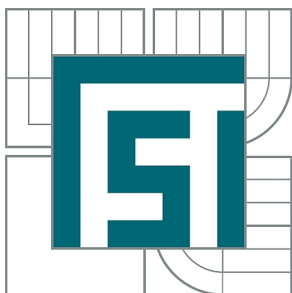


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ZDVIHOVÝ MECHANISMUS JEŘÁBU 25 T

CRANE STROKE MECHANISM 25 T

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

BOHUMÍR STROMMER

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Bohumír Strommer

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:

Zdvihový mechanismus jeřábu 25 t

v anglickém jazyce:

Crane Stroke Mechanism 25 t

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte zdvihový mechanismus jeřábové kočky. Technické parametry:

Nosnost	25000 kg
Zdvih	10 m
počet navíjených lan	2
převod kladkostroje	4
Zdvihová skupina	H2 dle ČSN 27 0103
Rychlost zdvihu	8 m/min

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující

- výpočet hlavních rozměrů zdvihu,
- pevnostní kontrolu lanového bubnu
- další výpočty dle pokynů vedoucího BP

Nakreslete:

- celkovou sestavu mechanismu
- další výkresy dle pokynů vedoucího BP

Seznam odborné literatury:

1. ČSN P CEN/TS 1300 - Jeřáby - Návrh všeobecně
2. GAJDŮŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno, 1988
3. REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F.: Jeřáby, 2., přeprac. a dopln. vyd., SNTL Praha, 1975

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 15.10.2011

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Náplní této bakalářské práce je návrh zdvihového mechanismu jeřábové kočky o nosnosti 25 000 kg. Návrh spočívá ve výpočtech hlavních rozměrů jednotlivých částí zdvihového mechanismu, jako průměry vodících kladek, celkové rozměry navíjecího bubnu, průměr lana, dále pak ve volbě převodovky, brzdy, spojky a elektromotoru. Je zde obsažen pevnostní výpočet lanového bubnu a výpočet trvanlivosti ložiska. Součástí práce je výkresová dokumentace celkové sestavy jeřábové kočky a svařence lanového bubnu.

KLÍČOVÁ SLOVA

jeřábová kočka, zdvihový mechanismus, jeřáb, zdvih, lanový buben, kladky, kladkostroj

ABSTRACT

The purpose of this bachelor thesis is the proposal of stroke mechanism of travelling crab with lifting capacity 25,000 kg. The proposal consists in calculations of the main dimensions of individual parts of the stroke mechanism, as the pulleys diameters, overall dimensions of the rope drum, rope diameter, then the choice of gearbox, brake, coupling and electric motor. There is a strength calculation of the rope drum and the bearing life calculation. Thesis includes assembly drawing of travelling crab and drawing of rope drum weldment.

KEYWORDS

travelling crab, stroke mechanism, crane, hoist, rope drum, pulleys, tackle



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

STROMMER, B. *Zdvihový mechanismus jeřábu 25 t*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 51 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. května 2012

.....

Bohumír Strommer



PODĚKOVÁNÍ

Za cenné rady, věcné připomínky a poskytnuté informace při tvorbě bakalářské práce tímto děkuji mému vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. Dále chci poděkovat svým rodičům za podporu při studiu na vysoké škole.



OBSAH

Úvod	14
1 Jeřábové kočky	15
1.1 Jeřábová kočka ITECO ABUS Z GM 6250	15
1.1.1 Technické parametry	15
1.1.2 Konstrukční uspořádání	16
1.2 Jeřábová kočka STAHL AS 7063	16
1.2.1 Technické parametry	16
1.2.2 Konstrukční uspořádání a rozměry	17
1.3 Jeřábová kočka DEMAG FDR 25	18
1.3.1 Technické parametry	18
1.3.2 Konstrukční uspořádání	18
2 Výběr vlastní koncepce	19
2.1 Srovnání uvedených jeřábových koček	19
2.2 Schéma vybrané koncepce	19
3 Výpočet a návrh rozměrů zdvihového mechanismu	20
3.1 Zadané technické parametry	20
3.2 Kladkostroj	20
3.2.1 Počet nosných průřezů lana	20
3.2.2 Schéma kladkostroje	20
3.2.3 Účinnost lanového kladkostroje	21
3.3 Lano	21
3.3.1 Statické zatížení lana	21
3.3.2 Dynamický součinitel zdvihu	21
3.3.3 Dynamické zatížení lana	22
3.3.4 Tahová síla v jednom laně	22
3.3.5 Jmenovitá únosnost lana	22
3.3.6 Volba lana	22
3.3.7 Skutečná bezpečnost lana	23
3.4 Rozměry kladek	23
3.4.1 Teoretický průměr vodící kladky	23
3.4.2 Jmenovitý průměr vodící kladky	23
3.4.3 Teoretický průměr vyrovnávací kladky	24
3.4.4 Jmenovitý průměr vyrovnávací kladky	24
3.4.5 Rozměry drážky kladek	24



3.5	Rozměry lanového bubnu	25
3.5.1	Jmenovitý průměr lanového bubnu	25
3.5.2	Vnitřní průměr drážky lanového bubnu	25
3.5.3	Navíjená délka lana jedné větve lanového systému	25
3.5.4	Počet závitů lana navinutého na buben pro jednu větev lanového systému.....	25
3.5.5	Rozměry drážkování	26
3.5.6	Délka závitové části bubnu pro jednu větev lanového systému	26
3.5.7	Celková délka bubnu	26
3.5.8	Tloušťka stěny bubnu	27
4	Návrh komponent pohonu zdvihového mechanismu	28
4.1	Schéma rozmístění komponent pohonu	28
4.2	Elektromotor	28
4.2.1	Celková účinnost zdvihového ústrojí	28
4.2.2	Minimální potřebný výkon motoru	28
4.3	Převodovka	29
4.3.1	Otáčky lanového bubnu	29
4.3.2	Ideální převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem.....	30
4.3.3	Volba převodovky	30
4.3.4	Celkový převod	31
4.3.5	Skutečné otáčky lanového bubnu	31
4.3.6	Skutečná zdvihadí rychlost břemene	31
4.3.7	Kontrola odchylky skutečné zdvihadí rychlosti od zadané	31
4.4	Kontrola momentové přetížitelnosti motoru.....	31
4.4.1	Statický moment břemene	31
4.4.2	Zrychlující moment posouvajících se hmot	32
4.4.3	Zrychlující moment rotačních hmot	32
4.4.4	Potřebný rozběhový moment	32
4.4.5	Maximální kroutící moment motoru	32
4.4.6	Kontrola přetížení motoru	32
4.5	Brzda.....	33
4.5.1	Statický moment břemene při brzdění.....	33
4.5.2	Moment posouvajících se hmot při brzdění	33
4.5.3	Moment rotačních hmot při brzdění.....	33
4.5.4	Brzdící moment	33
4.5.5	Brzdící moment zvětšený součinitelem bezpečnosti brzdy.....	34
4.5.6	Volba brzdy	34



4.5.7	Skutečná bezpečnost brzdy	34
4.6	Náhled na sestavu zdvihového mechanismu	35
5	Pevnostní kontrola lanového bubnu	35
5.1	Konstrukce bubnu.....	35
5.2	Síly působící na buben.....	35
5.2.1	Rovnováha momentů.....	36
5.2.2	Rovnováha sil.....	36
5.3	Namáhání ohybem.....	37
5.3.1	Průběh ohybového momentu.....	37
5.3.2	Maximální ohybový moment	38
5.3.3	Modul průřezu v ohybu	38
5.3.4	Ohybové napětí	38
5.4	Namáhání krutem	38
5.4.1	Maximální kroutící moment.....	38
5.4.2	Modul průřezu v krutu.....	39
5.4.3	Napětí ve smyku.....	39
5.5	Namáhání vnějším přetlakem	39
5.5.1	Napětí od přetlaku	39
5.6	Redukované napětí	39
5.6.1	Redukované napětí dle HMM.....	39
5.6.2	Bezpečnost k mezi kluzu.....	40
6	Další kontrolní výpočty	40
6.1	Kontrola ložiska uložení bubnu	40
6.1.1	Volba ložiska.....	40
6.1.2	Výpočet trvanlivosti ložiska.....	40
6.2	Kontrola pera na otlačení.....	42
6.2.1	Kroutící moment na výstupní hřídeli převodovky	42
6.2.2	Síla působící na bok pera	42
6.2.3	Tlak na boku drážky	42
6.2.4	Kontrola na otlačení	43
	Závěr.....	44
	Seznam použitých zkratk a symbolů	47
	Seznam příloh.....	51



ÚVOD

Ve většině moderních výrobních a montážních hal je potřeba přemísťovat různá břemena mezi jednotlivými pracovišti. K tomu nejčastěji slouží mostový jeřáb, jehož technické parametry jsou voleny tak, aby co nejlépe splňoval podmínky dané druhem provozu, hmotností přepravovaných břemen a celkovým pracovním prostředím. Nezbytným prvkem takového mostového jeřábu je jeřábová kočka. Můžeme ji pomyslně rozdělit na dvě části, pojezd a zdvihový mechanismus. Pojezd zajišťuje pohyb kočky po nosnících jeřábu, které jsou instalovány u stropu haly a umožňuje tak manipulaci s břemeny v horizontálním směru. Zdvihový mechanismus slouží pak ke zdvínání a pokládání břemen.

Tato bakalářská práce se zabývá zdvihovým mechanismem manipulujícím s břemeny do hmotnosti 25 000 kg v hale, kde je předpokládán středně těžký provoz. Samotný zdvihový mechanismus se skládá z několika komponent, jejichž vzájemné rozložení na rámu jeřábové kočky se liší podle výrobce. Stručné porovnání různých konstrukčních variant a následná volba vlastní varianty je provedena v kapitole 2. Zadáání této práce předurčuje typ kladkostroje, ke kterému je volen motor a převodovka tak, aby bylo dosaženo zadané rychlosti zdvínání a nosnosti. Tyto a další komponenty jsou vybírány ze současných katalogů firem na základě provedených výpočtů.

Jedna ze součástí, která není nakupována, ale vyráběna, je lanový buben. Je zde proveden návrh rozměrů, pevnostní výpočet a volba materiálu bubnu. Potřebné výpočty jsou provedeny podle norem a jednotlivé komponenty jsou voleny s dostatečně velkou bezpečností tak, aby nedošlo k havárii a byl zaručen bezpečný provoz jeřábu.



1 JEŘÁBOVÉ KOČKY

V dnešní době je sortiment nabízených jeřábových koček velmi široký. Každá firma, která jeřábové kočky vyrábí, se snaží uspokojit potřeby co nejširšího spektra zákazníků. Proto můžeme v katalogích najít nosnosti od 125kg až do 100t, různá konstrukční uspořádání, způsoby zalanování a další kritéria výběru. V následující podkapitole jsou některé vybrané jeřábové kočky z dnešní produkce. Jsou zde uvedeny pouze pro získání stručného přehledu o jejich konstrukci a technických parametrech, které jsou podobné zadání této práce.

1.1 JEŘÁBOVÁ KOČKA ITECO ABUS Z GM 6250

Jedním z hlavních kritérií při výběru jeřábové kočky není jen její nosnost, ale také použité zalanování. Zalanování, v anglickém jazyce rope reeving, udává poměr odvíjených lan z bubnu vůči počtu nosných průřezů. Pro příklad, pokud z bubnu odvíjíme jedno lano a převod kladkostroje je 4, tak označení zalanování je 4/1 nebo 1:4. Dle zadání této práce budeme tedy nadále uvažovat kočky s kladkostrojí 8/2, nebo-li 2:8. Na buben jsou tedy navijena dvě lana a převod kladkostroje je 4.

