{2 \cdot 31 \cdot 25}{0,5 \cdot \pi}$$

$$n_{mot} = 986,76 \text{ ot/min z katalogu volím } n_{mot} = 980 \text{ ot/min}$$

Skutečnou rychlost vypočítáme ze vztahu 3.28.

$$v_{zsk} = \frac{n_{mot} \cdot D_b \cdot \pi}{i_p \cdot i_k} \quad (3.28)$$

$$v_{zsk} = \frac{980 \cdot 0,5 \cdot \pi}{31 \cdot 2}$$

$$v_{zsk} = 24,829 \text{ m/min} \cong 24,8 \text{ m/min}$$

Skutečná rychlost je v toleranci $\pm 10\% \Rightarrow$ vyhovuje.

Výpočet výkonu elektromotoru

Potřebný výkon motoru při ustáleném pohybu vypočítáme ze vztahu 3.29.

$$P_0 = \frac{v_{zsk} \cdot (m_q + m_{kl}) \cdot g}{1000 \cdot \eta_c} \quad (3.29)$$

$$P_0 = \frac{0,413 \cdot (8000 + 220) \cdot 9,81}{1000 \cdot 0,893}$$

$$P_0 = 37,368 \text{ kW} \cong 37,4 \text{ kW}$$

Kontrola rozběhu motoru

Volím typ motoru 1LG4 253-6AA

Zvolený elektromotor má dostatečný výkon pro ustálenou jízdu, ale musíme zkontrolovat zdali bude mít dostatečný kroutícím moment pro rozběh hlavního zdvihu.
tab. 3.8 Hodnoty potřebné pro kontrolu rozběhu motoru hlavního zdvihu

zn.	popis	jedn.	hodn.
M_N	jmenovitý moment motoru	[N·m]	361
P_m	výkon motoru	[kW]	37
M_{max}/M_N	poměrný moment zvratu při přímém spouštění	[-]	2,3
α	součinitel zahrnující vliv dalších rotujících hmotností	[-]	1,05
J_m	moment setrvačnosti motoru	[kg·m ²]	0,762
J_b	moment setrvačnosti brzdového bubnu	[kg·m ²]	1,186

Maximální moment motoru vypočítáme ze vztahu 3.30.

$$\frac{M_{max}}{M_N} = 2,3 \Rightarrow M_{max} = 2,3 \cdot M_N \quad (3.30)$$

$$M_{max} = 2,3 \cdot 361$$

$$M_{max} = 830,3 \text{ N}\cdot\text{m} \cong 830 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Dobu rozběhu vypočítáme ze vztahu 3.31.

$$t_{az} = \frac{v_z}{a_z} \quad (3.31)$$

$$t_{az} = \frac{0,416}{0,25}$$

$$t_{az} = 1,666 \text{ s} \cong 1,67 \text{ s}$$

Statický moment břemene na hřídeli vypočítáme ze vztahu 3.32.

$$M_{st} = \frac{D_b \cdot (m_q + m_{kl}) \cdot g}{2 \cdot i_k \cdot i_p \cdot \eta_c} \quad (3.32)$$

$$M_{st} = \frac{0,5 \cdot (8000 + 220) \cdot 9,81}{2 \cdot 2 \cdot 31 \cdot 0,893}$$

$$M_{st} = 364,11 \text{ N}\cdot\text{m} \cong 364 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Moment zrychlujících sil posuvných hmotností vypočítáme ze vztahu 3.33.

$$M_{zp} = M_{st} \cdot \frac{v_{zsk}}{g \cdot t_{az}} \quad (3.33)$$

$$M_{zp} = 364 \cdot \frac{0,413}{9,81 \cdot 1,67}$$

$$M_{zp} = 17,16 \text{ N}\cdot\text{m} \cong 17,2 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Moment zrychlujících sil rotujících hmotností redukovaný na hřídel vypočítáme ze vztahu 3.34.

$$M_{zr} = \alpha \cdot (J_m + J_b) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{t_a} \quad (3.34)$$

$$M_{zr} = 1,05 \cdot (0,762 + 1,186) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 16,33}{1,667}$$

$$M_{zr} = 125,5 \text{ N}\cdot\text{m} \cong 126 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Výsledný moment při rozběhu pak vypočítáme ze vztahu 3.35.

$$M_{roz} = M_{st} + M_{zp} + M_{zr} \quad (3.35)$$

$$M_{roz} = 364 + 17,2 + 126$$

$$M_{roz} = 507,2 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Poměrné vytížení záběrového momentu vypočítáme ze vztahu 3.36.

$$\epsilon = \frac{M_{roz}}{M_{max}} \quad (3.36)$$

$$\epsilon = \frac{507,2}{830}$$

$$\epsilon = 0,611 = 61,1 \% \leq \epsilon_{max} = 75\% \Rightarrow \text{Vyhovuje.}$$

Kontrola brzdy

Volím typ brzdy 400

tab. 3.9 Hodnoty potřebné pro kontrolu brzdy hlavního zdvihu

zn.	popis	jedn.	hodn.
M_b	brzdňý moment zvolené brzdy	[N·m]	1000
k_b	součinitel bezpečnosti brzdy (dle ON 270106)	[-]	1,75

Skutečně ubrzděný moment vypočítáme ze vztahu 3.37.

$$M_u = k_b \cdot M_{st} \quad (3.37)$$

$$M_u = 1,75 \cdot 364$$

$$M_u = 617,75 \text{ N}\cdot\text{m} \cong 618 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Skutečnou dobu při spouštění vypočítáme ze vztahu 3.38.

$$t_{bs} = \alpha \cdot (J_m + J_b) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{M_u - M_{st}} \quad (3.38)$$

$$t_{bs} = 1,05 \cdot (0,762 + 1,186) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 16,333}{618 - 364}$$

$$t_{bs} = 0,826 \text{ s} \cong 0,83 \text{ s}$$

Zpomalení při brzdění spočítáme ze vztahu 3.39.

