



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ZDVIHOVÝ MECHANISMUS MOSTOVÉHO JEŘÁBU 32 T

STROKE MECHANISM OF BRIDGE CRANE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Adam Wiesenberg

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2022

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního Inženýrství
Student:	Adam Wiesenberg
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.
Akademický rok:	2021/22

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 mostového jeřábu 32 t

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční návrh zdvihového mechanismu mostového jeřábu nosnosti 32 t.

Další technické parametry:

- počet navíjených konců lana na buben ... 2,
- klasifikace zdvihového mechanismu dle ČSN ISO 4301 ... M5.

Cíle bakalářské práce:

Kritická rešerše obdobných existujících řešení.

Zdůvodněný návrh vlastní koncepce řešení.

Výpočet hlavních rozměrů zdvihu.

Celková sestava zdvihového mechanismu.

Svařovací podsestava.

Seznam doporučené literatury:

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

KULKA, Jozef, Martin MANTIČ a Michal PUŠKÁR. Žeriavy mostového typu. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2017. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-2908-6.

SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Brno: Vysoké učení technické, 1988.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je vypracovat návrh zdvihového mechanismu dílenského mostového jeřábu pro nosnost 32 000 kg. Úvodní část práce je zaměřena na stručné seznámení se s danou problematikou, následně je uvedena kritická rešerše obdobných existujících konstrukčních řešení s navazujícími kapitolami zabývajícími se zhodnocením koncepcí a výběrem vlastního řešení a poté následuje kapitola Klasifikace jeřábu a zdvihového ústrojí. Druhá část práce se zabývá návrhem a výpočtem hlavních parametrů zdvihového mechanismu zahrnující také volbu ocelového lana, kladek lanového kladkostroje a výpočet rozměru lanového bubnu. V dalších částech je proveden návrh a kontrola lanového bubnu, volba jednotlivých komponent zdvihového mechanismu například elektromotoru, převodovky, brzdy a spojky. Závěr práce obsahuje výběr a způsob kontroly ložisek, návrh čepu bubnu a postup kontroly spoje těsného pera. Nedílnou součástí práce je také výkresová dokumentace celkové sestavy zdvihového mechanismu a svařovací podsestavy lanového bubnu.

KLÍČOVÁ SLOVA

mostový jeřáb, jeřábová kočka, zdvihový mechanismus, lano, kladkostroj, lanový buben, elektromotor, převodovka, pružná spojka, bubnová spojka, brzda

ABSTRACT

The aim of this bachelor thesis is to develop a design of the lifting mechanism of a workshop bridge crane for a load capacity of 32,000 kg. The introductory part of the work is focused on a brief introduction to the issue, then there is a critical search of similar existing design solutions with related chapters dealing with the evaluation of concepts and selection of their own solutions and then follows the chapter Classification of crane and hoist. The second part of the work deals with the design and calculation of the main parameters of the lifting mechanism, including the choice of steel rope, rope hoists and calculation of the size of the rope drum. In other parts, the design and inspection of the rope drum, the selection of individual components of the lifting mechanism, such as the electric motor, gearbox, brake and clutches. The conclusion of the thesis contains the selection and method of bearing inspection, the design of the drum pin and the procedure of inspection of the tight spring joint. An integral part of the work is also the drawing documentation of the overall assembly of the lifting mechanism and the welding subassembly of the rope drum.

KEYWORDS

bridge crane, crane stroke, lifting mechanism, rope, hoist, rope drum, electric motor, gearbox, flexible coupling, drum coupling, brake

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

WIESENBERG, Adam. *Zdvihový mechanismus mostového jeřábu 32 t*. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/137262>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslav Škopána, CSc. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 19. května 2022

.....

Adam Wiesenberg

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za množství cenných odborných rad, doporučení, připomínek a také za vstřícnost, ochotu a trpělivost při vedení mé bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině a přátelům za podporu při studiu na vysoké škole.

OBSAH

Úvod	13
1 Základní pojmy	14
1.1 Jeřáby	14
1.2 Jeřáby mostového typu	14
1.3 Mostový jeřáb	14
1.3.1 Jeřábová kočka	15
1.3.2 Pojezdový mechanismus	15
1.3.3 Zdvihový mechanismus	15
2 Kritická rešerše odborných existujících řešení	22
2.1 Abus	22
2.2 Demag	23
2.3 Giga	25
2.4 Stahl	26
3 Zhodnocení koncepcí a návrh vlastního řešení	29
3.1 hlavní nosník mostového jeřábu	29
3.2 Uspořádání mechanismu zdvihu	29
3.2.1 Umístění motoru vůči lanovému bubnu	29
3.2.2 Uložení komponentů zdvihu a umístění na rám kočky	29
3.3 Navíjení lana na lanový buben	30
3.4 Lanový převod kladkostroje	31
4 Klasifikace jeřábu a zdvihového mechanismu	32
4.1 Zadané parametry	32
4.2 Určení mechanismu jeřábu	32
4.2.1 Skupinová klasifikace jeřábu jako celku	32
4.2.2 Klasifikace mechanismu	32
5 Návrh a výpočet hlavních částí zdvihového mechanismu	33
5.1 Výpočet lanového kladkostroje	33
5.1.1 Převod kladkostroje	33
5.1.2 Celková účinnost kladkostroje	34
5.2 Kontrola statické únosnosti lana	34
5.2.1 Hmotnost součástí zdvihaných bez břemene	34
5.2.2 Hmotnost zvedaných částí i s břemenem	35
5.2.3 Dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti a tíhy	35
5.2.4 Účinnost lanového systému	36
5.2.5 Nerovnoběžné nosné průřezy ve vinutí	36
5.2.6 Návrhová síla v laně	36
5.3 Výběr lana	37
5.3.1 Příslušný nejmenší průměr	38
5.3.2 Minimální součinitel únosnosti lana	38
5.3.3 Návrhová síla únosnosti	39
5.3.4 Prokázání statické únosnosti	39
5.4 Prokázání únavové pevnosti	39

5.4.1	Účinky setrvačnosti.....	39
5.4.2	Nerovnoměrné nosné průřezy ve vinutí.....	40
5.4.3	Vodorovné síly při svislém zdvihání	41
5.4.4	Návrhová síla v laně při únavě.....	41
5.4.5	Celkový počet pohybů zdvihání pro lano	41
5.4.6	Celkový počet ohybů	42
5.4.7	Součinitel spektrální síly v laně	42
5.4.8	Relativní celkový počet ohybů.....	43
5.4.9	Parametr historie síly v laně.....	43
5.4.10	Poměr průměru kladek a lana.....	43
5.4.11	Tahová pevnost drátu	44
5.4.12	Úhel náběhu	44
5.4.13	Mazání lana	45
5.4.14	Doplňkové požadavky pro vícevrstvé bubny.....	46
5.4.15	Součinitel drážky.....	46
5.4.16	Typy lana.....	46
5.4.17	Součinitel dalších vlivů.....	46
5.4.18	Návrhová síla únosnosti lana při únavě	47
5.4.19	Kontrola lana při únavě.....	47
5.5	Výpočet a volba kladek	47
5.5.1	Základní průměr vodicí kladky	48
5.5.2	Jmenovitý průměr vodicí kladky.....	48
5.5.3	Základní průměr vyrovnávací kladky	49
5.5.4	Jmenovitý průměr vyrovnávací kladky.....	49
5.5.5	Stanovení rozměru věnce kladky	49
5.6	Výpočet rozměrů lanového bubnu	50
5.6.1	Základní průměr lanového bubnu	50
5.6.2	Rozměry drážek lanového bubnu.....	51
5.6.3	Navíjená délka lana	52
5.6.4	Počet závitů lana na lanovém bubnu.....	52
5.6.5	Délka závitové části na lanovém bubnu.....	52
5.6.6	Volba lanových příložek	53
5.6.7	Délka krajní hladké části lanového bubnu	53
5.6.8	Délka střední hladké části lanového bubnu.....	54
5.6.9	Celková délka bubnu.....	54
5.6.10	Předběžná tloušťka stěny bubnu	55
6	Pevnostní kontrola lanového bubnu	56
6.1	Volba polotovaru bubnu	56
6.1.1	Průměr bubnu pod lanem	56
6.1.2	skutečná tloušťka stěny pláště lanového bubnu	57
6.2	Momentová a silová rovnováha	57
6.2.1	Počet nosných průřezů lan v jedné polovině lanového systému.....	57
6.2.2	Síla působící na buben od jednoho konce lana	57
6.2.3	Momentová rovnováha	58
6.2.4	Silová rovnováha.....	59
6.3	Namáhání ohybem.....	60
6.3.1	Vnitřní výsledné účinky při ohybu lanového bubnu.....	60
6.3.2	Určení maximálního ohybového momentu.....	62

6.3.3	Výpočet modulu průřezu v ohybu	63
6.3.4	Kontrolní napětí v ohybu	63
6.4	Namáhání krutem	64
6.4.1	Určení maximálního krouticího momentu	64
6.4.2	Výpočet modulu průřezu v krutu	65
6.4.3	Kontrola smykového napětí	65
6.5	Napětí od vnějšího přetlaku	66
6.6	Redukované napětí	66
6.6.1	Kontrola redukovaného napětí	67
7	Volba komponentů zdvihacího ústrojí	68
7.1	Elektromotor	68
7.1.1	Celková mechanická účinnost	68
7.1.2	Potřebný výkon hnacího motoru	69
7.1.3	Volba elektromotoru	69
7.1.4	Otáčky lanového bubnu	70
7.1.5	Teoretický převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem	70
7.1.6	Celkový převod	71
7.1.7	Statický moment břemene	71
7.1.8	Doba rozběhu	72
7.1.9	Moment setrvačných sil posuvných hmot soustavy	72
7.1.10	Moment setrvačných sil rotujících hmot soustavy	73
7.1.11	rozběhový moment motoru	73
7.1.12	Kontrola motoru při rozběhu	74
7.2	Převodovka	74
7.2.1	Volba převodovky	74
7.2.2	Kontrola jmenovitého výkonu převodovky	75
7.2.3	Kontrola jmenovitého výkonu převodovky	76
7.2.4	Skutečné otáčky lanového bubnu	76
7.2.5	Skutečná zdvihová rychlost	76
7.2.6	Odchylna od požadované zdvihové rychlosti	77
7.2.7	Kontrola radiálního zatížení na výstupní hřídeli převodovky	77
7.3	Pružná spojka	78
7.3.1	Přenášený krouticí moment	78
7.3.2	Volba pružné spojky	78
7.3.3	Kontrola vybrané spojky	79
7.4	Návrh brzdy	80
7.4.1	Statický moment břemene při brždění	80
7.4.2	Moment setrvačnosti posouvajících se hmot soustavy při brždění	80
7.4.3	Moment setrvačnosti rotujících hmot soustavy při brždění	81
7.4.4	Požadovaný brzdňý moment	81
7.4.5	Brzdňý moment zvětšený o součinitel bezpečnosti	82
7.4.6	Volba brzdy	82
7.4.7	Kontrola brzdňého momentu vybrané brzdy	83
7.5	Spojka lanového bubnu	84
7.5.1	Přenášený krouticí moment	84
7.5.2	Volba bubnové spojky	84
7.5.3	Kontrola přenášeného krouticího momentu	86
7.5.4	Kontrola radiální únosnosti bubnové spojky	86

8	Návrh uložení lanového bubnu	87
8.1	Volba ložiska a jeho kontrola	87
8.1.1	Volba ložiska.....	87
8.1.2	Kontrola ekvivalentního statického zatížení	88
8.1.3	Kontrola ekvivalentního dynamického zatížení.....	88
8.1.4	Základní trvanlivost ložiska	89
8.1.5	Výpočet skutečné provozní trvanlivosti ložiska	89
8.1.6	Kontrola trvanlivosti ložiska	90
8.1.7	Volba ložiskového domku	90
8.2	Návrh čepu lanového bubnu a jeho kontrola.....	91
8.2.1	Volba polotovaru čepu	91
8.2.2	Nominální napětí.....	91
8.2.3	Maximální napětí	93
8.3	Kontrola pera na otlačení	96
8.3.1	Obvodová síla na povrchu pera.....	96
8.3.2	Maximální dovolený tlak	96
8.3.3	Výpočet tlaku ve spoji.....	96
	Závěr	99
	Seznam použitých zkratk a symbolů	104
	Seznam příloh.....	110

ÚVOD

K základním lidským činnostem patřilo mimo jiné zvedání a přemísťování různých břemen. Tato činnost zasahuje v dnešní době do všech průmyslových odvětví. Pro vykonávání, případně urychlení nebo usnadnění, těchto úkonů, jsou využívána zdvihací zařízení a dopravní stroje. Jedním z mimořádných technických zařízení v oblasti přepravy a manipulace jsou jeřáby, především jeřáby mostového typu. Tento konstrukční typ jeřábu je často používán v různých pracovních prostředích: výrobních halách, skladovacích prostorech, hutnických prostorech apod. Pro tento typ jeřábu jsou typická specifická konstrukční řešení. Stěžejním prvkem jsou nosníky jeřábu, které utvářejí jeřábový most pohybující se po dvou kolejnicích umístěných na pevných podpěrách v určité výšce. Dále pak jeřábová kočka pohybující se obvykle po hlavních nosnících a tvořená zdvihovým a pojezdovým mechanismem.

Hlavním cílem této bakalářské práce je navrhnout dle zadaných parametrů zdvihový mechanismus mostového jeřábu s nosností do 32 tun. Dílčím cílem je vypracování kritické rešerše obdobných již existujících konstrukčních řešení jeřábu tohoto typu. Dalším úkolem je vypracování vlastního návrhu koncepčního řešení se zdůvodněním daného výběru a klasifikace zařízení dle aktuální normy. V návaznosti na vybranou koncepci zdvihového mechanismu provést výpočty hlavních rozměrů zdvihu, provést i pevnostní kontrolu lanového bubnu, volbu a kontrolu jednotlivých komponent zdvihového ústrojí, volbu ložisek, návrh uložení lanového bubnu a kontrolu daného spoje. Nedílnou součástí je vypracování výkresu celkové sestavy zdvihového mechanismu a svařovací podsestavy lanového bubnu.

1 ZÁKLADNÍ POJMY

Tato kapitola stručně seznamuje s problematikou daného tématu bakalářské práce a vysvětluje pojmy, které se vyskytují jak v navazující rešeršní části, tak i v ostatních částech práce.

1.1 JEŘÁBY

Jeřáby jsou mechanická zařízení navržená pro vykonávání cyklické činnosti, jako je zdvihání a přemísťování břemene v prostoru, která jsou zavěšena na háku nebo uchopena jiným prostředkem [1; 2].

Jeřáby lze dělit různými způsoby a z různých hledisek. Mezi základní patří například klasifikace dle normy ČSN ISO 4306-1. Zmíněná norma rozřazuje jeřáby dle:

- **Konstrukce** – Mostového typu: mostový, portálový, poloportálový
 - Výložníkového typu: portálový otočný jeřáb, poloportálový otočný, mobilní, věžový, železniční, plovoucí, palubní, derikový, konzolový
 - Typ s nosnými lany: lanový, portálový lanový
- **Prostředku pro uchopení břemene** – s hákem, drapákový, magnetový, stohovací, atd.
- **Druhu pohybu** – stacionární, šplhací, přemístitelný, radiální, pojízdný
- **Druhu pohonu** – ruční, elektrický, hydraulický
- **Rozsahu otáčení** – otočný, omezeně otočný, plně otočný, neotočný
- **Způsobu umístění** – podepřený, podvěsný
- **Způsobu ovládání** – z kabiny, ze země, s dálkovým ovládáním

1.2 JEŘÁBY MOSTOVÉHO TYPU

Jedná se o konstrukční typ jeřábů, které mají „prostředek pro uchopení břemen zavěšený na kočce, na zdvihové jednotce/kladkostroji nebo na výložníkovém jeřábu, a tento prostředek se může pohybovat podél mostu jeřábu.“ [1, s. 6]

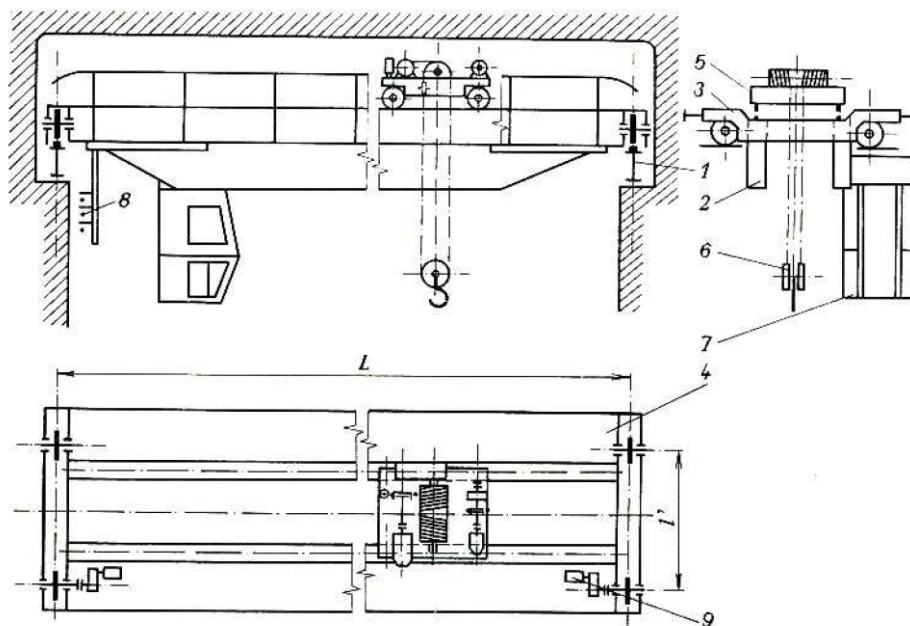
1.3 MOSTOVÝ JEŘÁB

Jedná se o jeřáb, který se podle své konstrukce řadí mezi jeřáby mostového typu. Jeho hlavní nosnou část tvoří most pohybující se podél vyvýšené jeřábové dráhy [1; 2]. Most je vybaven jeřábovou kočkou nebo kladkostrojem s hákem pohybující se nad, pod nebo uvnitř mostové konstrukce [1; 2].

HLAVNÍ ČÁSTI MOSTOVÉHO JEŘÁBU

Konstrukce mostového jeřábu obsahuje tyto základní části:

- **Jeřábový most** - obsahuje minimálně jeden nebo více hlavních nosníků, které pomocí příčníků utvářejí tuhý rám [2; 3]. Dále může mít pomocné lávky (vedlejší nosníky), nárazníky, obslužné lávky [2]. Dle počtu nosníků lze rozlišovat mostové jeřáby na jednonosníkové a dvounosníkové (obr. 1).
- **Jeřábová kočka,**
- **Mechanismus pojezdu mostu** s pojízďecími koly,
- **Kabina jeřábníka** (koš), nebo **ruční ovládání,**
- **Elektrická instalace** [2; 3].



Obr. 1 Schéma dvounosníkového mostového jeřábu [4, s. 19]

1.3.1 JEŘÁBOVÁ KOČKA

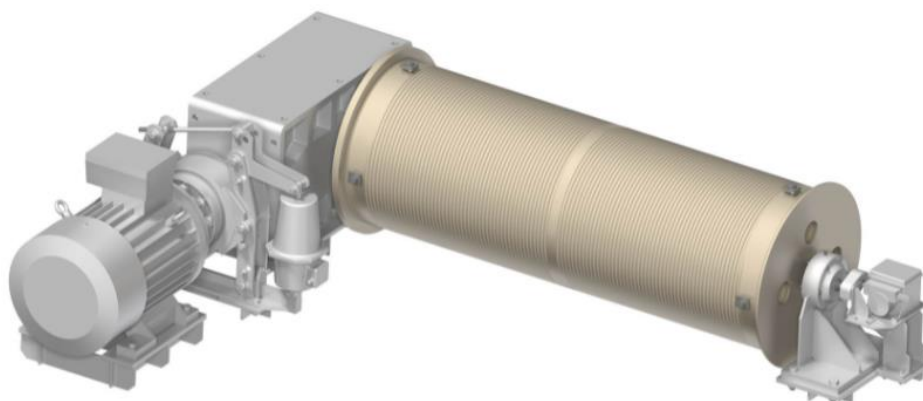
Jde o montážní soustavu skládající se ze dvou konstrukčních mechanismů: zdvihacího mechanismu a pojezdového mechanismu pro příčný pohyb zavěšeného břemena [1].

1.3.2 POJEZDOVÝ MECHANISMUS

Slouží k vodorovnému přemísťování kočky, kladkostroje nebo zdvihové jednotky po mostové konstrukci [1].

1.3.3 ZDVIHOVÝ MECHANISMUS

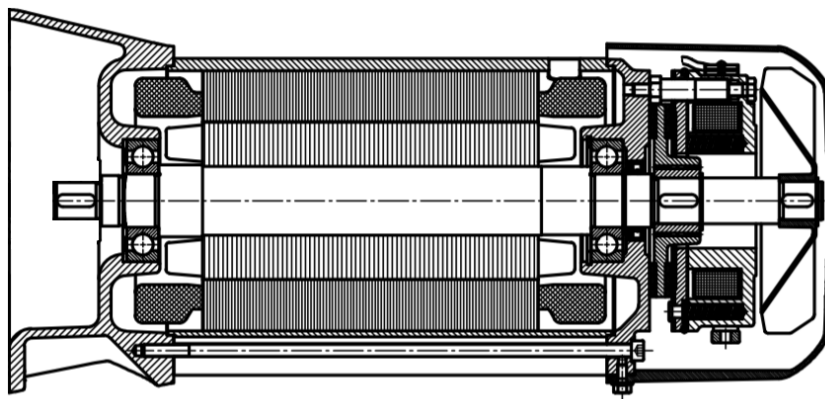
Mechanismus určený ke zdvihání a spouštění zavěšeného břemena (obr. 2) [1]. Hlavní částí mechanismu jsou: motor zdvihu, spojka s brzdou, převodovka a kladkostroj.



Obr. 2 Zdvihový mechanismus firmy KPC [5]

ÚSTROJÍ ZDVIHOVÉHO MECHANISMU

Pohon zdvihového ústrojí jeřábu je obvykle zajištěn elektromotory. Jde o speciální asynchronní motory, které mají zesílenou konstrukci (zesílená izolace vinutí, impregnace, větší mezera mezi statorem a rotorem, přídavné chlazení, atd.). Nejběžnějším typem jsou třífázové asynchronní elektromotory s kroužkovou kotvou a pro menší výkony s kotvou nakrátko [6]. V současnosti jsou asynchronní motory často vybaveny elektromagnetickými diskovými brzdami (viz. obr. 3) a frekvenčním měničem, který umožňuje regulaci otáček a tím umožňuje plynulý rozběh, doběh bez velkých proudových rázů a celkově zpřesňuje manipulaci s přepravovaným břemenem.



Obr. 3 Pohon zdvihu vybavený dvoukotoučovou elektromagnetickou brzdou firmy ABUS [7]

Motor zdvihu je dále spojen s převodovkou přes pružnou spojku s brzdovým bubnem (viz obr. 4). Pružné spojky přenášejí točivý moment, dokážou vyrovnat mírné osové odchylky spojovaných součástí, částečně chrání mechanismus před torzními kmity a rázy [3]. Můžou být využita i rozdílná spojení elektromotoru a převodovky například i pomocí poddajné zubové spojky s brzdovým kotoučem [3].



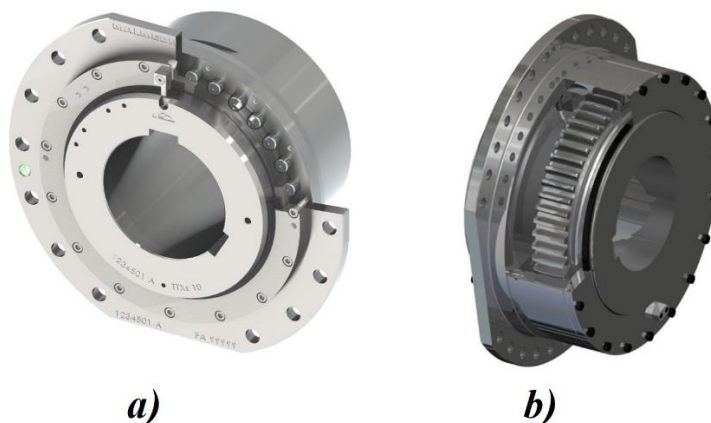
Obr. 4 Pružná spojka s brzdovým bubnem firmy KPC [8]

Pro redukci otáček a zvýšení kroutícího momentu z jeřábového elektromotoru na lanový buben se používá mnoho typů jeřábových převodovek. Rozdělit je můžeme dle druhu soukolí: s čelním, kuželovým, šnekovým, nebo jejich kombinace [3]. Lze je dělit podle uspořádání dělicí roviny převodové skříně na svislé a vodorovné (obr. 5) [6]. Dále také podle počtu předlohových hřídelů. Pro zdvihové mechanismy jeřábu se většinou využívá převodovek s vodorovnou dělicí rovinou a s převodem do pomala, kde vstupní hřídel převodovky je rychloběžný a výstupní je pomaloběžný [3; 6].



Obr. 5 Převodová skříň zdvihu firmy KPC [9]

Přenos točivého momentu mezi převodovou skříní a lanovým bubnem zajišťují speciální zubové anebo bubnové spojky (viz obr. 6), které umožňují proměnlivou různoběžnost výstupní osy převodovky a osy lanového bubnu.



Obr. 6 Spojky lanového bubnu: a) Bubnová spojka firmy MALMEDIE; b) Zubová spojka od firmy SUODA [10; 11]

BRZDY

Hlavním účelem brzd je zpomalení nebo zastavení různých druhů pohybu [2]. Obvykle slouží k zajištění klidové polohy zařízení [2].

U zdvihového mechanismu je tedy zásadní, aby docházelo k plynulému spouštění, zabrždění a držení břemene. Zabrzdit a udržet zavěšené břemeno je nutné i v případě výpadku napájecí energie [2]. Pro zajištění těchto požadavků se používají rozdílné druhy brzd, které rozlišujeme z hlediska použití na stavěcí a regulační [3].

- **Stavěcí brzdy** – zastavují pohybující se soustavu hmot po ukončení působení hnací síly [3].
- **Regulační (spouštěcí) brzdy** – používají se ke spouštění břemene. Nejdříve zpomalují pohyb soustav hmot a až po odpojení pohonu ho zastavují [3].

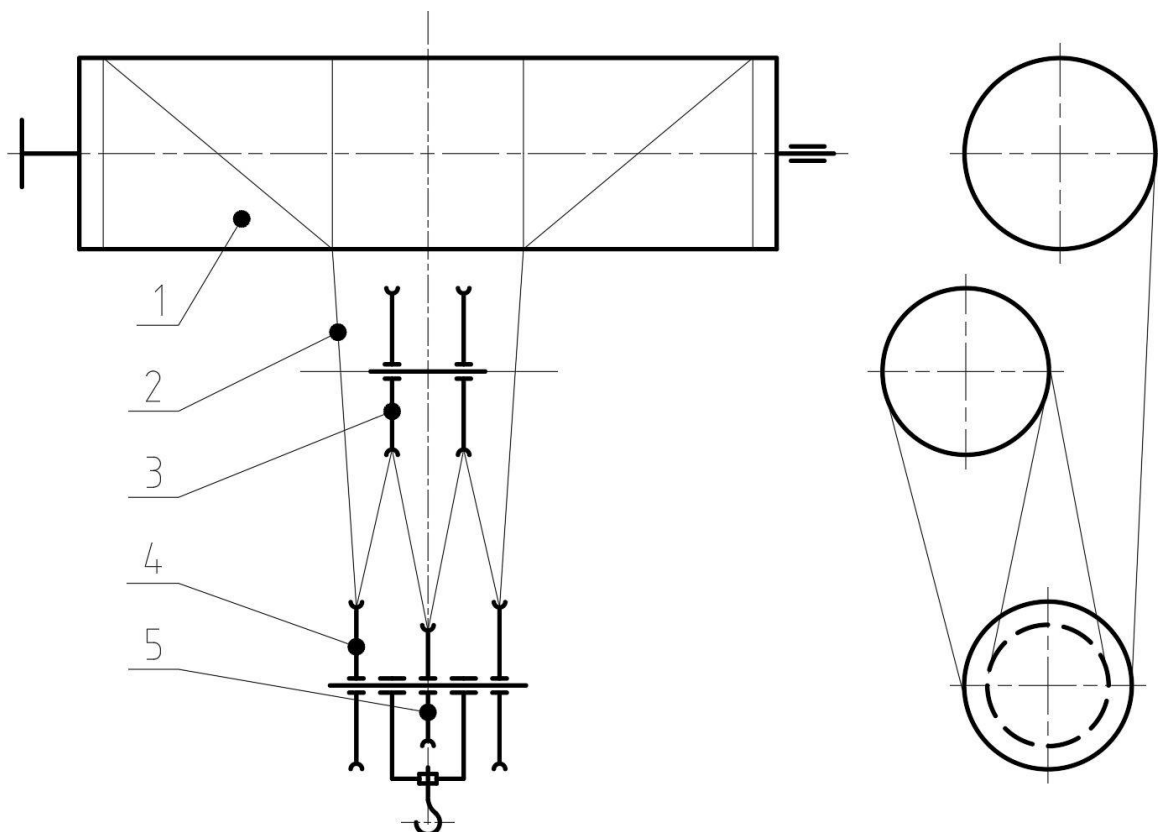
Dále brzdy dělíme podle konstrukce na čelistové, kotoučové, lamelové, kuželové, pásové a odstředivé [2]. V dnešní době se nejčastěji využívají čelistové a kotoučové brzdy společně

s třífázovým asynchronním elektromotorem, který je řízený frekvenčním měničem, a umožňuje plynulé brždění a zpomalování zavěšeného břemene.

LANOVÝ KLADKOSTROJ

Zařízení určené ke zdvihání a spouštění břemen, která mohou být zavěšena volně nebo vedena v nakloněné rovině, ve stanovených vzdálenostech a s pojezdem či bez pojezdu [12].

Skládá se z lanového bubnu, nosného prvku (lana), vyrovnávacích a vodicích kladek, horní kladnice a dolní kladnice se závěsným prostředkem (obr. 7).