1.1.1 TECHNICKÉ PARAMETRY

Tab. 1 Technické parametry jeřábové kočky ABUS [6], str. 15

Nosnost kg	Lanový převod 8/2 (6/2); [10/2]				
	Typ	FEM	ISO	Výška zdvihu m	Rychlost zdvihu m/min
16 000	GM 5160	3m	M6	6; 10; 15; 18.5	8/1.3
	GM 5160	4m	M7	6; 10; 15; 18.5	8/1.3; 6.3/1; 5/0.8; 4/0.66
20 000	GM 5200	3m	M6	6; 10; 15; 18.5	8/1.3; 6.3/1; 5/0.8; 4/0.66
	GM 6200	3m	M6	6; 10; 15; 18.5	8/1.3
	GM 6200	4m	M7	6; 10; 15; 18.5	6.3/1; 5/0.8; 4/0.66
25 000	GM 5250	2m	M5	6; 10; 15; 18.5	8/1.3
	GM 5250	3m	M6	6; 10; 15; 18.5	6.3/1; 5/0.8; 4/0.66
	GM 6250	2m	M5	6; 10; 15; 18.5	8/1.3
	GM 6250	3m	M6	6; 10; 15; 18.5	6.3/1; 5/0.8; 4/0.66
	(GM 7250)	4m	M7	10.6; 20; 30; 36	10.4/1.6; 8.2/1.2; 6.6/1; 5.2/0.8



1.1.2 KONSTRUKČNÍ USPOŘÁDÁNÍ

Zdvihový mechanismus této kočky má dva lanové bubny, s tím je spojena nutnost dvou motorů a převodovek. Na následujícím obrázku je jeřábová kočka s nosností 40 tun, konstrukční uspořádání je shodné pro celou výrobní řadu typu Z.



Obr. 1 Jeřábová kočka ABUS [6], str. 9

1.2 JEŘÁBOVÁ KOČKA STAHL AS 7063

1.2.1 TECHNICKÉ PARAMETRY

Tab. 2 Technické parametry jeřábové kočky STAHL [7], str. 144

	FEM ISO	 HW  m	Hubwerk Hoist Palan							Zweischienenfahrwerke Double rail crabs Chariots birail				
			50 Hz (60 Hz)						kW	Spurweite/Track gauge/[mm]				
				Typ Type	kW	*1				1800	2240	2500	2800	3550
														
25000	3m M6	- 6 10 13.5	1/6,3 (1,2/7,5)	AS 7063-25 L1 (AS 7063-30) L2 L3 8/2-1 L4	4,6/30,0 (5,5/36,0)	24/4H92	- 2045 2235 2465	3/24	*6	- - - -	- 3420 - -	- 3460 3640 -	- 3510 3690 -	- 3780 3960 4200



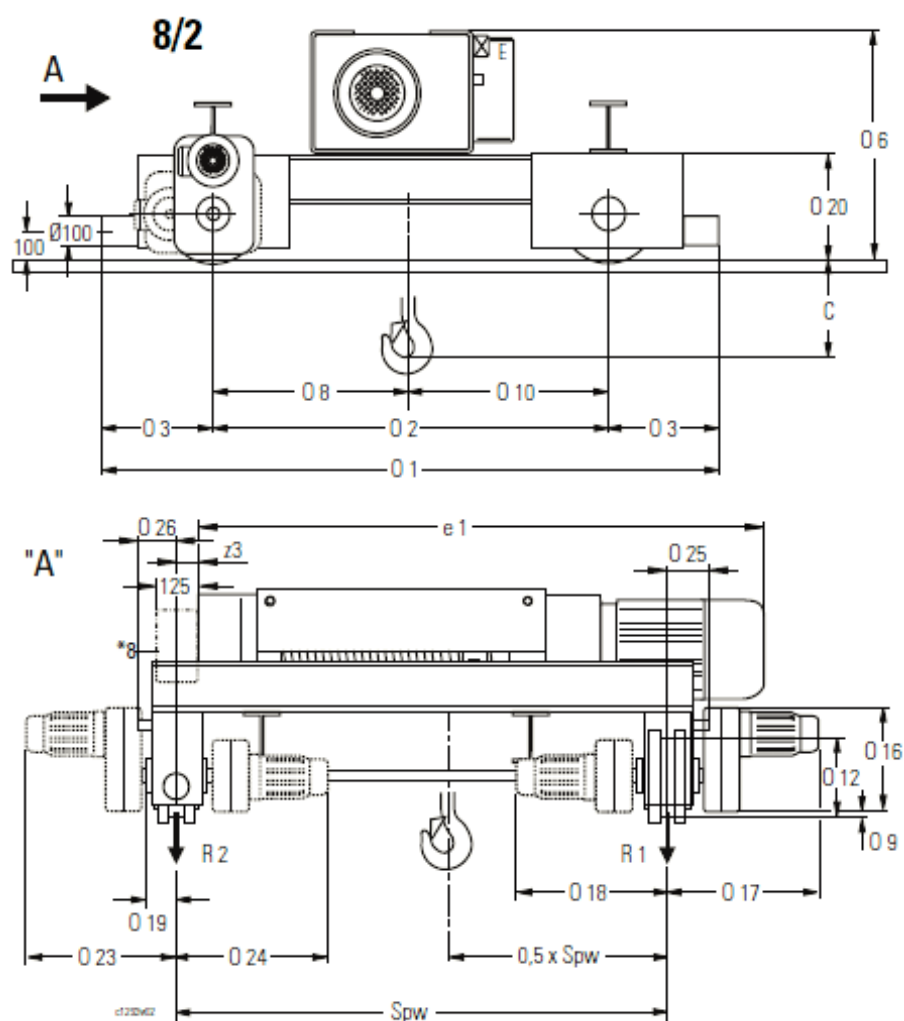
Z tabulky vyčteme tyto hodnoty:

- nosnost	25 000 kg
- výška zdvihu	10 m
- rychlost zdvihu	6,3 m/min
- zalanování	8/2
- výkon motoru	30 kW
- hmotnost zdvih. ústrojí	2235 kg (pro zdvih 10 m)
- celková hmotnost kočky	3640 kg (pro rozchod kolejnic 2500 mm)

1.2.2 KONSTRUKČNÍ USPOŘÁDÁNÍ A ROZMĚRY

	8/2-1	
	AS.7100 AS.7080 AS.7063	AS.7125
C	805	750
01	2384	2460
02	1800	1800
03	292	330
06	839	894
08	900	900
010	900	900
012	Ø250	Ø315
019	104	127,5
020	295	350
025/ 26*6	213	227,5

e1		
Hubmotor Typ *1		
Hoist motor type		
Type de moteur de levage		
12/2H73	24/4H92	4H73
L1: -	L1: -	L1: -
L2: 2588	L2: 2879	L2: 2628
L3: 3078	L3: 3369	L3: 3118
L4: 3558	L4: 3849	L4: 3598



Obr. 2 Jeřábová kočka STAHL [7], str. 163



1.3 JEŘÁBOVÁ KOČKA DEMAG FDR 25

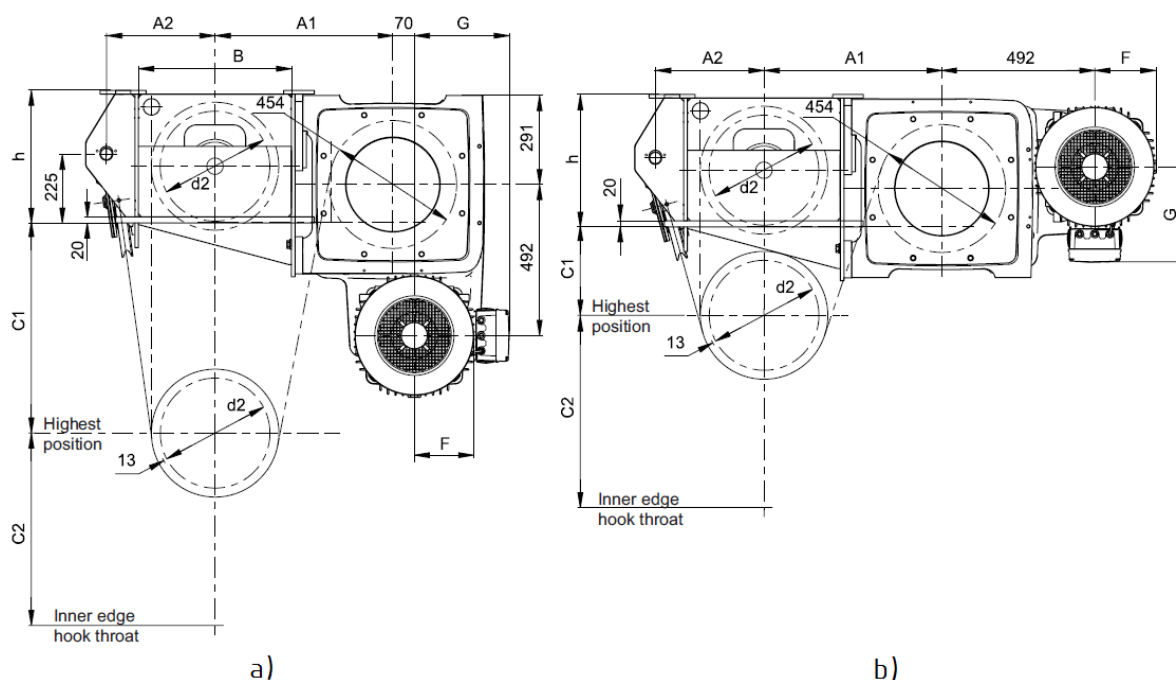
1.3.1 TECHNICKÉ PARAMETRY

Tab. 3 Technické parametry jeřábové kočky DEMAG [9]

Skupina poháněcího ústrojí FEM/ISO	Nosnost t	Výška zdvihu m	Rychlost zdvihu m/min
		8/2	
1 Am/M 4	25	10,3 16,3 23,4	3/0,5 6/1 0,5–5 (7) 0,5–8 (11)
2 m/M 5	20		
3 m/M 6	16		
4 m/M 7	12,5		

1.3.2 KONSTRUKČNÍ USPOŘÁDÁNÍ

Firma DEMAG nabízí dvojí řešení uspořádání, elektromotor je umístěn buď pod, nebo za lanovým bubnem.



Obr. 3 Rozmístění komponent jeřábové kočky DEMAG a) D2, b) C3 [8], str. 28, 34



2 VÝBĚR VLASTNÍ KONCEPCE

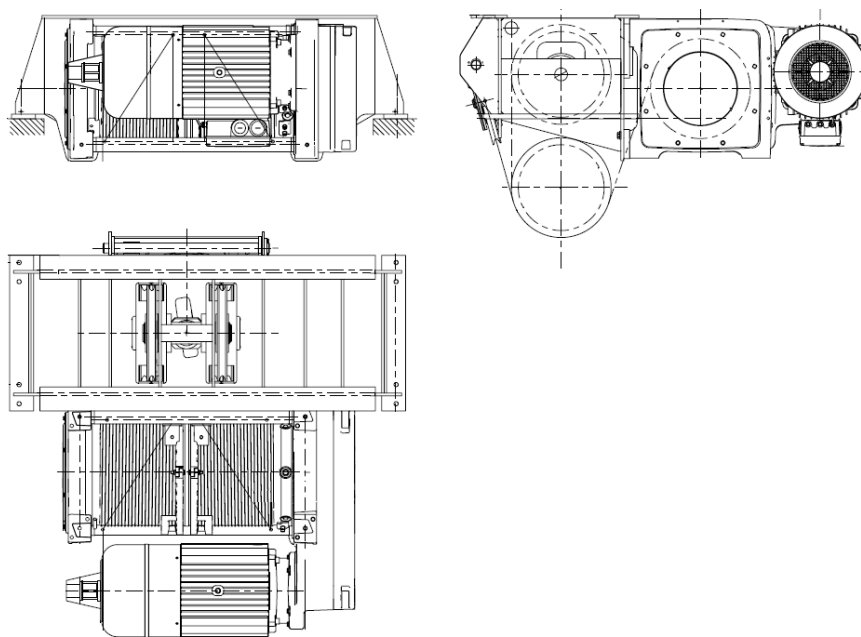
2.1 SROVNÁNÍ UVEDENÝCH JEŘÁBOVÝCH KOČEK

Vlastní koncepcí je myšleno vzájemné uspořádání jednotlivých komponent zdvihového mechanismu jeřábové kočky, kterým se bude tato práce nadále zabývat. Uvedené varianty můžeme rozdělit podle polohy elektromotoru vůči bubnu a podle počtu elektromotorů a bubnů. U kočky ABUS jsou dva lanové bubny a pod každým z nich je umístěn hnací elektromotor. Toto řešení vyžaduje umístění celého mechanismu výše vůči rámu kočky, aby nebyla příliš omezena horní poloha břemene. Výhodou je možnost většího zdvihu (větší délka navinutého lana) a rovnoměrnější zatížení rámu kočky. Lanové bubny nedosahují tak velkých rozměrů jako v případě použití jednoho, jsou umístěny vedle sebe a díky tomu je jeřábová kočka užší. Mezi další výhody patří také menší hlukové emise, dva menší motory jsou tišší než jeden velký a také se lépe chladí. Nevýhodou je však vyšší cena (použití dvou motorů, bubnů a převodovek, složitější konstrukce).