$$a_b = \frac{v_{zs}}{t_{bs}} \quad (3.39)$$

$$a_b = \frac{0,413}{0,83}$$

$$a_b = 0,343 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \cong 0,34 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Brzdnou dráhu vypočítáme ze vztahu 3.40.

$$s_b = \frac{1}{2} \cdot a_b \cdot t_{bs}^2 \quad (3.40)$$

$$s_b = \frac{1}{2} \cdot 0,343 \cdot 0,83^2$$

$$s_b = 0,118 \text{ m} \cong 118 \text{ mm}$$

3.1.4 Návrh pohonu pomocného zdvihu

tab. 3.10 Technické parametry pomocného zdvihu

značka	popis	jednotka	hodnota
m_q	hmotnost břemene	[kg]	5000
m_{kl}	hmotnost kladnice	[kg]	150
v_z	rychlost zdvihu	[m·min ⁻¹]	25
a_z	zrychlení zdvihu	[m·s ⁻²]	0,25
D_b	průměr navíjecího bubnu	[mm]	415
i_k	převodový poměr kladnice	[-]	2
η_c	celková účinnost zved. mechanismu	[-]	0,893

Volba otáček elektromotoru

Při výpočtu otáček elektromotoru vycházíme z původní převodovky, která má převodový poměr $i_p=25,31$. Otáčky elektromotoru potom vypočítáme ze vztahu 3.41.

$$n_{mot} = \frac{i_k \cdot i_p \cdot v_z}{D_b \cdot \pi} \quad (3.41)$$

$$n_{mot} = \frac{2 \cdot 25,31 \cdot 25}{0,415 \cdot \pi}$$

$$n_{mot} = 970,65 \text{ ot/minz katalogu volím } n_{mot} = 978 \text{ ot/min}$$

Skutečnou rychlost vypočítáme ze vztahu 3.42.

$$v_{zsk} = \frac{n_{mot} \cdot D_b \cdot \pi}{i_p \cdot i_k} \quad (3.42)$$

$$v_{zsk} = \frac{980 \cdot 0,415 \cdot \pi}{25,31 \cdot 2}$$

$$v_{zsk} = 25,19 \text{ m/min} \cong 25,2 \text{ m/min}$$

Skutečná rychlost je v toleranci $\pm 10\%$ \Rightarrow vyhovuje.

Výpočet výkonu elektromotoru

Potřebný výkon motoru při ustáleném pohybu vypočítáme ze vztahu 3.43.

$$P_0 = \frac{v_{zsk} \cdot (m_q + m_k) \cdot g}{1000 \cdot \eta_c} \quad (3.43)$$

$$P_0 = \frac{0,42 \cdot (5000 + 150) \cdot 9,81}{1000 \cdot 0,893}$$

$$P_0 = 23,73 \text{ kW} \cong 24 \text{ kW}$$

Kontrola rozběhu motoru

Zvolený elektromotor má dostatečný výkon pro ustálenou jízdu, ale musíme zkontrolovat zdali bude mít dostatečný kroutícím moment pro rozběh pomocného zdvihu.

tab. 3.11 Hodnoty potřebné pro kontrolu rozběhu motoru pomocného zdvihu

zn.	popis	jedn.	hodn.
M_N	jmenovitý moment motoru	[N·m]	293
P_m	výkon motoru	[kW]	30
M_{max}/M_N	poměrný moment zvratu při přímém spouštění)	[-]	2,5
α	součinitel zahrnující vliv dalších rotujících hmotností	[-]	1,05
J_m	moment setrvačnosti motoru	[kg·m ²]	0,492
J_b	moment setrvačnosti brzdového bubnu	[kg·m ²]	0,36

Maximální moment motoru vypočítáme ze vztahu 3.44.

$$\frac{M_{max}}{M_N} = 2,5 \Rightarrow M_{max} = 2,5 \cdot M_N \quad (3.44)$$

$$M_{max} = 2,5 \cdot 293$$

$$M_{max} = 732,5 \text{ N}\cdot\text{m} \cong 733 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Dobu rozběhu vypočítáme ze vztahu 3.45.

$$t_{az} = \frac{v_z}{a_z} \quad (3.45)$$

$$t_{az} = \frac{0,416}{0,25}$$

$$t_{az} = 1,666 \text{ s} \cong 1,667 \text{ s}$$

Statický moment břemene na hřídeli vypočítáme ze vztahu 3.46.

$$M_{st} = \frac{D_b \cdot (m_q + m_{kl}) \cdot g}{2 \cdot i_k \cdot i_p \cdot \eta_c} \quad (3.46)$$

$$M_{st} = \frac{0,415 \cdot (5000 + 150) \cdot 9,81}{2 \cdot 2 \cdot 25,31 \cdot 0,893}$$

$$M_{st} = 231,9 \text{ N}\cdot\text{m} \cong 232 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Moment zrychlujících sil posuvných hmotností vypočítáme ze vztahu 3.47.

$$M_{zp} = M_{st} \cdot \frac{v_{zs}}{g \cdot t_a} \quad (3.47)$$

$$M_{zp} = 232 \cdot \frac{0,42}{9,81 \cdot 1,667}$$

$$M_{zp} = 11,12 \text{ N}\cdot\text{m} \cong 11,1 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Moment zrychlujících sil rotujících hmotností redukováný na hřídel vypočítáme ze vztahu 3.48.

$$M_{zr} = \alpha \cdot (J_m + J_b) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{t_a} \quad (3.48)$$

$$M_{zr} = 1,05 \cdot (0,492 + 0,36) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 16,33}{1,667}$$

$$M_{zr} = 55,06 \text{ N}\cdot\text{m} \cong 55,1 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Výsledný moment při rozběhu pak vypočítáme ze vztahu 3.49.