Obr. 7 Schéma dvojitého kladkostroje: 1. lanový buben; 2. lano; 3. pevné vodicí kladky; 4. vodicí kladky v kladnici; 5. vyrovnávací kladka v kladnici. [6, s. 55]

LANOVÉ KLADKY

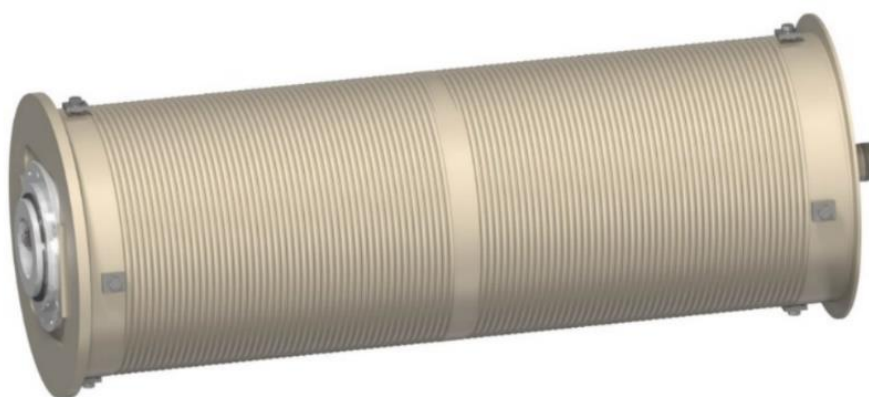
Lze je dělit na dva typy:

- **Vodicí kladky** – otáčejí se a jejich účelem je pouze vedení lana za pohybu, nedochází k silovému přenosu mezi tahem v laně a krouticím momentem kladky [2; 6].
- **Vyrovnávací kladky** – oproti vodicím kladkám se neotáčejí a jejich průměr může být menší než u vodicích kladek [6]. Hlavní funkcí vyrovnávacích kladek je vyrovnávat nestejná protažení v jednotlivých větvích lanového systému [2].

LANOVÝ BUBEN

Jde o hlavní součást zdvihového ústrojí sloužící k navíjení nebo k odvíjení lana (obr. 8). Vyrábí se jako svarky z plechu, z bezešvých trubek nebo jako odlitky [3; 4]. Povrch bubnu je tvořen drážkami. Jmenovité průměry bubnů a rozměry drážek jsou normalizovány dle ČSN 27 1820. Na jeden buben lze navíjet jedno anebo dvě lana. Konce lan se uchycují buď klíny, nebo minimálně dvěma příložkami [3]. Lano při nabíhání na buben nesmí mít větší úhel odklonu než 4° , jinak by došlo k odírání lana o samotný buben. [2; 3].

Uložení bubnu může být zajištěno z jedné strany krátkým vsazeným čepem ve dvouřadém soudečkovém naklápěcím ložisku a z druhé strany může být buben připojen pomocí speciální zubové spojky na výstupní hřídeli převodovky [2].



Obr. 8 Lanový buben firmy KPC [13]

NOSNÉ PRVKY

Jde o nosné a ohebné orgány zdvihacích mechanismů. Pro zvedání, vázání a uchopení břemene se používají ocelová lana nebo řetězy [6].

Řetězy jako nosné orgány zdvihového ústrojí se využívají zřídka, a to jen pro malé nosnosti (například u podvěsných jednonosníkových ručních koček). Druhy řetězů, které se používají, jsou článkové, svařované anebo kloubové [3]. Oproti lanům mají větší odolnost proti otěru, žáru, korozi, nešetrnému zacházení a lze u nich použít malé a lehké řetězové kladky [3; 4]. K jejich hlavním nevýhodám patří citlivost na rázy, hlučnost chodu a velká hmotnost [3; 4].

Ocelová lana jsou u zdvihových mechanismů jeřábů používána nejčastěji. Mají ve srovnání s řetězy několik zásadních benefitů a těmi jsou nízká hmotnost a hlučnost, pružnost, bezpečnost a připouštějí vyšší rychlosti [3; 4]. Lana se při provozu namáhají na čistý tah a také na ohyb v případě navíjení na lanový buben nebo kladku [3; 4; 6].

Lana lze dělit dle způsobu využití na:

- **Pohyblivá lana** – příkladem jsou zdvihová lana jeřábů, nosná lana výtahů. Tato lana „jsou při provozu v pohybu ve směru své osy“. [3] Pohyblivá lana nabíhají na lanové bubny, kladky a při zatížení dochází k jejich ohýbání. [4] [6]

- **Nepohyblivá lana** – nosná lana lanovek, nosná lana lanových jeřábů, kotevní lana apod. Tato lana „jsou v klidu a zatížena buď ve směru osy, popřípadě zatížená i pohyblivým břemenem ve směru kolmém k ose.“ [3]

Další možností rozdělení lan je podle konstrukce:

- **Jednoprामenná lana** – jedná se o jednoduše vinutá lana. Dráty jsou vinuty kolem duše ve tvaru šroubovice v jedné nebo ve více vrstvách [3].
- **Víceprामenná lana** – jedná se o lana, která jsou dvojitě i trojitě vinutá. Prameny jsou vinuty kolem duše lana [3].

Duše může být vyrobena například z konopí, juty anebo z oceli. Často je napuštěna speciálním mazivem chránícím lano před jeho vnitřní korozi. [3]

Podle způsobu vinutí na:

- **Stejnoseměrná lana** – jde o lana, u kterých mají dráty v pramenech a prameny lana shodný smysl vinutí. Stejnoseměrná lana mají větší trvanlivost, jsou měkčí a ohebnější [3; 6]. Nevýhodou těchto lan je tvoření smyček při odlehčení a prodlužování při zatížení. Tato lana je vhodné využívat tam, kde je možná jejich stálá napjatost [3; 6].
- **Protiseměrná lana** – jde o lana, u kterých mají dráty v pramenech a prameny lana různý smysl vinutí. U těchto lan nedochází při zatížení k tvoření smyček a nerozkrucují se [3; 6]. Oproti stejnoseměrným lanům jsou méně ohebná a mají menší trvanlivost. Používají se u břemen, která nelze zajistit proti rozkrucování [6].

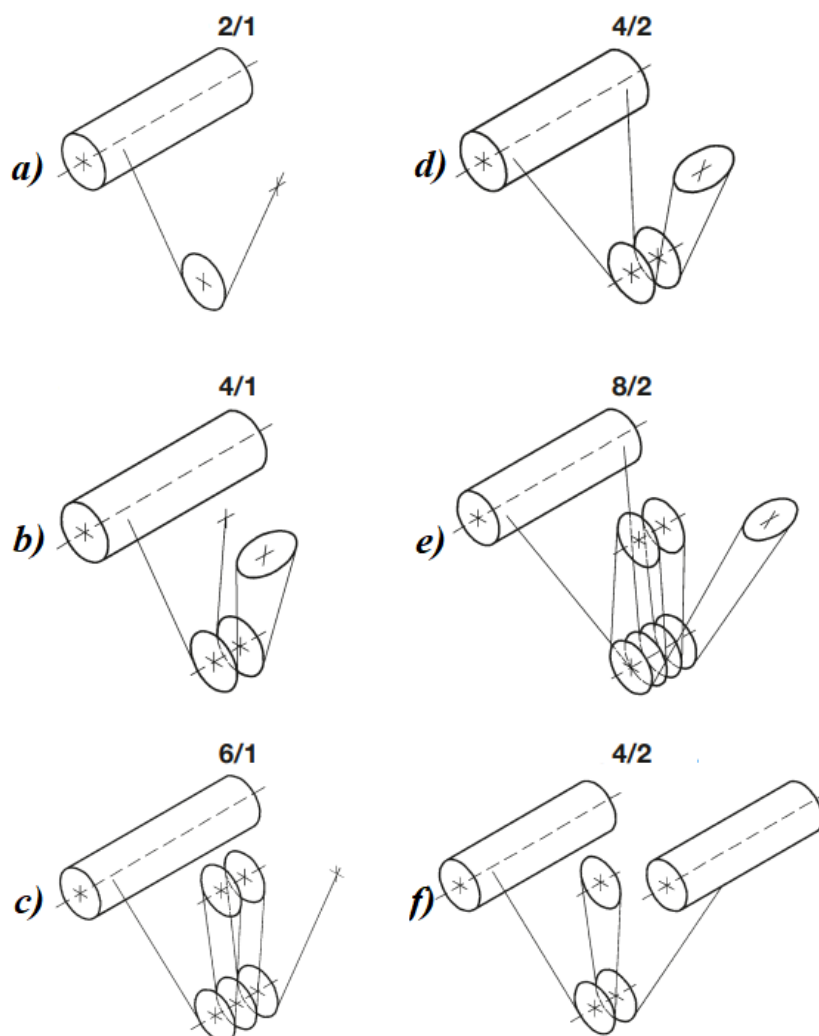
Vinutí můžeme rozlišovat na pravé a levé.

Pro zdvihové ústrojí jeřábu jsou lana vyráběna ze speciálních drátů kruhového průřezu [6]. Zdvihová lana jeřábu jsou pohyblivá, zpravidla šestipramenná a výhradně protiseměrně vinutá [3; 6]. Mezi nejčastěji užívané druhy konstrukcí lan lze jmenovat lana Normální, Seal, Warrington, Herkules.

LANOVÝ PŘEVOD

Tento převod můžeme vyjádřit jako poměr počtu nosných průřezů lan k počtu navíjených konců lana na lanový buben [6].

Výrobci jeřábu ve svých katalozích a prospektech udávají zalanování (lanový převod) ve tvaru poměru (počet nosných průřezů lana/počet konců lana navinutých na buben) k rozlišení rozdílných typových řad kladkostrojů/zdvihových jednotek nebo jeřábových koček.



Obr. 9 Příklady schémat lanových kladkostrojů firmy ABUS [7]

Z **obr. 9** je patrné, že u uvedených zjednodušených schémat variant kladkostrojů **a)**, **b)** a **c)** využívajících lanových převodů $2/1$, $4/1$, $6/1$ je navíjen jeden konec lana na lanový buben. Výhody zmíněných uspořádání kladkostrojů jsou: jednoduchá konstrukce, zajištění vyššího zdvihu bez nutnosti navíjení lana ve více vrstvách a případné použití kratšího lana za účelem snížení nákladů a hmotnosti/zatížení na lanový buben. Mezi hlavní nevýhody těchto konstrukcí patří nerovnoměrné zatížení bubnu a tím nesouměrné namáhání ložisek.

U kladkostrojů **d)** a **e)** s lanovými převody $4/2$ a $8/2$ je použito navíjení dvou konců na jeden lanový buben. Přínosem tohoto řešení je rovnoměrné zatížení bubnu a ložisek, jednodušší dosažení rychlosti zdvihu, použití jednotlivých částí mechanismu zdvihu ve stejném počtu jako u předchozích variant. Nevýhodou jsou větší rozměry lanového bubnu, navíjení lana ve více vrstvách a použití delšího lana pro zajištění stejného zdvihu, jako u **a)**, **b)** a **c)**.

Poslední konstrukční řešení kladkostroje **f)** využívá dva lanové bubny, kde na každý z nich je navíjen jeden konec lana. Tato koncepce tedy umožňuje navíjení delšího lana a tím zajišťuje rovnoměrné zatížení rámu kočky a menší rozměry samotných lanových bubnů, motorů zdvihu a převodovek. Nevýhodou tohoto řešení je dražší a složitější konstrukce. Dochází ke zdvojení zdvihového mechanismu (dva lanové bubny, dva motory zdvihu a dvě převodovky)

2 KRITICKÁ REŠERŠE ODBORNÝCH EXISTUJÍCÍCH ŘEŠENÍ

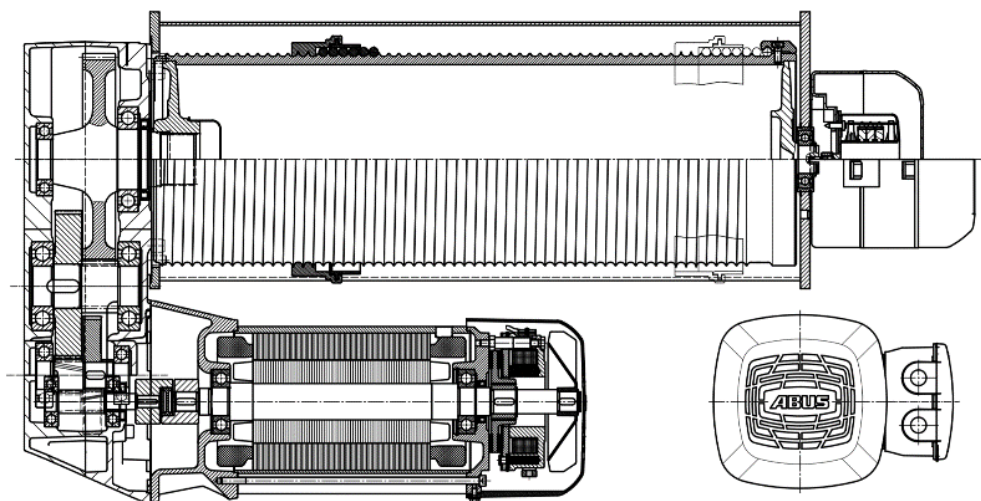
Výrobci, ve snaze vyhovět všem požadavkům zákazníků, nabízejí v dnešní době různé typy jeřábových koček a kladkostrojů. Jednotlivé varianty se neliší pouze nosností, typem lanového převodu, výškou zdvihu, rychlostí zdvihu apod., ale i použitím koncepcí zdvihacích mechanismů, pojezdového mechanismu a samotné nosné konstrukce kočky nebo kladkostroje.

Dále se firmy snaží v maximální míře využívat nových technologií a trendů, jako je například modulárnost komponent mechanismů, která vede nejen ke snížení cenových nákladů, ale také k zajištění kompaktních rozměrů, usnadnění údržby, zvýšení spolehlivosti, bezpečnosti atd.

V následující části rešerše jsou vybráni někteří významní výrobci výše zmíněných zařízení. U každého z nich je nejprve uveden krátký popis všech nabízených modelů jeřábových koček pro mostové jeřáby se zaměřením na jejich zdvihové mechanismy. Následně jsou vybrány a vyhodnoceny koncepce, které svými parametry nejvíce odpovídají zadaným požadavkům této bakalářské práce: návrh zdvihového mechanismu s nosností 32 t, počet navíjených dvou konců na lanový buben a klasifikace zdvihového mechanismu M5 dle ČSN ISO 4301. Z předpokládaného velkého zatížení vyplývá, že vybraná řešení budou vždy určena pro dvounosníkové mostové jeřáby.

2.1 ABUS

Firma ABUS má ve své nabídce různé konstrukce. Základní variantou jsou jednonosníkové jeřábové kočky podvěsného provedení značené U a E. Jejich nosnost je v rozsahu 1 000 kg až 25 000 kg a používají kladkostroje s lanovým bubnem navíjející pouze jeden konec lana. Pro vyšší nosnosti, až 63 t, jsou nabízeny dvoukolejnicové konstrukce typu D, DA a DQA, které využívají buď navíjení jednoho, nebo obou konců lana na jeden lanový buben [7]. Poslední variantou s rozsahem nosnosti 8 – 120 t jsou dvoukolejnicové konstrukce typu Z a ZA [7]. U těchto variant se skládá lanový kladkostroj ze dvou lanových bubnů, kde je na každý buben navíjen jeden konec lana.



Obr. 10 Zdvihové ústrojí firmy ABUS [7]

Zmíněné konstrukce mají paralelní uspořádání zdvihového mechanismu, u kterého je motor zavěšen na převodovce pod lanovým bubnem (obr. 10). Zdvihové ústrojí je připevněno z boku

hlavního nosníku kočky mezi dvěma příčnicí pojezdu. Osa lanového bubnu směřuje kolmo na příčnicí. Toto uspořádání používají všechny koncepce kromě DQA. Konstrukční typy označené DA a ZA mají oproti modelu D a Z sníženou konstrukční výšku kočky (obr. 11). Typ DQA (viz obr. 11) má také sníženou konstrukci, kde lanový buben je uložen mezi dvěma hlavními nosníky a osa bubnu je ve směru pojezdu kočky.



Obr. 11 Jeřábové kočky: a) typ DQA, b) typ Z [7]

Požadovanému zadání dle katalogu výrobce odpovídá jeřábová kočka typu GM 7320 konstrukce D/DA (obr. 12), s lanovým převodem 8/2 [7]. Dalšími vyhovujícími typy jsou z hlediska nosnosti a klasifikace například: GM 5320 a GM 6320 konstrukce Z/ZA [7].



Obr. 12 Jeřábová kočka typu D [7]

2.2 DEMAG

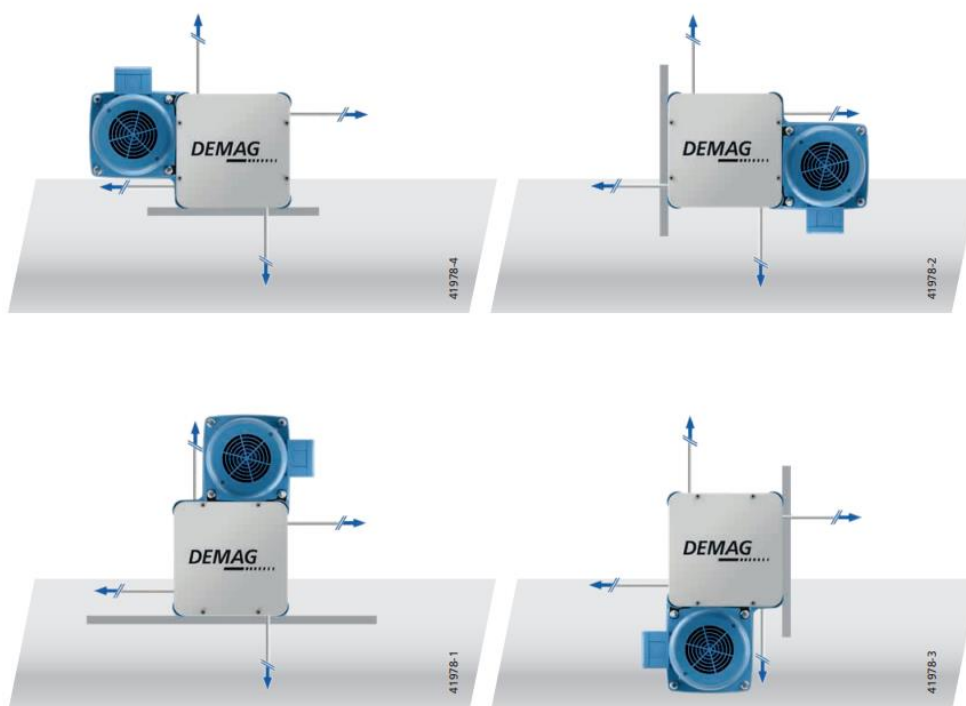
Výrobce DEMAG nabízí dvě modelové řady lanových jeřábových koček označených DMR a DH. Řada DMR se dělí na několik konstrukčních řešení. Například varianty značené jako EK–DMR a EU–DMR jsou jednonosníkové kočky s rozsahem nosnosti 1–16 t. Jsou

podvěsného provedení používající paralelní a sériové (koaxiální) uspořádání zdvihacího mechanismu (viz obr.13) [14].



Obr. 13 Zdvihové mechanismy DEMAG: a) paralelní uspořádání, b) koaxiální uspořádání [14]

U paralelního zdvihového ústrojí je díky jeho modulárnosti umožněno až čtyř různých umístění zdvihového motoru (viz. obr.14) vůči lanovému bubnu.



Obr. 14 Variace umístění motoru zdvihu vůči lanovému bubnu a typy vedení lan [14]

Poslední variantou je EZ–DMR (obr. 15) Jedná se o dvoukolejnicové kočky s nosností až do 50 t a využívající paralelní uspořádání zdvihového ústrojí [14]. Celý mechanismus zdvihu je připevněn z boku hlavního nosníku jeřabové kočky mezi dvěma příčnickami pojezdu. Jde o podobné řešení jako například u jeřabových koček typu D/DA a Z/ZA od výrobce ABUS.

Kladkostroje řady DH jsou určeny pro manipulaci s břemeny v extrémních podmínkách. Mají konstrukční rozsah nosnosti břemene až do 100 t [14]. Dělení variant je stejné jako u předchozí

řady (EU, EK a EZ). Rozdíl je ten, že řada DH využívá pouze koaxiální uspořádání zdvihového ústrojí, ale v případě modelu EZ–DH je mechanismus zdvihu uložen mezi dvěma hlavními nosníky s osou bubnu, převodovky a motoru ve směru pojezdu kočky [14].

Zadání práce dle katalogu výrobce nejlépe odpovídá typová konstrukce EZ–DMR 20. Jde o dvounosníkovou konstrukci s lanovým poměrem 12/2 a paralelním uspořádáním [14].



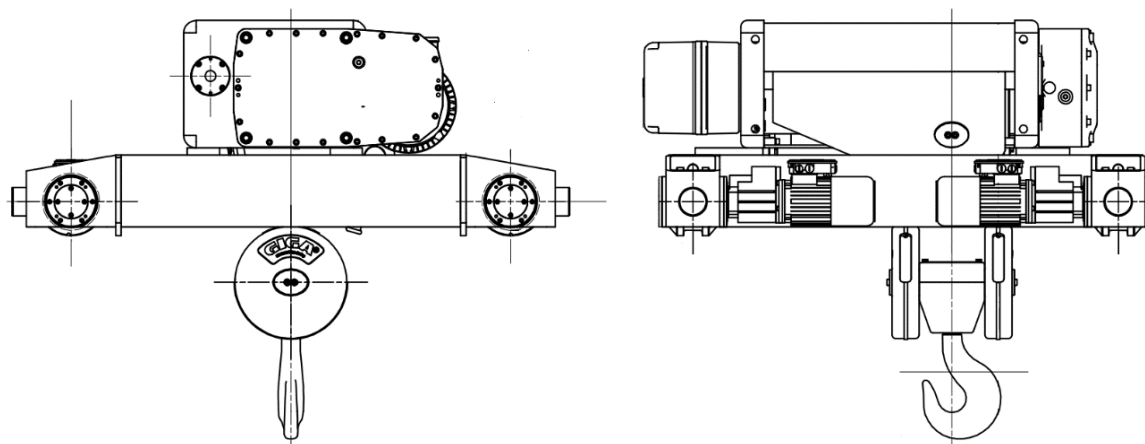
Obr. 15 Jeřábová kočka řady EZ–DMR [14]

2.3 GIGA

Má ve své nabídce stejně jako předešní výrobci několik konstrukčních řešení jeřábových koček. Jde například o stacionární, jednonosníková a dvounosníková provedení. Hlavní rozřazení je pak dle rychlosti zdvihu a pojezdu na typy GHM a GHF [15]. Kladkostroje označené GHM používají dvourychlostní motory, typ GHF využívá frekvenční měniče pro plynulou regulaci rychlosti zdvihu [15]. Udávaný rozsah nosnosti pro tyto typy jeřábových koček je 800 kg až 50000 kg [15].

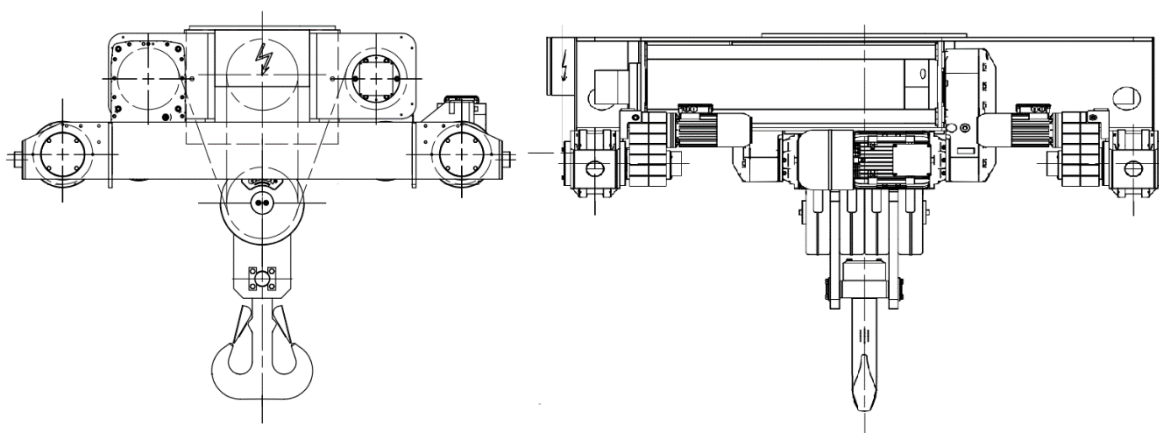
Výrobce má u všech variant konstrukcí jeřábových koček stejné uspořádání zdvihového mechanismu. Jedná se o paralelní uspořádání, která jsou stejná jako u firem DEMAG a ABUS (Motor zavěšený na převodovce vedle lanového bubnu.).

Od rozsahu 1,6 t až 25 t mají všechny typy jeřábových koček GIGA umístěné ústrojí zdvihu nad hlavním nosníkem rámu kočky s osou bubnu směřující kolmo na příčníky (viz obr. 16) [15; 16].



Obr. 16 Jeřábová kočka typu GHF/GHM s nosností od 3,2 t až 12,5 t určená pro dvounosníkové mostové jeřáby [16]

Pro nosnosti 32 t až 50 t využívá, stejně jako společnost ABUS, kladkostroje se dvěma lanovými bubny, kde je na každý jednotlivý buben navíjen jeden konec lana (obr. 17) [15]. Rozdíl oproti ostatním firmám je, že GIGA má standardně u většiny svých katalogově daných kladkostrojů (GHM a GHF) pouze navíjení jednoho konce lana na buben, zatímco ostatní výrobci hojně využívají navíjení dvou konců lan na lanový buben.



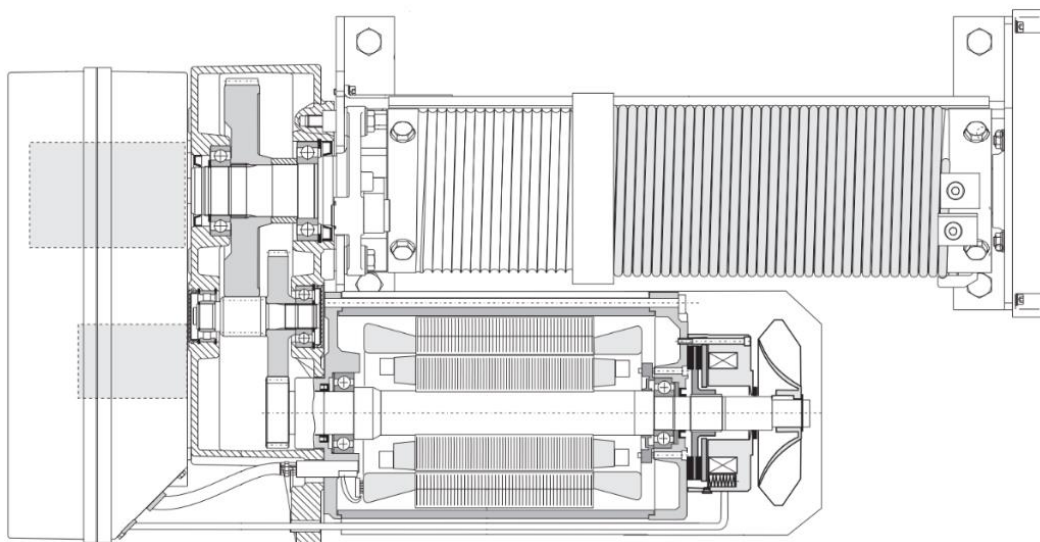
Obr. 17 Jeřábová dvoukolejnicová kočka GHF pro nosnosti 32 t až 50 t [16]

Podle katalogu výrobce byla vybrána dvoukolejnicová jeřábová kočka GHF 1600–16 s lanovým převodem 4/2 a nosností 32 000 kg [16]. Lanový kladkostroj je řešen stejně jako u výrobce ABUS typové řady Z/ZA.

2.4 STAHL

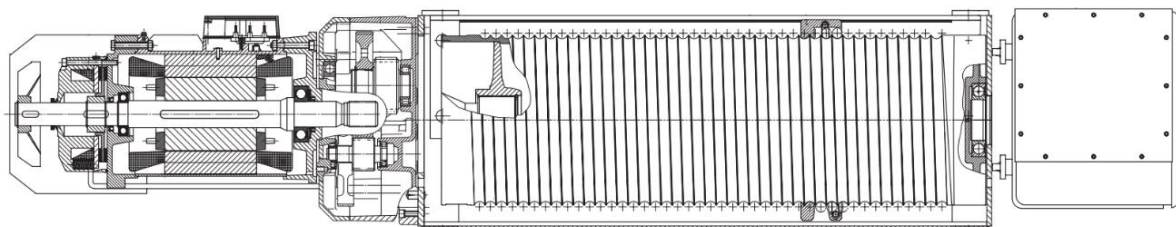
STAHL má ve svém sortimentu modelové řady SH, SHW 8 a AS 7. Řada SH je určena pro nosnosti od 1 t do 25 t a jde převážně o jednonosníkové podvěsné kočky značené KE, UE a DKE [17]. Jednotlivé typy se liší umístěním zdvihového mechanismu vůči rámu kočky a vůči pojezdovému ústrojí. Výjimkou této řady je typ OE (obr. 20), který je určen pro dvounosníkové mostové jeřáby a svojí koncepcí je podobný například jeřábové kočce EZ–DMR (viz. obr.15) od výrobce DEMAG a kočce ABUS typu D/DA (viz obr.12). Zdvihová ústrojí jsou u všech zmíněných variant uspořádána paralelně (obr. 18). Standardně je lano navíjeno jedním koncem

na lanový buben, je zde i možnost navíjení dvou konců lana na jeden buben. U modelů SH typu OE je zdvihový mechanismus uchycen z boku hlavního nosníku jeřábové kočky, kde je buben osově ve stejné výšce jako elektromotor.