Jeřábové kočky STAHL a DEMAG používají jeden motor a jeden buben, ty jsou spojeny přes převodovku, která je součástí rámu kočky. Rozdílná jsou jejich vzájemná umístění, kde v prvním případě je motor umístěn vedle bubnu, což značně zvětšuje šířku jeřábové kočky – až 4 metry. V druhém případě dává výrobce na výběr umístění motoru buď pod lanovým bubnem, nebo za ním a převodovka slouží jako nosný prvek motoru.

V této práci se budu zabývat navrhováním a výpočtem zdvihového mechanismu podobné koncepce, jako má firma DEMAG, s motorem umístěným za bubnem (rozmístění C3). Tato koncepce umožňuje návrh zdvihového mechanismu tak, že bude skládán z jednotlivých komponent, které budou nakupovány – motor, převodovka, zubová spojka, brzda. Tyto komponenty budou pak rozmístěny na rám kočky, který je rozměrově a konstrukčně přizpůsoben jejich uchycení.

2.2 SCHÉMA VYBRANÉ KONCEPCE



Obr. 4 Schéma vybrané koncepce [8], str. 34



3 VÝPOČET A NÁVRH ROZMĚRŮ ZDVIHOVÉHO MECHANISMU

3.1 ZADANÉ TECHNICKÉ PARAMETRY

- nosnost:	25 000 kg
- zdvih:	10 m
- počet navíjených lan:	2
- převod kladkostroje:	4
- rychlost zdvihu:	8 m/min
- zdvihová skupina:	H2 dle ČSN 27 0103

3.2 KLADKOSTROJ

3.2.1 POČET NOSNÝCH PRŮŘEZŮ LANA

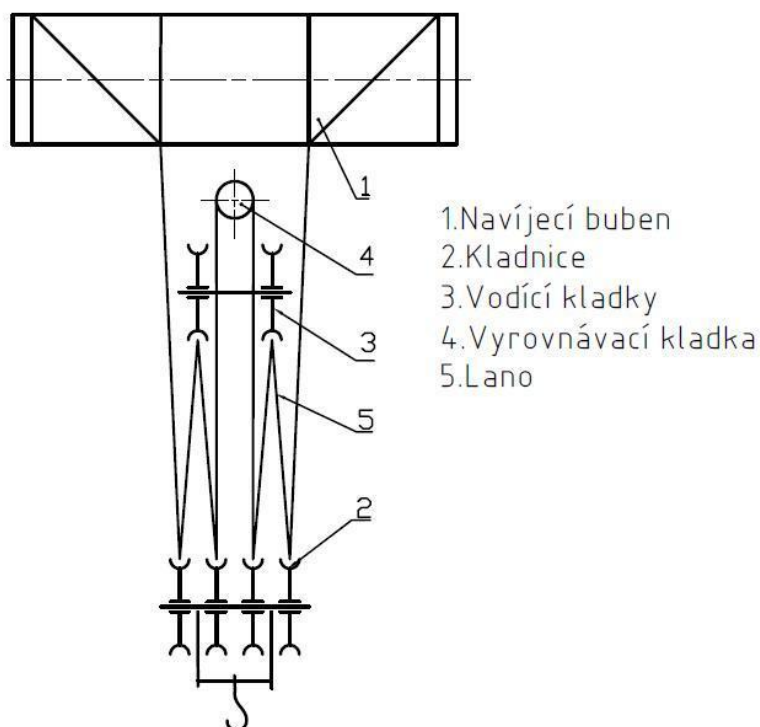
$$n = i_k \cdot z$$

$$n = 4 \cdot 2 = 8 \quad (1)$$

kde:

i_k	[-]	převod kladkostroje (zadáno)
z	[1]	počet větví lanového převodu (počet lan, která jsou navíjena na buben; zadáno)

3.2.2 SCHÉMA KLADKOSTROJE



Obr. 5 Schéma kladkostroje



3.2.3 ÚČINNOST LANOVÉHO KLADKOSTROJE

$$m = \frac{n}{2} = \frac{8}{2} = 4 \quad (2)$$

$$\eta_k = \frac{1 - \eta^m}{m(1 - \eta)} = \frac{1 - 0,98^4}{4 \cdot (1 - 0,98)} = 0,97 \quad (3)$$

kde:

η [-] účinnost jedné kladky uložené na valivých ložiskách 0,98 dle [3], str. 97
 m [1] počet nosných průřezů lana v polovině lanového systému

3.3 LANO

3.3.1 STATICKÉ ZATÍŽENÍ LANA

$$Q_s = m_b \cdot \gamma_{lo} + m_l + m_k \quad (4)$$

$$Q_s = 25\,000 \cdot 1,2 + 150 + 200 = 30\,350 \text{ kg}$$

kde:

m_b [kg] jmenovitá hmotnost břemene
 γ_{lo} [-] součinitel zatížení, uvažujeme hodnotu 1,2, pokud má jeřáb zařízení proti přetížení [1]
 m_l [kg] hmotnost lana (pro nejnižší polohu břemene, voleno 150kg)
 m_k [kg] hmotnost kladnice (voleno 200kg)

3.3.2 DYNAMICKÝ SOUČINITEL ZDVIHU

Tento součinitel je spočten dle ČSN 27 0103, je závislý na zdvihové skupině jeřábu (H2) a na rychlosti zdvihu. Zahrnuje dynamické účinky při zvedání a spouštění břemene, tímto součinitelem je nutno násobit statické zatížení lana

$$\delta_h = 1,2 + 0,26 \cdot \frac{v_z}{60} \quad (5)$$

$$\delta_h = 1,2 + 0,26 \cdot \frac{8}{60} = 1,2 + 0,0346 = 1,2346$$

kde:

v_z [m/min] zdvihová rychlost, zadáno 8 m/min



3.3.3 DYNAMICKÉ ZATÍŽENÍ LANA

$$Q_d = Q_s \cdot \delta_h \quad (6)$$

$$Q_d = 30\,350 \cdot 1,2346 = 37\,470 \text{ kg}$$

3.3.4 TAHOVÁ SÍLA V JEDNOM LANĚ

$$F_l = \frac{Q_d \cdot g}{n \cdot \eta_k} \quad (7)$$

$$F_l = \frac{37\,470 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,97} \cong 47\,370 \text{ N}$$

kde:

g [ms⁻²] tíhové zrychlení Země

3.3.5 JMENOVITÁ ÚNOSNOST LANA

$$F_j \geq F_{lk} = k \cdot F_l = 6,5 \cdot 47\,370 = 307\,905 \text{ N} \quad (8)$$

kde:

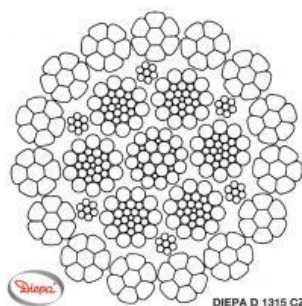
F_{lk} [N] tahová síla v laně zvětšená o bezpečnost

k [-] součinitel bezpečnosti lana volím $k=6,5$ s přihlédnutím na [3], str. 72

3.3.6 VOLBA LANA

Na základě spočtené tahové síly v laně volím ocelové lano Diepa D1315 CZ. Jedná se o nekroutové stejnosměrně vinuté lano, holé a vnitřně mazané [13].

průměr lana:	$d = 20 \text{ mm}$
jmenovitá únosnost lana:	$F_j = 334\,000 \text{ N}$
pevnost drátků:	$p_{dr} = 1770 \text{ Mpa}$
celkový počet drátků:	$n_{dr} = 328$
hmotnost lana:	$m_{lm} = 1,96 \text{ kg/m}$



Obr. 6 Ocelové lano DIEPA [13]



3.3.7 SKUTEČNÁ BEZPEČNOST LANA

$$k_s = \frac{F_j}{F_l} \quad (9)$$

$$k_s = \frac{334\,000}{47\,370} = 7,05$$

Tato bezpečnost je dostačující s uvážením, že navíjením lana na kladky a buben dochází k namáhání lana i na ohyb, což má za následek snížení únosnosti a ve výpočtu toto namáhání neuvažujeme.

3.4 ROZMĚRY KLADEK

Pro správné určení průměrů vodících a vyrovnávacích kladek je třeba znát průměr lana a druh provozu, ve kterém jeřáb pracuje. V našem případě se jedná o středně těžký provoz. Průměr lana je vždy vynásoben příslušným součinitelem, od této hodnoty je odečten průměr lana a z normalizované řady je vybrán větší průměr.

Pokud je úhel rozevření drážky kladky 45° , lano při nabíhání může být odkloněno od roviny kladky maximálně 6° . Kladky jsou nejčastěji vyráběny z oceli na odlitky 42 2650.2 a jsou uloženy na valivých ložiskách [3], str. 97.

3.4.1 TEORETICKÝ PRŮMĚR VODÍCÍ KLADKY

Je průměr kladky měřený od osy lana.

$$D_1 = \alpha_1 \cdot d \quad (10)$$

$$D_1 = (22 + 2) \cdot 20 = 480 \text{ mm}$$

kde:

α_1 [-] součinitel závislý na druhu kladky a druhu provozu

Součinitel α_1 zvětšíme o 2, pokud je počet vodících kladek větší než dvě. Vybíráme jej z následující tabulky:

Tab. 4 Hodnoty součinitele α [4], str. 37

Druh provozu	Kladky	
	vodící	vyrovnávací
Lehký	20	14
Střední	22	15
Těžký	24	16
Velmi těžký	26	16

3.4.2 JMENOVITÝ PRŮMĚR VODÍCÍ KLADKY

$$D_k = D_1 - d \quad (11)$$

$$D_k = 480 - 20 = 460 \text{ mm}$$

Z normalizované řady volím průměr $D_k = 500 \text{ mm}$.