$$M_{roz} = M_{st} + M_{zp} + M_{zr} \quad (3.49)$$

$$M_{roz} = 232 + 11,1 + 55,1$$

$$M_{roz} = 298,2 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Poměrné vytížení záběrového momentu vypočítáme ze vztahu 3.50.

$$\epsilon = \frac{M_{roz}}{M_{max}} \quad (3.50)$$

$$\epsilon = \frac{298,2}{733}$$

$$\epsilon = 0,407 = 41 \% \leq \epsilon_{max} = 75\% \Rightarrow \text{Vyhovuje.}$$

Kontrola brzdy

Volím typ brzdy 320

tab. 3.12 Hodnoty brzdy pomocného zdvihu

zn.	popis	jedn.	hodn.
M_b	brzdňý moment zvolené brzdy	[N·m]	446
k_b	součinitel bezpečnosti brzdy (dle ON 270106)	[-]	1,75

Skutečně ubrzděný moment vypočítáme ze vztahu 3.51.

$$M_u = k_b \cdot M_{st} \quad (3.51)$$

$$M_u = 1,75 \cdot 232$$

$$M_u = 406 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Skutečnou dobu při spouštění vypočítáme ze vztahu 3.52.

$$t_{bs} = \alpha \cdot (J_m + J_b) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{M_u - M_{st}} \quad (3.52)$$

$$t_{bs} = 1,05 \cdot (0,492 + 0,36) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 16,333}{406 - 232}$$

$$t_{bs} = 0,527 \text{ s} \cong 0,53 \text{ s}$$

Zpomalení při brzdění spočítáme ze vztahu 3.53.

$$a_b = \frac{v_{zs}}{t_{bs}} \quad (3.53)$$

$$a_b = \frac{0,42}{0,53}$$

$$a_b = 0,222 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2} \cong 0,22 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$$

Brzdnou dráhu vypočítáme ze vztahu 3.54.

$$s_b = \frac{1}{2} \cdot a_b \cdot t_{bs}^2 \tag{3.54}$$

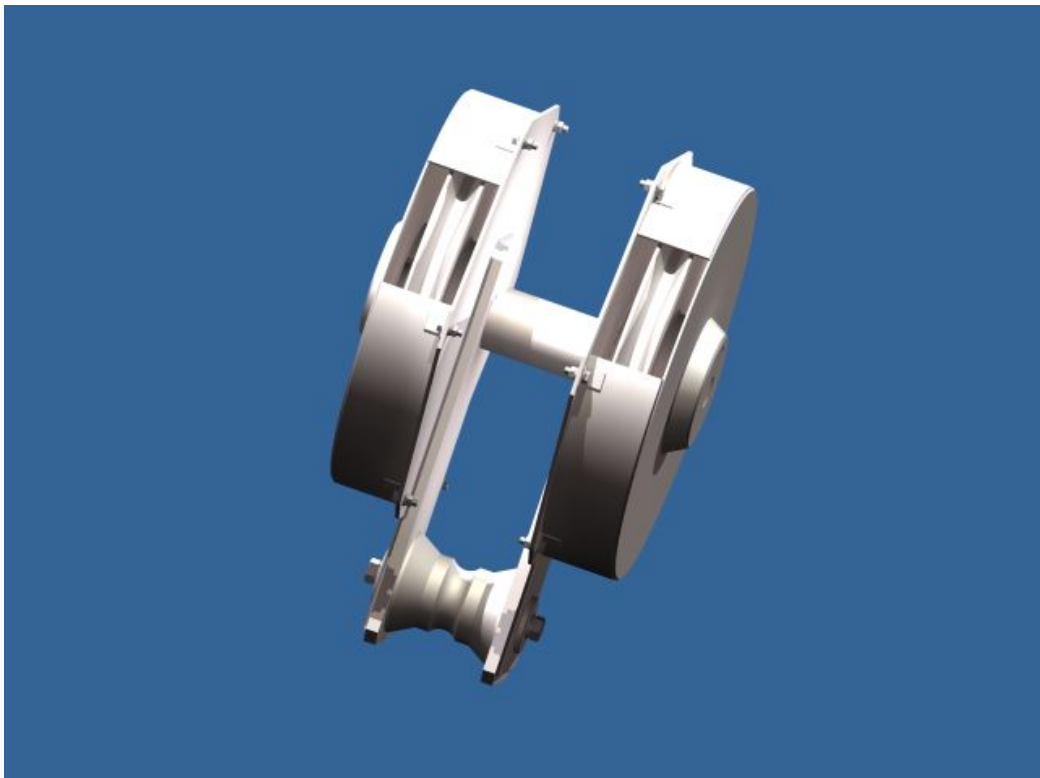
$$s_b = \frac{1}{2} \cdot 0,22 \cdot 0,53^2$$

$$s_b = 0,031 \text{ m} \cong 31 \text{ mm}$$

3.2 Návrh mechanismu zvedání

Veškeré pevnostní analýzy mají pouze orientační význam výpočtu. Měřítko deformace je nastaveno pro všechny prováděné pevnostní analýzy 10:1, výpočet probíhal podle podmínky plasticity HMM.

