



# 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

## MOBILNÍ STAVEBNÍ JEŘÁB NOSNOSTI 200 KG

MOBILE CONSTRUCTION CRANE LOAD CAPACITY 200 KG

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jakub Tomeš

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2020

# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Bc. Jakub Tomeš</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	<b>doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.</b>
Akademický rok:	2019/20

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 diplomové práce:

## **Mobilní stavební jeřáb nosnosti 200 kg**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Návrh mobilního stavebního jeřábu pro manipulaci s tvárnici Silka v místě stavby. Základní technické parametry:

- nosnost 200 kg,
- vyložení 5 m,
- zdvih 4 m,
- zdvih a pojezd jeřábu s elektrickým pohonem,
- napájení 230 V/50 Hz,
- pojezd kladkostroje a otáčení ramene ruční.

### **Cíle diplomové práce:**

Kritická rešerše obdobných existujících řešení.  
Zdůvodněný návrh vlastní koncepce řešení.  
Pevnostní výpočet nosné konstrukce jeřábu.  
Nezbytné funkční výpočty.  
Celková sestava jeřábu.  
Svařovací podsestavy nosné konstrukce jeřábu..

### **Seznam doporučené literatury:**

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.

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 978-80-553-1187-6.

SHIGLEY Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-2-4-2629-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

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

## ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem mobilního stavebního jeřábu pro manipulaci s tvárniciemi Silka o hmotnosti 200 kg. Práce obsahuje návrh ocelové konstrukce jeřábu – výložníku, sloupu a podvozku. Součástí je také volba standardizovaných dílů – hydraulického obvodu, el. kladkostroje, a také pojezdových kol. Poslední část diplomové práce je zaměřena na kontrolu ocelové konstrukce pomocí metody konečných prvků. Výstupem diplomové práce jsou výkresy svarků ocelové konstrukce a kompletní sestava mobilního jeřábu.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Mobilní jeřáb, tvárnice Silka, El. kladkostroj, hydraulický obvod, ocelové lano, radiálně axiální ložisko, hydraulický kompakt, stabilita, MKP analýza.

## ABSTRACT

This diploma thesis describes mechanical design of mobile construction crane, specified for moving Silka bricks of weight 200 kg. Thesis contains constructing solution of steel frame - boom, column and chassis. Standard purchased components are also defined in this thesis - hydraulic circuits, el. pulley assembly and wheels. Last part of thesis verifies sufficient safety of designed frame using Finite element method. Output of this thesis are mechanical drawings of welded parts of steel frame and assembly drawing of entire crane.

## KEYWORDS

Mobile crane, blocks Silka, El. hoist, hydraulic circuit, steel rope, radially axial bearing, hydraulic compact, stability, FEM analysis.

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TOMEŠ, Jakub. *Mobilní stavební jeřáb nosnosti 200 kg* [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-06-17]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124266>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Miroslav Škopán.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 22. června 2020

.....

Jakub Tomeš

## PODĚKOVÁNÍ

Velké poděkování patří panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za jeho věcné připomínky, rady a vstřícný přístup při vedení mé diplomové práce. Poděkování dále patří firmě KPC a.s. za poskytnutí zadání a především panu Ing. Filipu Bartuškově za jeho cenné rady a připomínky v průběhu zpracovávání diplomové práce.

## OBSAH

Úvod .....	9
1 Rešerše obdobných konstrukcí .....	10
1.1 Konstrukce jeřábu .....	10
1.2 Přeprava jeřábu .....	15
1.3 Protizávaží .....	16
2 Koncepční návrh mobilního jeřábu .....	17
2.1 Zadané parametry .....	17
2.2 Zvolené koncepční řešení .....	17
2.3 Volba materiálu.....	18
2.4 Povrchová úprava .....	18
3 Volba kladkostroje.....	19
3.1 Stanovení kritérií a výběr kladkostroje.....	19
3.2 Parametry kladkostroje STAR 030/01 250/1-8.....	21
3.3 Příslušenství.....	21
4 Výpočet zatížení dle ČSN EN 13001-2.....	23
4.1 Součinitele .....	23
5 Návrh výložníku .....	25
5.1 Volba polotovarů .....	25
5.2 Výpočet dílčích zatížení výložníku dle ČSN EN 13001-2 .....	28
5.3 Statická rovnováha.....	31
5.4 Prokázání statické únosnosti výložníku.....	32
5.5 Kontrola průhybu nosníku .....	37
5.6 Prokázání únavové pevnosti výložníku .....	38
5.7 Kontrola svaru výložníku.....	41
6 Návrh sloupu .....	45
6.1 Volba polotovaru .....	45
6.2 Silová rovnováha pro sklopnou část .....	46
6.3 Příčné vybočení prutu zatížené tlakem .....	50
7 Návrh ložiska otoče jeřábu .....	52
7.1 Schéma zatížení otoče.....	52
7.2 Volba ložiska .....	53
7.3 Výpočet životnosti ložiska.....	55
8 Mechanismus složení jeřábu.....	57
8.1 Výpočet hydraulického zdvihu .....	57
8.2 Výpočet lana .....	63