3.4.3 TEORETICKÝ PRŮMĚR VYROVNÁVACÍ KLADKY

$$D_2 = \alpha_2 \cdot d$$

$$D_2 = 15 \cdot 20 = 300 \text{ mm} \quad (12)$$

kde:

α_2 [-] součinitel závislý na druhu kladky a druhu provozu

3.4.4 JMENOVITÝ PRŮMĚR VYROVNÁVACÍ KLADKY

$$D_v = D_2 - d$$

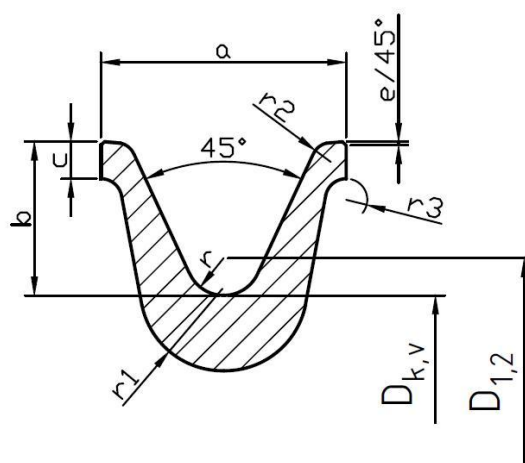
$$D_v = 300 - 20 = 280 \text{ mm} \quad (13)$$

Z normalizované řady volím průměr $D_v = 315 \text{ mm}$

3.4.5 ROZMĚRY DRÁŽKY KLADEK

Tab. 5 Rozměry drážky kladek [5], str. 571

Drážka	Průměr lana d	Rozměry						
Poloměr r		a	b	c	e	r1	r2	r3
10,6	19; 20	54	36	10	1	18	5	4



Obr. 7 Drážka kladky [5], str. 571



3.5 ROZMĚRY LANOVÉHO BUBNU

3.5.1 JMENOVITÝ PRŮMĚR LANOVÉHO BUBNU

$$D_3 = \alpha_3 \cdot d \quad (14)$$

$$D_3 = 20 \cdot 20 = 400 \text{ mm}$$

kde:

α_3 [-] součinitel závislý na druhu provozu

Tab. 6 Součinitel velikosti bubnu [4], str. 39

Druh provozu	α
Lehký	18
Střední	20
Těžký	20
Velmi těžký	24

Průměr bubnu je normalizován stejnou řadou jako kladky.
Z této řady volím průměr $D_3 = 500 \text{ mm}$.

3.5.2 VNITŘNÍ PRŮMĚR DRÁŽKY LANOVÉHO BUBNU

$$D_b = D_3 - d \quad (15)$$

$$D_b = 500 - 20 = 480 \text{ mm}$$

3.5.3 NAVÍJENÁ DÉLKA LANA JEDNÉ VĚTVE LANOVÉHO SYSTÉMU

$$L = i_k \cdot H \quad (16)$$

$$L = 4 \cdot 10 = 40 \text{ m}$$

kde:

H [m] výška zdvihu, dle zadání H=10 m

3.5.4 POČET ZÁVITŮ LANA NAVINUTÉHO NA BUBEN PRO JEDNU VĚTEV LANOVÉHO SYSTÉMU

$$z_l = \frac{L}{\pi \cdot D_3} + (2 \div 3) \quad (17)$$

$$z_l = \frac{40}{\pi \cdot 0,5} + 2 = 27,46 \Rightarrow \text{volím 28 závitů}$$

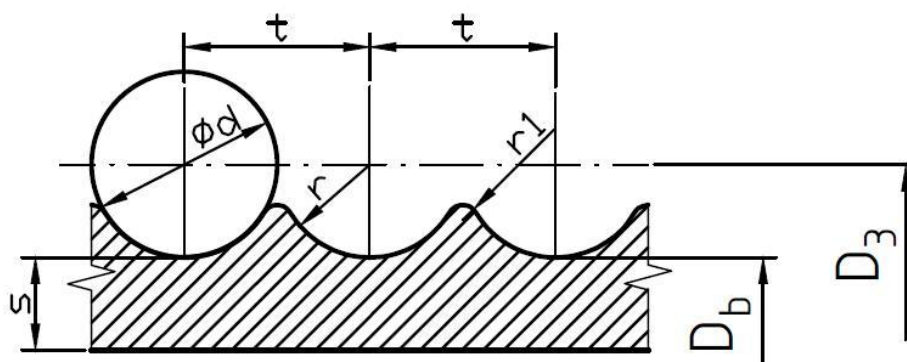


3.5.5 ROZMĚRY DRÁŽKOVÁNÍ

Povrch bubnu je drážkovaný, aby se lano správně navíjelo, nepřekrývalo se přes sebe a nedocházelo tak k jeho nadměrnému opotřebení. Rozměry drážkování jsou normalizovány a určují se podle průměru lana.

Tab. 7 Rozměry drážkování bubnu [5], str. 572

Poloměr r	Průměr lana d	Rozměry drážky	
		t	r1
10,6	19; 20	22	2,5



Obr. 8 Rozměry drážkování bubnu [5], str. 572

3.5.6 DÉLKA ZÁVITOVÉ ČÁSTI BUBNU PRO JEDNU VĚTEV LANOVÉHO SYSTÉMU

$$l = z \cdot t \quad (18)$$

$$l = 28 \cdot 22 = 616 \text{ mm}$$

kde:

t [mm] stoupání drážky na bubnu $t=22$ mm, dle Tab. 7

3.5.7 CELKOVÁ DÉLKA BUBNU

Buben má dvě drážkované části na navíjení lana a mezi nimi je hladká část. Délka této střední části (l_1) by měla odpovídat rozteči krajních vodících kladek na kladnici, aby při zvednutí do horní polohy lano nenabíhalo na buben pod nepřipustným úhlem, tedy větším než 4° od tečny šroubovice.

Délka koncových hladkých částí bubnu se volí přibližně jako čtyřnásobek stoupání drážky v bubnu.

**DÉLKA KONCOVÝCH HLADKÝCH ČÁSTÍ**

$$l_2 = 4 \cdot t \quad (19)$$

$$l_2 = 4 \cdot 22 = 88 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } 90 \text{ mm}$$

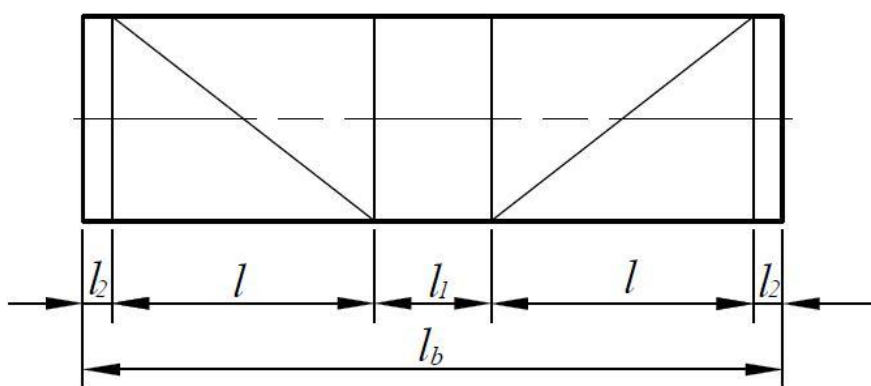
CELKOVÁ DÉLKA BUBNU

$$l_b = 2 \cdot l + l_1 + 2 \cdot l_2 \quad (20)$$

$$l_b = 2 \cdot 616 + 400 + 2 \cdot 90 = 1812 \text{ mm}$$

kde:

l_1 [mm] délka střední hladké části (voleno 400 mm)



Obr. 9 Délkové rozměry bubnu [4], str. 40

3.5.8 TLOUŠŤKA STĚNY BUBNU

Předběžně se pro svařované bubny volí
ze vztahu [3], str. 109:

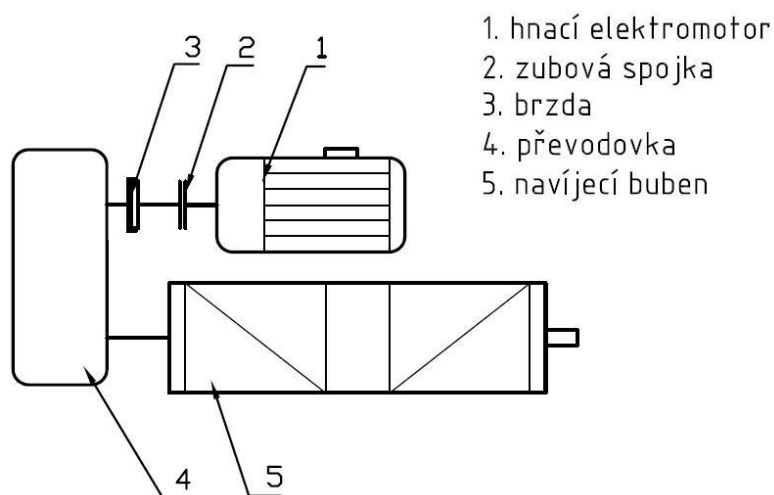
$$s' = 0,8 \cdot d \quad (21)$$

$$s' = 0,8 \cdot 20 = 16 \text{ mm}$$

Na základě iteračních výpočtů volím $s = 18 \text{ mm}$.

4 NÁVRH KOMPONENT POHONU ZDVIHOVÉHO MECHANISMU

4.1 SCHÉMA ROZMÍSTĚNÍ KOMPONENT POHONU



Obr. 10 Schéma rozmístění komponent pohonu

4.2 ELEKTROMOTOR

4.2.1 CELKOVÁ ÚČINNOST ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ

$$\eta_c = \eta_k \cdot \eta_b \cdot \eta_p \quad (22)$$

$$\eta_c = 0,97 \cdot 0,96 \cdot 0,98 = 0,91$$

kde:

- η_k [-] účinnost lanového kladkostroje, spočtena v rovnici (3)
 η_b [-] účinnost lanového bubnu, pokud je buben uložen na valivých ložiskách, tato účinnost se volí 0,96; [4], str. 67
 η_p [-] účinnost převodovky je 0,98; dáno výrobcem

4.2.2 MINIMÁLNÍ POTŘEBNÝ VÝKON MOTORU

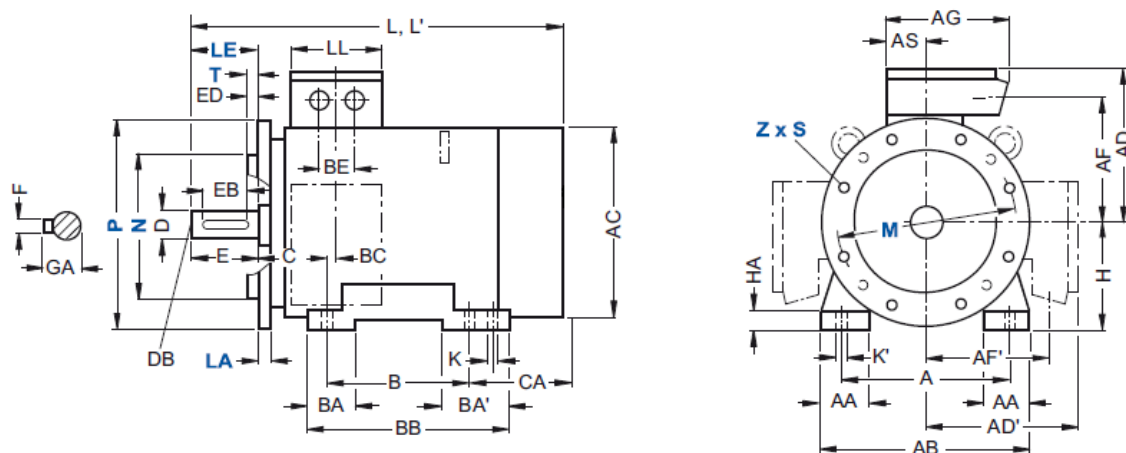
$$P = \frac{Q_s \cdot g \cdot v_z}{60 \cdot 1000 \cdot \eta_c} \quad (23)$$

$$P = \frac{30\,350 \cdot 9,81 \cdot 8}{60 \cdot 1000 \cdot 0,91} = 43,62 \text{ kW}$$



Dle spočtených parametrů volím trojfázový asynchronní motor SIEMENS SIMOTICS SD 1LG6283 – IE2, který má tyto parametry [10], str. 163:

Jmenovitý výkon:	$P_m = 45 \text{ kW}$
Otáčky:	$n_m = 738 \text{ min}^{-1}$
Krouticí moment:	$M_{km} = 582 \text{ Nm}$
Momentová přetížitelnost:	$\xi = 2,6$
Hmotnost:	$m_m = 560 \text{ kg}$
Moment setrvačnosti rotoru:	$J_m = 1,6 \text{ kgm}^2$
Účinnost při plném zatížení:	$\eta_{4/4} = 92,3\%$