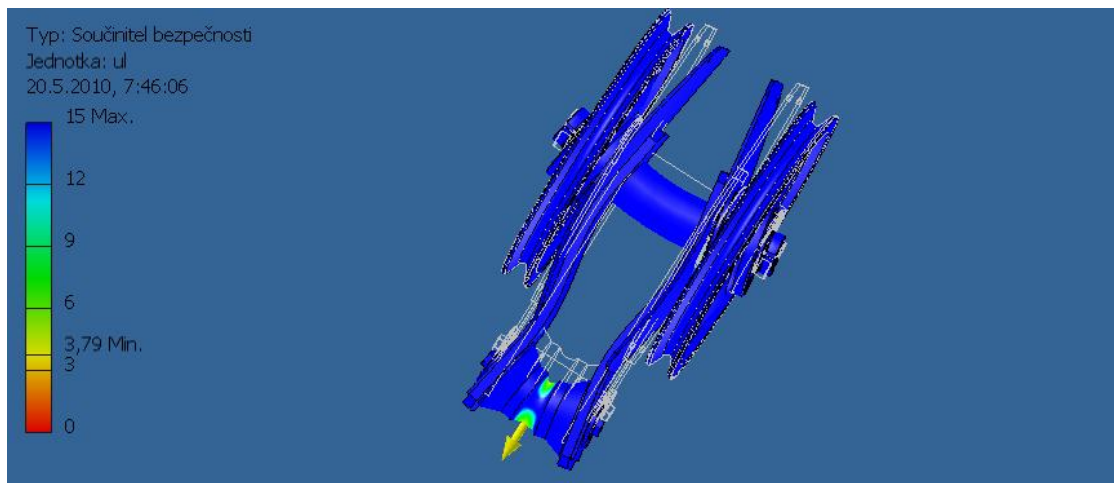
3.2.1 Návrh kladnice



Obr. 3.1: Návrh kladnice

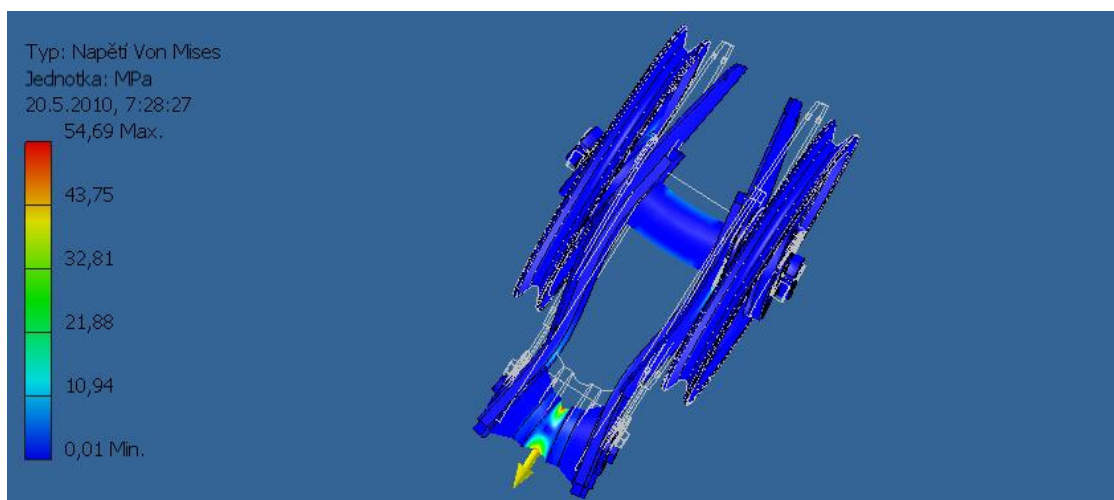
Návrh kladnice můžeme vidět na obrázku 3.1.

Výsledek provedené pevnostní analýzy můžeme vidět v podobě koeficientu bezpečnosti na obrázku 3.2, nebo v podobě maximálního napětí na obrázku 3.3.



Obr. 3.2: Koeficient bezpečnosti kladnice

Nejnižší koeficient bezpečnosti vidíme na obrázku 3.2 jako místo, které je označeno žlutou barvou. Jak můžeme dále vidět z obrázku nejnížší koeficient bezpečnosti je 3,79 a nejvyšší koeficient bezpečnosti je 15.

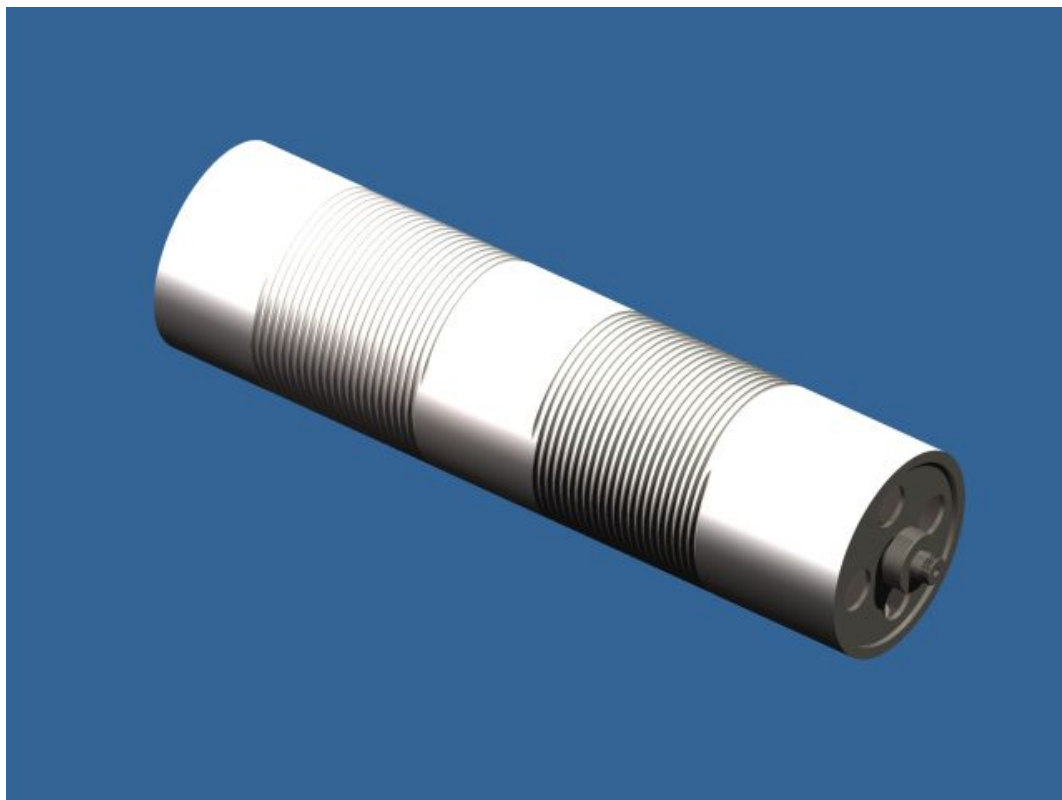


Obr. 3.3: Maximální napětí

Na obrázku 3.3 můžeme vidět místo maximálního napětí v podobě červené barvy. Jak můžeme dále vidět z obrázku nejvyšší hodnota napětí je 54,69 Mpa.