Obr. 18 Paralelní uspořádání zdvihového ústrojí výrobce STAHL [18]

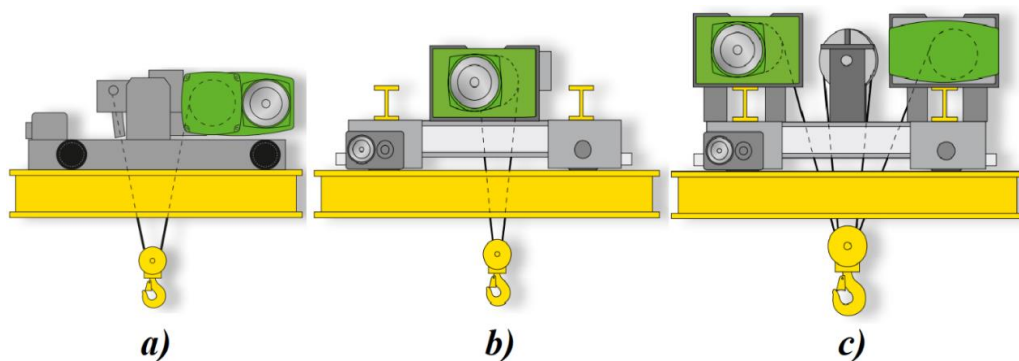
Pro nosnosti nad 20 t - 125 t nabízí firma STAHL řadu AS 7 [19]. Jedná se o jeřábové kočky pro dvounosníkové mostové jeřáby (obr. 20). Lanový buben a pohon zdvihového ústrojí je uspořádaný sériově (obr. 19). V případě běžných modelů AS 7 je zdvihové ústrojí umístěno mezi dvěma hlavními nosníky, kde osa lanového bubnu a pohonu směřuje kolmo na příčnický pojezdu.



Obr. 19 Sériové uspořádání zdvihového mechanismu firmy STAHL [20]

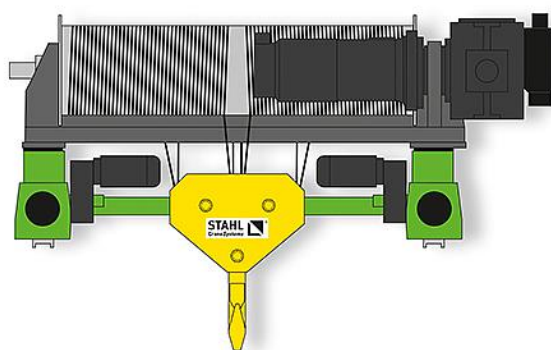
U variant AS 7 jsou navíjeny jeden či dva konce lana na jeden buben. Výjimkou je model AS 7 ZW (viz obr. 20), který používá zdvojené zdvihové ústrojí, kde je na jednotlivé lanové bubny navíjen jeden konec lana. Tento systém je obdobný jako u zmíněných firem GIGA (viz obr. 17) a ABUS (viz obr. 11).

Modely AS 7 ZW mají mechanismy zdvihu uloženy nad hlavními nosníky kočky. Tato koncepce, oproti nabídce konkurenčních výrobců, umožňuje jednodušší uchycení mechanismu na nosník a lepší rozložení zatížení na rám jeřábové kočky. Nedostatkem tohoto konstrukčního řešení je vyšší světlá výška kočky.



Obr. 20 Dvoukolejnicové jeřábové kočky firmy STAHL: a) kočka SH OE, b) kočka AS 7, c) kočka AS 7 ZW [17; 19]

Modely SHW 8 (obr. 21) mají nosnost až do 126 t. Jsou určeny do extrémních podmínek a jejich koncepce vychází z řady typu SH [21]. Oproti SH je zde využito výkonnějšího pohonu zdvihu, pohonů pojezdu, masivnější převodovky zdvihu doplněné o dvoučelistovou brzdu umístěnou na boku převodové skříně. Zdvihový mechanismus je uložen nad rám jeřábové kočky. Standardně jsou na lanový buben navíjeny dva konce lana. Největší nevýhodou jsou velké nároky na pracovní prostor.



Obr. 21 Jeřábová kočka SHW 8 [21]

Z katalogu výrobce vyhovuje pro požadované parametry například model AS 7 7080-16 s lanováním 8/2 [18]. Vybraný typ je určen pro dvounosníkové mostové jeřáby s nosností 32 000 kg. Zdvihový mechanismus má odpovídající klasifikaci M5 dle ČSN ISO 4301 a na lanový buben jsou navíjeny dva konce lana.

3 ZHODNOCENÍ KONCEPCÍ A NÁVRH VLASTNÍHO ŘEŠENÍ

3.1 HLAVNÍ NOSNÍK MOSTOVÉHO JEŘÁBU

Z poznatků kritické rešerše a z použité literatury vyplývá, že pro nosnosti přibližně do 5 t se používají jednonosníkové mostové jeřáby, tedy jednonosníkové jeřábové kočky s elektrickým pohonem. Pro větší zatížení nad 5 t jsou vhodnější dvounosníkové mostové jeřáby s elektrickou dvoukolejnicovou jeřábovou kočkou.

Z důvodu požadavku na nosnost zdvihového ústrojí 32 t, bude samotný mechanismus navržen pro umístění na dvoukolejnicovou jeřábovou kočku.

3.2 USPOŘÁDÁNÍ MECHANISMU ZDVIHU

Rozložení jednotlivých částí zdvihového ústrojí vůči sobě ovlivňuje celkovou konstrukci jeřábové kočky. Zároveň je nutné zvolit vhodné uspořádání, aby bylo dosaženo požadavků zákazníka.

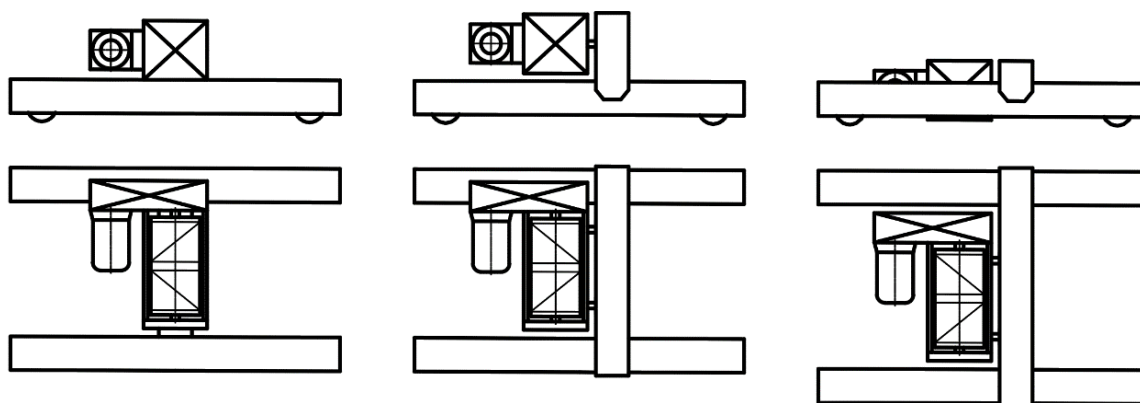
3.2.1 UMÍSTĚNÍ MOTORU VŮČI LANOVÉMU BUBNU

Jedním z hlavních způsobů rozdělení uspořádání mechanismu je poloha motoru vůči lanovému bubnu. Jak se ukazuje v rešeršní části, výrobci nejčastěji používají dvě konstrukční řešení a to **paralelní**, kde motor zdvihu může být upevněn vedle, nad, nebo pod lanovým bubnem, a dále pak **sériové**, u kterého jsou pohon a buben umístěny koaxiálně vůči sobě. Existují i výjimky, využívající rozmístění připomínající písmeno L, kde je motor uložen osově kolmo k ose lanového bubnu. Toto uspořádání využívá například firma KPC.

3.2.2 ULOŽENÍ KOMPONENTŮ ZDVIHU A UMÍSTĚNÍ NA RÁM KOČKY

Výrobci u svých konstrukcí jeřábových koček využívají různé možnosti, jak upevnit jednotlivé součásti zdvihového mechanismu.

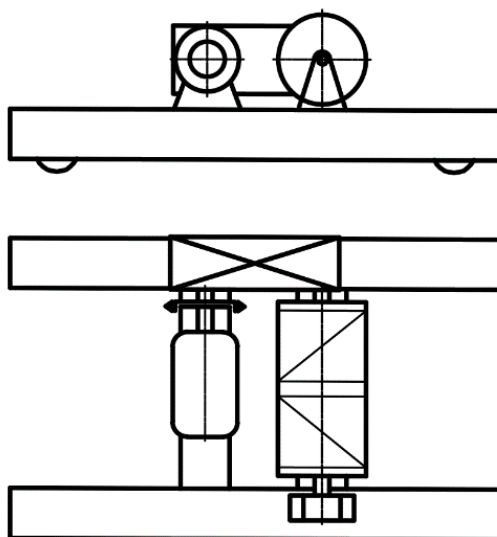
Jedním často používaným řešením je zdvihové ústrojí, kde jsou součásti přírubově spojeny a tím celkově tvoří rozebíratelný samonosný celek, jenž je připevněn k rámu jeřábové kočky. Výhodou této konstrukce jsou případné menší rozměry zdvihového mechanismu, snazší upevnění k rámu kočky, použití jednodušší konstrukce jeřábové kočky, využití stejné konfigurace zdvihového mechanismu pro různé varianty koček a je zde možnost umístění mechanismu na jednonosníkové i na dvoukolejnicové kočky (viz obr. 22).



Obr. 22 Schémata možností uložení zdvihového mechanismu k rámu jeřábové kočky

Další výhodou tohoto řešení je možnost uložení mechanismu nejen nad nebo pod rám kočky, ale lze ho upevnit například i na samotný hlavní nosník kočky, v případě většího zatížení i po obou jeho stranách anebo umístění mezi příčnický jeřábové kočky (obr. 22). Nevýhoda je pak následující. Aby nedocházelo k nepříznivému namáhání dílčích komponentů, musí být rám lanového bubnu, připevněná skříň převodovky (sloužící jako nosná část) a zavěšený motor zdvihu na převodovce dostatečně lehké a zároveň tuhé.

Druhá varianta je, že jednotlivé součásti jsou upevněny samostatně k rámu jeřábové kočky (viz obr. 23). Přínosem tohoto konstrukčního uspořádání je eventuální použití dílů od různých výrobců, díly nejsou vzájemně na sobě zavěšené, a tudíž nedochází k jejich dalšímu zatěžování, lze použít větších a těžších komponent zdvihového ústrojí a celkově je tato varianta vhodnější pro vyšší nosnosti. Negativa tohoto řešení jsou velké nároky na pracovní prostor, nelze dosáhnout sníženého profilu jeřábové kočky při použití stejné konfigurace zdvihového mechanismu, velká náročnost na upevnění jednotlivých částí ústrojí k rámu kočky a možnost umístění pouze nad rám dvoukolejnicové jeřábové kočky.



Obr. 23 Schéma uložení zdvihového mechanismu při použití samostatného upevnění jednotlivých komponent k rámu

Pro účely práce volím paralelní uspořádání zdvihového mechanismu s jednotlivě upevněnými komponenty k rámu jeřábové kočky (obr. 23). Důvodem volby této konfigurace je, že v zadání nejsou specifikovány požadavky na omezení pracovního prostoru a při navrhování mechanismu budu využívat součásti od různých výrobců.

3.3 NAVÍJENÍ LANA NA LANOVÝ BUBEN

Při požadavku na velkou nosnost jeřábu nabízí většina výrobců standardně u svých výrobků navíjení dvou konců lan na lanový buben, popřípadě používají zdvojeného zdvihového ústrojí.

Zadání této práce předurčuje zvolit variantu navíjení dvou konců lana na jeden lanový buben.

3.4 LANOVÝ PŘEVOD KLADKOSTROJE

Z odborné literatury je patrné, že pro nosnosti nad 25 t se používají lanové kladkostroje s převodem $i_k \geq 4$. [2; 3] Dle firem popsaných v kritické rešerši je patrné použití stejného přístupu. Pro zatížení 32 t a shodném navíjení lana na buben většina firem volí převod $i_k = 8/2=4$ nebo popřípadě i větší $i_k = 12/2=6$.

Pro potřeby této práce volím lanový převod kladkostroje $i_k = 8/2=4$.

4 KLASIFIKACE JEŘÁBU A ZDVIHOVÉHO MECHANISMU

Určení klasifikace jeřábu a jeho mechanismů dle provozních podmínek jeřábu je zásadní pro konstrukci jeřábu i jeho strojních součástí.

4.1 ZADANÉ PARAMETRY

- | | |
|---|-------------------|
| • Nosnost | 32 000 kg |
| • Počet navíjených konců lana na lanový buben | 2 |
| • Klasifikace zdvihového mechanismu dle | ČSN ISO 4301 – M5 |
| • Výška zdvihu (voleno po konzultaci) | 14 m |
| • Rychlost zdvihu (voleno po konzultaci) | 6 m/min |

4.2 URČENÍ MECHANISMU JEŘÁBU

V zadání není přesně stanoveno, jaké je konkrétní použití zdvihového mechanismu mostového jeřábu, v jakých provozních podmínkách mechanismus pracuje nebo jaký bude druh provozu a zatěžování.

Podle zadané klasifikace zdvihového mechanismu M5 dle ČSN ISO 4301-5 lze usoudit, že půjde o dílenský jeřáb [22]. Po konzultaci s vedoucím práce byl zvolen střeň stupeň provozu a těžký druh zatěžování.

4.2.1 SKUPINOVÁ KLASIFIKACE JEŘÁBU JAKO CELKU

Podle normy ČSN ISO 4301-1 byla zvolena třída využívání U4 a stav zatěžování Q3 [23]. Následně podle obou těchto kritérií byla určena skupinová klasifikace jeřábu A5 a s tím i maximální množství provozních cyklů $2,5 \times 10^5$ [23].

4.2.2 KLASIFIKACE MECHANISMU

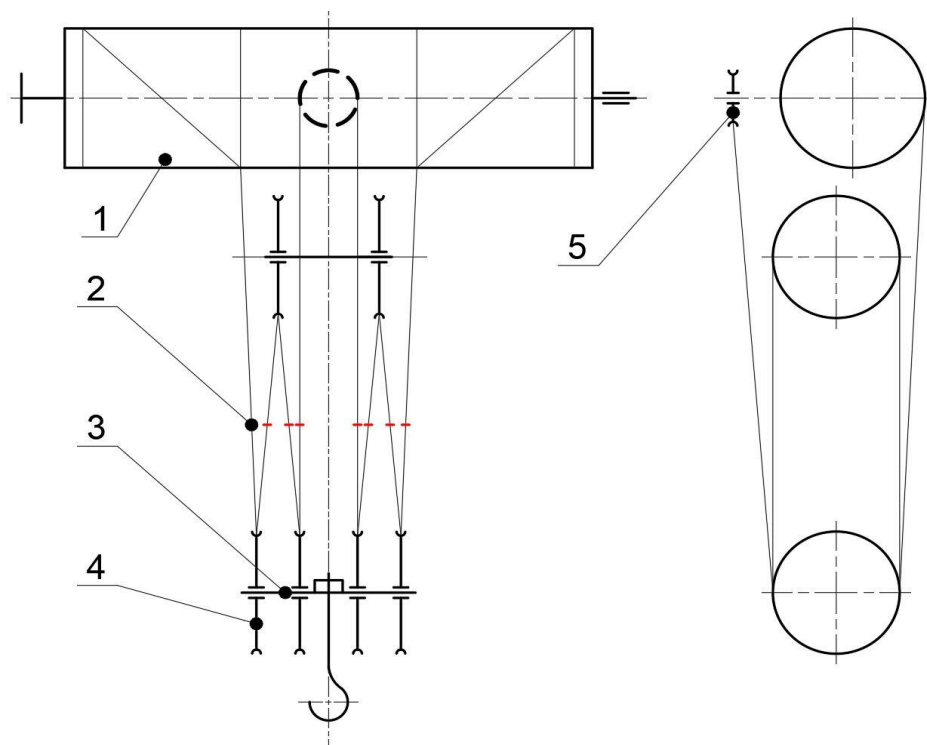
Dále byla dle zadané klasifikace zdvihového mechanismu M5 a stavu zatěžování L3 určena dle ČSN ISO 4301-1 třída využívání mechanismu T4 s celkovou dobou využívání 3200 hod [23].

5 NÁVRH A VÝPOČET HLAVNÍCH ČÁSTÍ ZDVIHOVÉHO MECHANISMU

Tato kapitola se zabývá konstrukčním návrhem kladkostroje a jeho částí dle platných norem.

5.1 VÝPOČET LANOVÉHO KLADKOSTROJE

Schéma zvoleného lanového kladkostroje se zalanováním 8/2 (viz obr. 24).



Obr. 24 Schéma vybraného lanového kladkostroje se zalanováním 8/2: 1. lanový buben; 2. nosné průřezy lana; 3. kladnice; 4. vodící kladky; 5. vyrovnávací kladka

5.1.1 PŘEVOD KLADKOSTROJE

Tento převod můžeme vyjádřit jako poměr počtu nosných průřezů lan k počtu navíjených konců lana na lanový buben [6, s. 56].

$$i_k = \frac{n}{z} [-] \quad (1)$$

$$i_k = \frac{8}{2} = 4$$

Kde:

n $[-]$ počet nosných průřezů lana, z obr.25 $n = 8$,

z $[-]$ počet konců lana navíjených na lanový buben, ze zadání $z = 2$.

5.1.2 CELKOVÁ ÚČINNOST KLADKOSTROJE

Celková účinnost kladkostroje je dána druhem ložisek kladky, počtem pevných kladek mezi lanovým bubnem a pohyblivou částí a lanovým převodem kladkostroje. Pro účely práce bylo zvoleno použití valivých ložisek. Účinnost kladkostroje určíme dle vztahu [24, s. 13]:

$$\eta_k = \frac{(\eta_s)^{n_s}}{i_k} \cdot \frac{1 - (\eta_s)^{i_k}}{1 - \eta_s} [-] \quad (2)$$

$$\eta_k = \frac{(0,985)^0}{4} \cdot \frac{1 - (0,985)^4}{1 - 0,985} = 0,9777$$

$$\eta_k = 0,978$$

Kde:

- | | | |
|----------|-------|--|
| i_k | $[-]$ | lanový převod z rovnice (1), |
| η_s | $[-]$ | účinnost jedné kladky s valivými ložisky $\eta_s = 0,985$ podle [24, s. 13], |
| n_s | $[-]$ | počet pevných kladek mezi bubnem a pohyblivou částí, $n_s = 0$. |

5.2 KONTROLA STATICKÉ ÚNOSNOSTI LANA

Kontrola statické únosnosti je provedena pro svislé zdvihání dle ČSN EN 13001-3-2 [24].

5.2.1 HMOTNOST SOUČÁSTÍ ZDVIHANÝCH BEZ BŘEMENE

Jde o hmotnost, ve které zohledňujeme hmotnost ostatních zdvihaných součástí lanového kladkostroje. Jedná se o hmotnost kladnice m_{kl} a vlastní tíhu lana m_l .

$$m_t = m_{kl} + m_l [kg] \quad (3)$$

$$m_t = 750 + 0$$

$$m_t = 750 \text{ kg}$$

Kde:

- | | | |
|----------|--------|---|
| m_l | $[kg]$ | hmotnost lana, pro menší výšky zdvihu než 20 m neuvažujeme vlastní hmotnost lana dle ČSN EN 27 0100 [25], |
| m_{kl} | $[kg]$ | volená hmotnost kladnice $m_{kl} = 750 \text{ kg}$ dle [3]. |

5.2.2 HMOTNOST ZVEDANÝCH ČÁSTÍ I S BŘEMENEM

Celková hmotnost m_{Hr} zahrnující hmotnost zdvihaného břemena m_b společně s ostatními zdvihanými součástmi m_t .

$$m_{Hr} = m_b + m_t \text{ [kg]} \quad (4)$$

$$m_{Hr} = 32\,000 + 750$$

$$m_{Hr} = 32\,750 \text{ kg}$$

Kde:

m_b [kg] hmotnost zdvihaného břemena, ze zadání $m_b = 32\,000 \text{ kg}$,

m_t [kg] hmotnost částí zdvihaných bez břemenem, vypočteno z rovnice (3).

5.2.3 DYNAMICKÝ SOUČINITEL PRO ÚČINKY SETRVAČNOSTI A TÍHY

Součinitel dynamických účinků setrvačnosti a tíhy zohledňuje při svislém zdvihání maximální účinky setrvačnosti nejen při zdvihání volně ležícího břemene, ale také při zrychlení a zpožděném pohybu [24, s. 12]. Pro určení dynamického součinitele je potřeba zvolit třídu tuhosti HC a třídu pohonu zdvihu HD. Jelikož není zadána třída tuhosti jeřábu, je vybrána nejhorší možná varianta HC4. Třída pohonu je zvolena HD4, protože pro náš případ použijeme motor zdvihu ovládaný frekvenčním měničem [26, s. 15].

$$\phi = \phi_2 [-] \quad (5)$$

$$\phi = \phi_{2min} + \beta_2 \cdot 0,5 \cdot v_z [-]$$

$$\phi = 1,2 + 0,68 \cdot 0,5 \cdot \frac{6}{60}$$

$$\phi = 1,234$$

Kde:

β_2 [s/m] součinitel závislý na tuhosti jeřábu, pro třídu tuhosti HC4 platí $\beta_2 = 0,68 \text{ s/m}$ podle [26],

ϕ_2 [-] dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti dle ČSN EN 13001-2 [26],

ϕ_{2min} [-] minimální velikost dynamického součinitele dle třídy tuhosti HC4 a třídy pohonu zdvihu HD4 je $\phi_{2min} = 1,2$ dle [26],

v_z [$m \cdot s^{-1}$] rychlost zdvihu, z kapitoly 4.1.

5.2.4 ÚČINNOST LANOVÉHO SYSTÉMU

Součinitel zvýšení návrhové síly lana f_{s1} zohledňující vliv účinnosti kladkostroje se vypočítá dle následujícího vztahu [24, s. 13]:

$$f_{s1} = \frac{1}{\eta_k} [-] \quad (6)$$

$$f_{s1} = \frac{1}{0,978} = 1,0225$$

$$f_{s1} = 1,023$$

Kde:

η_k $[-]$ celková účinnost kladkostroje, z rovnice (2).

5.2.5 NEROVNOBĚŽNÉ NOSNÉ PRŮŘEZY VE VINUTÍ

Pokud nosné průřezy lana nejsou rovnoběžné, pak dochází ke zvětšení síly v laně. Toto zvětšení síly pro nejneprůzračnější polohu zahrnuje součinitel zvětšení síly f_{s2} dle následujícího vzorce [24, s. 14]:

$$f_{s2} = \frac{1}{\cos(\beta_{max})} [-] \quad (7)$$

$$f_{s2} = \frac{1}{\cos(7^\circ)} = 1,0075$$

$$f_{s2} = 1,008$$

Kde:

β_{max} $[\circ]$ největší úhel mezi průřezem/vinutím a směrem působení zatížení
 $\beta_{max} = 7^\circ$.

5.2.6 NÁVRHOVÁ SÍLA V LANĚ

Pro svislé zdvihání břemene se návrhová síla $F_{sd,s}$ v laně vypočte dle vztahu [24, s. 12]:

$$F_{sd,s} = \frac{m_{Hr} \cdot g}{i_k \cdot z} \cdot \phi \cdot f_{s1} \cdot f_{s2} \cdot f_{s3} \cdot \gamma_p \cdot \gamma_n [N] \quad (8)$$

$$F_{sd,s} = \frac{32\,750 \cdot 9,81}{4 \cdot 2} \cdot 1,234 \cdot 1,023 \cdot 1,008 \cdot 1 \cdot 1,34 \cdot 1$$

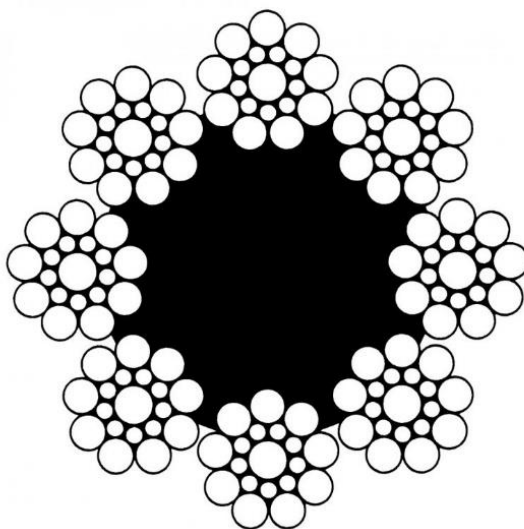
$$F_{sd,s} = 68\,477\,N$$

Kde:

m_{Hr}	[kg]	hmotnost částí zvedaných i s břemenem, z rovnice (4),
g	$[m \cdot s^{-2}]$	gravitační zrychlení, $g = 9,81 m \cdot s^{-2}$,
i_k	[-]	lanový převod, z rovnice (1),
z	[-]	počet konců lana navíjených na lanový buben, ze zadání $z = 2$,
ϕ	[-]	dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti a tíhy, z rovnice (5),
f_{s1}	[-]	součinitel zvětšující sílu v laně vlivem účinnosti lanového systému, z rovnice (6),
f_{s2}	[-]	součinitel zvětšující sílu v laně vlivem nerovnoběžnosti nosných průřezů ve vinutí, z rovnice (7)
f_{s3}	[-]	součinitel zvětšující sílu v laně vlivem vodorovného zrychlení zanedbáváme dle [24, s. 14],
γ_p	[-]	dílčí součinitel bezpečnosti, pro pravidelná zatížení $\gamma_p = 1,34$ dle [24, s. 12],
γ_n	[-]	součinitel rizika, pro jeřáby bez zvýšeného rizika $\gamma_n = 1$ dle [26, s. 55].

5.3 VÝBĚR LANA

Požadavkům této práce nejvíce odpovídá osmipramenné ocelové lano SEAL 8x19S-FC od výrobce LANOCEL [27]. Jde o lano se souběžně vinutými prameny, kde je v každé vrstvě jiný průměr drátu. Toto uspořádání zvětšuje stykové plochy mezi dráty a tím snižuje jejich vzájemný tlak a zvyšuje trvanlivost. Průřez daného lana a jeho parametry jsou vypsány a znázorněny v tabulce 1 a na obrázku 25.



Obr. 25 Průřez osmipramenným lanem SEAL 8x19S-FC [27]

Tab. 1 Parametry zvoleného lana [27]

Průměr lana d [mm]	Hmotnost lana [kg/m]	Minimální síla při přetržení lana F_u [kN]	Jmenovitá pevnost drátu R_r [MPa]	Počet drátů [–]
19	1,23	187	1770	152

5.3.1 PŘÍSLUŠNÝ NEJMENŠÍ PRŮMĚR

Příslušný nejmenší průměr D_{min} vypočteme dle následujícího vztahu [24, s. 17]:

$$D_{min} = \min(D_{kladka}; 1,125 \cdot D_{buben}; 1,125 \cdot D_{vyrovnávací}) [mm] \quad (9)$$

$$D_{min} = 1,125 \cdot D_{k2min}$$

$$D_{min} = 1,125 \cdot 304$$

$$D_{min} = 342 \text{ mm}$$

Kde:

$$D_{k2min} [mm] \quad \text{základní průměr vyrovnávací kladky, z rovnice (31).}$$

5.3.2 MINIMÁLNÍ SOUČINITEL ÚNOSNOSTI LANA

Součinitel únosnosti lana γ_{rb} je určen geometrií lanového systému. Vypočteme ho z následujícího vzorce [24, s. 17]:

$$\gamma_{rb} = 1,35 + \frac{5,0}{\left(\frac{D_{min}}{d}\right)^{0,8} - 4} [-] \quad (10)$$

$$\gamma_{rb} = 1,35 + \frac{5,0}{\left(\frac{342}{19}\right)^{0,8} - 4}$$

$$\gamma_{rb} = 2,17$$

Kde:

$$D_{min} [mm] \quad \text{příslušný nejmenší průměr, z rovnice (9),}$$

$$d [mm] \quad \text{jmenovitý průměr lana, z tabulky 1.}$$

5.3.3 NÁVRHOVÁ SÍLA ÚNOSNOSTI

Návrhová síla únosnosti je dána poměrem minimální síly při přetržení lana a součinitelem únosnosti lana [24, s. 17].

$$F_{Rd,s} = \frac{F_u}{\gamma_{rb}} [N] \quad (11)$$

$$F_{Rd,s} = \frac{187\,000}{2,17}$$

$$F_{Rd,s} = 86\,175\,N$$

Kde:

F_u [N] minimální síla při přetržení lana, dle tabulky 2,

γ_{rb} [–] minimální součinitel únosnosti lana, dle rovnice (10).

5.3.4 PROKÁZÁNÍ STATICKÉ ÚNOSNOSTI

Pro prokázání statické únosnosti musí platit následující vztah [24, s. 12]:

$$F_{Sd,s} \leq F_{Rd,s} [N] \quad (12)$$

$$68\,477\,N \leq 86\,175\,N \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde:

$F_{Sd,s}$ [N] návrhová síla v laně, dle rovnice (8),

$F_{Rd,s}$ [N] návrhová síla únosnosti lana, dle rovnice (11).

5.4 PROKÁZÁNÍ ÚNAVOVÉ PEVNOSTI

5.4.1 ÚČINKY SETRVAČNOSTI

Účinky setrvačnosti působí pouze v krátkém čase, nemají vliv na všechny ohyby. Pro výpočet dynamického součinitele se použije následující vztah dle [24, s. 18]:

$$\phi^* = \sqrt[3]{\frac{(w-1) + \phi^3}{w}} [-] \quad (13)$$

$$\phi^* = \sqrt[3]{\frac{(7-1) + 1,22^3}{7}}$$

$$\phi^* = 1,037$$

Kde:

w $[-]$ příslušný počet ohybů pro pohyb, $w = 7$ dle [24, s. 28],

ϕ $[-]$ dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti a tíhy, z rovnice (5).

5.4.2 NEROVNOMĚRNÉ NOSNÉ PRŮŘEZY VE VINUTÍ

Nerovnoměrné nosné průřezy musí být zohledněny při prokazování únavové pevnosti. Pro běžné případy se součinitel nerovnoměrných nosných průřezu vypočítá [24, s. 19]:

$$q(z) = \frac{1}{z_2 - z_1} [-] \quad (14)$$

$$q(z) = \frac{1}{12 - 1} = 0,1$$

$$f_{s2}^* = \sqrt[3]{\int_{z_{min}}^{z_{max}} \frac{q(z)}{\cos^3 \beta(z)} dz} [-] \quad (15)$$

$$f_{s2}^* = \sqrt[3]{\int_0^{14} \frac{0,1}{\cos^3 7^\circ} dz}$$

$$f_{s2}^* = 1,127$$

Kde:

$q(z)$ $[-]$ normalizovaná četnost výšky jeřábu při využívání pracovního rozsahu,

$z_{1,2}$ $[m]$ výškové souřadnice, $z_1 = 1 \text{ m}$ a $z_2 = 12 \text{ m}$ voleno dle [24, s. 19],

z_{max} $[m]$ maximální výška, $z_{max} = 14 \text{ m}$ dle zadání,

z_{min} $[m]$ minimální výška $z_{min} = 0 \text{ m}$,

$\beta(z)$ $[-]$ úhel mezi lanem a přímkou působení síly, $\beta(z) = 7^\circ$.