For motor Frame Type size	Dimension designation acc. to IEC																
	A	AA	AB	AC ¹⁾	AD	AD'	AF	AF'	AG	AH	AS	B*	BA	BA'	BB	BC	BE
280 M 1LG6283	457	100	540	555	432	432	348	348	300	672	118	419	100	151	479	62	110
	HH	K	K'	L	LC	LL	D	DB	E	EB	ED	F	GA	C	CA*	H	HA
	252	24	30	960	1105	236	75	M20	140	125	10	20	79.5	190	326	280	40

Obr. 11 Rozměry motoru SIEMENS [10], str. 251

4.3 PŘEVODOVKA

4.3.1 OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

$$n_b = \frac{i_k \cdot v_z}{\pi \cdot D_3} \quad (24)$$

$$n_b = \frac{4 \cdot 8}{\pi \cdot 0,5} = 20,37 \text{ ot/min}$$



4.3.2 IDEÁLNÍ PŘEVOD MEZI ELEKTROMOTOREM A LANOVÝM BUBNEM

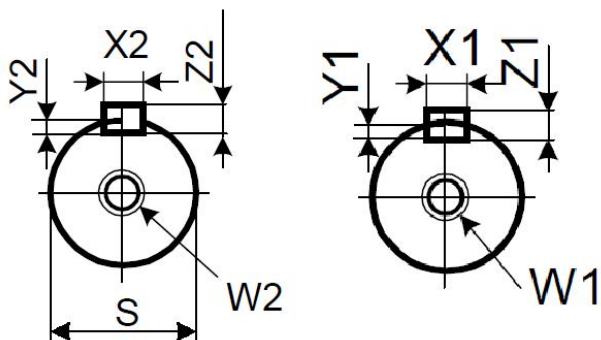
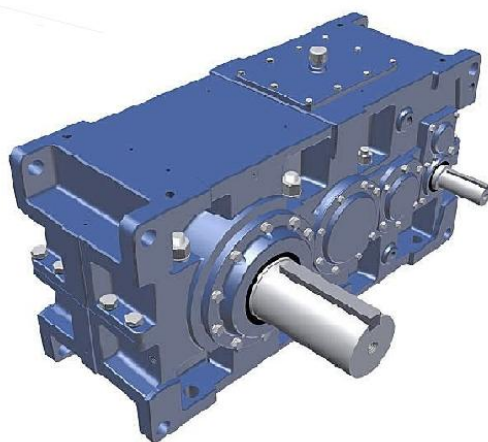
$$i_{pi} = \frac{n_m}{n_b} \quad (25)$$

$$i_{pi} = \frac{738}{20,37} = 36,23$$

4.3.3 VOLBA PŘEVODOVKY

Dle spočtených parametrů volím převodovku SUMITOMO PARAMAX 9070 [11], str. C - 116:

Nominální převodový poměr:	$i_{np} = 35,5$
Skutečný převodový poměr:	$i_p = 35,294$
Přenášený výkon:	$P_p = 84 \text{ kW}$
Otáčky vstupní hřídele:	$n_{pvst} = 750 \text{ min}^{-1}$
Otáčky výstupní hřídele:	$n_{pvyst} = 21 \text{ min}^{-1}$
Max. radiální síla na výst. hřídeli	$F_{r,max} = 99,1 \text{ kN}$
Hmotnost:	$m_p = 940 \text{ kg}$
Průměr výstupní hřídele:	$d_{vh} = 145 \text{ mm}$



Size	High Speed Shaft						Solid Shaft				
	S	W2/Depth	Key				W1/Depth	Key			
			X2	Y2	Z2	L2		X1	Y1	Z1	L1
9070	55m6	M20/42	16	6	10	95	M30/60	36	12	20	225

Obr. 12 Převodovka Paramax 9070 s přípojevacími rozměry [11], str. C - 152



4.3.4 CELKOVÝ PŘEVOD

$$\begin{aligned} i_c &= i_k \cdot i_p \\ i_c &= 4 \cdot 35,294 = 141,17 \end{aligned} \quad (26)$$

4.3.5 SKUTEČNÉ OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

$$\begin{aligned} n'_b &= \frac{n_m}{i_p} \\ n'_b &= \frac{738}{35,294} = 20,91 \text{ min}^{-1} \end{aligned} \quad (27)$$

4.3.6 SKUTEČNÁ ZDVÍHACÍ RYCHLOST BŘEMENE

$$\begin{aligned} v'_z &= \frac{n'_b \cdot \pi \cdot D_3}{i_k} \\ v'_z &= \frac{20,91 \cdot \pi \cdot 0,5}{4} = 8,211 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \end{aligned} \quad (28)$$

4.3.7 KONTROLA ODCHYLKY SKUTEČNÉ ZDVÍHACÍ RYCHLOSTI OD ZADANÉ

Tato odchylka by neměla přesahovat $\pm 6\%$, [4], str. 68.

$$\delta_v = \left(\frac{v'_z}{v_z} - 1 \right) \cdot 100 = \left(\frac{8,211}{8} - 1 \right) \cdot 100 = 2,63 \% \Rightarrow \text{zvolený motor i převodovka} \quad (29)$$

vyhovují, rozdíl skutečné rychlosti od požadované je v toleranci 6%

4.4 KONTROLA MOMENTOVÉ PŘETÍŽITELNOSTI MOTORU

Všechny momenty posouvajících se a rotujících hmot jsou redukovány na hřídel motoru.

4.4.1 STATICKÝ MOMENT BŘEMENE

$$\begin{aligned} M_Q &= \frac{Q_s \cdot g \cdot D_3}{2 \cdot i_c \cdot \eta_c} \\ M_Q &= \frac{30\,350 \cdot 9,81 \cdot 0,5}{2 \cdot 141,17 \cdot 0,91} = 579,4 \cong 580 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (30)$$



4.4.2 ZRYCHLUJÍCÍ MOMENT POSOUVAJÍCÍCH SE HMOT

$$M_{zp} = \frac{Q_s \cdot g \cdot D_3 \cdot v'_z}{2 \cdot i_c \cdot \eta_c \cdot 60 \cdot g \cdot t_a} \quad (31)$$

$$M_{zp} = \frac{30\,350 \cdot 9,81 \cdot 0,5 \cdot 8,211}{2 \cdot 141,17 \cdot 0,91 \cdot 60 \cdot 9,81 \cdot 2} = 4,04 \cong 4 \text{ Nm}$$

kde:

t_a [s] doba rozběhu, nabývá hodnot od 1 do 6 sekund, volím $t_a = 2\text{s}$, [3], str. 254

4.4.3 ZRYCHLUJÍCÍ MOMENT ROTAČNÍCH HMOT

U rotujících částí značně svým setrvačným momentem převládá rotor elektromotoru, ostatní setrvačné hmoty se zahrnují do koeficientu β . Ten se volí v rozmezí 1,2 až 1,5, je-li brzdový buben na hřídeli motoru, což je můj případ. Volím proto $\beta = 1,5$; [3], str. 253.

$$M_{zr} = \frac{\beta \cdot J_m \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_m}{60 \cdot t_a} \quad (32)$$

$$M_{zr} = \frac{1,5 \cdot 1,6 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 738}{60 \cdot 2} = 92,7 \cong 93 \text{ Nm}$$

4.4.4 POTŘEBNÝ ROZBĚHOVÝ MOMENT

$$M_r = M_Q + M_{zp} + M_{zr} \quad (33)$$

$$M_r = 580 + 4 + 93 = 677 \text{ Nm}$$

4.4.5 MAXIMÁLNÍ KROUTÍCÍ MOMENT MOTORU

$$M_{km,max} = \xi \cdot M_{km} \quad (34)$$

$$M_{km,max} = 2,6 \cdot 582 = 1513 \text{ Nm}$$

kde:

ξ [-] momentová přetížitelnost elektromotoru, udává výrobce [10], str. 163

4.4.6 KONTROLA PŘETÍŽENÍ MOTORU

$$M_{km,max} \geq M_r \quad (35)$$

$1513 \text{ Nm} \geq 677 \text{ Nm} \Rightarrow$ Nedojde k momentovému přetížení elektromotoru při zvedání břemene.



4.5 BRZDA

Brzdňý moment musí být z bezpečnostních důvodů zvětšen příslušným součinitelem, nazývá se součinitel bezpečnosti brzdy. Vypočítá se jako poměr maximálního brzdícího momentu brzdy ke statickému momentu břemene.

Brzda je umístěna na hřídeli motoru, proto všechny momenty posouvajících se a rotujících hmot jsou redukovány na tuto hřídel, jako při výpočtu výše.

4.5.1 STATICKÝ MOMENT BŘEMENE PŘI BRZDĚNÍ

$$M_{Qb} = \frac{Q_s \cdot g \cdot D_3 \cdot \eta_c}{2 \cdot i_c} \quad (36)$$

$$M_{Qb} = \frac{30\,350 \cdot 9,81 \cdot 0,5 \cdot 0,91}{2 \cdot 141,17} = 479,8 \cong 480 \text{ Nm}$$

4.5.2 MOMENT POSOUVAJÍCÍCH SE HMOT PŘI BRZDĚNÍ

$$M_{zpb} = \frac{Q_s \cdot g \cdot D_3 \cdot v'_z \cdot \eta_c}{2 \cdot i_c \cdot 60 \cdot g \cdot t_b} \quad (37)$$

$$M_{zpb} = \frac{30\,350 \cdot 9,81 \cdot 0,5 \cdot 8,211 \cdot 0,91}{2 \cdot 141,17 \cdot 60 \cdot 9,81 \cdot 1} = 6,69 \cong 7 \text{ Nm}$$

kde:

t_b [s] doba brzdění se volí v rozmezí 0,8 až 1,5s; volím $t_b = 1\text{s}$, [3], str. 270

4.5.3 MOMENT ROTAČNÍCH HMOT PŘI BRZDĚNÍ

$$M_{zrb} = \frac{\beta \cdot J_m \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_m}{60 \cdot t_b} \quad (38)$$

$$M_{zrb} = \frac{1,5 \cdot 1,6 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 738}{60 \cdot 1} = 185,47 = 186 \text{ Nm}$$

4.5.4 BRZDÍCÍ MOMENT

Toto je moment, který je potřeba vyvodit na rychloběžné hřídeli k ubrzdění maximálního břemene za 1 sekundu.

$$M_u = M_{Qb} + M_{zpb} + M_{zrb} \quad (39)$$

$$M_u = 480 + 7 + 186 = 673 \text{ Nm}$$



4.5.5 BRZDÍCÍ MOMENT ZVĚTŠENÝ SOUČinitelem BEZPEČNOSTI BRZDY

Součinitel bezpečnosti brzdy k_b se volí dle normy a podle druhu provozu. Pro středně těžký provoz je $k_b = 1,75$ [3], str. 268. Je jím násoben statický moment břemene M_{Qb} .