3.2.2 Návrh lanového bubnu

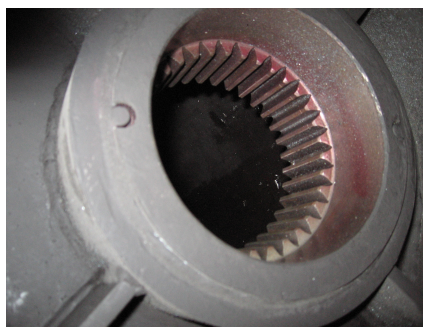
Lanový buben je hlavní částí při procesu zvedání i spouštění, zatížení lanových bubnů je poměrně komplikované dokonce natolik, že nemám prostředky na provedení pevnostní analýzy. Návrh lanového bubnu můžeme vidět na obrázku 3.4, dále jednotlivé detaily konců můžeme vidět na obrázcích 3.5 a 3.6.



Obr. 3.4: Návrh lanového bubnu



Obr. 3.5: Detail ložiska



Obr. 3.6: Detail náboje

3.2.3 Návrh přitlačování lan

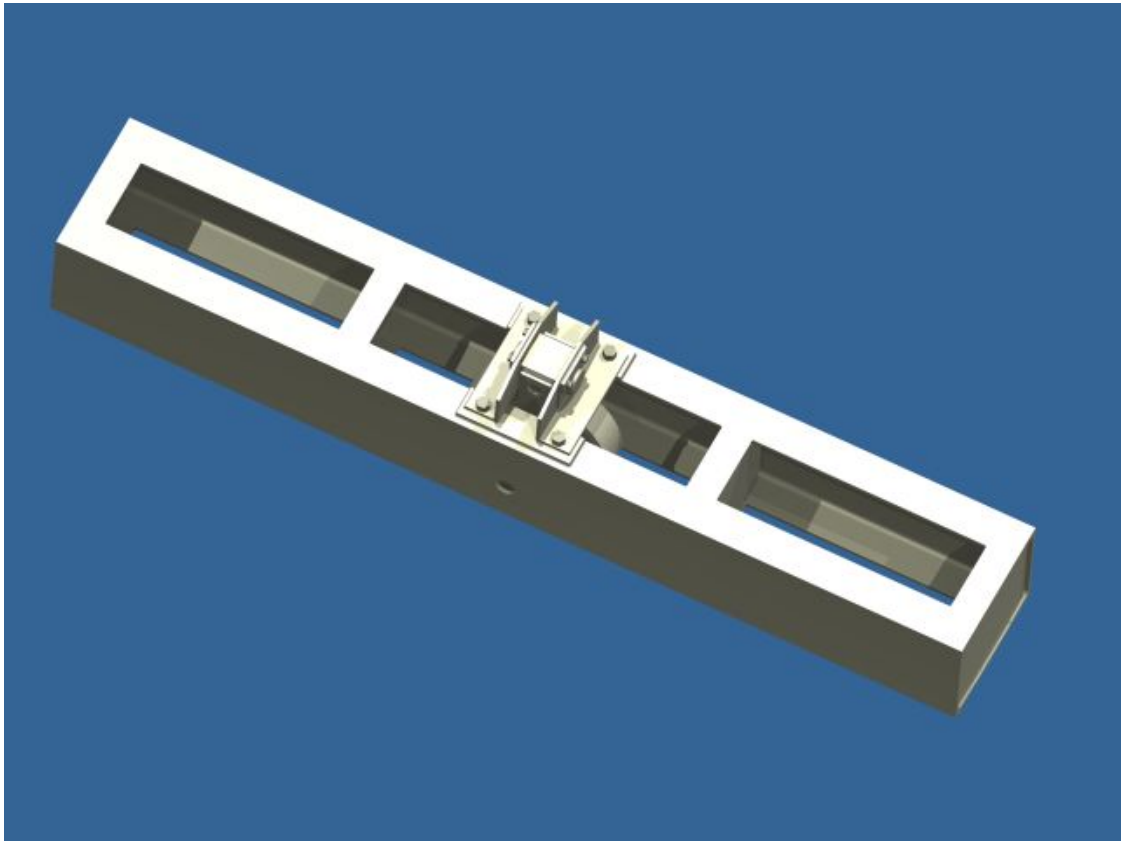
Na obrázku 3.7 můžeme vidět návrh mechanismu přitlačování lan. Tento mechanismus slouží jako pojistka proti vyskočení navíjeného lana z drážky lanového bubnu a následnému poškození. Přitlačovací mechanismus bude navařen na rám vyrovnávací klady do výšky vodorovné osy lanového bubnu.