5.4.3 VODOROVNÉ SÍLY PŘI SVISLÉM ZDVIHÁNÍ

Pokud při zvedání nepůsobí pravidelně a současně vodorovné síly a zrychlení nebo je značný rozdíl v době zrychlení, pak lze stanovit součinitel zvětšující sílu v laně $f_{s3}^* = 1$ [24, s. 20].

5.4.4 NÁVRHOVÁ SÍLA V LANĚ PŘI ÚNAVĚ

Návrhová síla v laně $F_{Sd,f}$ se určuje pouze pro pravidelná zatížení dle vztahu [24, s. 18]:

$$F_{Sd,f} = \frac{m_{Hr} \cdot g}{i_k \cdot z} \cdot \phi^* \cdot f_{s2}^* \cdot f_{s3}^* \cdot \gamma_n [N] \quad (16)$$

$$F_{Sd,f} = \frac{32\,750 \cdot 9,81}{4 \cdot 2} \cdot 1,037 \cdot 1,127 \cdot 1 \cdot 1$$

$$F_{Sd,f} = 46\,935 \text{ N}$$

Kde:

m_{Hr}	[kg]	hmotnost částí zvedaných i s břemenem, z rovnice (4),
g	[$m \cdot s^{-2}$]	gravitační zrychlení, $g = 9,81 \text{ m} \cdot s^{-2}$,
i_k	[-]	lanový převod, z rovnice (1),
z	[-]	počet konců lana navíjených na lanový buben, ze zadání $z = 2$,
ϕ^*	[-]	dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti a tíhy při únavě, z rovnice (13),
f_{s2}^*	[-]	součinitel nerovnoběžných nosných průřezu ve vinutí, z rovnice (15),
f_{s3}^*	[-]	součinitel vodorovné síly při svislém zdvihání, zanedbáváme dle [24, s. 20],
γ_n	[-]	součinitel rizika, pro jeřáby bez zvýšeného rizika $\gamma_n = 1$ dle [26, s. 55].

5.4.5 CELKOVÝ POČET POHYBŮ ZDVIHÁNÍ PRO LANO

Celkový počet pohybů zdvihání pro lano i_{max} se stanoví dle vztahu [24, s. 20]:

$$i_{max} = \frac{C_p}{l_r} [-] \quad (17)$$

$$i_{max} = \frac{2,5 \cdot 10^5}{2}$$

$$i_{max} = 1,25 \cdot 10^5$$

Kde:

C_p	$[-]$	celkový počet pracovních cyklů za dobu životnosti jeřábu, dle třídy využívání U4 [23] z kapitoly 4.2.1,
l_r	$[-]$	počet lan specifikovaných pro návrhovou životnost jeřábu, voleno $l_r = 2$ dle [24, s. 30] přílohy B.

5.4.6 CELKOVÝ POČET OHYBŮ

Počet ohybů lana w_{tot} se vypočítá dle [24, s. 21]:

$$w_{tot} = \sum_{i=1}^{i_{max}} w_i \quad [-] \quad (18)$$

$$w_{tot} = 1,25 \cdot 10^5 \cdot 7$$

$$w_{tot} = 8,75 \cdot 10^5$$

Kde:

w_i	$[-]$	příslušný počet ohybů při pohybu, dle [24, s. 28] příloha A,
i_{max}	$[-]$	celkový počet pohybů zdvihu pro lano, dle rovnice (17).

5.4.7 SOUČINITEL SPEKTRÁLNÍ SÍLY V LANĚ

Součinitel spektrální síly k_r se určí podle následujícího vzorce [24, s. 20]:

$$k_r = \sum_{i=1}^{i_{max}} \left(\frac{F_{Sd,f}}{F_u} \right)^3 \cdot \frac{w_i}{w_{tot}} \quad [-] \quad (19)$$

$$k_r = \sum_{i=1}^{i_{max}} \left(\frac{46\,935}{187\,000} \right)^3 \cdot \frac{7}{8,75 \cdot 10^5} \quad [-]$$

$$k_r = 0,016$$

Kde:

i_{max}	$[-]$	celkový počet pohybů zdvihu pro lano, dle rovnice (17).
$F_{Sd,f}$	$[N]$	návrhová síla v laně při únavě, z rovnice (16),
F_u	$[N]$	minimální síla při přetržení lana, dle tabulky 1,

w_i	$[-]$	příslušný počet ohybů při pohybu, dle [24, s. 28] příloha A,
w_{tot}	$[-]$	celkový počet ohybů za dobu životnosti lana, z rovnice (18).

5.4.8 RELATIVNÍ CELKOVÝ POČET OHYBŮ

Relativní počet ohybu v_r se vypočítá podle [24, s. 21]:

$$v_r = \frac{w_{tot}}{w_D} [-] \quad (20)$$

$$v_r = \frac{8,75 \cdot 10^5}{5 \cdot 10^5} [-]$$

$$v_r = 1,75$$

Kde:

w_{tot}	$[-]$	celkový počet ohybů za dobu životnosti lana, z rovnice (18),
w_D	$[-]$	počet ohybů v referenčním bodě, $w_D = 5 \cdot 10^5$ podle [24, s. 21].

5.4.9 PARAMETR HISTORIE SÍLY V LANĚ

Parametr historie síly v laně S_r se vypočítá podle následujícího vztahu [24, s. 20]:

$$S_r = k_r \cdot v_r [-] \quad (21)$$

$$S_r = 0,016 \cdot 1,75$$

$$S_r = 0,028$$

Kde:

k_r	$[-]$	součinitel spektrální síly v laně, z rovnice (19),
v_r	$[-]$	relativní celkový počet ohybů, z rovnice (20).

5.4.10 POMĚR PRŮMĚRU KLADEK A LANA

Součinitel f_{f1} se vypočítá dle poměru nejmenšího příslušného poměru D_{min} a průměru lana d se zvyšujícím se počtem ohybů w_{tot} [24, s. 21].

$$R_{Dd} = 10 \cdot 1,125^{\log_2 \left(\frac{w_{tot}}{8000} \right)} [-] \quad (22)$$

$$R_{Dd} = 10 \cdot 1,125^{\log_2\left(\frac{8,75 \cdot 10^5}{8000}\right)}$$

$$R_{Dd} = 22,206$$

$$f_{f1} = \frac{\frac{D_{min}}{d}}{R_{Dr}} [-] \quad (23)$$

$$f_{f1} = \frac{\frac{342}{19}}{22,206}$$

$$f_{f1} = 0,81$$

Kde:

D_{min} [mm] příslušný nejmenší průměr, z rovnice (9),

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

d [mm] jmenovitý průměr lana, z tabulky 1,

w_{tot} [-] celkový počet ohybů za dobu životnosti lana, z rovnice (18).

5.4.11 TAHOVÁ PEVNOST DRÁTU

Součinitel tahové pevnosti drátu f_{f2} je určen třídou pevnosti drátu lana a návrhovou silou únosnosti lana. V případě, že $R_r \leq 1\,770$, pak platí $f_{f2} = 1$ [24, s. 22].

5.4.12 ÚHEL NÁBĚHU

Součinitel f_{f3} se určuje dle návrhového úhlu náběhu δ vztaženého k nejfrekventovanějšímu pracovnímu rozsahu pro vybrané místo na laně (obr. 26). Pro náš případ je nejfrekventovanější pracovní rozsah 1 až 12 m. Hodnoty úhlu záběru jsou určeny pro polohu háku ve 12 m. Na pěti místech, kde lano nabíhá na vodící kladku, má úhel náběhu hodnotu $2,5^\circ$. V jednom místě, kde odvíjející se lano z lanového bubnu přechází na vodící kladku, dosahuje úhel záběru $1,2^\circ$. Pro výpočet návrhového úhlu náběhu použijeme následující vztah [24, s. 22]:

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{\sum_{j=1}^{n_b} \delta_j^3}{n_{bd}}} [^\circ] \quad (24)$$

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{\sum_{j=1}^{n_b-1} \delta_{j1}^3 + \sum_{j=1}^{n_b-5} \delta_{j2}^3}{n_{bd}}} [^\circ]$$

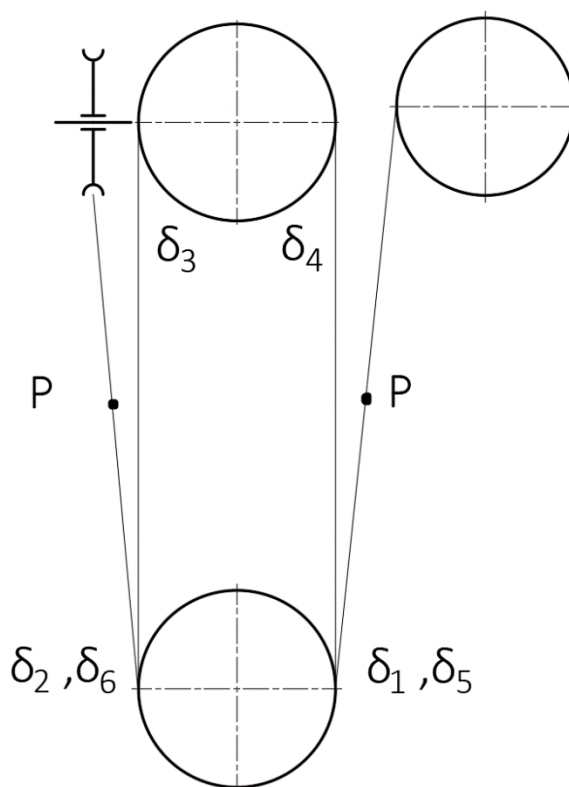
$$\delta = \sqrt[3]{\frac{\sum_{j=1}^{6-1} 2,5^3 + \sum_{j=1}^{6-5} 1,2^3}{n_{bd}}}$$

$$\delta = 2,37^\circ$$

Kde:

δ_j [°] úhel náběhu v dotykovém bodě j lana na bubnu nebo kladce [24, s. 22],

n_{bd} [–] počet dotykových bodů [24].



Obr. 26 Úhly náběhu dle [24, s. 22]

Podle vypočtené hodnoty návrhového úhlu náběhu se hodnota součinitele f_{f3} pro nekroutivé lano zanedbává $f_{f3} = 1$ [24, s. 23].

5.4.13 MAZÁNÍ LANA

Pro lana vyrobená s vnitřním mazáním je součinitel mazání lana $f_{f4} = 1$ dle [24, s. 23].

5.4.14 DOPLŇKOVÉ POŽADAVKY PRO VÍCEVRSTVÉ BUBNY

Při použití vícevrstvé konstrukce bubnu dochází ke značnému snížení životnosti ocelového lana. Důvodem je zvýšení opotřebení v kontaktu s prokluzem v místě překřížení, plastické deformace v místech překřížení, nedostatečné předeptnutí spodních vrstev a stlačení lana. Pro naše účely je volena jednovrstvá konstrukce lanového bubnu, kde platí $f_{f5} = 1$ [24, s. 24].

5.4.15 SOUČINITEL DRÁŽKY

Součinitel drážky f_{f6} se vypočítá jako poměr poloměru lana r_g a průměru lana d . Poměr se porovnává s úhlem mezi boky kladky ω . Pro naše potřeby je $r_g/d = 0,95$ a úhel ω není předepsán, pak součinitel $f_{f6} = 0,76$ [24, s. 23].

5.4.16 TYPY LANA

Různé ohybové únavové vlastnosti odlišných typů lana se zohledňují součinitelem f_{f7} , který se určí z následujícího vztahu [24, s. 24]:

$$f_{f7} = \frac{1}{t_1} [-] \quad (25)$$

$$f_{f7} = \frac{1}{1,00}$$

$$f_{f7} = 1,00$$

Kde:

t_1 [-] součinitel typu lana, voleno $t_1 = 1,00$, platí osmipramenné souběžné lano s duší vyrobenou z vláken, podle [24, s. 24].

5.4.17 SOUČINITEL DALŠÍCH VLIVŮ

Další vlivy na návrhovou sílu únosnosti lana zohledňuje součinitel f_f , který se určí následovně [24, s. 21]:

$$f_f = f_{f1} \cdot f_{f2} \cdot f_{f3} \cdot f_{f4} \cdot f_{f5} \cdot f_{f6} \cdot f_{f7} [-] \quad (26)$$

$$f_f = 0,81 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,76 \cdot 1$$

$$f_f = 0,616$$

Kde:

f_{f1-7} [-] součinitele vlivu uvedené v kapitolách 5.5.10 – 5.5.16.

5.4.18 NÁVRHOVÁ SÍLA ÚNOSNOSTI LANA PŘI ÚNAVĚ

Návrhová síla únosnosti $F_{Rd,f}$ se vypočítá podle následujícího vztahu [24, s. 20]:

$$F_{Rd,f} = \frac{F_u}{\gamma_{rf} \cdot \sqrt[3]{S_r}} \cdot f_f [N] \quad (27)$$

$$F_{Rd,f} = \frac{187\,000}{7 \cdot \sqrt[3]{0,028}} \cdot 0,616 [N]$$

$$F_{Rd,f} = 54\,192\,N$$

Kde:

F_u	[N]	minimální síla při přetržení lana, dle tabulky 1,
γ_{rf}	[–]	minimální součinitel únosnosti lana při únavě $\gamma_{rf} = 7$, podle [24, s. 20],
S_r	[–]	parametr historie síly v laně, z rovnice (21),
f_f	[–]	součinitel dalších vlivů, z rovnice (26).

5.4.19 KONTROLA LANA PŘI ÚNAVĚ

Pro prokázání pevnosti při únavě musí být splněna tato podmínka [24, s. 18]:

$$F_{Sd,f} \leq F_{Rd,f} [N] \quad (28)$$

$$46\,935\,N \leq 54\,192\,N \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde:

$F_{Sd,f}$	[N]	návrhová síla v laně při únavě, dle rovnice (16),
$F_{Rd,f}$	[N]	návrhová síla únosnosti lana při únavě, dle rovnice (27).

5.5 VÝPOČET A VOLBA KLADEK

Kladky jsou vypočítány dle normy ČSN 27 1820 [28]. První se určí základní průměr vodící a vyrovnávací kladky D_{min} vynásobením průměru lana d a součinitele závislého na druhu provozu α . Součinitele α jsou voleny na základě klasifikace mechanismu. Poté jsou vypočteny minimální jmenovité průměry, podle kterých se pak vyberou normalizované průměry.

Tab. 2 Hodnoty součinitelů závislých na druhu provozu pro kladky [28, s. 2]

Kladky:	Druh provozu:			
	Lehký	Střední	Těžký	Velmi těžký
Vodicí α_1	20	22	24	26
Vyrovňovací α_2	14	15	16	16

5.5.1 ZÁKLADNÍ PRŮMĚR VODICÍ KLADKY

Nejmenší základní průměr vodicí kladky D_{k1min} vypočítáme podle vztahu. Jestliže je v lanovém systému použito více než dvě vodicí kladky, je nutné součinitel α_1 zvětšit o hodnotu 2 dle [28, s. 2].

$$D_{k1min} = d \cdot (\alpha_1 + 2) [mm] \quad (29)$$

$$D_{k1min} = 19 \cdot 24$$

$$D_{k1min} = 456 \text{ mm}$$

Kde:

d [mm] jmenovitý průměr lana, z tabulky 1,

α_1 [–] součinitel vodicí kladky $\alpha_1 = 24$, z tabulky 2.

5.5.2 JMENOVITÝ PRŮMĚR VODICÍ KLADKY

Nejmenší dovolený jmenovitý průměr vodicí kladky D_{k1} se vypočítá dle [28, s. 2]:

$$D_{k1} = D_{k1min} - d [mm] \quad (30)$$

$$D_{k1} = 456 - 19$$

$$D_{k1} = 437 \text{ mm}$$

Kde:

D_{k1min} [mm] základní průměr vodicí kladky, z rovnice (29),

d [mm] jmenovitý průměr lana, z tabulky 1.

Dle vypočteného nejmenšího jmenovitého průměru vodicí kladky, byl vybrán normalizovaný průměr $D_{k1} = 450 \text{ mm}$ [28, s. 6].

5.5.3 ZÁKLADNÍ PRŮMĚR VYROVNÁVACÍ Kladky

Nejmenší základní průměr vyrovnávací kladky D_{k2min} vypočítáme podle vztahu [28, s. 2]:

$$D_{k2min} = d \cdot \alpha_2 \text{ [mm]} \quad (31)$$

$$D_{k2min} = 19 \cdot 16$$

$$D_{k2min} = 304 \text{ mm}$$

Kde:

d [mm] jmenovitý průměr lana, z tabulky 1,

α_2 [–] součinitel vyrovnávací kladky $\alpha_2 = 16$, z tabulky 2.

5.5.4 JMENOVITÝ PRŮMĚR VYROVNÁVACÍ Kladky

Nejmenší dovolený jmenovitý průměr vyrovnávací kladky D_{k2} se vypočítá dle [28, s. 2]:

$$D_{k2} = D_{k2min} - d \text{ [mm]} \quad (32)$$

$$D_{k2} = 304 - 19$$

$$D_{k2} = 285 \text{ mm}$$

Kde:

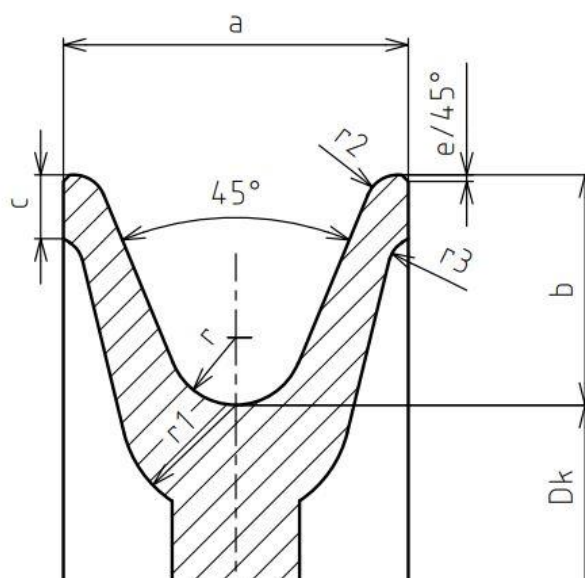
D_{k2min} [mm] základní průměr vyrovnávací kladky, z rovnice (31),

d [mm] jmenovitý průměr lana, z tabulky 1.

Dle vypočteného nejmenšího jmenovitého průměru vyrovnávací kladky byl vybrán normalizovaný průměr $D_{k2} = 315 \text{ mm}$ [28, s. 6].

5.5.5 STANOVENÍ ROZMĚRU VĚNCE Kladky

Dle průměru lana jsou vybrány konstrukční rozměry drážky vyrovnávací a vodící kladky (obr. 27) dle [28, s. 8].



Obr. 27 Rozměry kladky [28]

Tab. 3 Parametry vodící a vyrovnávací kladky [28]

d [mm]	a [mm]	c [mm]	e [mm]	r_1 [mm]	r_2 [mm]	r_3 [mm]
19	54	10	1	18	5	4

Tab. 4 Parametry vodící a vyrovnávací kladky [28]

γ [°]	b [mm]	R [mm]
45	36	10,6

5.6 VÝPOČET ROZMĚRŮ LANOVÉHO BUBNU

5.6.1 ZÁKLADNÍ PRŮMĚR LANOVÉHO BUBNU

Dle normy ČSN 27 1820 [28] se vypočítá minimální základní průměr lanového bubnu D_{bmin} tak, že se vynásobí průměr voleného lana d a součinitel závislý na druhu provozu mechanismu α_b . Součinitel volen podle tabulky 5 pro těžký provoz.

Tab. 5 Hodnoty součinitelů závislých na druhu provozu pro lanový buben [28, s. 2]

	Druh provozu:			
	Lehký	Střední	Těžký	Velmi těžký
Lanový buben α_b	18	20	22	24

$$D_{bmin} = d \cdot \alpha_b \text{ [mm]} \quad (33)$$

$$D_{bmin} = 19 \cdot 22$$

$$D_{bmin} = 418 \text{ mm}$$

Kde:

d [mm] jmenovitý průměr lana, z tabulky 1,

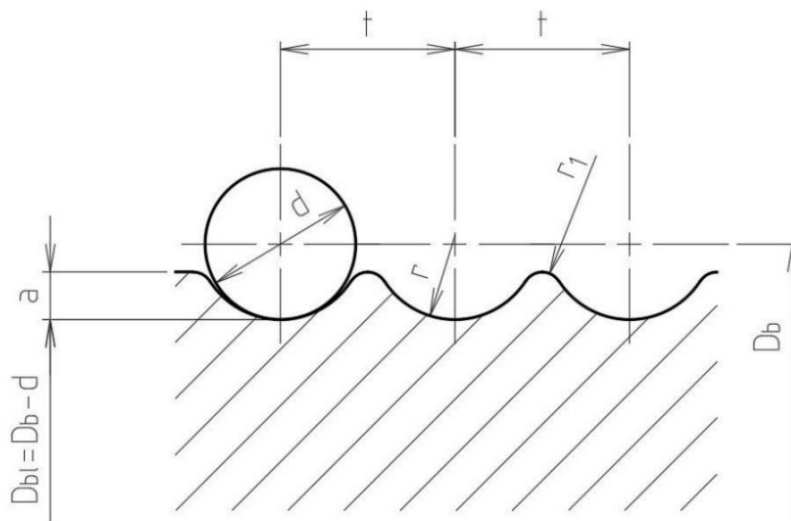
α_b [–] součinitel lanového bubnu $\alpha_2 = 22$, z tabulky 5.

Dle vypočteného nejmenšího základního průměru lanového bubnu byl vybrán nejbližší vyšší normalizovaný průměr 450 mm. Kvůli použití bubnové spojky a pro dosažení menší celkové délky lanového bubnu je nutné zvolit normalizovaný průměr bubnu $D_b = 500 \text{ mm}$ [28, s. 5].

5.6.2 ROZMĚRY DRÁŽEK LANOVÉHO BUBNU

Parametry drážkování lanového bubnu jsou určeny podle vybraného průměru lana d , dle normy ČSN 27 180 [28]. Jednotlivé rozměry drážek jsou vypsány v tabulce 6 a znázorněny v obrázku 28.

Pro volený průměr lana $d = 19 \text{ mm}$ byly vybrány následující rozměry bubnové drážky [28].



Obr. 28 Parametry drážky lanového bubnu [28, s. 9]

Tab. 6 Parametry drážky lanového bubnu [28, s. 9]

r	d	a	t	r ₁
10,6	19	6	22	2,5

5.6.3 NAVÍJENÁ DÉLKA LANA

Délka navinutého lana L se počítá z následujícího vzorce. Dle [3, s. 106]:

$$L = i_k \cdot H \text{ [m]} \quad (34)$$

$$L = 4 \cdot 14$$

$$L = 56 \text{ m}$$

Kde:

i_k [–] lanový převod, z rovnice (1),

H [–] výška zdvihu, z kapitoly 4.1.

5.6.4 POČET ZÁVITŮ LANA NA LANOVÉM BUBNU

K počtu závitů z lana, který je na lanovém bubnu, je nutné přičíst 2 až 3 závěrné závity. Pro naše účely jsou zvoleny dva závěrné závity. Výpočet počtu závitů se určí ze vzorce [3, s. 106]:

$$z = \frac{L}{\pi \cdot D_b} + 2 \text{ [–]} \quad (35)$$

$$z = \frac{56\,000}{\pi \cdot 500} + 2 = 37,65$$

$$z = 38$$

Kde:

L [mm] navíjená délka lana, z rovnice (34),

D_b [mm] základní průměr lanového bubnu, z kapitoly 5.6.1.

5.6.5 DÉLKA ZÁVITOVÉ ČÁSTI NA LANOVÉM BUBNU

Délka závitové části lanového bubnu l se vypočítá dle následujícího vzorce [3, s. 107]:

$$l = z_b \cdot t \text{ [mm]} \quad (36)$$

$$l = 38 \cdot 22$$

$$l = 836 \text{ mm}$$

Kde:

z_b [–] počet závitů na lanovém bubnu, z rovnice (35),

t [mm] stoupání závitů, z tabulky 6.

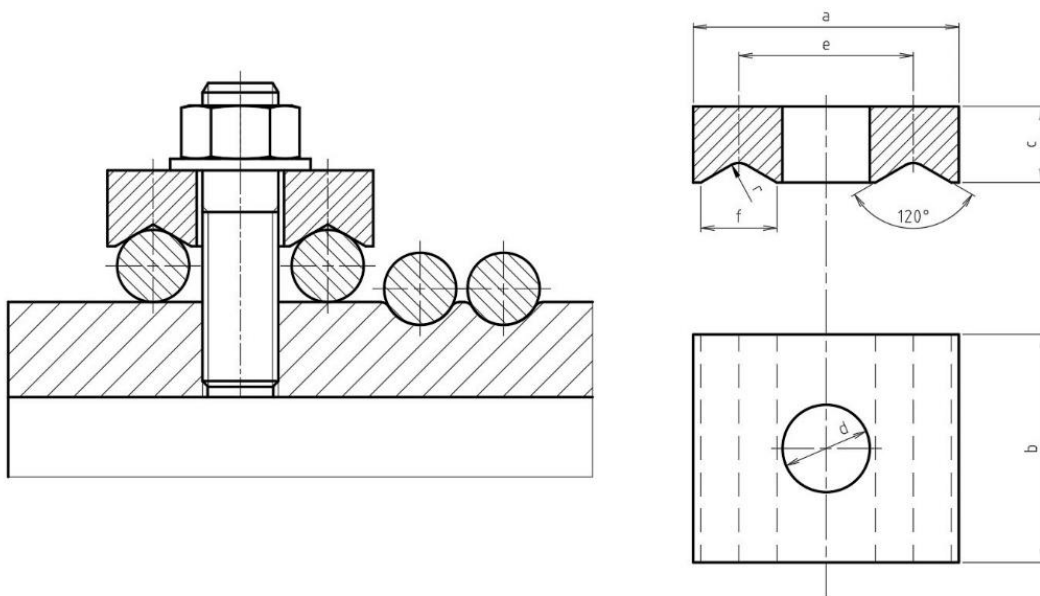
5.6.6 VOLBA LANOVÝCH PŘÍLOŽEK

K připevnění lana k lanovému bubnu je potřeba použít nejméně dvou příložek ve vzájemné osové vzdálenosti pětinasobku průměru šroubu příložky [3, s. 84].

Pro naše řešení volím tři lanové příložky pro průměr lana $d = 19 \text{ mm}$. Rozměry příložek jsou uvedeny v tabulce 7 a znázorněny na obrázku 29.

Tab. 7 Rozměry vybrané lanové příložky [3, s. 84]

Rozměr lanových příložek [mm]							
a	b	c	d	d_1	e	f	r
70	60	20	23	M20	46	20	4



Obr. 29 Znázornění uchycení lana a rozměry lanových příložek [3, s. 84]

5.6.7 DÉLKA KRAJNÍ HLADKÉ ČÁSTI LANOVÉHO BUBNU

Délka krajních hladkých částí bubnu l_2 je závislá na rozměrech lanových příložek. Pro určení délky se použije následující vztah:

$$l_2 = 4 \cdot t \text{ [mm]} \quad (37)$$

$$l_2 = 4 \cdot 22$$

$$l_2 = 88 \text{ mm}$$

Kde:

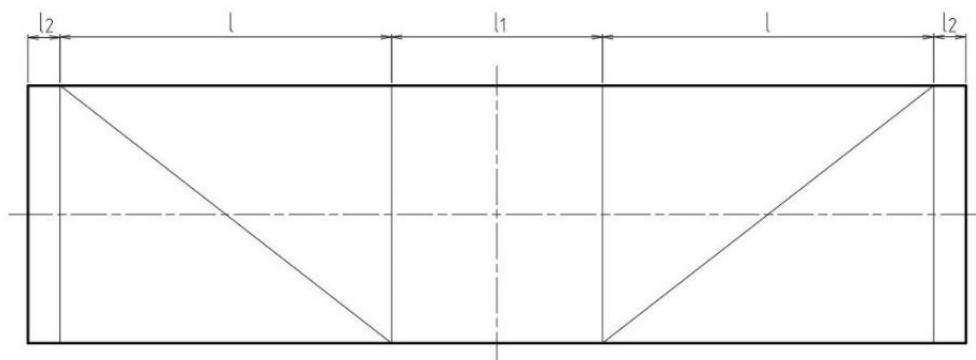
t [mm] stoupání závitů, z tabulky 6.

5.6.8 DÉLKA STŘEDNÍ HLADKÉ ČÁSTI LANOVÉHO BUBNU

Délka střední hladké části l_1 je závislá na rozteči vodicích kladek v kladnici. Důvodem toho je, aby nebyly překročeny maximální hodnoty úhlu náběhu lana na bubnu. Úhel náběhu nesmí být větší než 4° . Délka střední části je volena $l_1 = 600 \text{ mm}$.

5.6.9 CELKOVÁ DÉLKA BUBNU

Celková délka lanového bubnu l_b je ovlivněna konstrukčním řešením. Při použití dvojitého kladkostroje jsou na lanový bubnu navíjeny oba konce zdvihaného lana. To platí i pro náš případ, z toho důvodu bude závitová délka započítána dvakrát. Celková délka lanového bubnu se určí dle následujícího vzorce [6, s. 53] a jednotlivé délky částí lanového bubnu jsou znázorněny na obrázku 30:



Obr. 30 Délkové schéma lanového bubnu

$$l_b = 2l + l_1 + 2l_2 \text{ [mm]} \quad (38)$$

$$l_b = 2 \cdot 836 + 600 + 2 \cdot 88$$

$$l_b = 2\,448 \text{ mm}$$

Kde:

l [mm] délka závitové části na lanovém bubnu, z rovnice (36),

l_1 [mm] délka střední hladké části na lanovém bubnu, z kapitoly 5.6.8,

l_2 [mm] délka krajní hladké části lanového bubnu, z rovnice (37).

5.6.10 PŘEDBĚŽNÁ TLOUŠŤKA STĚNY BUBNU

Předběžná tloušťka stěny bubnu s_{teo} se vypočítá následovně [6, s. 53]:

$$s_{teo} = 0,8 \cdot d \text{ [mm]} \quad (39)$$

$$s_{teo} = 0,8 \cdot 19$$

$$s_{teo} = 15,2 \text{ mm}$$

Kde:

d [mm] jmenovitý průměr lana, z tabulky 1.