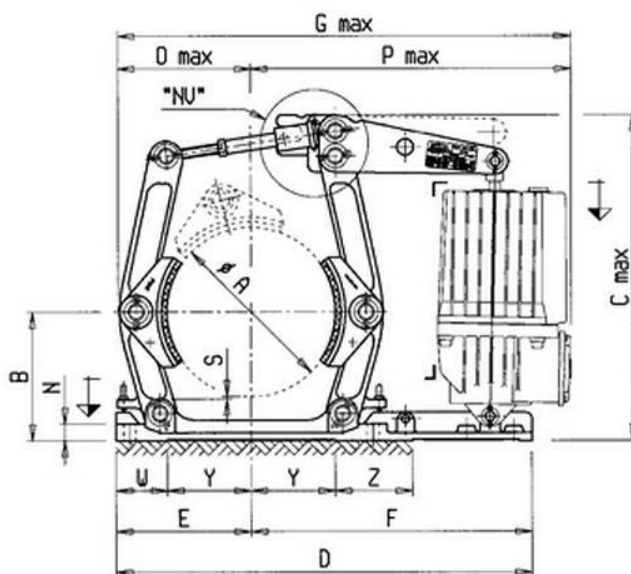
$$M'_u = k_b \cdot M_{Qb} \quad (40)$$

$$M'_u = 1,75 \cdot 480 = 840 \text{ Nm}$$

4.5.6 VOLBA BRZDY

Na základě spočtených hodnot volím brzdu GALVI Shoe Brake N.315.HYD.080/06 [12]:

Maximální brzdící moment: $M_b = 1550 \text{ Nm}$
 Průměr bubnu: $d_b = 315 \text{ mm}$
 Hmotnost: $m_{br} = 71 \text{ kg}$



Freno tipo Brake type	Cf ^(*) (μ=0,42)	Ø A	B	C max	D	E	F	G max	N	O max	P max	S	W	Y	Z
N(NV).315.HYD.080/06.IS	95 - 1550	315	230	595	722	240	482	812	28	244	568	1,5	80	160	140

Obr. 13 Bubnová brzda Galvi [12]

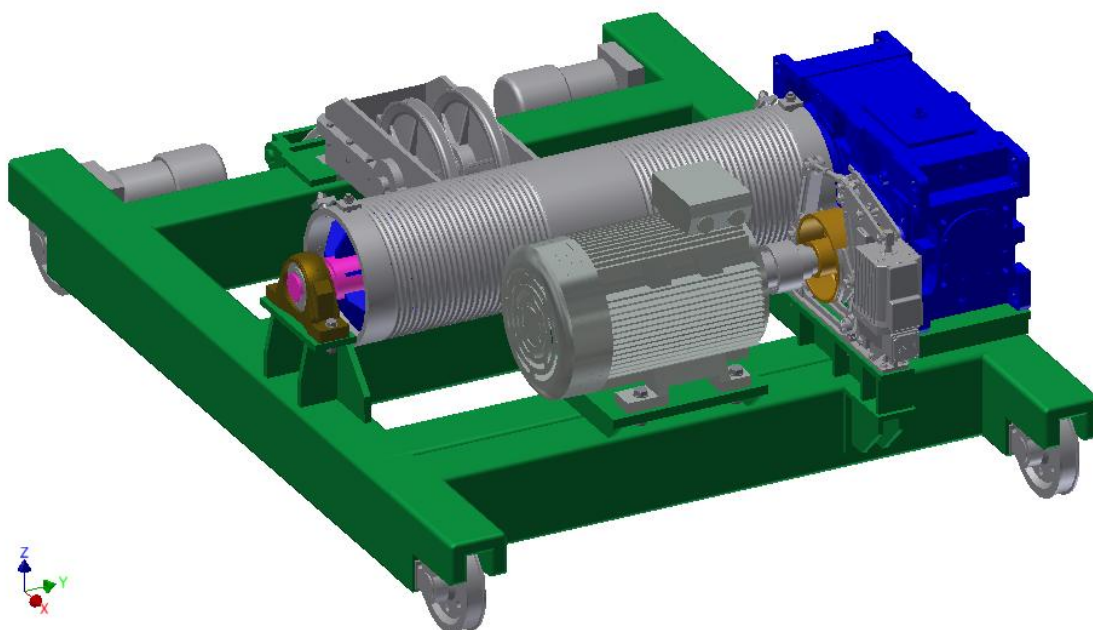
4.5.7 SKUTEČNÁ BEZPEČNOST BRZDY

$$k_{bs} = \frac{M_b}{M_u} \quad (41)$$

$$k_{bs} = \frac{1550}{673} = 2,3 \Rightarrow \text{zvolená brzda vyhovuje}$$



4.6 NÁHLED NA SESTAVU ZDVIHOVÉHO MECHANISMU



Obr. 14 Výsledné rozmístění komponent pohonu

5 PEVNOSTNÍ KONTROLA LANOVÉHO BUBNU

5.1 KONSTRUKCE BUBNU

Buben je vyroben skružením plechu z oceli 11 523 a následným svařením. Mez kluzu oceli 11 523 je 333 MPa [5], str. 234. Tato konstrukční ocel zaručuje dobrou tavnou svařitelnost, používá se na mostní a trubkové svařované konstrukce namáhané staticky i dynamicky.

5.2 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA BUBEN

Při následujících výpočtech budeme vycházet z prosté pružnosti a pevnosti a budeme brát buben i s jeho uložením jako nosník na dvou podporách – výpočet bude vztahován na střednici.



5.2.1 ROVNOVÁHA MOMENTŮ

Výsledný moment od všech sil v místě A je roven nule, z této podmínky získáme reakci v místě B:

$$\sum M_A = 0:$$

$$F_l \cdot 549 + F_l \cdot (549 + 400) - F_b \cdot (549 + 400 + 815) = 0 \quad (42)$$

$$F_b = \frac{F_l \cdot (2 \cdot 549 + 400)}{549 + 400 + 815} = \frac{47\,370 \cdot (2 \cdot 549 + 400)}{549 + 400 + 815} = 40\,227 \text{ N}$$

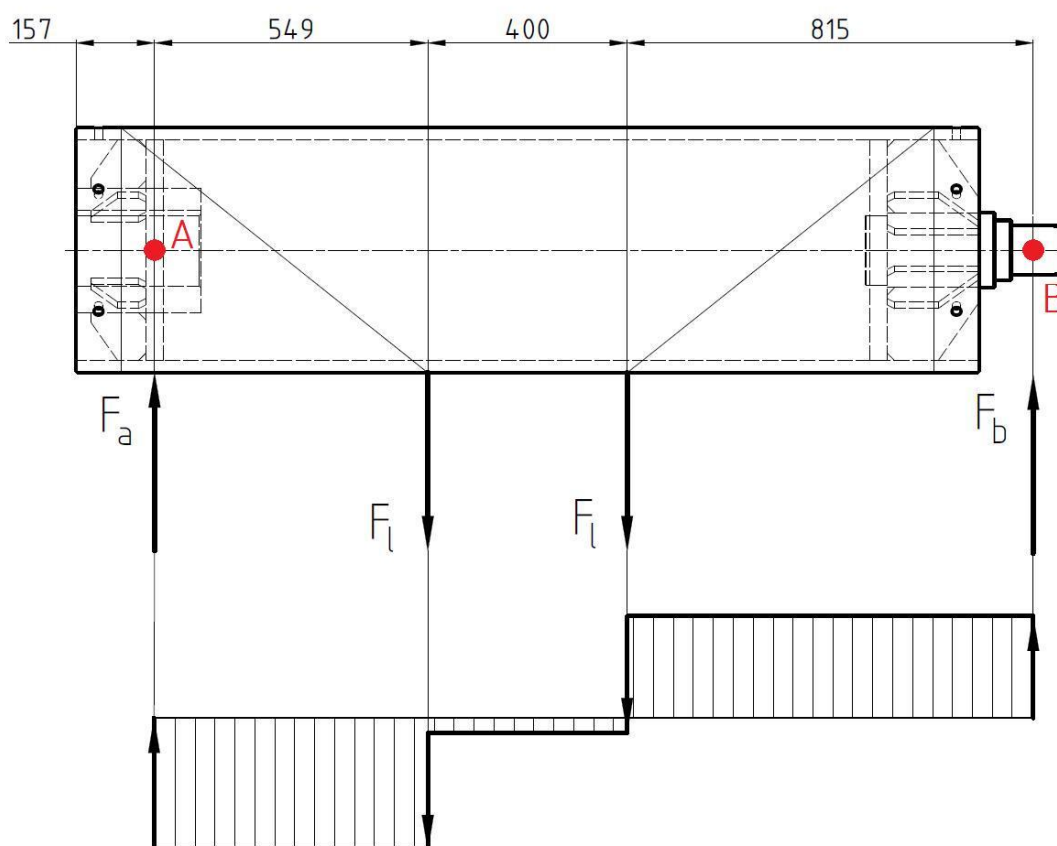
5.2.2 ROVNOVÁHA SIL

Výsledné síly působící ve všech osách jsou rovny nule. Ve svislé ose platí:

$$F_a + F_b - 2 \cdot F_l = 0 \quad (43)$$

$$F_a = 2 \cdot F_l - F_b = 2 \cdot 47\,370 - 40\,227 = 54\,513 \text{ N}$$

F_a je síla, která působí radiálně na výstupní hřídel převodovky. Maximální radiální zatížení této hřídele je 99 100 N, toto zatížení nebude překročeno.



Obr. 15 Síly působící na lanový buben



5.3 NAMÁHÁNÍ OHYBEM

Ohybový moment je počítán pro maximální břemeno a jeho nejvyšší polohu, lana se nachází nejbližše u sebe a zároveň nejbližše ke středu lanového bubnu.

pro $x_1 \in (0; 0,549)$

$$\begin{aligned} Mo_1 &= F_a \cdot x_1 = 54\,513 \cdot 0,549 \\ Mo_1 &= 29\,927 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (44)$$

pro $x_2 \in (0; 0,4)$

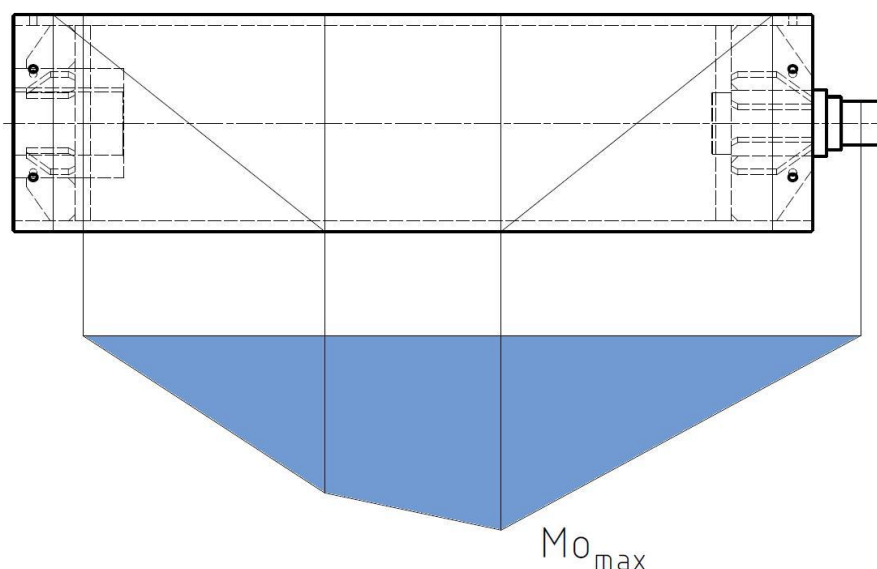
$$\begin{aligned} Mo_2 &= F_a \cdot (0,549 + x_2) - F_l \cdot x_2 = 54\,513 \cdot (0,549 + 0,4) - 47\,370 \cdot 0,4 \\ Mo_2 &= 32\,785 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (45)$$

pro $x_3 \in (0; 0,815)$

$$\begin{aligned} Mo_3 &= F_a \cdot (0,549 + 0,4 + x_3) - F_l \cdot (0,4 + x_3) - F_l \cdot x_3 \\ Mo_3 &= 54\,513 \cdot (0,949 + 0,815) - 47\,370 \cdot (0,4 + 0,815) - 47\,370 \cdot 0,815 \\ Mo_3 &= 0 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (46)$$

Moment Mo_3 je nulový, protože je počítán ke konci pomyslného nosníku. V tomto místě je buben uložen v soudečkovém ložisku, které umožňuje mírné prohnutí osy způsobené zatížením, nebo nepřesností montáže a výroby.