Obr. 3.7: Návrh přitlačování lan

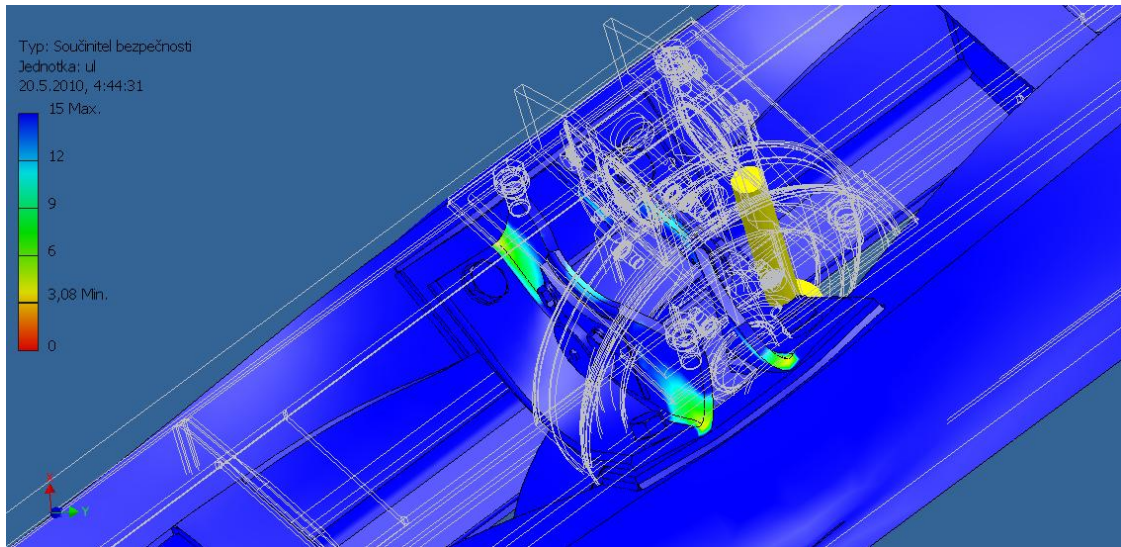
3.2.4 Návrh vyrovnávací kladky

Úkolem vyrovnávací kladky je vyrovnávat tah v jednotlivých větvích lana. Jakékoliv zvětšení průměru kladky, nebo lana má za následek zvýšení životnosti lana. Kladky jsou vyrobeny z lité oceli 42 2652.1 nebo 42 2550. Návrh vyrovnávací můžeme vidět na obrázku 3.8.



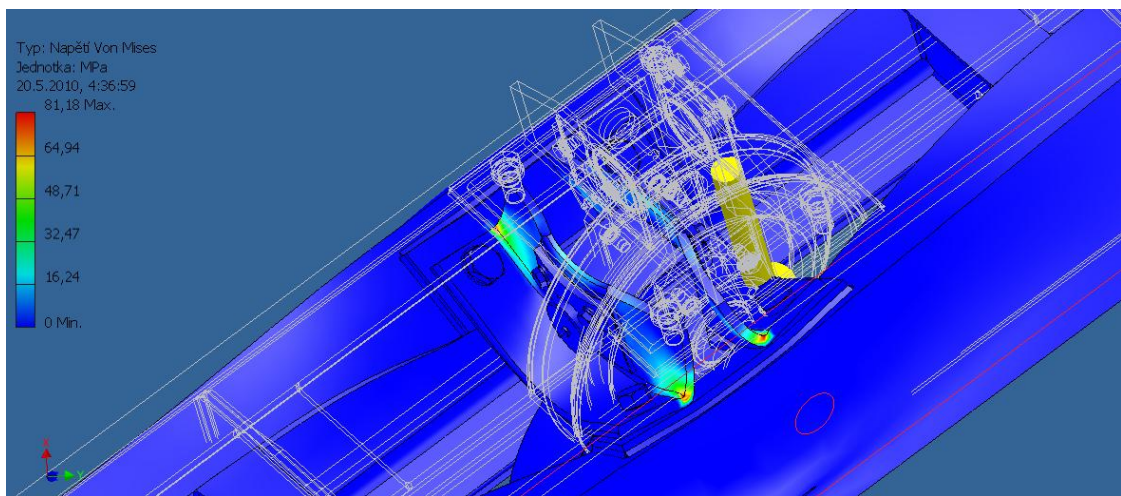
Obr. 3.8: Návrh vyrovnávací kladky

Výsledek provedené pevnostní analýzy můžeme vidět v podobě koeficientu bezpečnosti na obrázku 3.9, nebo v podobě maximálního napětí na obrázku 3.10. Zatěžující síla byla zvolena 4000kg, pevná vazba je na spodní ploše rámu vyrovnávací kladky, protože vyrovnávací kladka bude umístěna na kočce na místě, kde byl dříve umístěn lanový buben pro mechanismus zavírání drapáku.



Obr. 3.9: Koeficient bezpečnosti vyrovnávací kladky

Nejnižší koeficient bezpečnosti vidíme na obrázku 3.9 jako místo, které je označeno žlutou barvou. Jak můžeme dále vidět z obrázku nejnížší koeficient bezpečnosti je 3,08. Nejvyšší hodnota koeficientu je zobrazena modrou barvou a je rovna 15.



Obr. 3.10: Maximální napětí

Na obrázku 3.10 můžeme vidět místo maximálního napětí v podobě červené barvy. Jak můžeme dále vidět z obrázku nejvyšší hodnota napětí je 81,18 Mpa.