6 PEVNOSTNÍ KONTROLA LANOVÉHO BUBNU

Plášť lanového bubnu je namáhán na ohyb, krut a vnější přetlak. Při kontrole pláště lanového bubnu je nutné tato dílčí napětí (napětí v ohybu, v krutu a od vnějšího přetlaku) vypočítat a porovnat je s přípustnými hodnotami. Následně se stanoví redukované napětí a jeho hodnoty se porovnají s napětím dovoleným. Výpočty a hodnoty dovolených napětí jsou provedeny a voleny dle [6, s. 53-54].

6.1 VOLBA POLOTOVARU BUBNU

Pro výrobu lanového bubnu se použije ocelová bezešvá silnostěnná trubka od firmy KOENIGFRANKSTAHL [29]. Rozměry polotovaru lanového bubnu jsou voleny podle ČSN 42 5715 a dle předem vypočítaných parametru z kapitoly 5.6. Materiál je vybrán s ohledem na mechanické vlastnosti a jeho svařitelnost. Parametry polotovaru jsou uvedeny v tabulce 8.

Tab. 8 Parametry polotovaru lanového bubnu [29]

Označení materiálu	Vnější průměr D_{bpol} [mm]	Vnitřní průměr D_{bv} [mm]	Délka polotovaru l_{pol} [mm]	Tloušťka stěny polotovaru [mm]	Mez pevnosti [MPa]	Mez kluzu [MPa]
S355J0 (11 523)	508	436	2 500	36	470 – 630	355

Pro naše účely byl zvolen polotovar lanového bubnu s vnějším průměrem $D_{bpol} = 508 \text{ mm}$ a tloušťkou stěny 36 mm. Délka polotovaru $l_{pol} = 2\,500 \text{ mm}$ je větší než vypočtená celková délka lanového bubnu $l_b = 2\,448 \text{ mm}$ z důvodu přídavek na obrábění čelních ploch. Trubka je vyrobená z oceli S355J0, která má zaručenou svařitelnost.

6.1.1 PRŮMĚR BUBNU POD LANEM

Jelikož drážkování lanového bubnu se nezahrnujeme do průřezových modulů, je nutné pro tyto účely určit průměr pod tímto drážkováním. Výpočet se provede dle vztahu [28, s. 9]:

$$D_{bl} = D_b - d \text{ [mm]} \quad (40)$$

$$D_{bl} = 500 - 19$$

$$D_{bl} = 481 \text{ mm}$$

Kde:

d [mm] jmenovitý průměr lana, z tabulky 1,

D_b [mm] základní průměr lanového bubnu, z kapitoly 5.6.1.

6.1.2 SKUTEČNÁ TLOUŠŤKA STĚNY PLÁŠTĚ LANOVÉHO BUBNU

Pro pevnostní výpočty se uvažuje pouze tloušťka stěny lanového bubnu pod jeho drážkováním. Výpočet se provede dle následujícího vztahu:

$$s = \frac{D_{bl} - D_{bv}}{2} [mm] \quad (41)$$

$$s = \frac{481 - 436}{2} [mm]$$

$$s = 22,5 \text{ mm}$$

Kde:

D_{bl} [mm] průměr lanového bubnu pod lanem, z rovnice (40),

D_{bv} [mm] vnitřní průměr lanového bubnu, z tabulky 8.

6.2 MOMENTOVÁ A SILOVÁ ROVNOVÁHA

6.2.1 POČET NOSNÝCH PRŮŘEZŮ LAN V JEDNÉ POLOVINĚ LANOVÉHO SYSTÉMU

Pro výpočet síly působící na lanový buben F_l je potřeba určit počet nosných průřezů v polovině lanového systému m , podle následujícího vzorce:

$$m = \frac{n}{2} [-] \quad (42)$$

$$m = \frac{8}{2}$$

$$m = 4$$

Kde:

n [-] počet nosných průřezů lana, z obr. 25 $n = 8$.

6.2.2 SÍLA PŮSOBÍCÍ NA BUBEN OD JEDNOHO KONCE LANA

Pro další výpočty silové a momentové rovnováhy je nutné určit sílu působící na lanový buben od jednoho navíjeného konce lana. Výpočet provedeme dle následujícího vztahu:

$$F = \frac{m_{Hr} \cdot g}{m \cdot z \cdot \eta_k} [N] \quad (43)$$

$$F = \frac{32\,750 \cdot 9,81}{4 \cdot 2 \cdot 0,978}$$

$$F = 41\,063\,N$$

Kde:

m $[-]$ počet nosných lan v jedné polovině lanového systému, z rovnice (42),

m_{Hr} $[kg]$ hmotnost částí zvedaných i s břemenem, z rovnice (4),

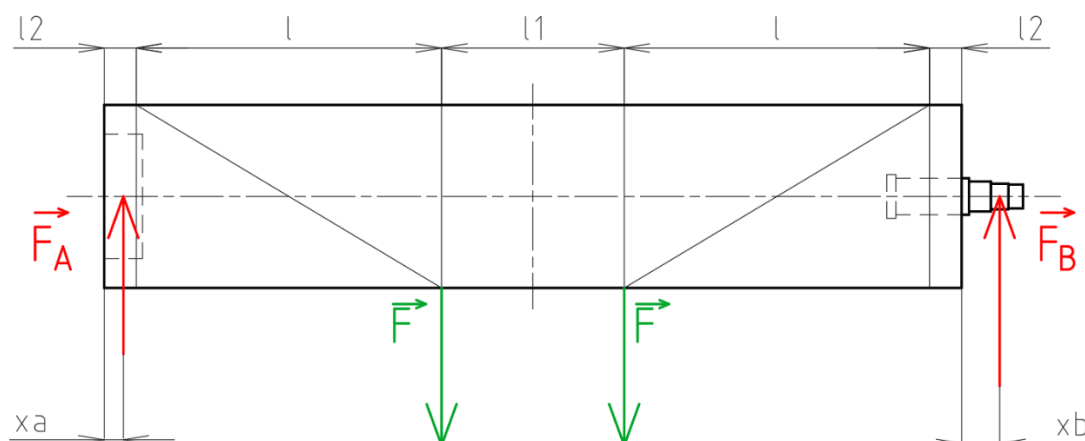
g $[m \cdot s^{-2}]$ gravitační zrychlení $g = 9,81\,m \cdot s^{-2}$,

z $[-]$ počet konců lana navíjených na lanový buben, ze zadání $z = 2$,

η_k $[-]$ účinnost kladkostroje, z rovnice (2).

6.2.3 MOMENTOVÁ ROVNOVÁHA

Lanový buben uvažujeme jako nosník na dvou podporách. Silové působení na lanový buben je vyobrazené na obrázku 31.



Obr. 31 Rozložení působících sil na lanový buben

Momentová rovnováha je vztažena k působišti reakce F_A , kde výsledný moment od působících sil je roven nule.

$$\sum M_{iA} = 0 \text{ [Nm]} \quad (44)$$

$$-F \cdot (l_2 + l - x_a) - F \cdot (l_2 + l + l_1 - x_a) + F_B \cdot (2 \cdot l_2 + 2 \cdot l + l_1 + x_b - x_a) = 0$$

$$F_B = \frac{F \cdot (l_2 + l - x_a) + F \cdot (l_2 + l + l_1 - x_a)}{(2 \cdot l_2 + 2 \cdot l + l_1 + x_b - x_a)} \text{ [N]}$$

$$F_B = \frac{F \cdot (2 \cdot l_2 + 2 \cdot l + l_1 - 2 \cdot x_a)}{(2 \cdot l_2 + 2 \cdot l + l_1 + x_b - x_a)}$$

$$F_B = \frac{41\,063 \cdot (2 \cdot 0,088 + 2 \cdot 0,836 + 0,600 - 2 \cdot 0,0125)}{(2 \cdot 0,088 + 2 \cdot 0,836 + 0,600 + 0,094 - 0,0125)}$$

$$F_B = 39\,334\,N$$

Kde:

F	[N]	statická síla působící od jednoho lana, z rovnice (43),
F_B	[N]	reakční síla působící ve vazbě B, ložiskový domeček,
l	[m]	délka závitové části lanového bubnu, z rovnice (36),
l_1	[m]	délka střední hladké části lanového bubnu, z kapitoly 5.6.8,
l_2	[m]	délka krajní hladké části lanového bubnu, z rovnice (37),
x_a	[m]	vzdálenost od středu uložení hřídele k čelu bubnu, voleno $x_a = 0,0125\,m$,
x_b	[m]	vzdálenost od středu uložení ložiska k čelu bubnu, voleno $x_b = 0,094\,m$.

6.2.4 SILOVÁ ROVNOVÁHA

Síly, které působí na lanový buben, jsou pouze ve svislém směru. Pro rovnováhu bubnu platí tento následující vztah:

$$\sum F_i = 0\,[N] \quad (45)$$

$$F_A - 2 \cdot F + F_B = 0$$

$$F_A = 2 \cdot F - F_B$$

$$F_A = 2 \cdot 41\,063 - 39\,334$$

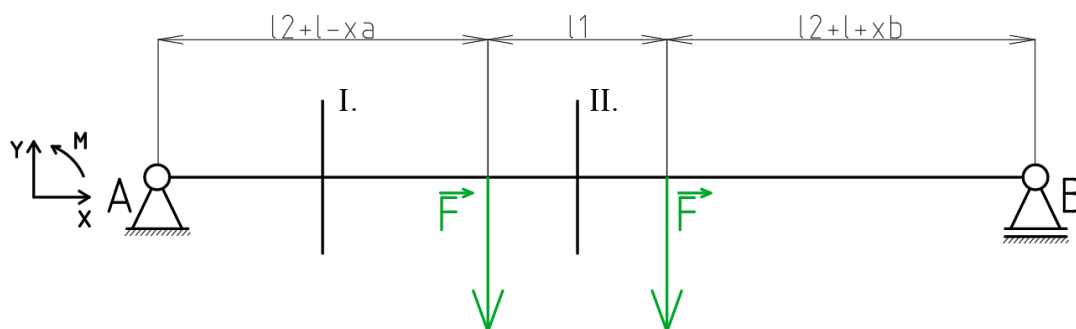
$$F_A = 42\,792\,N$$

Kde:

F	[N]	statická síla působící od jednoho lana, z rovnice (43),
F_A	[N]	reakční síla působící ve vazbě A, uložení na hřídeli převodovky,
F_B	[N]	reakční síla působící ve vazbě B, ložiskový domeček.

6.3 NAMÁHÁNÍ OHYBEM

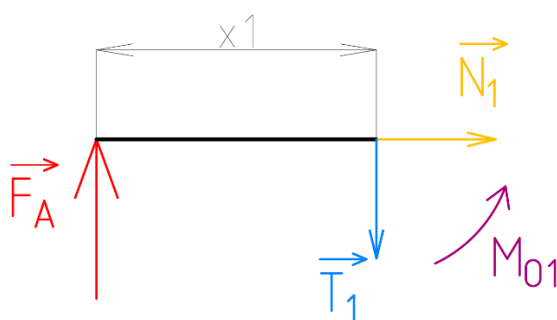
Určení vnitřních výsledných účinků je provedeno dle dvou zvolených řezů I. a II znázorněných na obrázku 32. Jednotlivé řezy v daných intervalech jsou schematicky vyobrazeny na obrázcích 33 a 34.



Obr. 32 Schéma výsledných vnitřních účinků (VVÚ) působících na střednici lanového bubnu

6.3.1 VNITŘNÍ VÝSLEDNÉ ÚČINKY PŘI OHYBU LANOVÉHO BUBNU

Vyšetření vnitřních výsledných účinků dle jednotlivých řezů:



Obr. 33 Schéma VVÚ v řezu I.

$$\text{Řez I. } x_1 \in (0; l + l_2 - x_a) \quad (46)$$

$$N: \quad N_1 = 0 \text{ N}$$

$$T: \quad T_1 - F_A = 0$$

$$T_1 = F_A \text{ [N]}$$

$$T_1 = 42\,792 \text{ N}$$

$$M_o: \quad M_{o1} - F_A \cdot x_1 = 0$$

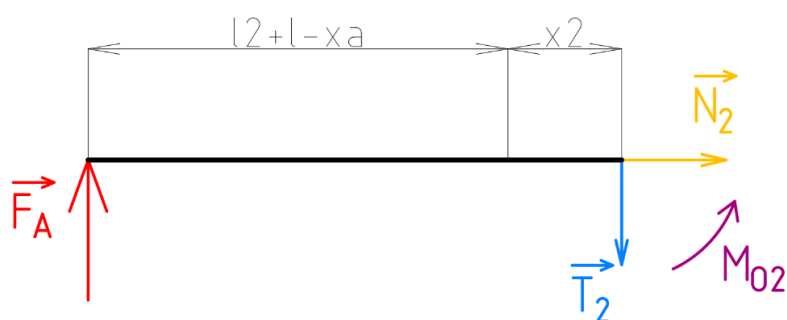
$$M_{o1} = F_A \cdot (l + l_2 - x_a) \text{ [Nm]}$$

$$M_{o1} = 42\,792 \cdot (0,836 + 0,088 - 0,0125)$$

$$M_{o1} = 39\,005 \text{ Nm}$$

Kde:

F	$[N]$	statická síla působící od jednoho lana, z rovnice (43),
F_A	$[N]$	reakční síla působící ve vazbě A, uložení na hřídeli převodovky, z rovnice (45),
l	$[m]$	délka závitové části lanového bubnu, z rovnice (36),
l_1	$[m]$	délka střední hladké části lanového bubnu, z kapitoly 5.6.8,
l_2	$[m]$	délka krajní hladké části lanového bubnu, z rovnice (37).



Obr. 34 Schéma VVÚ v řezu II.

Řez II. $x_2 \in (0; l_1)$ (47)

$$N: \quad N_2 = 0 \text{ N}$$

$$T: \quad T_2 + F - F_A = 0$$

$$T_2 = F_A - F \text{ [N]}$$

$$T_2 = 42\,792 - 41\,063 \text{ [N]}$$

$$T_2 = 1\,729 \text{ N}$$

$$M_o: \quad M_{o2} + F \cdot x_2 - F_A \cdot (l + l_2 - x_a + x_2) = 0$$

$$M_{o2} = F_A \cdot (l + l_2 - x_a + x_2) - F \cdot x_2 \text{ [Nm]}$$

$$M_{o2} = F_A \cdot (l + l_2 - x_a + l_1) - F \cdot l_1 \text{ [Nm]}$$

$$M_{o2} = 42\,792 \cdot (0,836 + 0,088 - 0,0125 + 0,600) - 41\,063 \cdot 0,600$$

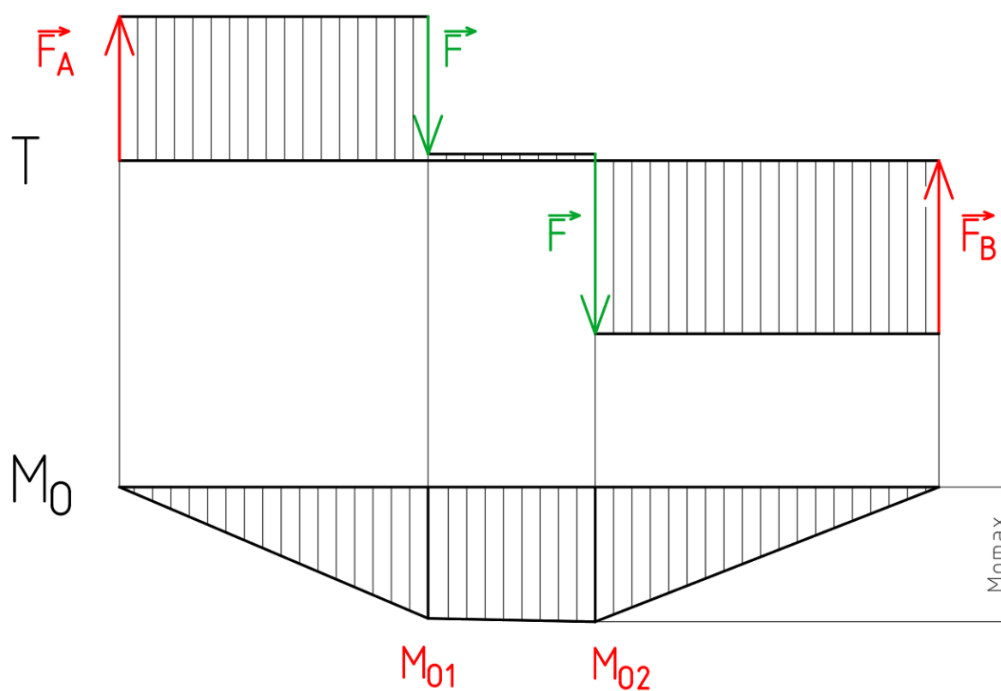
$$M_{o2} = 40\,042 \text{ Nm}$$

Kde:

F	[N]	statická síla působící od jednoho lana, z rovnice (43),
F_A	[N]	reakční síla působící ve vazbě A, uložení na hřídeli převodovky, z rovnice (45),
l	[m]	délka závitové části lanového bubnu, z rovnice (36),
l_1	[m]	délka střední hladké části lanového bubnu, z kapitoly 5.6.8,
l_2	[m]	délka krajní hladké části lanového bubnu, z rovnice (37).

6.3.2 URČENÍ MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO MOMENTU

Podle předešlých výpočtů z kapitoly 6.3.1 je patrné, že největší ohybový moment se nachází na přechodu mezi střední (hladkou) částí lanového bubnu a drážkováním bubnu bližším k bodu uložení B. Hodnota maximálního momentu je znázorněna na obrázku 35 a vypočtena v rovnici (48).



Obr. 35 Znáznornění průběhu posouvající síly a ohybového momentu

$$M_{0max} = M_{02} \text{ [Nm]} \quad (48)$$

$$M_{0max} = F_A \cdot (l_2 + l + l_1 - x_a + l_1) - F \cdot l_1 \text{ [Nm]}$$

$$M_{0max} = 42\,792 \cdot (0,836 + 0,088 - 0,0125 + 0,600) - 41\,063 \cdot 0,600$$

$$M_{0max} = 40\,042 \text{ Nm}$$

Kde:

F	[N]	statická síla působící od jednoho lana, z rovnice (43),
F_A	[N]	reakční síla působící ve vazbě A, uložení na hřídeli převodovky, z rovnice (45),
l	[m]	délka závitové části lanového bubnu, z rovnice (36),
l_1	[m]	délka střední hladké části lanového bubnu, z kapitoly 5.6.8,
l_2	[m]	délka krajní hladké části lanového bubnu, z rovnice (37).

6.3.3 VÝPOČET MODULU PRŮŘEZU V OHYBU

Pro určení ohybového napětí σ_o je nutné vypočíst pro daný průřez lanového bubnu modul průřezu v ohybu W_o dle následujícího vzorce:

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_{bl}^4 - D_{bv}^4}{D_{bl}} [mm^3] \quad (49)$$

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{481^4 - 436^4}{481}$$

$$W_o = 3\,549\,686 \text{ mm}^3$$

Kde:

D_{bl} [mm] průměr lanového bubnu pod lanem, z rovnice (40),

D_{bv} [mm] vnitřní průměr lanového bubnu, z tabulky 8.

6.3.4 KONTROLNÍ NAPĚTÍ V OHYBU

Vypočtené maximální ohybové napětí σ_o je nutné porovnat s dovoleným napětím v ohybu σ_{odov} o hodnotě 10 – 15 MPa dle [6, s. 54]. Proto, aby zvolený lanový buben vyhovoval, nesmí být vypočítané napětí větší než dovolené.

$$\sigma_o = \frac{M_{Omax}}{W_o} [MPa] \quad (50)$$

$$\sigma_o = \frac{39\,970\,000}{3\,549\,686}$$

$$\sigma_o = 11,26 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{odov}$$

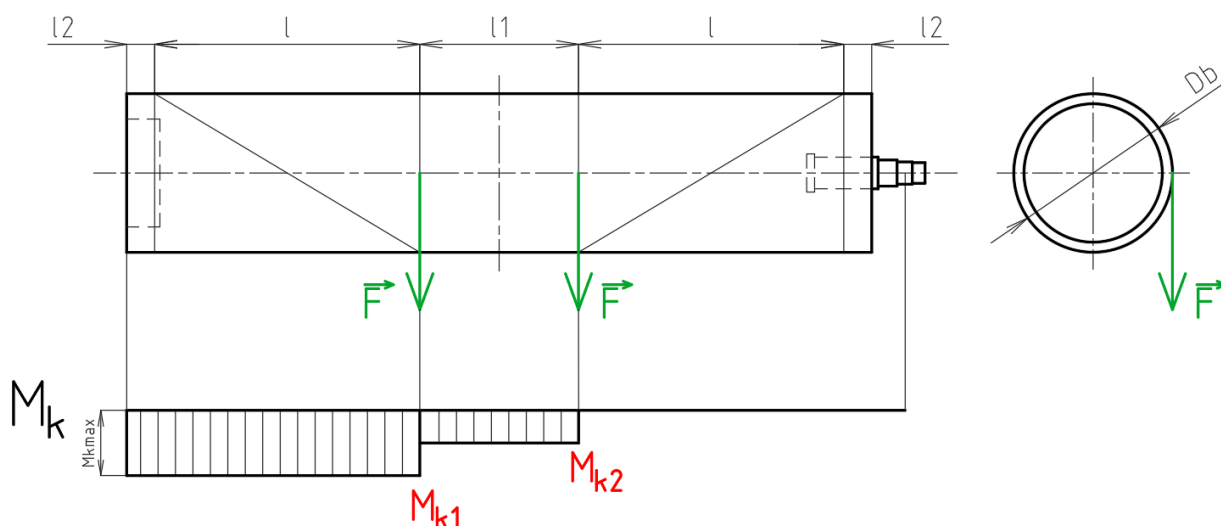
$$11,26 \text{ MPa} \leq 15 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde:

M_{Omax}	[Nmm]	maximální ohybový moment, z rovnice (48),
W_O	[mm ³]	modul průřezu v ohybu, z rovnice (49),
D_{bv}	[mm]	vnitřní průměr lanového bubnu, z tabulky 8,
σ_{odov}	[MPa]	zvolené dovolené napětí v ohybu $\sigma_{odov} = 15 \text{ MPa}$ dle [6, s. 54].

6.4 NAMÁHÁNÍ KRUTEM

Silové zatížení pláště lanového bubnu vyvolávající namáhání krutem je vyobrazeno na spodním schématu (obr. 36).



Obr. 36 Schéma pláště lanového bubnu s působícím zatížením

6.4.1 URČENÍ MAXIMÁLNÍHO KROUTICÍHO MOMENTU

Vypočtené hodnoty momentů M_{k1} a M_{k2} jsou graficky znázorněny ve schématu na obrázku 36, je zde také vyznačena hodnota maximálního krouťicího momentu M_{kmax} . Krouťicí momenty jsou určeny podle těchto vztahů:

$$M_{k2} = F \cdot \frac{D_b}{2} \text{ [Nm]} \quad (51)$$

$$M_{k2} = 41\,063 \cdot \frac{0,5}{2}$$

$$M_{k2} = 10\,265,75 \text{ Nm}$$

$$M_{kmax} = M_{k1} = 2 \cdot F \cdot \frac{D_b}{2} [Nm] \quad (52)$$

$$M_{kmax} = M_{k1} = 2 \cdot 41063 \cdot \frac{0,5}{2}$$

$$M_{kmax} = M_{k1} = 20\,531,5 Nm$$

Kde:

F [N] statická síla působící od jednoho lana, z rovnice (43),

D_b [mm] základní průměr lanového bubnu, z kapitoly 5.6.1.

6.4.2 VÝPOČET MODULU PRŮŘEZU V KRUTU

Pro určení smykového napětí τ_k je nutné vypočíst pro daný průřez lanového bubnu modul průřezu v krutu W_k dle následujícího vzorce:

$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_{bl}^4 - D_{bv}^4}{D_{bl}} [mm^3] \quad (53)$$

$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{481^4 - 436^4}{481}$$

$$W_k = 7\,099\,372 mm^3$$

Kde:

D_{bl} [mm] průměr lanového bubnu pod lanem, z rovnice (40),

D_{bv} [mm] vnitřní průměr lanového bubnu, z tabulky 8.

6.4.3 KONTROLA SMYKOVÉHO NAPĚTÍ

Vypočtené maximální smykového napětí τ_k je nutné porovnat s dovoleným smykovým napětím τ_{kdov} o hodnotě 2 – 5 MPa dle [6, s. 54]. Proto, aby zvolený lanový buben vyhovoval, nesmí být vypočítané napětí větší než dovolené.

$$\tau_k = \frac{M_{kmax}}{W_k} [MPa] \quad (54)$$

$$\tau_k = \frac{20\,531\,500}{7\,099\,372}$$

$$\tau_k = 2,89 MPa$$

$$\tau_k \leq \tau_{kdov}$$

$$2,89 \text{ MPa} \leq 5 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde:

M_{kmax} [Nmm] maximální krouticí moment, z rovnice (51),

W_k [mm³] modul průřezu v krutu, z rovnice (52),

D_{bv} [mm] vnitřní průměr lanového bubnu, z tabulky 8,

τ_{kdov} [MPa] zvolené dovolené smykové napětí $\tau_{kdov} = 5 \text{ MPa}$ dle [6, s. 54].

6.5 NAPĚTÍ OD VNĚJŠÍHO PŘETLAKU

Lanový buben uvažujeme jako tenkostěnnou nádobu, kde lano svírající plášť (lanového bubnu) nádoby, vytváří vnější přetlak [6, s. 54]. Zatěžující síla má směr působení svisle dolů, z tohoto důvodu bude nejnepříznivější namáhání lanového bubnu v jeho dolním krajním vlákně, kde dochází k superpozici tlakového napětí (způsobené sevřením bubnu lanem) a tahového napětí (vyvolané od ohybu) [6, s. 54]. Proto má napětí od vnějšího přetlaku σ_{tl} zápornou hodnotu a je určeno podle následujícího vztahu [6, s. 54]:

$$\sigma_{tl} = -\frac{F}{s \cdot t} [\text{MPa}] \quad (55)$$

$$\sigma_{tl} = -\frac{41\,063}{22,5 \cdot 22}$$

$$\sigma_{tl} = -82,96 \text{ MPa}$$

Kde:

F [N] statická síla působící od jednoho lana, z rovnice (43),

s [mm] skutečná tloušťka stěny pláště lanového bubnu, z rovnice (41),

t [mm] stoupání lanové drážky na bubnu, z tabulky 6.

6.6 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ

Dle hypotézy H-M-H určíme redukované napětí σ_{red} dle vztahu [6, s. 54]:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{tl}^2 - \sigma_o \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau_k^2} [\text{MPa}] \quad (56)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{11,26^2 + (-82,96)^2 - 11,26 \cdot (-82,96) + 3 \cdot 2,89^2}$$

$$\sigma_{red} = 89,27 \text{ MPa}$$

Kde:

σ_o [MPa] napětí v ohybu, z rovnice (50),

σ_{tl} [MPa] napětí od vnějšího přetlaku, z rovnice (55),

τ_k [MPa] smykové napětí, z rovnice (54).

6.6.1 KONTROLA REDUKOVANÉHO NAPĚTÍ

Vypočtené redukované napětí σ_{red} je nutné porovnat s dovoleným redukovaným napětím σ_{dovred} o hodnotě 100 – 110 MPa dle [6, s. 54].

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{dov} \tag{57}$$

$$89,27 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa} \Rightarrow \textbf{Vyhovuje}$$

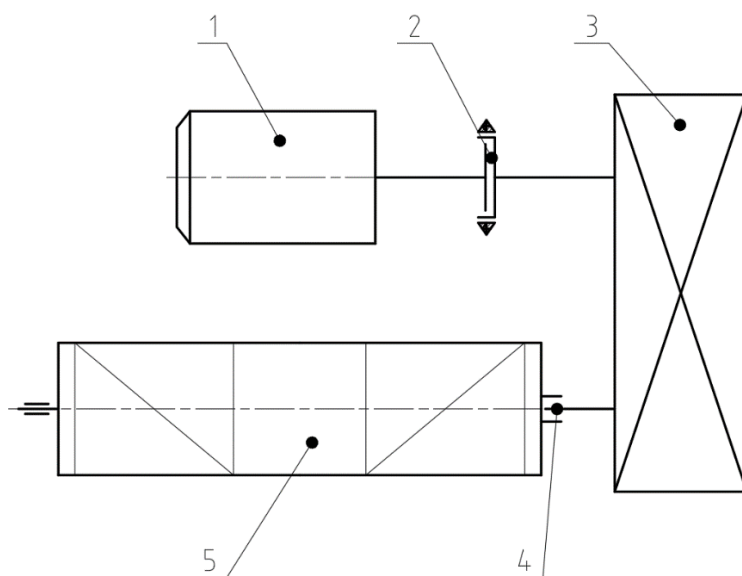
Kde:

σ_{red} [MPa] redukované napětí, z rovnice (56).

7 VOLBA KOMPONENTŮ ZDVIHACÍHO ÚSTROJÍ

Tato kapitola je zaměřena na návrh jednotlivých komponent pohonu zdvihového mechanismu. Tyto komponenty jsou znázorněny ve schématu zvoleného zdvihového ústrojí v obrázku 37.

První součástí je elektromotor, který pohání převodovku. Převodovka zvyšuje hnací moment motoru a přenáší ho na lanový buben. Mezi elektromotorem a převodovkou je pružná spojka, která zabezpečuje přenos točivého momentu a zároveň chrání elektromotor před případným přetížením, případnými rázy atd. Dále je zde dvoučelist'ová brzda, která za pomoci integrovaného brzdového bubnu pružné spojky umožňuje zastavení pohybu a zabezpečuje klidovou polohu zařízení. Poslední částí mechanismu je bubnová spojka, která přenáší točivý moment výstupního hřídele převodovky na lanový buben.



Obr. 37 Schéma zvoleného zdvihového mechanismu: 1. motor zdvihu; 2. spojka s brzdou; 3. převodovka; 4. spojka lanového bubnu; 5. lanový buben

7.1 ELEKTROMOTOR

7.1.1 CELKOVÁ MECHANICKÁ ÚČINNOST

Celková mechanická účinnost η_c je dána součinem dílčích účinností podle [6, s. 75]:

$$\eta_c = \eta_k \cdot \eta_p \cdot \eta_b [-] \quad (58)$$

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

$$\eta_c = 0,91$$

Kde:

η_k	[-]	účinnost kladkostroje, z rovnice (2),
η_b	[-]	účinnost lanového bubnu při uložení na valivých ložiskách $\eta_b = 0,96$, dle [6, s. 76] str. 76,
η_p	[-]	účinnost převodovky $\eta_p = 0,97$, dle výrobce převodovky [30].