5.3.1 PRŮBĚH OHYBOVÉHO MOMENTU



Obr. 16 Průběh ohybového momentu na bubnu



5.3.2 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT

Z výpočtu vyplývá, že maximální ohybový moment je v místě přechodu mezi hladkou částí bubnu a pravým drážkováním.

$$\begin{aligned} Mo_{max} &\equiv Mo_2 \\ Mo_{max} &= 32\,785\,Nm \end{aligned} \quad (47)$$

5.3.3 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU

$$\begin{aligned} W_o &= 0,8 \cdot (D_b - s)^2 \cdot s \\ W_o &= 0,8 \cdot (480 - 18)^2 \cdot 18 = 3\,073\,594\,mm^3 \end{aligned} \quad (48)$$

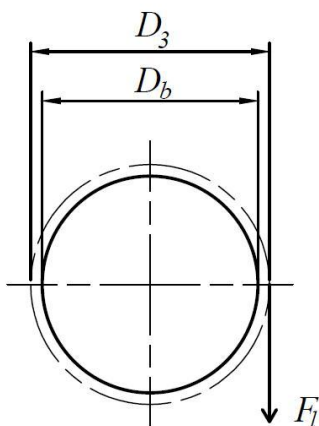
5.3.4 OHYBOVÉ NAPĚTÍ

$$\begin{aligned} \sigma_o &= \frac{Mo_{max}}{W_o} \\ \sigma_o &= \frac{32\,785\,000}{3\,073\,594} = 10,66 \cong 11\,MPa \end{aligned} \quad (49)$$

5.4 NAMÁHÁNÍ KRUTEM

5.4.1 MAXIMÁLNÍ KROUTÍCÍ MOMENT

$$\begin{aligned} Mk_{max} &= 2 \cdot F_l \cdot \frac{D_3}{2} = F_l \cdot D_3 \\ Mk_{max} &= 47\,370 \cdot 500 = 23\,685\,000\,Nmm \end{aligned} \quad (50)$$



Obr. 17 Síla vyvolávající krouticí moment na bubnu



5.4.2 MODUL PRŮŘEZU V KRUTU

$$W_k = 2 \cdot W_o = 1,6 \cdot (D_b - s)^2 \cdot s \quad (51)$$

$$W_k = 1,6 \cdot (480 - 18)^2 \cdot 18 = 6\,147\,187 \text{ mm}^3$$

5.4.3 NAPĚTÍ VE SMYKU

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad (52)$$

$$\tau_k = \frac{23\,685\,000}{6\,147\,187} = 3,85 \cong 4 \text{ MPa}$$

5.5 NAMÁHÁNÍ VNĚJŠÍM PŘETLAKEM

Toto namáhání způsobuje tah lana navinutého po obvodu bubnu, přičemž je buben brán jako tenkostěnná nádoba.

5.5.1 NAPĚTÍ OD PŘETLAKU

$$\sigma_{tl} = \frac{F_l}{s \cdot t} \quad (53)$$

$$\sigma_{tl} = \frac{47\,370}{18 \cdot 22} = 119,6 \cong 120 \text{ MPa}$$

5.6 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ

Redukované napětí dává do souvislosti kombinaci ohybového a smykového napětí a napětí od přetlaku. Nejnebezpečnější místo na lanovém bubnu je ve spodním krajním vlákne, kde vzniká tah vyvolaný ohybem.

5.6.1 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ DLE HMM

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{tl}^2 + \sigma_o \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau_k^2} \quad (54)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{11^2 + 120^2 + 11 \cdot 120 + 3 \cdot 4^2} = 126 \text{ MPa}$$



5.6.2 BEZPEČNOST K MEZI KLUZU

$$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} \quad (55)$$
$$k_k = \frac{333}{126} = 2,64$$

Dle [3], str. 108 by se bezpečnost bubnu vzhledem k mezi kluzu měla pohybovat mezi 2 až 3. Materiál a rozměry bubnu jsou tedy vyhovující a výpočet zaručuje jeho bezpečný provoz.

6 DALŠÍ KONTROLNÍ VÝPOČTY

6.1 KONTROLA LOŽISKA ULOŽENÍ BUBNU

6.1.1 VOLBA LOŽISKA

Volím uložení bubnu do ložiskové jednotky se soudečkovým ložiskem a stojatým tělesem firmy SKF o těchto parametrech [15]:

Vnitřní průměr:	$d_{lož} = 100\text{mm}$
Statická únosnost:	$C_0 = 490\text{ kN}$
Dynamická únosnost:	$C = 425\text{ kN}$
Maximální otáčky:	$n_l = 2000\text{ min}^{-1}$
Maximální axiální zatížení:	$F_{a,max} = 35\text{ kN}$
Hmotnost lož. jednotky:	$m_{lož} = 26\text{ kg}$
Mezní únavové zatížení:	$P_u = 49\text{ kN}$

6.1.2 VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISKA

Následující výpočet je proveden podle doporučení výrobce ložiska [14].

Hodnoty potřebné pro výpočet trvanlivosti:

Spolehlivost:	98% (voleno)
Označení trvanlivosti pro 98% spolehlivost:	L_{2m}
Součinitel 98% spolehlivosti:	$a_1 = 0,33$
Součinitel znečištění:	$\eta_{cl} = 0,8$



EKVIVALENTNÍ DYNAMICKÉ ZATÍŽENÍ

Radiální síla F_r působící na ložisko je rovna síle F_b (42), která vychází ze silové a momentové rovnováhy bubnu. Dále do výpočtu uvažujeme, že axiální síla je nulová.

$$P_d = F_r + Y_1 \cdot F_a \quad (56)$$

$$P_d = 40\,227 + Y_1 \cdot 0 = 40\,227 \text{ N}$$

SOUČINITEL a_{SKF}

Tento součinitel je odečten z diagramu 2 dostupného z [14] a je závislý na otáčkách a na viskozitě maziva. Zvolenému ložisku odpovídá součinitel $a_{SKF} = 0,5$ (kombinace nízkých otáček a maziva z výroby).

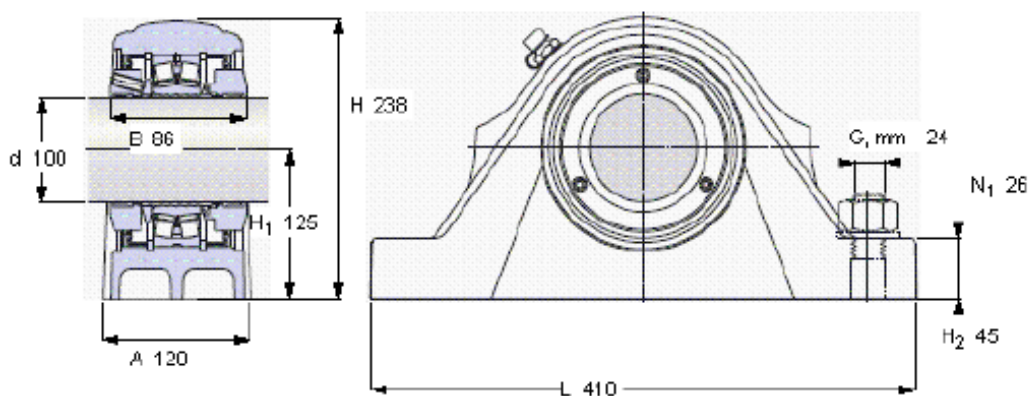
TRVANLIVOST LOŽISKA

$$L_{2m} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{C}{P_d}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{1}{60 \cdot n} \quad (57)$$

$$L_{2m} = 0,33 \cdot 0,5 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{425\,000}{40\,227}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{1}{60 \cdot 20,91} = 340\,316 \text{ hod}$$

Trvanlivost ložiska vyhovuje, pro střední provoz jeřábu se požaduje trvanlivost 4 000 hodin [3], str. 139. Ložisko je tedy dostatečně nadimenzováno pro maximální zatížení.

Tyto ložiskové jednotky jsou konstrukčně navrženy pro mazání plastickým mazivem a tímto mazivem jsou již od výroby naplněny. Zaručují kvalitní mazání i při velkých zatíženích a nízkých otáčkách, jsou odolné proti stárnutí a vodě.



Obr. 18 Ložisková jednotka SKF [15]



6.2 KONTROLA PERA NA OTLAČENÍ

6.2.1 KROUTÍCÍ MOMENT NA VÝSTUPNÍ HŘÍDELI PŘEVODOVKY

$$Mk_{vh} = \frac{P_m \cdot \eta_p \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n'_b} \quad (58)$$

$$Mk_{vh} = \frac{45\,000 \cdot 0,98 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 20,91} = 20\,140 \text{ Nm}$$

6.2.2 SÍLA PŮSOBÍCÍ NA BOK PERA

$$F_{op} = \frac{2 \cdot Mk_{vh}}{d_{vh}} \quad (59)$$

$$F_{op} = \frac{2 \cdot 20\,140}{0,145} = 277\,793 \text{ N}$$

kde:

d_{vh} [mm] průměr výstupní hřídele převodovky, pro zvolenou převodovku je $d_{vh}=145$ mm

6.2.3 TLAK NA BOKU DRÁŽKY

$$p_o = \frac{F_{op}}{l_p \cdot t_1} \quad (60)$$

$$p_o = \frac{277\,793}{225 \cdot 8} = 154 \text{ MPa}$$

kde:

l_p [mm] délka pera, výrobce [11] uvádí 225 mm

t_1 [mm] hloubka drážky v náboji, výrobce [11] uvádí 8 mm

Napětí 154 MPa mezi perem a drážkou je vysoké a zároveň se jedná o velmi nebezpečné místo. Pokud by zde došlo k otlačení pera a jeho následné deformaci, buben by nebyl nijak brzděn a břemeno by padalo volným pádem. Proto volím pro přenos kroutícího momentu z převodovky na lanový buben spojení se dvěma pery.

TLAK NA BOKU DRÁŽKY PŘI POUŽITÍ DVOU PER

$$p_{o2} = \frac{F_{op}}{2 \cdot l_p \cdot t_1} \quad (61)$$

$$p_{o2} = \frac{277\,793}{2 \cdot 225 \cdot 8} = 77 \text{ MPa}$$

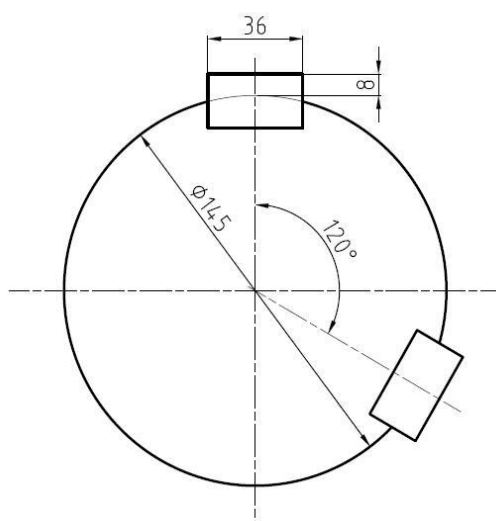


6.2.4 KONTROLA NA OTLAČENÍ

Základní hodnota dovoleného tlaku ocel-ocel na boku drážky je 150 MPa. Uvažujeme-li střídavé namáhání kroutícím momentem a nerovnoměrnost zatížení po bocích per, je nutno tuto hodnotu adekvátně snížit. S ohledem na použité materiály (pero – ocel 11 600, náboj - ocel 11 523) volím dle [5], str. 54 dovolené napětí v tlaku 90 MPa.

$$p_{o2} \leq p_{dt} \quad (62)$$

$77 \text{ MPa} \leq 90 \text{ MPa} \Rightarrow$ pera na otlačení vyhovují



Obr. 19 Hřídel se dvěma pery



ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce byl návrh zdvihového mechanismu jeřábové kočky s nosností 25 000 kg. První a druhá kapitola se zabývají volbou konstrukčního řešení odvozeného z již produkováných jeřábových koček. V dalších kapitolách je proveden výpočet kladkostroje a lana, od něhož se odvíjí rozměry kladek a bubnu. Dále pak jsou navrhovány komponenty zdvihového mechanismu, jako motor, převodovka, zubová spojka, brzda a ložisková jednotka. Tyto komponenty jsou vybírány z katalogů firem podle spočtených hodnot a jsou vhodně voleny tak, aby byla možná jejich vzájemná montáž na rám jeřábové kočky a zároveň byly splněny podmínky bezpečnosti. V páté kapitole je na základě rozměrů, materiálu a uložení proveden pevnostní výpočet lanového bubnu. Následně je zkontrolována trvanlivost soudečkového ložiska v uložení a provedena kontrola otlačení boků per v místě přenosu krouticího momentu z převodovky na lanový buben.