4 ZÁVĚR

Renovace mostového jeřábu probíhala hned z několika důvodů. Mezi hlavní důvody renovace můžeme zahrnout zastaralé provedení zavírání mechanismu drapáku, které mělo za následek nutnost časté výměny ocelového lana pro zavírání. Dalším důvodem renovace byl stav elektromotorů a jejich neschopnost uvést mostový jeřáb do pohybu na nižší rychlostní stupně. Pojízďení mostu a kočky bylo velmi neefektivní z ekonomického hlediska jelikož jak je uvedeno v kapitole 2.1 docházelo velkým energetickým ztrátám v podobě nežádoucí tepelné energie, která bylo vyzařována do okolí z takzvaných odporníků. Při renovaci byly použity asynchronní elektromotory s kotvou nakrátko, které jsou napájeny frekvenčním měničem, jehož hlavní výhodou je přesná regulace otáček elektromotorů a navíc nedochází k plýtvání elektrické energie. Při renovaci došlo k nahrazení drapáku za spodní kladnici, na kterou se zavěsí typovaný hydraulicky zavíraný drapák. Při návrhu motorů byl zachován převodový poměr u jednotlivých převodovek a to ze dvou důvodů. Prvním důvodem pro zachování původních převodovek byla ekonomická stránka a druhým důvodem je provedení převodovek. Rozdíl mezi novými a původními je hlavně v možné životnosti těchto převodovek. Původní převodovky jsou realizovány velkými ozubenými koly se šikmými zuby a mají po přetěsnění a vyčištění téměř nekonečnou životnost. Oproti tomu nové převodovky jsou realizovány pomocí šnekového převodu převodu a jejich životnost výrobce garantuje v rozmezí několik desítek let. Při navrhování konstrukčních součástí jsem plně využil programu Autodesk inventor 2010, kde jsem navrhoval dílčí sestavy již od samostatných součástek. Jelikož byla renovace prováděna i ve skutečnosti, musel jsem své návrhy a výpočty konzultovat s konstruktéry z konstrukčního oddělení firmy Slovácké strojírny a.s. sídlem v Uherském Brodě ,které jsem požádal o pomoc a rady.

LITERATURA

- [1] BOLDIŠ, P. *Bibliografické citace dokumentů podle ČSN ISO 690 a ČSN ISO 690-2* [online]. 2001, poslední aktualizace 11. 11. 2004 [cit. 17. 2. 2005]. Dostupné z URL: <<http://www.boldis.cz/citace/citace.html>>.
- [2] REMTA, František; KUPKA, Ladislav.: *Jeřáby.*, 1.díl. Praha 1 : SNTL, 1974. 648 s.
- [3] ON 27 0106. *Návrh oborové normy.: Navrhování mechanismů jeřábů.*, ON 27 0106. Praha 10, Hostivař : ÚNM, 1977. 52 s.
- [4] REMTA, František; KUPKA, Ladislav; DRAŽAN, František.: *Zdvíhací zařízení.*, 2.díl. Praha 1 : SNTL, 1973.
- [5] *Niederspannungs MOTOREN* [online]. cat_m_11_2003_2004_en.pdf Dostupné z WWW: <www1.siemens.cz/ad/current/index.php?ctxnh=0000000000&ctxp=home&msite=file_details&fnh=9520f8d399&PHPSESSID=c956473a6b9ced4c373a42e9af9584f1>.
- [6] MYNÁŘ, B., KAŠPÁREK, J.: *Dopravní a manipulační zařízení*, Brno, Skriptum pro bakalářské studium
- [7] REMTA, F., KUPKA, L.: *Jeřáby, II. a III. díl*, SNTL, Praha 1961
- [8] HAMMER, Miloš.: *Elektrotechnika a elektronika. Přednášky. 1.*, vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno, 2006. 134 s. Učební texty Vysokého učení technického v Brně. Fakulta strojního inženýrství. ISBN 80-214-3334-5.

SEZNAM SYMBOLŮ, VELIČIN A ZKRATEK

symbol	jednotka	popis
m_q	[kg]	hmotnost břemene
m_k	[kg]	hmotnost kočky
L_k	[mm]	rozchod kol kočky
Z_k	[mm]	rozvor kol kočky
v_k	[m·s ⁻¹]	rychlost kočky
a_k	[m·s ⁻²]	zrychlení kočky
v_p	[m·s ⁻¹]	původní rychlost
a_p	[m·s ⁻²]	původní zrychlení
i_p	[-]	převodový poměr
n_{mot}	[ot·min ⁻¹]	otáčky motoru
$v_{k_{sk}}$	[m·s ⁻¹]	skutečná rychlost kočky
e	[-]	rameno valivého odporu
f_c	[-]	součinitel čepového tření
r_k	[mm]	poloměr čepu
R_{kk}	[mm]	poloměr hnacího kola kočky
g	[m·s ⁻²]	gravitační zrychlení
χ	[-]	součinitel způsobu vedení jeřábu
F_1	[N]	síla vzniklá od působení bočního větru
F_s	[N]	síla vzniklá od nakloněné roviny pojezdové dráhy
η_c	[-]	celková mechanická účinnost převodovky
δ	[-]	součinitel kombinace pasivních odporů
κ	[-]	součinitel středního spouštěcího momentu
T	[N]	tažná síla

P_0	[kW]	výkon při ustáleném pohybu
M_N	[N·m]	jmenovitý moment motoru
M_{max}/M_N	[-]	poměrný moment zvratu při přímém spouštění
α	[-]	součinitel zahrnující vliv dalších rotujících hmotností
J_m	[N·m]	moment setrvačnosti motoru
M_{max}	[N·m]	maximální moment motoru
t_{ak}	[s]	doba rozběhu kočky
M_T	[N·m]	moment pasivních odporů
F_{zp}	[N]	potřebná síla pro zrychlení
M_{zp}	[N·m]	potřebný moment pro zrychlení
M_{zr}	[N·m]	moment zrychlujících sil hmotností rotujících
M_{roz}	[N·m]	maximální rozběhový moment
ϵ	[-]	poměrné vytížení záběrového momentu
t_{aksk}	[s]	skutečná doba rozběhu
m_j	[kg]	hmotnost jeřábu
L_m	[mm]	rozpětí mostu
Z_m	[mm]	rozvor kol mostu
v_m	[m·s ⁻¹]	rychlost mostu
a_m	[m·s ⁻²]	zrychlení mostu
v_{msk}	[m·s ⁻¹]	skutečná rychlost mostu
D_{km}	[mm]	průměr hnacího kola mostu
r_m	[mm]	poloměr čepu
R_{km}	[mm]	poloměr hnacího kola mostu
t_{am}	[s]	doba rozběhu mostu
M_{roz1}	[N·m]	maximální rozběhový moment na jeden motor