7.1.2 POTŘEBNÝ VÝKON HNACÍHO MOTORU

Potřebný výkon motoru P_{Mmin} při ustálené zdvihací rychlosti v_z vypočítáme dle následujícího vztahu [6, s. 75]:

$$P_{Mmin} = \frac{m_{Hr} \cdot v_z \cdot g}{1\,000 \cdot \eta_c} [kW] \quad (59)$$

$$P_{Mmin} = \frac{32\,750 \cdot 6 \cdot 9,81}{60 \cdot 1\,000 \cdot 0,91}$$

$$P_{Mmin} = 35,31 \text{ kW}$$

Kde:

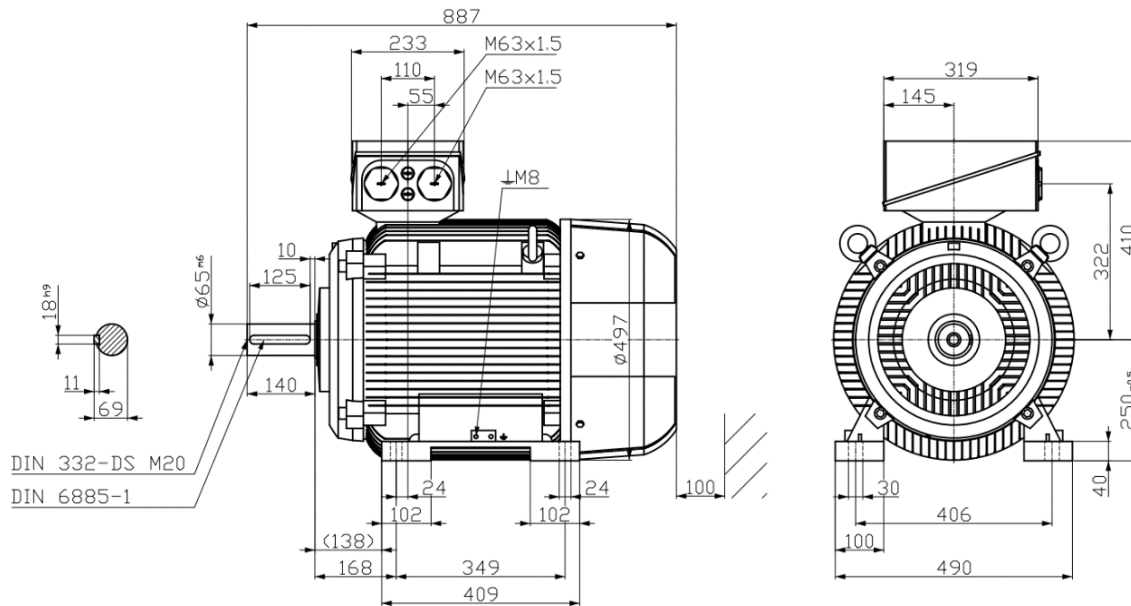
m_{Hr}	[kg]	hmotnost částí zvedaných i s břemenem, z rovnice (4),
g	[m · s ⁻²]	gravitační zrychlení, $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$,
v_z	[m · min ⁻¹]	rychlost zdvihu, z kapitoly 4.1.,
η_c	[-]	celková mechanická účinnost zdvihového mechanismu, z rovnice (58).

7.1.3 VOLBA ELEKTROMOTORU

Dle vypočteného minimálního výkonu hnacího motoru byl vybrán motor SIEMENS 1LE1501-2BD63-4AB4-Z [31]. Jedná se o osmipólový trojfázový asynchronní elektromotor s kotvou na krátko. Motor disponuje jmenovitým výkon 37 kW a otáčky motoru jsou řízeny frekvenčním měničem. Další technické parametry jsou uvedeny v tabulce 9 a obrázku 38.

Tab. 9 Technické parametry elektromotoru [31]

Jmenovitý výkon $P_M [kW]$	37
Jmenovité otáčky $n_M [ot/min]$	730
Jmenovitý moment $M_n [Nm]$	485
Maximální moment $M_{kmax} [Nm]$	1 261
Moment setrvačnosti $I_M [kg \cdot m^2]$	1,00
Přetížitelnost motoru $\xi [-]$	2,6
Počet pólů [-]	8



Obr. 38 Rozměry zvoleného motoru zdvihu [31]

7.1.4 OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

Výpočet teoretických otáček lanového bubnu n_b podle vztahu [6, s. 75]:

$$n_b = \frac{i_k \cdot v_z}{\pi \cdot D_b} [\text{min}^{-1}] \quad (60)$$

$$n_b = \frac{4 \cdot 6}{\pi \cdot 0,5}$$

$$n_b = 15,28 \text{ min}^{-1}$$

Kde:

i_k [–] lanový převod, z rovnice (1),

v_z [$\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$] rychlost zdvihu, z kapitoly 4.1,

D_b [m] základní průměr lanového bubnu, z kapitoly 5.6.1.

7.1.5 TEORETICKÝ PŘEVOD MEZI ELEKTROMOTOREM A LANOVÝM BUBNEM

Teoretický převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem i_p se určí z následujícího vztahu [6, s. 76]:

$$i_p = \frac{n_m}{n_b} [-] \quad (61)$$

$$i_p = \frac{730}{15,28}$$

$$i_p = 47,78$$

Kde:

n_m $[min^{-1}]$ otáčky motoru, z tabulky 9,

n_b $[min^{-1}]$ otáčky lanového bubnu, z rovnice (60).

7.1.6 CELKOVÝ PŘEVOD

Celkový převod i_c je součin převodu kladkostroje i_k a převodové skříně i_p , dle [6, s. 76].

$$i_c = i_k \cdot i_p [-] \quad (62)$$

$$i_c = 4 \cdot 47,78$$

$$i_c = 191,12$$

Kde:

i_k $[-]$ lanový převod, z rovnice (1),

i_p $[-]$ převod mezi motorem a lanovým bubnem, z rovnice (61).

7.1.7 STATICKÝ MOMENT BŘEMENE

Výpočet statického momentu břemene M_{st} , redukováného na hřídeli motoru, dle následujícího vztahu [2, s. 129]:

$$M_{st} = \frac{m_{Hr} \cdot D_b \cdot g}{2 \cdot i_c \cdot \eta_c} [Nm] \quad (63)$$

$$M_{st} = \frac{32\,750 \cdot 0,5 \cdot 9,81}{2 \cdot 191,12 \cdot 0,91}$$

$$M_{st} = 461,82 \, Nm$$

Kde:

m_{Hr} $[kg]$ hmotnost částí zvedaných i s břemenem, z rovnice (4),

g $[m \cdot s^{-2}]$ gravitační zrychlení, $g = 9,81 \, m \cdot s^{-2}$,

D_b $[m]$ základní průměr lanového bubnu, z kapitoly 5.6.1,

i_c $[-]$ celkový převod, z rovnice (62),

η_c $[-]$ celková mechanická účinnost zdvihového mechanismu, z rovnice (58).

7.1.8 DOBA ROZBĚHU

Minimální dobu rozběhu t_a vypočítáme jako poměr rychlosti zdvihu v_z a zrychlení svislého pohybu břemene a . Zrychlení zpravidla nepřesahuje hodnoty 0,2 až 0,3 $m \cdot s^{-2}$ [2, s. 129].

$$t_a = \frac{v_z}{a} [s] \quad (64)$$

$$t_a = \frac{\frac{6}{60}}{0,30}$$

$$t_a = 0,33 s$$

Kde:

v_z $[m \cdot min^{-1}]$ rychlost zdvihu, z kapitoly 4.1,

a $[m \cdot s^{-2}]$ zrychlení svislého pohybu břemene $a = 0,30 m \cdot s^{-2}$, voleno dle [2, s. 129].

7.1.9 MOMENT SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH HMOT SOUSTAVY

Výpočet momentu setrvačných sil posouvajících se hmot M_{zP} při předpokladu, že zrychlení a svislý pohyb břemene je po celou dobu rozběhu t_a stále stejný [2, s. 129].

$$M_{zP} = M_{st} \cdot \frac{v_z}{t_a \cdot g} [Nm] \quad (65)$$

$$M_{zP} = 461,82 \cdot \frac{\frac{6}{60}}{0,33 \cdot 9,81}$$

$$M_{zP} = 14,27 Nm$$

Kde:

M_{st} $[Nm]$ statický moment břemene, z rovnice (63),

v_z $[m \cdot min^{-1}]$ rychlost zdvihu, z kapitoly 4.1,

t_a $[s]$ doba rozběhu, z rovnice (64).

7.1.10 MOMENT SETRVAČNÝCH SIL ROTUJÍCÍCH HMOT SOUSTAVY

Výpočet momentu setrvačnosti sil rotujících hmot M_{zR} , redukováných na hřídeli motoru, provedeme dle následujícího vztahu [2, s. 129]:

$$M_{zR} = \alpha \cdot I_M \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m}{t_a} [Nm] \quad (66)$$

$$M_{zR} = 1,2 \cdot 1,00 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot \frac{730}{60}}{0,33}$$

$$M_{zR} = 277,98 Nm$$

Kde:

α	$[-]$	součinitel zahrnující vliv dalších rotujících hmotností $\alpha = 1,2$, voleno dle [2, s. 129],
I_M	$[kg \cdot m^2]$	hmotný moment setrvačnosti rotoru motoru $I_M = 1,00 kg \cdot m^2$, z tabulky 9,
n_m	$[min^{-1}]$	otáčky motoru, z tabulky 9,
t_a	$[s]$	doba rozběhu, z rovnice (64).

7.1.11 ROZBĚHOVÝ MOMENT MOTORU

Rozběhový moment motoru $M_{roz b}$ určíme ze vztahu dle [2, s. 129]:

$$M_{roz b} = M_{st} + M_{zR} + M_{zP} [Nm] \quad (67)$$

$$M_{roz b} = 461,82 + 277,98 + 14,27$$

$$M_{roz b} = 754,07 Nm$$

Kde:

M_{st}	$[Nm]$	statický moment břemene, z rovnice (63),
M_{zP}	$[Nm]$	moment setrvačných sil posuvných hmot soustavy, z rovnice (65),
M_{zR}	$[Nm]$	moment setrvačných sil rotujících hmot soustavy, z rovnice (66).

7.1.12 KONTROLA MOTORU PŘI ROZBĚHU

Pro kontrolu vybraného zdvihového motoru je potřeba ověřit, zda nedochází k jeho přetěžování. Důležité je, aby rozběhový moment byl menší než maximální krouticí moment motoru. Kontrolu provedeme dle následujícího vztahu [2, s. 129]:

$$M_{rozb} \leq M_{Mmax} [Nm] \quad (68)$$

$$754,07 Nm \leq 1\,261 Nm \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde:

M_{rozb} [Nm] požadovaný rozběhový moment motoru, z rovnice (67),

M_{Mmax} [Nm] maximální krouticí moment motoru z tabulky 9.

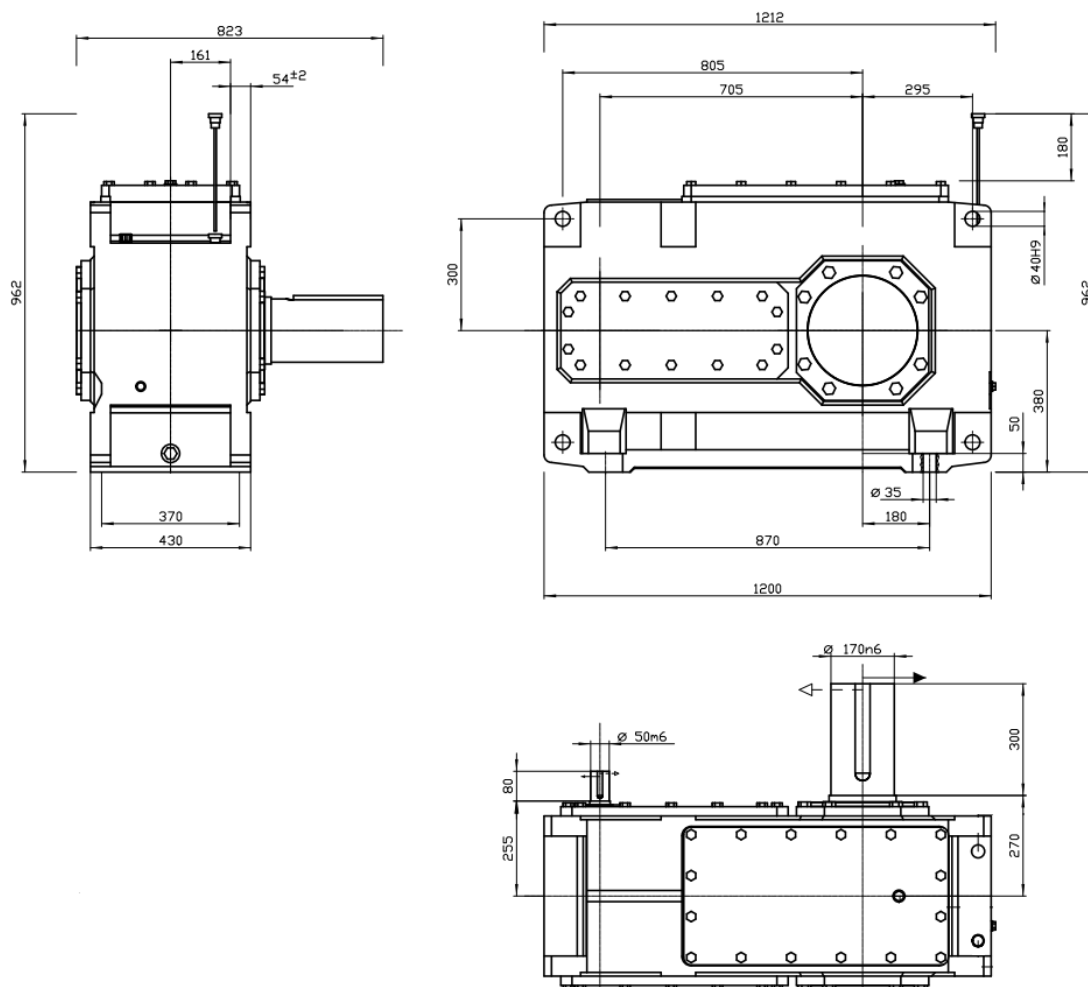
7.2 PŘEVODOVKA

7.2.1 VOLBA PŘEVODOVKY

Podle vybraného koncepčního řešení zdvihového mechanismu byla zvolena převodová skříň od firmy FLENDER typ H3SH označení 2LP3021-1AH50-2AA0-Z [30]. Technické parametry a rozměry jsou v tabulce 10 a v obrázku 39. Při výběru převodové skříně se postupovalo dle katalogu výrobce.

Tab. 10 Parametry převodovky [30]

Jmenovitý výkon P_{2N} [kW]	101,3
Vstupní otáčky n_M [ot/min]	730
Výstupní otáčky n_{bS} [Nm]	15,24
Jmenovitý převodový poměr [–]	50
Skutečný převodový poměr i_{ps} [–]	47,911
Maximální radiální zatížení $F_{př}$ [kN]	50
Účinnost převodovky η_p [%]	97
Servisní faktor pro hnaný stroj f_1	1,01



Obr. 39 Rozměry vybrané převodové skříně [30]

7.2.2 KONTROLA JMENOVITÉHO VÝKONU PŘEVODOVKY

Kontrola jmenovitého výkonu P_{2N} zvolené převodovky dle katalogu výrobce [30, s. 3/3].

$$P_{2N} \geq P_M \cdot f_1 \cdot f_2 [kW] \quad (69)$$

$$101,30 \geq 37 \cdot 1,01 \cdot 1$$

$$101,30 \text{ kW} \geq 37,37 \text{ kW} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:

P_{2N}	[kW]	jmenovitý výkon převodovky $P_{2N} = 112,33 \text{ kW}$, dle tabulky 10,
P_M	[kW]	výkon motoru $P_M = 37 \text{ kW}$, dle tabulky 9,
f_1	[-]	servisní faktor pro hnaný stroj $f_1 = 1,01$, dle tabulky 10,
f_2	[-]	servisní faktor pro hnací stroj $f_2 = 1$, dle [30, s. 3/12].

7.2.3 KONTROLA JMENOVITÉHO VÝKONU PŘEVODOVKY

Kontrola jmenovitého výkonu P_{2N} zvolené převodovky dle katalogu výrobce [30, s. 3/3].

$$P_{2N} \geq \frac{M_{roz b} \cdot n_m}{9950} \cdot f_3 \text{ [kW]} \quad (70)$$

$$101,30 \geq \frac{754,07 \cdot 730}{9\,550} \cdot 1,1$$

$$101,30 \text{ kW} \geq 63,41 \text{ kW} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:

P_{2N} [kW] jmenovitý výkon převodovky $P_{2N} = 101,30 \text{ kW}$, dle tabulky 10,

$M_{roz b}$ [Nm] požadovaný rozběhový moment motoru, z rovnice (67),

n_m [min^{-1}] otáčky motoru, z tabulky 10,

f_3 [–] faktor točivého momentu $f_3 = 1,1$, dle [30, s. 3/13].

7.2.4 SKUTEČNÉ OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

Jelikož skutečný převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem i_{ps} se oproti teoretickému převodu i_p liší, je potřeba znovu určit skutečné otáčky lanového bubnu n_{bs} z následujícího vztahu [6, s. 76]:

$$n_{bs} = \frac{n_m}{i_{ps}} \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (71)$$

$$n_{bs} = \frac{730}{47,911}$$

$$n_{bs} = 15,24 \text{ min}^{-1}$$

Kde:

n_m [min^{-1}] otáčky motoru, z tabulky 9,

i_{ps} [–] skutečný převodový poměr, z tabulky 10.

7.2.5 SKUTEČNÁ ZDVIHOVÁ RYCHLOST

Výpočet skutečné zdvihové rychlosti v_{zs} podle následujícího vztahu [6, s. 76]:

$$v_{zs} = \frac{\pi \cdot n_{bs} \cdot D_b}{i_k} \text{ [m} \cdot \text{min}^{-1}\text{]} \quad (72)$$

$$v_{zs} = \frac{\pi \cdot 15,24 \cdot 0,5}{4}$$

$$v_{zs} = 5,99 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

Kde:

i_k	$[-]$	lanový převod, z rovnice (1),
D_b	$[mm]$	základní průměr lanového bubnu, z kapitoly 5.6.1,
n_{bs}	$[min^{-1}]$	skutečné otáčky lanového bubnu, z rovnice (71).

7.2.6 ODCHYLKA OD POŽADOVANÉ ZDVIHOVÉ RYCHLOSTI

Skutečná zdvihací rychlost v_{zs} by se neměla lišit o více než 6 % od požadované rychlosti zdvihu v_z . Odchylku vypočteme z následujícího vztahu [6, s. 76]:

$$\Delta v = 100 - \frac{v_{zs}}{v_z} \cdot 100 [\%] \quad (73)$$

$$\Delta v = 100 - \frac{5,99}{6} \cdot 100$$

$$\Delta v = 0,17\% \leq 6\% \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:

v_{zs}	$[m \cdot \text{min}^{-1}]$	skutečná zdvihová rychlost, z rovnice (72),
v_z	$[m \cdot \text{min}^{-1}]$	rychlost zdvihu, z kapitoly 4.1.

7.2.7 KONTROLA RADIÁLNÍHO ZATÍŽENÍ NA VÝSTUPNÍ HŘÍDELI PŘEVODOVKY

Aby převodovka byla schopna snést radiální zatížení od lanového bubnu, musí být splněna tato podmínka:

$$F_A \leq F_{př} [N] \quad (74)$$

$$42\,792 \text{ N} \leq 50\,000 \text{ N} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:

$F_{př}$	$[N]$	maximální síla působící na výstupní hřídel převodovky $F_{př} = 50000 \text{ N}$, voleno pro velikost převodovky 11 a variantu C/D, dle katalogu [30, s. 9/8],
F_A	$[N]$	reakční síla působící ve vazbě A, uložení na hřídeli převodovky, z rovnice (45).

7.3 PRUŽNÁ SPOJKA

7.3.1 PŘENÁŠENÝ KROUTICÍ MOMENT

Podle katalogu vybraného výrobce pružných spojek je nutné nejprve určit krouticí moment, který spojka musí být schopna přenést. Dle následujícího vztahu vypočteme přenášený krouticí moment [32, s. 16]:

$$T_N = \frac{P_M \cdot 9\,550}{n_m} \cdot S_B \cdot S_t \text{ [Nm]} \quad (75)$$

$$T_N = \frac{37 \cdot 9\,550}{730} \cdot 2 \cdot 1,2 \text{ [Nm]}$$

$$T_N = 1161,70 \text{ Nm}$$

Kde:

P_M	[kW]	výkon motoru $P_M = 37 \text{ kW}$, dle tabulky 9,
n_m	[min ⁻¹]	otáčky motoru, z tabulky 9,
S_B	[–]	provozní faktor $S_B = 2$, voleno dle [32, s. 19],
S_t	[–]	teplotní faktor $S_t = 1,2$, voleno dle [32, s. 15].

7.3.2 VOLBA PRUŽNÉ SPOJKY

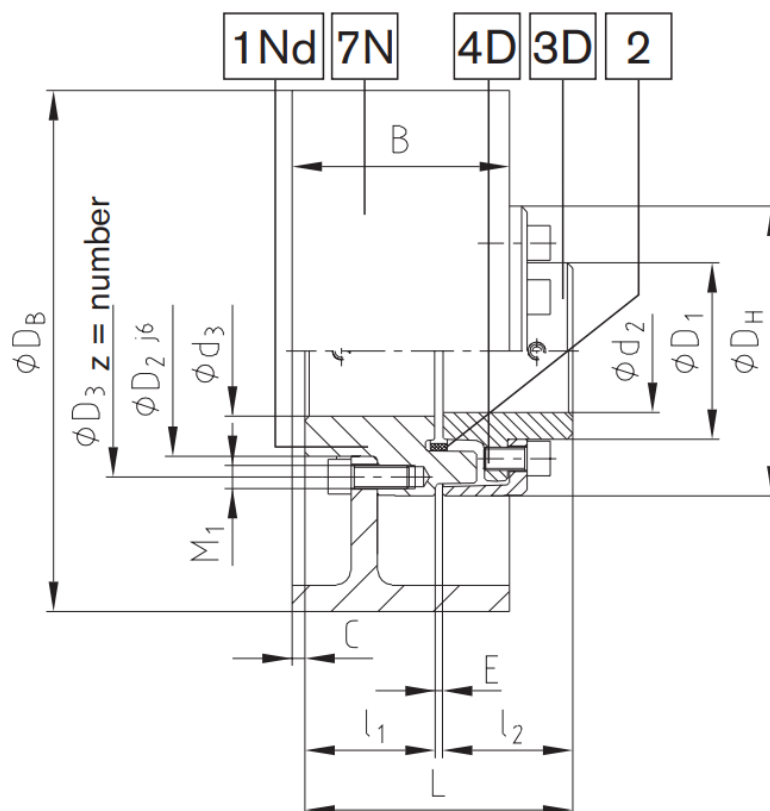
Podle vypočítaného přenášeného momentu spojky byla zvolena spojka POLY-NORM typ ADR-BTA od firmy KTR [33]. Jedná se pružnou spojku s brzdovým bubnem. Rozměry a parametry vybrané spojky jsou uvedeny v tabulce 11, 12 a obrázku 40.

Tab. 11 Parametry a rozměry pružné spojky [32, s. 70]

Nominální přenášený krouticí moment T_{KN}	1 350 Nm
Maximální krouticí moment T_{Kmax}	2 700 Nm
Výstupní průměr spojky na převodovku d_2	50 mm
Vstupní průměr spojky od motoru d_3	65 mm
Průměr brzdového bubnu spojky D_B	400 mm

Tab. 12 Rozměry pružné spojky [32, s. 70].

Rozměry pružné spojky [mm]									
D_1	D_H	D_2	D_3	z	M_1	l_1, l_2	E	L	C
112	182	137	160	6x60°	M12	85	5	170	9,5



Obr. 40 Schéma pružné spojky [32, s. 71]

7.3.3 KONTROLA VYBRANÉ SPOJKY

Pro kontrolu toho, zda námi vybraná spojka je schopná přenést krouticí moment, musí platit následující vztah [32, s. 16]:

$$T_{KN} \geq T_N [Nm] \quad (76)$$

$$1\,350\,Nm \geq 1\,161,70\,Nm \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde:

T_N [Nm] přenášený točivý moment pružné spojky, z rovnice (75),

T_{KN} [Nm] maximální točivý moment pružné spojky $T_{KN} = 1\,350\,Nm$, z tabulky 11.

7.4 NÁVRH BRZDY

7.4.1 STATICKÝ MOMENT BŘEMENE PŘI BRŽDĚNÍ

Při brždění spouštěného břemene brzda překonává určité momenty. Jeden z momentů, které musí brzda překonat je statický moment břemene při brždění M_{st}^* . Vypočítá se podle vztahu [2, s. 130]:

$$M_{st}^* = \frac{m_{Hr} \cdot D_b \cdot g}{2 \cdot i_k \cdot i_{ps}} \cdot \eta_c \text{ [Nm]} \quad (77)$$

$$M_{st}^* = \frac{32\,750 \cdot 0,5 \cdot 9,81}{2 \cdot 4 \cdot 47,911} \cdot 0,91$$

$$M_{st}^* = 381,39 \text{ Nm}$$

Kde:

m_{Hr}	[kg]	hmotnost částí zvedaných i s břemenem, z rovnice (4),
g	[m · s ⁻²]	gravitační zrychlení, $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$,
D_b	[mm]	základní průměr lanového bubnu, z kapitoly 5.6.1,
i_{ps}	[–]	skutečný převodový poměr, z tabulky 10,
i_k	[–]	lanový převod z rovnice (1),
η_c	[–]	celková mechanická účinnost zdvihového mechanismu, z rovnice (58).

7.4.2 MOMENT SETRVAČNOSTI POSOUVAJÍCÍCH SE HMOT SOUSTAVY PŘI BRŽDĚNÍ

Výpočet momentu setrvačnosti posouvajících se hmot soustavy při brždění M_{zp}^* se určí podle [2, s. 130].

$$M_{zp}^* = M_{st}^* \cdot \frac{v_{zs}}{t_b \cdot g} \text{ [Nm]} \quad (78)$$

$$M_{zp}^* = 381,39 \cdot \frac{5,99}{1 \cdot 9,81}$$

$$M_{zp}^* = 232,88 \text{ Nm}$$

Kde:

M_{st}^*	[Nm]	statický moment břemene při brždění, z rovnice (77),
v_{zs}	[m · min ⁻¹]	skutečná zdvihová rychlost, z rovnice (72),

t_b [s] doba brždění se obvykle volí $t_b = 1$, dle [2, s. 130].

7.4.3 MOMENT SETRVAČNOSTI ROTUJÍCÍCH HMOT SOUSTAVY PŘI BRŽDĚNÍ

Určení momentu setrvačnosti rotujících hmot soustavy při brždění M_{zR}^* se vypočítá dle následujícího vztahu [2, s. 130]:

$$M_{zR}^* = \alpha \cdot I_M \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m}{t_b} [Nm] \quad (79)$$

$$M_{zR}^* = 1,2 \cdot 1 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 730}{1 \cdot 60}$$

$$M_{zR}^* = 91,74 Nm$$

Kde:

α [–] součinitel zahrnující vliv dalších rotujících hmotností $\alpha = 1,2$, voleno dle [2, s. 129],

I_M [$kg \cdot m^2$] hmotný moment setrvačnosti rotoru motoru $I_M = 1,00 kg \cdot m^2$ z tabulky 9,

n_m [min^{-1}] otáčky motoru, z tabulky 9,

t_b [s] doba brždění $t_b = 1$, dle [2, s. 130].

7.4.4 POŽADOVANÝ BRZDNÝ MOMENT

Výpočet požadovaného brzdného momentu M_b^* podle vztahu [2, s. 130]:

$$M_b^* = M_{st}^* + M_{zR}^* + M_{zP}^* [Nm] \quad (80)$$

$$M_b^* = 381,39 + 91,74 + 232,88$$

$$M_b^* = 706,01 Nm$$

Kde:

M_{st}^* [Nm] statický moment břemene při brždění, z rovnice (77),

M_{zP}^* [Nm] moment setrvačných sil posuvných hmot soustavy při brždění, z rovnice (78),

M_{zR}^* [Nm] moment setrvačných sil rotujících hmot soustavy při brždění, z rovnice (79).

7.4.5 BRZDNÝ MOMENT ZVĚTŠENÝ O SOUČINITEL BEZPEČNOSTI

Vypočte se ze součinu statického momentu břemene při brždění M_{st}^* a součinitele bezpečnosti k_b . Požadovaný brzdňý moment M_b^* musí být roven nebo menší než brzdňý moment zvětšený o bezpečnost M_u dle vzorce [2, s. 130]:

$$M_b^* \leq M_u \text{ [Nm]} \quad (81)$$

$$M_b^* \leq k_b \cdot M_{st}^* \text{ [Nm]}$$

$$M_b^* \leq 2 \cdot 381,39$$

$$706,01 \text{ Nm} \leq 762,78 \text{ Nm} \Rightarrow \textbf{Vyhovuje}$$

Kde:

M_{st}^* [Nm] statický moment břemene při brždění, z rovnice (77),

M_b^* [Nm] požadovaný brzdňý moment, z rovnice (80),

k_b [–] součinitel bezpečnosti brzd $k_b = 2$, voleno pro těžký provoz dle [2, s. 130].