Aby mohla jeřábová kočka pracovat ve skutečném provozu, bylo by nutné provést další výpočty, jako např. pevnostní výpočet rámu, výpočet trvanlivosti ložisek v kladkách, výpočet výkonu motoru pro pojezd a další.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ČSN 27 0100. *Zdvihací zařízení: Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla*. Praha: Vydavatelství norem, 1978, 8 s.
- [2] ČSN 27 0103. *Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů: Výpočet podle mezních stavů*. Praha: Vydavatelství norem, 1991, 68 s.
- [3] REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F. *Jeřáby I. díl. 2. přeprac. vyd.* Praha: SNTL, 1974, 645 s.
- [4] MYNÁŘ, Břetislav, KAŠPÁREK, Jaroslav. *Dopravní a manipulační zařízení*. 2003. 126 s. Dostupné z: <<http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/DMZ-sylaby.pdf>>
- [5] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7 (VáZ.)
- [6] ITECO: *Jeřáby mostové*. [online]. [cit. 2012-05-15]. Dostupné z: <<http://www.iteco.cz/files/ckeditor/Soubory/kladkostroje-lanove.pdf>>
- [7] KRANTECHNIK: *Lanové kladkostroje STAHL - katalog* [online]. [cit. 2012-01-23]. Dostupné z: <http://www.krantechnik.cz/download.php?group=stranky3_soubory&id=77>
- [8] DEMAG: *Lanové kladkostroje DR* [online]. [cit. 2012-01-23]. Dostupné z: <http://www.demagcranes.cz/Produkte/Produktgruppen/Hebezeuge/Fusszug_FDR_20/Produktdetails/index.jsp?technische_daten>
- [9] DEMAG: *Výběrová tabulka* [online]. [cit. 2012-01-23]. Dostupné z: <http://www.demagcranes.cz/Pool/Allgemeine_Dokumente/auswahltabelle_fdr20.pdf>
- [10] SIEMENS: *Asynchronní trojfázové motory* [online]. [cit. 2012-01-23]. Dostupné z: <https://www.automation.siemens.com/mcms/infocenter/content/en/Pages/order_form.aspx?nodeKey=key_9181588&infotype=1>
- [11] SUMITOMO: *Paramax* [online]. [cit. 2012-02-4]. Dostupné z: <http://www.stromag.cz/cs/f/stromag_cs/p/Sumitomo/PARAMAX.pdf>
- [12] Galvi: *Shoe brakes* [online]. [cit. 2012-02-20]. Dostupné z: <<http://www.galvi.com/moduli/catalogo/schedatecnica/1>>
- [13] PAVLÍNEK - VÁZACÍ PROSTŘEDKY: *Speciální lana DIEPA* [online]. [cit. 2012-02-19]. Dostupné z: <http://www.vazaky-online.cz/Specialni-ocelove-lano-Diepa-D-1315-CZ-Z_g690003996.html>
- [14] SKF: *Ložiskové jednotky se soudečkovými ložisky – základní údaje* [online]. [cit. 2012-03-2]. Dostupné z: <http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=cs&newlink=6_2_9>



[15] *SKF: Ložiskové jednotky se soudečkovými ložisky - rozměry* [online]. [cit. 2012-03-2].

Dostupné z:

<<http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?action=PPP&lang=cs&imperial=false&windowName=null&perfid=244111&prodid=244111020>>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_1	[-]	součinitel spolehlivosti
a_{SKF}	[-]	součinitel SKF
d	[mm]	průměr lana
d_b	[mm]	průměr brzdícího bubnu
$d_{lož}$	[mm]	vnitřní průměr ložiska
d_{vh}	[mm]	průměr výstupní hřídele
C	[N]	dynamická únosnost ložiska
C_o	[N]	statická únosnost ložiska
D_1	[mm]	teoretický průměr vodící kladky
D_2	[mm]	teoretický průměr vyrovnávací kladky
D_3	[mm]	jmenovitý průměr lanového bubnu
D_b	[mm]	průměr patní kružnice drážky navíjecího bubnu
D_k	[mm]	jmenovitý průměr vodící kladky
D_v	[mm]	jmenovitý průměr vyrovnávací kladky
F_a	[N]	radiální síla působící v místě náboje bubnu
$F_{a,max}$	[N]	maximální axiální zatížení ložiska
F_b	[N]	radiální síla působící v místě uložení bubnu v ložisku
F_j	[N]	jmenovitá únosnost lana
F_l	[N]	tahová síla v jednom laně
F_{lk}	[N]	tahová síla v laně zvětšená o bezpečnost
F_{op}	[N]	síla působící na bok pera
$F_{r,max}$	[N]	maximální radiální síla na výstupní hřídeli převodovky
g	[ms ⁻²]	tíhové zrychlení Země
H	[m]	výška zdvihu
i_c	[-]	celkový převod
i_k	[-]	převod kladkostroje
i_{np}	[-]	nominální převodový poměr převodovky
i_p	[-]	skutečný převodový poměr převodovky
i_{pi}	[-]	ideální převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem
J_m	[kgm ²]	moment setrvačnosti rotoru
k	[-]	součinitel bezpečnosti lana
k_b	[-]	součinitel bezpečnosti brzdy



k_{bs}	[-]	skutečná bezpečnost brzdy
k_k	[-]	bezpečnost k mezi kluzu
k_N	[-]	návrhový součinitel
k_s	[-]	skutečná bezpečnost lana
l	[mm]	délka závitové části bubnu pro jednu větev lanového systému
l_1	[mm]	délka střední části bubnu
l_2	[mm]	délka koncové hladké části bubnu
l_b	[mm]	celková délka bubnu
l_p	[mm]	délka pera
L	[m]	navíjená délka lana jedné větve lanového systému
L_{2m}	[hod]	trvanlivost ložiska
m	[1]	počet nosných průřezů lana v polovině lanového systému
m_b	[kg]	jmenovitá hmotnost břemene
m_{br}	[kg]	hmotnost brzdy
m_k	[kg]	hmotnost háku a kladnice
m_l	[kg]	hmotnost lana
m_{lm}	[kgm ⁻¹]	hmotnost lana o délce 1 metr
$m_{lož}$	[kg]	hmotnost ložiskové jednotky
m_m	[kg]	hmotnost motoru
m_p	[kg]	hmotnost převodovky
M_b	[Nm]	maximální brzdící moment brzdy
M_Q	[Nm]	statický moment břemene
M_{Qb}	[Nm]	statický moment břemene při brzdění
M_r	[Nm]	potřebný rozběhový moment motoru
M_u	[Nm]	brzdící moment
M'_u	[Nm]	brzdící moment zvětšený součinitelem bezpečnosti brzdy
M_{zp}	[Nm]	zrychlující moment posouvajících se hmot
M_{zpb}	[Nm]	moment posouvajících se hmot při brzdění
M_{zr}	[Nm]	zrychlující moment rotačních hmot
M_{zrb}	[Nm]	moment rotačních hmot při brzdění
M_k	[Nm]	maximální kroutící moment
M_{k_m}	[Nm]	kroutící moment motoru
$M_{k_{m,max}}$	[Nm]	maximální kroutící moment motoru



$M_{k_{vh}}$	[Nm]	kroutící moment na výstupní hřídeli převodovky
M_{O_1}	[Nm]	ohybový moment v bubnu v části levého drážkování
M_{O_2}	[Nm]	ohybový moment v bubnu v hladké prostřední části
M_{O_3}	[Nm]	ohybový moment v bubnu v části pravého drážkování
$M_{O_{max}}$	[Nm]	maximální ohybový moment
n	[1]	počet nosných průřezů lana
n_b	$[\text{min}^{-1}]$	otáčky lanového bubnu
n'_b	$[\text{min}^{-1}]$	skutečné otáčky lanového bubnu
n_{dr}	[1]	celkový počet drátků v laně
n_l	$[\text{min}^{-1}]$	maximální otáčky ložiska
n_m	$[\text{min}^{-1}]$	otáčky motoru
n_{pvst}	$[\text{min}^{-1}]$	otáčky vstupní hřídele převodovky
n_{pvyst}	$[\text{min}^{-1}]$	otáčky výstupní hřídele převodovky
p_{dr}	[MPa]	pevnost drátků v laně
p_{dt}	[MPa]	dovolené napětí v tlaku
p_o	[MPa]	tlak na boku drážky
p_{o2}	[MPa]	tlak na boku drážky při použití 2 per
P	[kW]	minimální potřebný výkon motoru
P_d	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
P_m	[kW]	jmenovitý výkon motoru
P_p	[kW]	maximální výkon přenesený převodovkou
P_u	[N]	mezní únavové zatížení
Q_d	[kg]	dynamické zatížení lana
Q_s	[kg]	statické zatížení lana
Re	[MPa]	mez kluzu daného materiálu
s	[mm]	tloušťka stěny bubnu
s'	[mm]	předběžná tloušťka stěny bubnu
t	[mm]	stoupání drážky pro lano na bubnu
t_1	[mm]	hloubka drážky v náboji
t_a	[s]	doba rozběhu
t_b	[s]	doba brzdění
v_z	$[\text{ms}^{-1}]$	zdvihová rychlost
v'_z	$[\text{ms}^{-1}]$	skutečná zdvihací rychlost



W_k	$[\text{mm}^3]$	modul průřezu v krutu
W_o	$[\text{mm}^3]$	modul průřezu v ohybu
z	$[1]$	počet větví lanového převodu
z_1	$[1]$	počet závitů lana navinutého na buben pro jednu větev lan. systému
α_1	$[-]$	součinitel velikosti vodící kladky
α_2	$[-]$	součinitel velikosti vyrovnávací kladky
α_3	$[-]$	součinitel velikosti navíjecího bubnu
γ_{lo}	$[-]$	součinitel zatížení
δ_h	$[-]$	dynamický zdvihový součinitel
δ_v	$[-]$	odchylka skutečné zdvihadí rychlosti od zadané
ξ	$[-]$	momentová přetížitelnost motoru
η	$[-]$	účinnost jedné kladky uložené na valivých ložiskách
$\eta_{4/4}$	$[-]$	účinnost motoru při plném zatížení
η_b	$[-]$	účinnost lanového bubnu
η_c	$[-]$	celková účinnost zdvihového ústrojí
η_{cl}	$[-]$	součinitel znečištění ložiska
η_k	$[-]$	účinnost lanového kladkostroje
η_p	$[-]$	účinnost převodovky
σ_o	$[\text{MPa}]$	napětí v ohybu
σ_{tl}	$[\text{MPa}]$	napětí od přetlaku
σ_{red}	$[\text{MPa}]$	redukované napětí
τ_k	$[\text{MPa}]$	napětí ve smyku



SEZNAM PŘÍLOH

Jeřábová kočka 25t	JK25 - 3B – 00	výkres sestavení A0
Jeřábová kočka 25t	JK25 - 3B – 00 – K1	seznam položek A4
Jeřábová kočka 25t	JK25 - 3B – 00 – K2	seznam položek A4
Jeřábová kočka 25t	JK25 - 3B – 00 – K3	seznam položek A4
Lanový buben	JK25 - 3B – 03	výkres svařované sestavy A0
Lanový buben	JK25 - 3B – 03 – K	seznam položek A4

CD-ROM