t_{amsk}	[s]	skutečná doba rozběhu mostu
m_{kl}	[kg]	hmotnost kladnice
v_z	[m·s ⁻¹]	rychlost zdvihu
a_z	[m·s ⁻²]	zrychlení zdvihu
v_{zsk}	[m·s ⁻¹]	skutečná rychlost zdvihu
J_b	[N·m]	moment setrvačnosti brzdného bubnu
t_{az}	[s]	doba rozběhu zdvihu
M_{st}	[N·m]	statický moment na hřídeli
M_u	[N·m]	skutečně ubrzděný moment
t_{bs}	[s]	skutečná doba při brzdění
a_b	[m·s ⁻²]	zpomalení při brzdění
s_b	[mm]	brzdná dráha
k_b	[-]	součinitel bezpečnosti

SEZNAM PŘÍLOH

A	Koeficienty zdvihu	36
A.1	Účinnost lanových převodů	36
A.2	Momenty setrvačnosti brzdových spojek SUB	36
A.3	Brzdné momenty (zdvihové brzdy)	36
A.4	Min. součinitele bezpečnosti	37
A.5	Zařazení mechanismu dle. ČSN/ISO 4301	37
B	Koeficienty pojezdu	38
B.1	Rameno valivého odporu e	38
B.2	Kombinace pasivních odporů a tlaku větru	38
B.3	Momenty setrvačnosti spojek	38
B.4	Brzdný moment	39
C	Výkresová dokumentace	40
C.1	Montážní výkres kladnice	40
C.1.1	Kusovník 1/2	40
C.1.2	Kusovník 2/2	40
C.2	Osa závěsu	40
C.3	Čep	40
C.4	Lanová kladka	40

A KOEFICIENTY ZDVIHU

A.1 Účinnost lanových převodů

tab. A1 Účinnost lanových převodů

Účinnost lanových převodů (dle ČSN 270100)									
Uspořádání buben - kladnice									
Počet nosných průř. v jedné větvi	n	2	3	4	5	6	8	10	12
Kladka na valivých ložiskách	η_r	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,93	0,92	0,90
Kladka na kluzných ložiskách	η_r	0,98	0,96	0,94	0,92	0,91	0,87	0,84	0,81
Uspořádání buben - kladka - kladnice									
Počet nosných průř. v jedné větvi	n	2	3	4	5	6	8	10	12
Kladka na valivých ložiskách	η_r	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93	0,91	0,90	0,88
Kladka na kluzných ložiskách	η_r	0,94	0,92	0,90	0,89	0,87	0,84	0,80	0,77

A.2 Momenty setrvačnosti brzdových spojek SUB

tab. A2 Momenty setrvačnosti brzdových spojek SUB

Momenty setrvačnosti brzdových spojek SUB (kgm ²)						
B125	B200	B250	B320	B400	B500	B630
0,0095	0,045	0,154	0,36	1,186	3,38	12

A.3 Brzdné momenty (zdvihové brzdy)

tab. A3 Brzdné momenty (zdvihové brzdy)

Brzdný moment (zdvihové brzdy) M _b [Nm]								
320B1	320B3	320B4a	320B5a	400B6	400B7	500B8	630-1	630-2
292	446	575	652	1000	1355	1753	2900	2380

A.4 Min. součinitele bezpečnosti

tab. A4 Min. součinitele bezpečnosti

Min. součinitel bezpečnosti	
Klasifikace	K_b
M1, M2, M3, M4	1,5
M5, M6	1,75
M7, M8	2,0

A.5 Zařazení mechanismu dle. ČSN/ISO 4301

tab. A5 Zařazení mechanismu dle. ČSN/ISO 4301

Zp (podle klasifikace mechanismu) ČSN ISO 4308/1							
M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
3,15	3,35	3,55	4,00	4,50	5,60	7,10	9,00

B KOEFICIENTY POJEZDU

B.1 Rameno valivého odporu e

tab. B1 Rameno valivého odporu e

Hlava kolejnice	Rameno valivého odporu e (Dle ON270106 tab.9)								
	Průměr pojezdového kola								
	200	320	400	560	630	710	800	900	1000
plochá	0,3		0,5		0,6		0,65		0,7
vypouklá	0,4		0,6		0,8		1		1,2

B.2 Kombinace pasivních odporů a tlaku větru

tab. B2 Kombinace pasivních odporů a tlaku větru

Souč. kombinace pasivních odporů a tlaku větru	
Pro venkovní prostředí za předpokladu že $F_v < 0,25 T$	δ 0,8
Pro jeřáby umístěné v hale	δ 1

B.3 Momenty setrvačnosti spojek

tab. B3 Momenty setrvačnosti spojek

Mom. setrvačnosti spojek J_b , kgm^2			
B125	B200	B250	B320
0,0095	0,045	0,154	0,36

B.4 Brzdňý moment

tab. B4 Brzdňý moment

Brzdňý moment (pojezd. brzdy) M_{1bs} [Nm]				
B125	B200	B250	B250	B320
35	50	100	200	450

C VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

C.1 Montážní výkres kladnice

č. výkresu: 1-3B/14-01-00

C.1.1 Kusovník 1/2

č. výkresu: 4-3B/14-01-01K

C.1.2 Kusovník 2/2

č. výkresu: 4-3B/14-01-02K

C.2 Osa závěsu

č. výkresu: 3-3B/14-01-01

C.3 Čep

č. výkresu: 3-3B/14-01-02

C.4 Lanová kladka

č. výkresu: 2-3B/14-01-03