7.4.6 VOLBA BRZDY

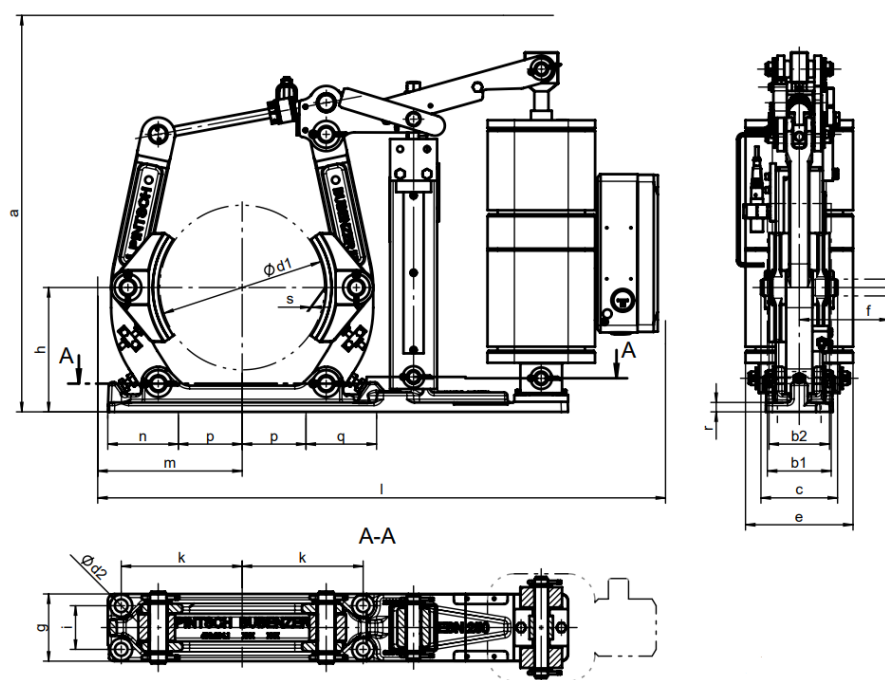
Podle vypočítaného potřebného brzdňého momentu a zvoleného konstrukčního řešení zdvihového mechanismu, byla vybrána dvoučelist'ová brzda poháněna elektrohydraulickým odbrzd'ovačem od firmy DELLENER BUBENZER s označením EBN 400-50-6 (obr.41) [34]. Brzda je schopná poskytnout maximální brzdňý moment 1 225 Nm a je určena pro brzdňý buben o průměru 400 mm [34]. Další technické parametry jsou uvedeny v tabulce 13 na obrázku 42.



Obr. 41 Dvoučelist'ová brzda EBN s hydraulickým odbrzd'ovačem [34]

Tab. 13 Technické parametry brzdy [34]

Maximální brzdňý moment M_{Bmax} [Nm]	Rozměry brzdy [mm] a hmotnost [kg]									
	a	b_1	b_2	c	d_1	d_1	e	f	g	h
	i	k	l	m	n	p	q	r	s	Hm.
1 225	100	270	1105	315	135	165	280	15	1,4	98



Obr. 42 Rozměry brzdy EBN [34]

7.4.7 KONTROLA BRZDNÉHO MOMENTU VYBRANÉ BRZDY

Aby vybraná čelist'ová brzda byla schopná provozu, musí splňovat tento požadavek:

$$M_u \leq M_{Bmax} \text{ [Nm]} \quad (82)$$

$$762,78 \text{ Nm} \leq 1\,225 \text{ Nm} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde:

M_u [Nm] brzdňý moment zvětšený o součinitel bezpečnosti, z rovnice (81),

M_{Bmax} [Nm] maximální brzdňý moment $M_{Bmax} = 1\,225 \text{ Nm}$, z tabulky 13.

7.5 SPOJKA LANOVÉHO BUBNU

7.5.1 PŘENÁŠENÝ KROUTICÍ MOMENT

Podle katalogu vybraného výrobce bubnových spojek je nutné nejprve určit krouticí moment, který spojka musí být schopna přenést. Dle následujícího vztahu vypočteme přenášený krouticí moment [35, s. 6]:

$$T_{NB} = \frac{P_{2N} \cdot 9\,550}{n_{bs}} \cdot C_{erf} \text{ [Nm]} \quad (83)$$

$$T_{NB} = \frac{101,3 \cdot 9\,550}{15,24} \cdot 1,4$$

$$T_{NB} = 63\,478 \text{ Nm}$$

Kde:

P_{2N} [kW] jmenovitý výkon převodovky $P_{2N} = 101,3 \text{ Nm}$, dle tabulky 10,

n_{bs} [min^{-1}] skutečné otáčky lanového bubnu, z rovnice (71),

C_{erf} [–] servisní faktor bubnové spojky, dle klasifikace zdvihového mechanismu M5, $C_{erf} = 1,4$, voleno dle [35, s. 6].

7.5.2 VOLBA BUBNOVÉ SPOJKY



Obr. 43 Bubnová spojka MALMEDIE TTXL/TTXL [35]

Podle vypočítaného přenášeného momentu spojky byla vybrána spojka 709-08 TTXL Standard (viz obr. 43) od firmy MALMEDIE [36]. Jedná se bubnovou spojku umožňující proměnlivou

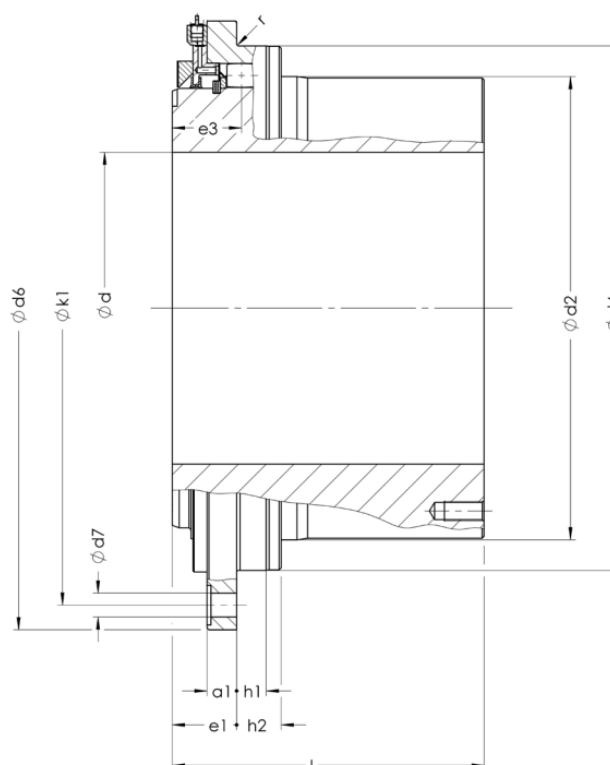
různoběžnost výstupní osy převodovky a osy lanového bubnu. Rozměry a parametry vybrané spojky jsou uvedeny v tabulce 14, 15 a obrázku 44.

Tab. 14 Parametry bubnové spojky [36, s. 8]

Velikostní varianta	4
Maximální přenášený moment T_{KBmax}	65 000 Nm
Maximální radiální zatížení F_{RBmax}	86 000 N
Vstupní průměr spojky od převodovky d	170 mm

Tab. 15 Rozměry vybrané bubnové spojky [36, s. 8]

Rozměry bubnové spojky [mm]												
d	a_1	d_2	d_4	d_6	d_7	e_1	e_3	h_1	h_2	k_1	l	r
170	25	278	340	450	24	60	70	30	50	400	220	2,5



Obr. 44 Rozměry bubnové spojky 709-08 TTXL Standard [36, s. 8]

7.5.3 KONTROLA PŘENÁŠENÉHO KROUTICÍHO MOMENTU

Pro kontrolu toho, jestli námi vybraná spojka je schopná přenést krouticí moment musí platit následující vztah:

$$T_{KBmax} \geq T_{NB} [Nm] \quad (84)$$

$$65\,000\,Nm \geq 63\,478\,Nm \Rightarrow \textbf{Vyhovuje}$$

Kde:

T_{NB} [Nm] přenášený točivý moment bubnové spojky, z rovnice (83),

T_{KBmax} [Nm] maximální točivý moment bubnové spojky, z tabulky 14.

7.5.4 KONTROLA RADIÁLNÍ ÚNOSNOSTI BUBNOVÉ SPOJKY

Důležité je, aby bubnová spojka byla schopna vydržet zatížení od lanového bubnu a zdvihaného břemena. Proto musí být radiální zatížení F_A spojky menší než dovolené maximální zatížení F_{RBmax} .

$$F_{RBmax} \geq F_A [N] \quad (85)$$

$$86\,000\,N \geq 42\,792\,N \Rightarrow \textbf{Vyhovuje}$$

Kde:

F_{RBmax} [N] maximální síla působící na spojku lanového bubnu, dle tabulky 14,

F_A [N] reakční síla působící ve vazbě A, uložení na hřídeli převodovky, z rovnice (45).

8 NÁVRH ULOŽENÍ LANOVÉHO BUBNU

Lanový buben je na jedné straně uložen krátkým vsazeným čepem v naklápěcím valivém ložisku. Druhá strana lanového bubnu je uložena na výstupním hřídeli převodovky za pomoci bubnové spojky a těsného pera.

8.1 VOLBA LOŽISKA A JEHO KONTROLA

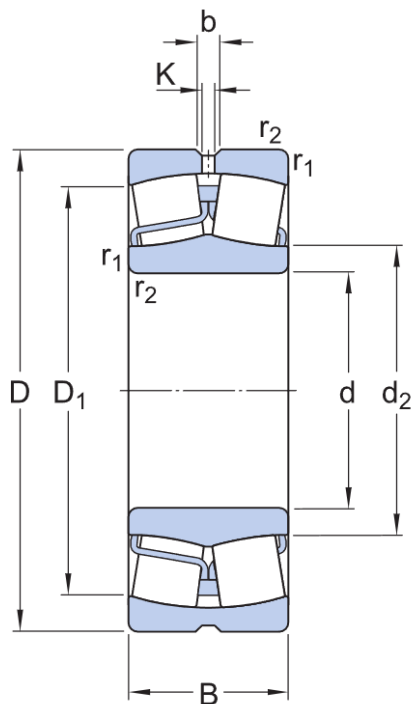
Pro naše účely bylo vybráno soudečkové ložisko, které je schopné vyrovnávat nesouososti čepu vzhledem k lanovému bubnu. Dále dobře snáší radiální zatížení a případně i axiální zatížení.

8.1.1 VOLBA LOŽISKA

Celková volba a kontrola ložiska bude provedena dle katalogu výrobce ložisek. Zvoleným ložiskem je dvouřadé soudečkové ložisko od firmy SKF s označením 22213 E [37]. Technické údaje vybraného ložiska jsou vypsány v tabulkách 16 a 17. Rozměry jsou znázorněny na obrázku 45.

Tab. 16 Rozměry ložiska [37]

Rozměry [mm]							
d	D	B	d_2	D_1	b	K	$r_{1,2}$
66	120	31	80,1	106	6	3	1,5



Obr. 45 Rozměry dvouřadého soudečkového ložiska [37]

Tab. 17 Technické parametry ložiska [37]

Dynamická únosnost ložiska C [kN]	198
Statická únosnost ložiska C_0 [kN]	216
Součinitel pro statické zatížení Y_0 [–]	2,8
Součinitel pro dynamické zatížení Y_1 [–]	2,8

8.1.2 KONTROLA EKVIVALENTNÍHO STATICKÉHO ZATÍŽENÍ

Ekvivalentní statické zatížení P_0 je vypočteno dle uvedených vztahů v katalogu firmy SKF [38, s. 784]:

$$P_0 = F_r + Y_0 \cdot F_a \quad [N] \quad (86)$$

$$P_0 = 39\,334 + 2,8 \cdot 0$$

$$P_0 = 39\,334 \text{ N}$$

$$P_0 < C_0$$

$$39\,334 \text{ N} < 216\,000 \text{ N} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde:

F_r [N] radiální síla působící na ložisko $F_r = F_B = 39\,334 \text{ N}$, z rovnice (44),

F_a [N] axiální síla působící na ložisko, zanedbáváme,

Y_0 [–] součinitel pro statické zatížení $Y_0 = 2,8$, z tabulky 17,

C_0 [kN] základní statická únosnost ložiska, z tabulky 17.

8.1.3 KONTROLA EKVIVALENTNÍHO DYNAMICKÉHO ZATÍŽENÍ

Ekvivalentní dynamické zatížení P je vypočteno dle uvedených vztahů v katalogu firmy SKF [38, s. 784]:

$$P = F_r + Y_0 \cdot F_a \quad [N] \quad (87)$$

$$P = 39\,334 + 2,8 \cdot 0$$

$$P = 39\,334 \text{ N}$$

$$P < C$$

$$39\,334 \text{ N} < 198\,000 \text{ N} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde:

F_r	[N]	radiální síla působící na ložisko $F_r = F_B = 39\,334\text{ N}$, z rovnice (44),
F_a	[N]	axiální síla působící na ložisko, zanedbáváme,
Y	[–]	součinitel pro dynamické zatížení $Y_1 = 2,8$ z tabulky 17,
C	[kN]	základní dynamická únosnost ložiska, z tabulky 17.

8.1.4 ZÁKLADNÍ TRVANLIVOST LOŽISKA

Teoretická hodinová trvanlivost ložiska L_{10h} se vypočte dle následujícího vztahu dle [38, s. 89]:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{bs}} [\text{hod}] \quad (88)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{198\,000}{39\,334}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 15,24}$$

$$L_{10h} = 239\,068 \text{ hod}$$

Kde:

n_{bs}	[min^{-1}]	skutečné otáčky lanového bubnu, z rovnice (71),
C	[N]	základní dynamická únosnost ložiska, z tabulky 17,
P	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení, z rovnice (87),
p	[–]	exponent trvanlivosti pro ložiska s čárovým stykem $p = 10/3$, dle [38, s. 89].

8.1.5 VÝPOČET SKUTEČNÉ PROVOZNÍ TRVANLIVOSTI LOŽISKA

Jedná se o základní trvanlivost doplněnou o součinitele L_{nm} , které zahrnují ovlivňující faktory například: mazání, stupeň znečištění, spolehlivost atd [38, s. 89]. Podle konfigurátoru a katalogu SKF byl pro vypočtené otáčky lanového bubnu a dle maziva vybraného ložiska vybrán součinitel $a_{SKF} = 0,2$ [38, s. 97]. Zvolené mazivo ložiska zaručuje dostatečné mazání i pro nízké otáčky a velká zatížení.

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} [\text{hod}] \quad (89)$$

$$L_{nm} = 0,37 \cdot 0,2 \cdot 239\,068$$

$$L_{nm} = 17\,691 \text{ hod}$$

Kde:

a_1	[–]	součinitel spolehlivosti $a_1 = 0,37$, voleno pro 98% spolehlivosti [38, s. 90],
a_{SKF}	[–]	součinitel trvanlivosti $a_{SKF} = 0,2$, voleno dle [38, s. 97],
L_{10}	[hod]	základní trvanlivost ložiska, z rovnice (88).

8.1.6 KONTROLA TRVANLIVOSTI LOŽISKA

Vypočtenou trvanlivost ložiska porovnáme s celkovou dobou využívání zdvihového mechanismu T_4 :

$$L_{nm} \geq T_4 \text{ [hod]} \quad (90)$$

$$17\,691 \text{ hod} \geq 3\,200 \text{ hod} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde:

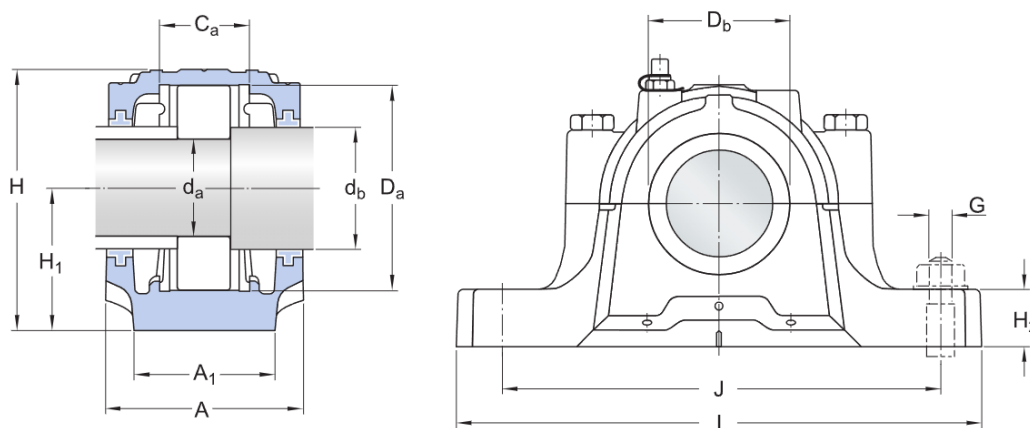
T_4	[hod]	doba využívání dle specifikace mechanismu $T_4 = 3\,200 \text{ hod}$, z kapitoly 4.2.2.
-------	-------	--

8.1.7 VOLBA LOŽISKOVÉHO DOMKU

Podle zvoleného ložiska byl od výrobce SKF vybrán ložiskový domek s označením SNL 213 [39]. Rozměry ložiskového domku jsou uvedeny a znázorněny v tabulce 18 a v obrázku 46.

Tab. 18 Rozměry ložiskového domku [39]

Rozměry [mm]												
d_a	d_b	C_a	D_a	D_b	A	A_1	H	H_1	H_2	J	L	G
65	75	51	120	92,5	110	80	149	80	30	230	275	16



Obr. 46 Schéma a rozměry ložiskového domku [39]

8.2 NÁVRH ČEPU LANOVÉHO BUBNU A JEHO KONTROLA

Rozměry čepu lanového bubnu jsou vyvozeny od parametrů zvoleného ložiska a ložiskového domku. Při jeho návrhu je nutné také počítat s tím, že čep bude součástí svařence lanového bubnu.

8.2.1 VOLBA POLOTOVARU ČEPU

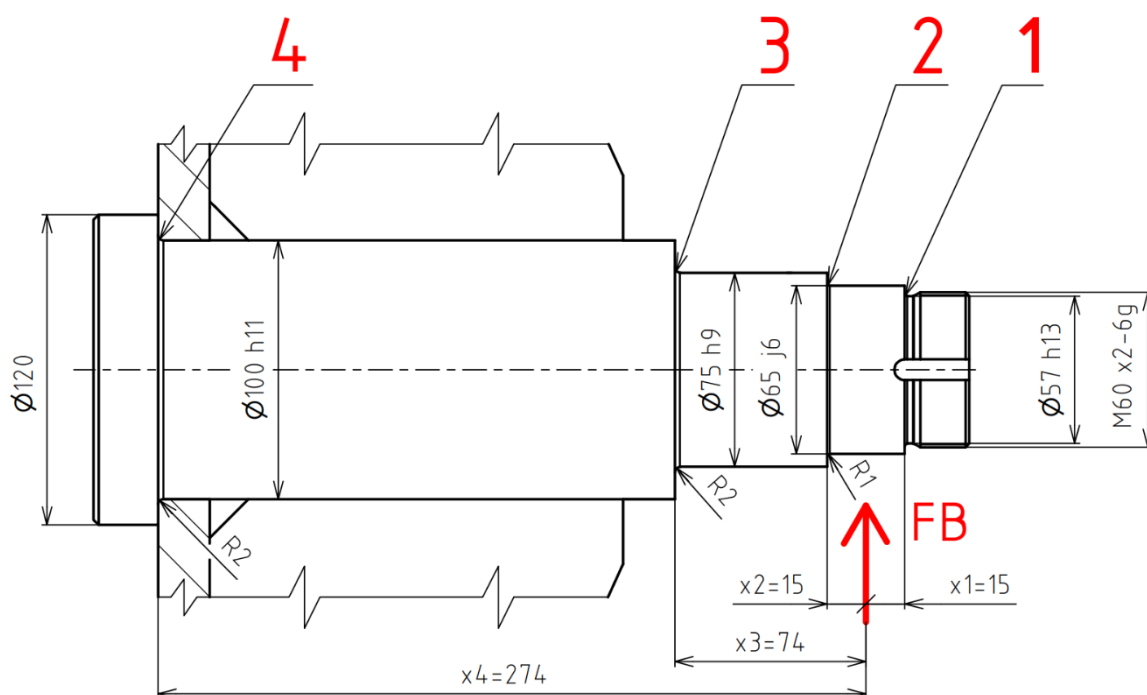
Jelikož čep je součástí svařence bubnu (je vetknutý do lanového bubnu), bude pro zachování shodných vlastností vyroben ze stejného materiálu. Technické údaje o polotovaru čepu jsou vysáány v tabulce 19.

Tab. 19 Parametry polotovaru čepu [40]

Označení materiálu	Průměr $D_{b\check{c}epol}$ [mm]	Délka polotovaru $l_{\check{c}}$ [mm]	Mez pevnosti [MPa]	Mez kluzu [MPa]
S355J2 (11 503)	120	280	470 – 630	355

8.2.2 NOMINÁLNÍ NAPĚTÍ

Čep lanového bubnu obsahuje různé konstrukční prvky, které vytvářejí nebezpečná místa (viz obr.47), kde dochází ke koncentraci napětí. Pro tato místa a tento konkrétní případ provedeme kontrolu ohybového napětí.



Obr. 47 Čep lanového bubnu s vyznačenými kritickými průřezy

PRŮŘEZ I

$$\sigma_{oI} = \frac{M_{oI}}{W_{oI}} [MPa] \quad (91)$$

$$\sigma_{oI} = \frac{F_B \cdot x_1}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}} [MPa]$$

$$\sigma_{oI} = \frac{39\,334 \cdot 15}{\frac{\pi \cdot 57^3}{32}} [MPa]$$

$$\sigma_{oI} = 32,45 \text{ MPa}$$

PRŮŘEZ II

$$\sigma_{oII} = \frac{M_{oII}}{W_{oII}} [MPa] \quad (92)$$

$$\sigma_{oII} = \frac{F_B \cdot x_2}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{32}} [MPa]$$

$$\sigma_{oII} = \frac{39\,334 \cdot 15}{\frac{\pi \cdot 65^3}{32}} [MPa]$$

$$\sigma_{oII} = 21,88 \text{ MPa}$$

PRŮŘEZ III

$$\sigma_{oIII} = \frac{M_{oIII}}{W_{oIII}} [MPa] \quad (93)$$

$$\sigma_{oIII} = \frac{F_B \cdot x_3}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{32}} [MPa]$$

$$\sigma_{oIII} = \frac{39\,334 \cdot 74}{\frac{\pi \cdot 75^3}{32}} [MPa]$$

$$\sigma_{oIII} = 70,28 \text{ MPa}$$

PRŮŘEZ IV

$$\sigma_{oIV} = \frac{M_{oIV}}{W_{oIV}} [MPa] \quad (94)$$

$$\sigma_{oIV} = \frac{F_B \cdot x_4}{\frac{\pi \cdot d_4^3}{32}} [MPa]$$

$$\sigma_{oIV} = \frac{39\,344 \cdot 274}{\frac{\pi \cdot 100^3}{32}} [MPa]$$

$$\sigma_{oIV} = 109,78 \text{ MPa}$$

Kde:

F_B [N] reakční síla působící ve vazbě B $F_B = 39\,334 \text{ N}$, z rovnice (44),

d_1 [mm] průměr čepu v kritickém průřezu I, z obrázku 47,

d_2 [mm] průměr čepu v kritickém průřezu II, z obrázku 47,

d_3 [mm] průměr čepu v kritickém průřezu III, z obrázku 47,

d_4 [mm] průměr čepu v kritickém průřezu IV, z obrázku 47,

x_1 [mm] rameno působení síly F_B průřezu I, z obrázku 47,

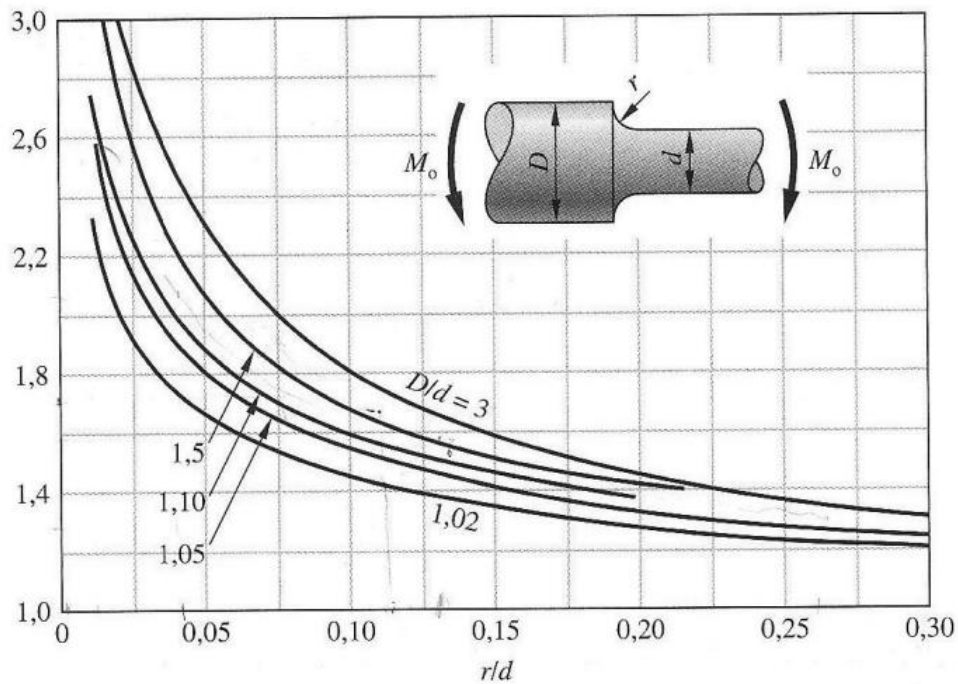
x_2 [mm] rameno působení síly F_B průřezu II, z obrázku 47,

x_3 [mm] rameno působení síly F_B průřezu III, z obrázku 47,

x_4 [mm] rameno působení síly F_B průřezu IV, z obrázku 47.

8.2.3 MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ

Pro výpočet maximálních ohybových napětí σ_{omax} v kritických místech je nutné určit součinitele vrubu, které jsou závislé na druhu vrubu. Volba součinitelů vrubu se provede dle obrázku 48. Vypočtená maximální napětí porovnáme s dovoleným napětím σ_{oDOV} .



Obr. 48 Diagram pro volbu součinitele vrubu pro prut namáhaný ohybem [41, s. 1115]

PRŮŘEZ I

$$\sigma_{oI\max} = \sigma_{oI} \cdot \alpha_I \text{ [MPa]} \quad (95)$$

$$\sigma_{oI\max} = 32,45 \cdot 2,7$$

$$\sigma_{oI\max} = 87,615 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oI\max} \leq \sigma_{oDOV} \text{ [MPa]}$$

$$87,615 \text{ MPa} \leq 355 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

PRŮŘEZ II

$$\sigma_{oII\max} = \sigma_{oII} \cdot \alpha_{II} \text{ [MPa]} \quad (96)$$

$$\sigma_{oII\max} = 21,88 \cdot 2,6$$

$$\sigma_{oII\max} = 56,89 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oII\max} \leq \sigma_{oDOV} \text{ [MPa]}$$

$$56,89 \text{ MPa} \leq 355 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

PRŮŘEZ III

$$\sigma_{oIII\max} = \sigma_{oIII} \cdot \alpha_{III} \text{ [MPa]} \quad (97)$$

$$\sigma_{oIII\max} = 70,28 \cdot 2,5$$

$$\sigma_{oIII\max} = 175,70 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oIII\max} \leq \sigma_{oDOV} \text{ [MPa]}$$

$$175,70 \text{ MPa} \leq 355 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

PRŮŘEZ IV

$$\sigma_{oIV\max} = \sigma_{oIV} \cdot \alpha_{IV} \text{ [MPa]} \quad (98)$$

$$\sigma_{oIV\max} = 109,78 \cdot 2,8$$

$$\sigma_{oIV\max} = 307,38 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oIV\max} \leq \sigma_{oDOV} \text{ [MPa]}$$

$$307,38 \text{ MPa} \leq 355 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kde:

σ_{oI}	[MPa]	nominální ohybové napětí v kritickém průřezu I, z rovnice (91),
σ_{oII}	[MPa]	nominální ohybové napětí v kritickém průřezu II, z rovnice (92),
σ_{oIII}	[MPa]	nominální ohybové napětí v kritickém průřezu III, z rovnice (93),
σ_{oIV}	[MPa]	nominální ohybové napětí v kritickém průřezu IV, z rovnice (94),
σ_{oDOV}	[MPa]	dovolené napětí pro čep lanového bubnu, voleno podle meze kluzu materiálu čepu $R_e = 355 \text{ MPa}$, dle tabulky 19,
α_I	[–]	součinitel koncentrace napětí ve vrubu 1 $\alpha_I = 2,7$, voleno dle obrázku 48,
α_{II}	[–]	součinitel koncentrace napětí ve vrubu 2 $\alpha_{II} = 2,6$, voleno dle obrázku 48,
α_{III}	[–]	součinitel koncentrace napětí ve vrubu 3 $\alpha_{III} = 2,5$, voleno dle obrázku 48,
α_{IV}	[–]	součinitel koncentrace napětí ve vrubu 4 $\alpha_{IV} = 2,8$, voleno dle obrázku 48.

8.3 KONTROLA PERA NA OTLAČENÍ

Mezi výstupní hřídelí a bubnovou spojkou (lanovým bubnem) je krouticí moment přenášen za pomoci těsného pera. U těsných per je nutné provést kontrolu na otláčení. Je důležité, aby tlak působící na plochu pera nepřesáhnul hodnotu dovoleného tlaku.

8.3.1 OBVODOVÁ SÍLA NA POVRCHU PERA

Pro výpočet tlaku ve spoji se musí určit síla působící na plochu pera. Obvodová síla se určí z následujícího vztahu dle [41, s. 1081]:

$$F_p = \frac{2 \cdot M_k}{d_h} [N] \quad (99)$$

$$F_p = \frac{2 \cdot 20\,531,5}{0,170}$$

$$F_p = 241\,547,06 \text{ N}$$

Kde:

M_{kmax} [Nm] maximální krouticí moment $M_{kmax} = 20\,531,5 \text{ Nm}$, z rovnice (52),

d_h [m] průměr výstupní hřídele převodovky $d_h = 170 \text{ mm}$, z obrázku 39.

8.3.2 MAXIMÁLNÍ DOVOLENÝ TLAK

Základní hodnota tlaku pro vybraný materiál náboje je vybrán dle [41, s. 1081]. Výpočet dovoleného tlaku je závislý na druhu zatížení spoje. V našem případě je volen vztah pro jednosměrné malé rázy podle [41, s. 1081]:

$$p_D = 0,7 \cdot p_o [MPa] \quad (100)$$

$$p_D = 0,7 \cdot 150$$

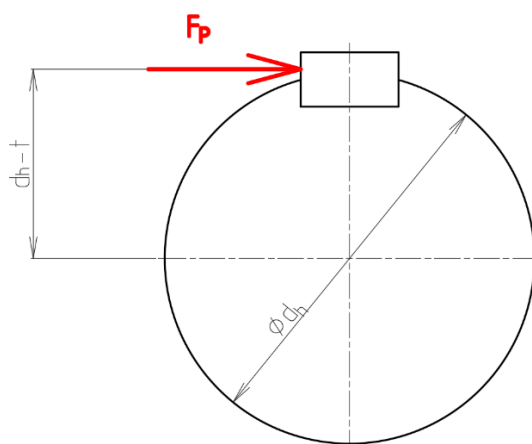
$$p_D = 105 \text{ MPa}$$

Kde:

p_o [MPa] základní hodnota tlaku pro náboj z oceli 11 523 $p_o = 150 \text{ MPa}$, dle [41, s. 1081].

8.3.3 VÝPOČET TLAKU VE SPOJI

Výrobce převodovky k výstupnímu hřídeli převodové skříně standartně dodává jedno pero B45 x 25 x 220 DIN 6885. Výsledný tlak působící ve spoji p_1 se určí z následujících vztahů [41, s. 1081] dle obrázku 49:



Obr. 49 Obvodová síla působící na jedno pero

$$p_1 = \frac{F_p}{t_h \cdot (l_p - b_p)} \text{ [MPa]} \quad (101)$$

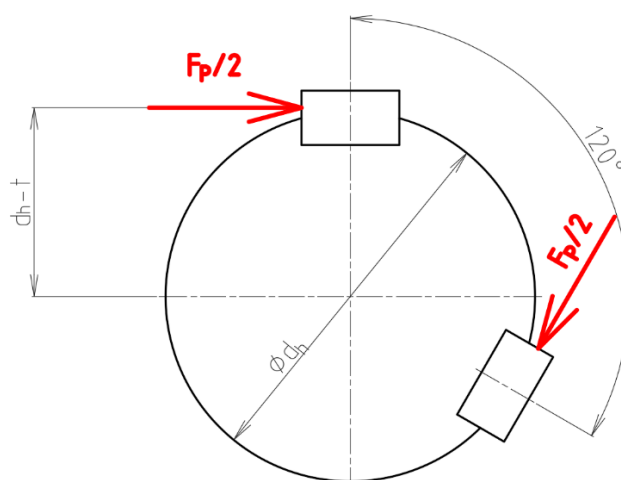
$$p_1 = \frac{241\,547,06}{10,4 \cdot (220 - 45)}$$

$$p_1 = 132,72 \text{ MPa}$$

$$p_1 \leq p_D \text{ [MPa]} \quad (102)$$

$$132,72 \text{ MPa} \leq 105 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Nevyhovuje}$$

Jelikož tlak působící na pero převyšuje hodnotu dovoleného tlaku, je nutné použít dvě pera (obr. 50). Aby nedošlo k pevnostnímu oslabení hřídele, jsou pera uložena pod roztečným úhlem 120°.



Obr. 50 Obvodová síla při použití dvou per

Při použití dvou per by měla být teoretická únosnost spoje dvojnásobná. V praxi se však únosnost spoje uvažuje pouze 1,5krát vyšší [42].

$$p_2 = \frac{F_p}{t_h \cdot (l_p - b_p) \cdot 1,5} \text{ [MPa]} \quad (103)$$

$$p_2 = \frac{24\,1547,06}{10,4 \cdot (220 - 45) \cdot 1,5}$$

$$p_2 = 88,48 \text{ MPa}$$

$$p_2 \leq p_D \text{ [MPa]} \quad (104)$$

$$88,48 \text{ MPa} \leq 105 \text{ MPa} \Rightarrow \textbf{Vyhovuje}$$

Kde:

F_p	[N]	obvodová síla působící na povrch pera, z rovnice (99),
b_p	[mm]	šířka pera $b_p = 45 \text{ mm}$, voleno dle [43, s. 467],
l_p	[mm]	zatížená délka pera $l_p = 220 \text{ mm}$, voleno dle výrobce převodovky,
t_h	[mm]	hloubka drážky v náboji $t_h = 10,4 \text{ mm}$ pro průměr hřídele $d_h = 170 \text{ mm}$, voleno dle [43, s. 467],
p_D	[MPa]	maximální dovolený tlak ve spoji pera a náboje, z rovnice (100).

ZÁVĚR

Hlavním cílem této bakalářské práce bylo vypracování návrhu zdvihového mechanismu mostového jeřábu nosnosti do 32 000 kg podle zadaných technických parametrů.

Dle provedené kritické rešerše obdobných existujících řešení od vybraných výrobců a zadaných požadavků byla na tomto základě vybrána koncepce, kde lanový buben a elektromotor zdvihu jsou uloženy paralelně vůči sobě nad rám dvoukolejnicové jeřábové kočky. Také byla zvolena podle zatěžování a využívání klasifikace jeřábu jako celku A5 a zdvihového mechanismu M5.

Typ lanového kladkostroje byl vybrán s ohledem na požadovanou nosnost, a to s lanovým převodem 4 a s navíjením dvou konců lana na buben. Nosným prvkem lanového kladkostroje bylo zvoleno ocelové lano typu SEAL o vnějším průměru 19 mm. Dle normy ČSN EN 13001 - 3 - 2 bylo lano zkontrolováno na statickou únosnost a únavovou pevnost. Pro vybraný průměr ocelového lana byly navrženy vyrovnávací vodící kladky a drážkování lanového bubnu společně i s jeho délkovými rozměry.

Lanový buben byl navrhnut jako svařenec vyrobený z ocelové bezešvé trubky z materiálu S355J0 (11 523). Následně byla provedena pevnostní kontrola lanového bubnu na ohybové napětí, smykové napětí, napětí od vnějšího přetlaku a celkové redukované napětí.

V dalších kapitolách proběhla volba jednotlivých komponent zdvihového mechanismu. Jednalo se o součásti pohnu zdvihového ústrojí. První součástí byl zvolen pohon ústrojí. Byl vybrán asynchronní třífázový elektromotor s kotvou na krátko řízený frekvenčním měničem od výrobce SIEMENS. K danému motoru byla vybrána vhodná převodovka zdvihu od firmy FLENDER. Pro zajištění přenosu točivého momentu mezi motorem a převodovkou byla zvolena pružná spojka s integrovaným brzdovým bubnem od výrobce KTR. K této spojkce byla vybrána dvoučelistová brzda s elektrohydraulickým odbrzdovačem firmy DELLENER BUBENZER, která v součinnosti s pružnou spojkou zajišťuje brždění zdvihového mechanismu. K přenášení točivého momentu z převodovky na lanový buben a vyrovnávání osových rozdílností bubnu a výstupní hřídele převodovky byla vybrána bubnová spojka od společnosti MALMEDIE. Spoj mezi převodovkou a hřídelí převodovky je tvořen dvěma těsnými pery. Uložení bubnu na druhé straně je zajištěno pomocí čepu z oceli S355J2 (11 503) a voleného dvouřadého soudečkového ložiska s odpovídajícím ložiskovým domkem od firmy SKF.

Veškeré provedené výpočty volených, navrhovaných a kontrolovaných součástí mechanismu byly provedeny dle aktuálních platných norem, doporučených postupů návrhu, dle katalogů výrobců a podle odborné literatury. Výstupem práce jsou výkresy celkové sestavy zdvihového mechanismu a svařovací podsestavy lanového bubnu, které byly vypracovány v modelovacím programu Inventor od společnosti Autodesk.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ČSN ISO 4306-1: Jeřáby - Slovník - Část 1: Všeobecně. 4.vydání. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010.
- [2] BIGOŠ, Peter, Jozef KUEKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. *Teória a stavba zdvihačích a dopravných zariadení*. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.
- [3] REMTA, František, Ladislav KUPKA, František DRAŽAN, Oldřich JURÁŠEK, Zdeněk LEDR a Otakar ZDEBSKI. *Jeřáby: I. díl*. Druhé, přepracované a doplněné vydání. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1974.
- [4] SKOPAL, Vlastimil, Jindřich ADÁMEK a Mojmir HOFÍREK. *Stavba a provoz strojů IV: Konstrukční uspořádání, provoz a údržba*. 1. Praha: SNTL, 1982.
- [5] Použití lanového bubnu na typickém zdvihu jeřábu. In: KPC.cz [online]. Brno: KRÁLOVO POLE CRANES, a.s., 2021 [cit. 2022-01-27]. Dostupné z: https://www.kpc.cz/produkty/komponenty-zdvihu-jerabu/lanove-bubny/bubnylanove_render_003/
- [6] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. Brno: Vysoké učení technické, 1988.
- [7] Abus: *Elektrické kladkostroje* [online]. Brno: ITECO s.r.o, 2021 [cit. 2021-11-02]. Dostupné z: https://www.iteco.cz/files/products_files/0/01-lanove-kladkostroje_2.pdf
- [8] Pružná spojka s brzdovým bubnem. In: KPC.cz [online]. Brno: KRÁLOVO POLE CRANES, a.s., 2021 [cit. 2022-01-27]. Dostupné z: https://www.kpc.cz/produkty/komponenty-pojezdu-jerabu/spojky/spojky_render_001/
- [9] Převodová skříň zdvihu. In: KPC.cz [online]. Brno: KRÁLOVO POLE CRANES, a.s., 2021 [cit. 2022-01-27]. Dostupné z: <https://www.kpc.cz/produkty/komponenty-zdvihu-jerabu/prevodove-skrine/>
- [10] MALMEDIE DRUM-COUPPLING TTXS. In: *Malmedie.com* [online]. Solingen (German): M.A.T. Malmedie Antriebstechnik GmbH, 2021 [cit. 2022-01-27]. Dostupné z: <https://www.malmedie.com/en/products/drum-couplings/malmedie-drum-coupling-ttxs>
- [11] Drum Gear Coupling - GJB Type. In: *Sdcoupling.com* [online]. Jiangsu (China): Zhenjiang Suoda Coupling Co., Ltd, 2015 [cit. 2022-01-27]. Dostupné z: <http://www.sdcoupling.com/en/ProductView.Asp?ID=170>

- [12] ČSN EN 14492-2: Jeřáby - Vrátky, kladkostroje a zdvihové jednotky se strojním pohonem - Část 2: Kladkostroje a zdvihové jednotky se strojním pohonem. 1. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2020.
- [13] Lanový buben. In: KPC.cz [online]. Brno: KRÁLOVO POLE CRANES, a.s., 2021 [cit. 2022-02-05]. Dostupné z: https://www.kpc.cz/produkty/komponenty-zdvihu-jeřabu/lanove-bubny/bubnylanove_render_001/
- [14] Demag DMR modular rope hoist [online]. Wetter (Germany): Konecranes and Demag s.r.o., 2021 [cit. 2021-11-02]. Dostupné z: https://dds.demagcranes.com/DDS/getPDF/21374544_EN_DE.pdf
- [15] Giga Výrobní program: Výrobní program [online]. Příšovice: Giga, spol. s r.o., 2016 [cit. 2021-11-02]. Dostupné z: <https://www.gigasro.cz/files/katalogy/giga-vyrobní-program-2016-cz-web.pdf>
- [16] Giga: Elektrické lanové kladkostroje [online]. Příšovice: Giga, spol. s r.o., 2016 [cit. 2021-11-02]. Dostupné z: <https://www.gigasro.cz/files/katalogy/elektricke-lanove-kladkostroje-800-50000kg-2016web.pdf>
- [17] Stahl: The SH wire rope hoist [online]. Künzelsau (Germany): STAHL CraneSystems GmbH, 2021 [cit. 2022-01-28]. Dostupné z: https://www.columbusmckinnon.com/globalassets/inriver/resources/br_sz_sh_en_2107_web.pdf
- [18] Stahl: Wire rope hoists SH, AS. In: *Stahlcranes.com* [online]. Künzelsau (Germany): STAHL CraneSystems GmbH, 2018 [cit. 2022-01-28]. Dostupné z: https://www.columbusmckinnon.com/globalassets/inriver/resources/pi_seilzug_2018-07.pdf
- [19] Stahl: The AS 7 wire rope hoist [online]. Künzelsau (Germany): STAHL CraneSystems GmbH, 2021 [cit. 2022-01-28]. Dostupné z: https://www.columbusmckinnon.com/globalassets/inriver/resources/br_sz_as_en_2108_web.pdf
- [20] Stahl: Product Information - SH, AS Wire Rope Hoists Ex. In: *Stahlcranes.com* [online]. Künzelsau (Germany): STAHL CraneSystems, 2016 [cit. 2022-05-04]. Dostupné z: https://www.columbusmckinnon.com/globalassets/inriver/resources/pi_seilzug-ex_rev_2016-04-20.pdf
- [21] Stahl: The SHW 8 winch [online]. Künzelsau (Germany): STAHL CraneSystems GmbH, 2021 [cit. 2022-01-28]. Dostupné z: https://www.columbusmckinnon.com/globalassets/inriver/resources/br_wi_shw_en_2108_web.pdf
- [22] ČSN ISO 4301-5: Jeřáby. Klasifikace. Část 5: Mostové a portálové mostové jeřáby. 1.vydání. Praha: CRANE SERVIS, 1994.

- [23] ČSN ISO 4301-1: Jeřáby a zdvihací zařízení. Klasifikace. Část 1: Všeobecně. 2.vydání. Praha: CRANE SERVIS, 1992.
- [24] ČSN EN 13001-3-2: Jeřáby - Návrh všeobecně - Část 3-2: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových lan v lanových systémech. 1.vydání. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [25] ČSN 27 0100: Zdvihací zařízení. Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla. 1. Praha: Vydavatelství úřadu pro vynálezy a normalizaci, 1977.
- [26] ČSN EN 13001-2: Jeřáby - Návrh obecně - Část 2: Účinky zatížení. 1.vydání. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2021.
- [27] LANOCEL: 8x19S-FC ocelové lano. In: LANOCEL [online]. Ostrava: LANOCEL, 2020 [cit. 2022-03-22]. Dostupné z: <https://www.lanocel.cz/8x19s-fc-ocelove-lano-6.html>
- [28] ČSN 27 1820: Zdvihací zařízení. Kladky a bubny pro ocelová lana. Praha: Vydavatelství úřadu pro vynálezy a normalizaci, 1957.
- [29] Bezešvá silnostěnná trubka S355J2H / E355 / P355NH: bezešvé silnostěnné ocelové trubky EN 10210-1 / EN 10210-2 / EN 10297-1 / EN 10216-3. In: THESTEEL.COM [online]. Modletice: KÖNIGFRANKSTAHL, 2022 [cit. 2022-04-10]. Dostupné z: <https://www.thesteel.com/cz/Bezesva-silnostenna-trubka-S355J2H-E355-P355NH-T208100002?v=5-65545>
- [30] HELICAL GEAR UNITS AND BEVEL-HELICAL GEAR UNITS. In: FLENDER [online]. Bocholt: Flender, 2022 [cit. 2022-04-09]. Dostupné z: <https://www.flender.com/en/Products/Gear-Units/Helical-Gear-Units-and-Bevel-Helical-Gear-Units/p/ATN00201>
- [31] Low-Voltage Motors (standard industrial motors). In: Siemens.com [online]. Munich: Siemens AG, c1996-2022 [cit. 2022-03-27]. Dostupné z: <https://mall.industry.siemens.com/mall/en/ww/Catalog/Products/10028832?activetab=configuration>
- [32] Catalogue Drive technology: Couplings, Torque limiters, Clamping elements, Torque measuring systems. In: KTR.com [online]. Rheine: KTR Systems, 2022 [cit. 2022-05-05]. Dostupné z: https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media/Tools_Downloads/kataloge/DriveTechnology.pdf
- [33] POLY-NORM® ADR-BTA hřídelová spojka s brzdovým bubnem. In: KTR.com [online]. Rheine: KTR Systems, 2022 [cit. 2022-04-10]. Dostupné z: <https://www.ktr.com/uk/products/poly-norm-torsionally-flexible-shear-type-shaft-coupling/poly-norm-adr-bta/>
- [34] EBN. In: DELLNER BUBENZER.com [online]. Borlänge: DELLNER BUBENZER, 2022 [cit. 2022-04-10]. Dostupné z:

- <https://www.dellnerbubbenzer.com/products/ebn?IndustryName=Cranes%20%26%20Hoiists>
- [35] MALMEDIE DRUM-COUPLING TTXL. In: *MALMEDIE.com* [online]. Solingen (German): M.A.T. Malmedie Antriebstechnik, b. r. [cit. 2022-04-10]. Dostupné z: <https://www.malmedie.com/en/products/drum-couplings/malmedie-drum-coupling-ttxs>
- [36] DRUM-COUPPLINGS: THE ORIGINAL SERIES TTXL. In: *MALMEDIE.com* [online]. Solingen (German): M.A.T. Malmedie Antriebstechnik, b. r. [cit. 2022-04-10]. Dostupné z: https://www.malmedie.com/fileadmin/user_upload/documents/pdf/TKL_E.pdf
- [37] 22213 E: Soudečková ložiska. In: *SKF.com* [online]. Gothenburg (Sweden): AB SKF, 2022 [cit. 2022-04-10]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/productinfo/productid-22213%20E?system=metric>
- [38] Online katalog SKF ložiska. In: *SKF.com* [online]. Gothenburg (Sweden): AB SKF, 2019 [cit. 2022-04-10]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---17000_1-CS_tcm_54-121486.pdf#cid=121486
- [39] SNL 213 + 22213: Stojatá ložisková tělesa SNL pro ložiska s válcovou dírou, se standardním těsněním. In: *SKF.com* [online]. Gothenburg (Sweden): AB SKF, 2022 [cit. 2022-04-10]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/mounted-bearings/bearing-housings/split-pillow-block-housings-snl-2-3-5-6-series/productid-SNL%20213%20%2B%2022213>
- [40] Kruhová ocel válcovaná S355J2: 1.0577 dle EN 10025, ocelové tyče kruhové dle EN 10060, válcované za tepla, konstrukční ocel v přírodním stavu. In: *THESTEEL.COM* [online]. Modletice: KÖNIGFRANKSTAHL, 2022 [cit. 2022-04-10]. Dostupné z: <https://www.thesteel.com/cz/Kruhova-ocel-valcovana-S355J2-T380270001?v=5-2258>
- [41] SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHKE a Richard BUDYNAS, Miloš VLK, ed. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [42] Tvarové spoje hřídele s nábojem. In: *MITCalc.com* [online]. Děčín: MITCalc, c2003-2022 [cit. 2022-04-22]. Dostupné z: <https://www.mitcalc.com/doc/shaftcon/help/cz/shaftcon.htm>
- [43] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	$[m \cdot s^{-2}]$	Zrychlení svislého pohybu břemena
a_1	$[-]$	Součinitel spolehlivosti
a_{SKF}	$[-]$	Součinitel trvanlivosti
b_p	$[mm]$	Šířka pera
C	$[kN]$	Základní dynamická únosnost ložiska
C_0	$[kN]$	Základní statická únosnost ložiska
C_{erf}	$[-]$	Servisní faktor bubnové spojky
C_p	$[-]$	Celkový počet pracovních cyklů za dobu životnosti jeřábu
d	$[mm]$	Jmenovitý průměr lana
d_1	$[mm]$	Průměr čepu v kritickém průřezu I
d_2	$[mm]$	Průměr čepu v kritickém průřezu II
d_3	$[mm]$	Průměr čepu v kritickém průřezu III
d_4	$[mm]$	Průměr čepu v kritickém průřezu IV
D_b	$[mm]$	Základní průměr lanového bubnu
D_{bl}	$[mm]$	Průměr lanového bubnu pod lanem
D_{bmin}	$[mm]$	Předběžný průměr lanového bubnu
D_{bv}	$[mm]$	Vnitřní průměr lanového bubnu
d_h	$[mm]$	Průměr výstupního hřídele převodovky
D_{k1}	$[mm]$	Jmenovitý průměr vodicí kladky
D_{k1min}	$[mm]$	Základní průměr vodicí kladky
D_{k2}	$[mm]$	Jmenovitý průměr vyrovnávací kladky
D_{k2min}	$[mm]$	Základní průměr vyrovnávací kladky
D_{min}	$[mm]$	Příslušný nejmenší průměr
F	$[N]$	Statická síla působící od jednoho lana
f_1	$[-]$	Servisní faktor pro hnáný stroj
f_2	$[-]$	Servisní faktor pro hnací stroj
f_3	$[-]$	Faktor točivého momentu
f_f	$[-]$	Součinitel dalších vlivů
f_{f1-7}	$[-]$	Součinitele vlivu
f_{S1}	$[-]$	Součinitel zvětšující sílu v laně vlivem účinnosti lanového systému
f_{S2}	$[-]$	Součinitel zvětšující sílu v laně vlivem nerovnoběžnosti nosných průřezů

f_{S3}	[–]	Součinitel zvětšující sílu v laně vlivem vodorovného zrychlení
f_{S2}^*	[–]	Součinitel nerovnoběžných nosných průřezů ve vinutí
f_{S3}^*	[–]	Součinitel vodorovné síly při svislém zdvihání
F_a	[N]	Axiální síla působící na ložisko
F_A	[N]	Reakční síla působící ve vazbě A
F_B	[N]	Reakční síla působící ve vazbě B
F_p	[N]	Obvodová síla působící na povrch pera
$F_{př}$	[N]	Maximální síla působící na výstupní hřídel převodovky
F_r	[N]	Radiální síla působící na ložisko
F_{RBmax}	[N]	Maximální síla působící na spojku lanového bubnu
$F_{Rd,f}$	[N]	Návrhová síla únosnosti lana při únavě
$F_{Rd,s}$	[N]	Návrhová síla únosnosti lana
$F_{Sd,f}$	[N]	Návrhová síla v laně při únavě
$F_{Sd,s}$	[N]	Návrhová síla v laně
F_u	[N]	Minimální síla při přetržení lana
g	[m · s ⁻²]	Gravitační zrychlení
H	[m]	Výška zdvihu
i_c	[–]	Celkový převod
i_k	[–]	Lanový převod
i_{max}	[–]	Celkový počet pohybů zdvihu pro lano
i_p	[–]	Převod mezi motorem a lanovým bubnem
i_{ps}	[–]	Skutečný převodový poměr
I_M	[kg · m ²]	Hmotný moment setrvačnosti rotoru motoru
k_b	[–]	Součinitel bezpečnosti brzd
k_r	[–]	Součinitel spektrální síly v laně
l	[mm]	Délka závitové části na lanovém bubnu
L	[m]	Navíjená délka lana
l_1	[mm]	Délka střední hladké části na lanovém bubnu
l_2	[mm]	Délka krajní hladké části lanového bubnu
L_{10}	[hod]	Základní trvanlivost ložiska
L_{nm}	[hod]	Trvanlivost ložiska
l_p	[mm]	Délka pera
l_r	[–]	Počet lan specifikovaných pro návrhovou životnost jeřábu

m	$[-]$	Počet nosných lan v jedné polovině lanového systému
m_b	$[kg]$	Hmotnost zdvihaného břemena
M_b^*	$[Nm]$	Požadovaný brzdňý moment
M_{Bmax}	$[Nm]$	Maximální brzdňý moment
m_{Hr}	$[kg]$	Hmotnost částí zvedaných i s břemenem
m_{kl}	$[kg]$	Volená hmotnost kladnice
M_{kmax}	$[Nmm]$	Maximální krouticí moment
m_l	$[kg]$	Hmotnost lana
M_{Mmax}	$[Nm]$	Maximální krouticí moment motoru
M_{Omax}	$[Nmm]$	Maximální ohybový moment
M_{rozb}	$[Nm]$	Požadovaný rozběhový moment motoru
M_{st}	$[Nm]$	Statický moment břemene
M_{st}^*	$[Nm]$	Statický moment břemene při brždění
m_t	$[kg]$	Hmotnost částí zdvihaných bez břemenem
M_u	$[Nm]$	Brzdňý moment zvětšený o součinitel bezpečnosti
M_{zP}	$[Nm]$	Moment setrvačných sil posuvných hmot soustavy
M_{zP}^*	$[Nm]$	Moment setrvačných sil posuvných hmot soustavy při brždění
M_{zR}	$[Nm]$	Moment setrvačných sil rotujících hmot soustavy
M_{zR}^*	$[Nm]$	Moment setrvačných sil rotujících hmot soustavy při brždění
n	$[-]$	Počet nosných průřezů lana
n_b	$[min^{-1}]$	Otáčky lanového bubnu
n_{bd}	$[-]$	Počet dotykových bodů
n_{bs}	$[min^{-1}]$	Skutečné otáčky lanového bubnu
n_m	$[min^{-1}]$	Otáčky motoru
n_s	$[-]$	Počet pevných kladek mezi bubnem a pohyblivou částí
p	$[-]$	Exponent trvanlivosti pro ložiska s čárovým stykem
P	$[N]$	Ekvivalentní dynamické zatížení
P_{2N}	$[kW]$	Jmenovitý výkon převodovky
p_D	$[MPa]$	Maximální dovolený tlak ve spoji pera a náboje
P_M	$[kW]$	Výkon motoru
p_o	$[MPa]$	Základní hodnota tlaku pro náboj
$q(z)$	$[-]$	Normalizovaná četnost výšky jeřábu při využívání pracovního rozsahu
R_{Dd}	$[-]$	Referenční poměr hodnoty D/d

s	[mm]	Skutečná tloušťka stěny pláště lanového bubnu
S_B	[–]	Provozní faktor
S_r	[–]	Parametr historie síly v laně
s_{teo}	[mm]	Teoretická tloušťka stěny lanového bubnu
S_t	[–]	Teplotní faktor
t	[mm]	Stoupání závitů
t_1	[–]	Součinitel typu lana
T_4	[hod]	Doba využívání dle specifikace mechanismu
t_a	[s]	Doba rozběhu
t_b	[s]	Doba brždění
t_h	[mm]	Hloubka drážky v náboji
T_{KBmax}	[Nm]	Maximální točivý moment bubnové spojky
T_{KN}	[Nm]	Maximální točivý moment pružné spojky
T_N	[Nm]	Přenášený točivý moment pružné spojky
T_{NB}	[Nm]	Přenášený točivý moment bubnové spojky
v_r	[–]	Relativní celkový počet ohybů
v_z	[m · s ⁻¹]	Rychlost zdvihu
v_{zs}	[m · min ⁻¹]	Skutečná zdvihová rychlost
w	[–]	Příslušný počet ohybů pro pohyb
w_D	[–]	Počet ohybů v referenčním bodě
w_i	[–]	Příslušný počet ohybů při pohybu
W_k	[mm ³]	Modul průřezu v krutu
W_O	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu
w_{tot}	[–]	Celkový počet ohybů za dobu životnosti lana
x_1	[mm]	Rameno působení síly F_B průřezu I
x_2	[mm]	Rameno působení síly F_B průřezu II
x_3	[mm]	Rameno působení síly F_B průřezu III
x_4	[mm]	Rameno působení síly F_B průřezu IV
x_a	[m]	Vzdálenost od středu uložení hřídele k čelu bubnu
x_b	[m]	Vzdálenost od středu uložení ložiska k čelu bubnu
Y	[–]	Součinitel pro dynamické zatížení
Y_0	[–]	Součinitel pro statické zatížení
Z	[–]	Počet konců lana navíjených na lanový buben

$z_{1,2}$	[m]	Výškové souřadnice
z_b	[–]	Počet závitů na lanovém bubnu
z_{max}	[m]	Maximální výška
z_{min}	[m]	Minimální výška
α	[–]	Součinitel zahrnující vliv dalších rotujících hmotností
α_1	[–]	Součinitel vodící kladky
α_2	[–]	Součinitel vyrovnávací kladky
α_I	[–]	Součinitel koncentrace napětí ve vrubu 1
α_{II}	[–]	Součinitel koncentrace napětí ve vrubu 2
α_{III}	[–]	Součinitel koncentrace napětí ve vrubu 3
α_{IV}	[–]	Součinitel koncentrace napětí ve vrubu 4
α_b	[–]	Součinitel lanového bubnu
β_2	[s · m ⁻¹]	Součinitel závislý na tuhosti jeřábu
β_{max}	[°]	Největší úhel mezi průřezem/vinutím a směrem působení zatížení
$\beta(z)$	[–]	Úhel mezi lanem a přímkou působení síly
γ_n	[–]	Součinitel rizika, pro jeřáby bez zvýšeného rizika
γ_p	[–]	Dílní součinitel bezpečnosti, pro pravidelná zatížení
γ_{rb}	[–]	Minimální součinitel únosnosti lana
γ_{rf}	[–]	Minimální součinitel únosnosti lana při únavě
δ_j	[°]	Úhel náběhu v dotykovém bodě j lana na bubnu nebo kladce
Δv	[%]	Odchylka od požadované zdvihové rychlosti
η_b	[–]	Účinnost lanového bubnu při uložení na valivých ložiskách
η_c	[–]	Celková mechanická účinnost zdvihového mechanismu
η_k	[–]	Celková účinnost kladkostroje
η_p	[–]	Účinnost převodovky
η_s	[–]	Účinnost jedné kladky s valivými ložisky
σ_{dovred}	[MPa]	Maximální dovolené redukované napětí
σ_o	[MPa]	Napětí v ohybu
σ_{oI}	[MPa]	Nominální ohybové napětí v kritickém průřezu I
σ_{oII}	[MPa]	Nominální ohybové napětí v kritickém průřezu II
σ_{oIII}	[MPa]	Nominální ohybové napětí v kritickém průřezu III
σ_{oIV}	[MPa]	Nominální ohybové napětí v kritickém průřezu IV
σ_{odov}	[MPa]	Zvolené dovolené napětí v ohybu

σ_{oDOV}	[MPa]	Dovolené napětí pro čep lanového bubnu
σ_{red}	[MPa]	Redukované napětí
σ_{tl}	[MPa]	Napětí od vnějšího přetlaku
ϕ	[–]	Dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti a tíhy
ϕ^*	[–]	Dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti a tíhy při únavě
ϕ_2	[–]	Dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti dle ČSN EN 13001-2
ϕ_{2min}	[–]	Minimální velikost dynamického součinitele dle třídy tuhosti HC4 a třídy pohonu zdvihu HD4
τ_k	[MPa]	Smykové napětí
τ_{kdov}	[MPa]	Zvolené dovolené smykové napětí

SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace

Číslo výkresu:	Název:	Druh dokumentu:
BP-JK-00-A0	JEŘÁBOVÁ KOČKA 32t	Výkres sestavy
BP-JK-00-K1	JEŘÁBOVÁ KOČKA 32t	Seznam položek
BP-JK-00-K2	JEŘÁBOVÁ KOČKA 32t	Seznam položek
BP-JK-00-K3	JEŘÁBOVÁ KOČKA 32t	Seznam položek
BP-JK-00-K4	JEŘÁBOVÁ KOČKA 32t	Seznam položek
BP-JK-00-K5	JEŘÁBOVÁ KOČKA 32t	Seznam položek
BP-JK-02-A1	LANOVÝ BUBEN	Svařovací podsestava