---

9	Kontrola stability .....	64
9.1	Návrh protizávaží.....	64
9.2	Kontrola stability při zvedání břemene.....	65
9.3	Kontrola stability při složeném jeřábu.....	67
10	Návrh podvozku jeřábu .....	69
10.1	Volba pohonu jeřábu .....	69
10.2	Pojezdová kola. ....	71
11	MKP analýza .....	72
11.1	Náhrada jednotlivých prvků.....	72
11.2	Vyhodnocení .....	75
	Závěr.....	77
	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	81
	Seznam příloh.....	88

## ÚVOD

V současné době se při stavbách rodinných i bytových domů velmi často využívají pórobetonové tvárnice, například produkty od firmy YTONG. Výhodou pórobetonových tvárnic je vedle výborných izolačních a protihlukových vlastností také jejich přesnost výroby. Jelikož jsou tyto bloky standardizované, stavba s nimi je přesná a časově úsporná. Tyto tvárnice mají však velkou hmotnost, a proto se na stavbách pro ulehčení manipulace s nimi využívají mobilní jeřáby, a právě těmito jeřáby se zabývá tato diplomová práce.

První část diplomové práce je věnována rešerši konstrukčních řešení již existujících jeřábů od různých světových výrobců a jejich vzájemnému srovnání. Následně je volen kladkostroj dle zadaných rozměrů a životností jeřábu. V další části je realizován návrh ocelové konstrukce vybraného koncepční řešení, a také výběr typizovaných, pro jeřáb potřebných součástí s využitím platných norem, publikací a doporučení firem. V poslední části diplomové práce je provedena kontrola vlastního návrhu pomocí metody konečných prvků.

Cílem diplomové práce je návrh mobilního jeřábu pro zatížení 200 kg. Mobilní jeřáb bude dosahovat výšky zdvihu 4 m a vyložení 5 m. Pro zdvih břemene bude použit elektrický kladkostroj a s jeřábem bude možné manipulovat díky elektrickému pohonu. Jeřáb bude konstruován pro elektrické napětí 230 V/50 Hz. Pojezd kladkostroje a otoč jeřábu bude realizována ručním pohonem.

# 1 REŠERŠE OBDOBNÝCH KONSTRUKCÍ

Diplomová práce se zabývá stavebními mobilními jeřáby pro malá zatížení, které se využívají především k manipulaci s těžším materiálem na stavbách. Jejich využití na stavbách vede k urychlení samotné stavby a zároveň pomáhá regulovat zatížení pracovníků, které je přísně vymezeno nařízením vlády [10] v § 29 a odst. 2 „Přípustný hygienický limit pro hmotnost ručně manipulovaného břemene přenášeného mužem při občasném zvedání a přenášení je 50 kg, při častém zvedání a přenášení 30 kg.“ a odst. 4 „Přípustný hygienický limit pro hmotnost ručně manipulovaného břemene přenášeného ženou při občasném zvedání a přenášení je 20 kg, při častém zvedání a přenášení 15 kg.“. Využití stavebních mobilních jeřábů je proto velmi ekonomické jak z pohledu urychlení stavby samotné, tak i z pohledu úspory fyzické zátěže pro pracovníky.

## 1.1 KONSTRUKCE JEŘÁBU

Pro tyto jeřáby je typická skladnost umožňující snadný přesun jeřábu mezi jednotlivými stavbami. Jejich nezbytnou vlastností je manipulovatelnost s břemen po stavbě, aby bylo možné přesně umístit Silka tvárnice. Pro pohon jeřábu se ve většině případů využívá elektrická energie, která je na staveništích běžně dostupná. S menší četností se používají pro pohon jeřábu spalovací agregáty. Tyto agregáty, mají nevýhody ve vyšší hmotnosti a produkování spalin. Výhodami spalovacích agregátů je jejich nezávislost na elektrické energii.

### 1.1.1 KLASICKÁ KONSTRUKCE

#### ZÁKLADNÍ POPIS KONSTRUKCE

Základní konstrukci využívají firmy jako je např. Lissmac či Böcker. Mezi hlavní části jeřábů klasické konstrukce patří výložník, sloup, podvozek a zdvihací mechanismus. Typ pojezdu kladkostroje závisí na volbě výbavy. Může být ručně vedený nebo poháněný elektrickou energií.

Výložník je konstruován z konvenční hutního polotovaru IPE. Sloup je rozdělen na dvě části, a to na pevnou část, na které je umístěno protizávaží a na sklopnou část. Sklopná část bývá v některých koncepcích teleskopická z důvodu nastavitelnosti výšky zdvihu. S pevnou částí bývá spojena přímočarým hydromotorem a čepem. Sloup s výložníkem je spojen pomocí ocelového lana či tyče a čepu. Součástí sloupu je protizávaží sloužící k vyvážení. Spoj mezi podvozkem a sloupem je zajištěn velkoplošným ložiskem. Pokud se jedná o jeřáb, jehož výbavou je i elektrický pojezd, pak je využito elektrického motoru, který pohání jedno kolo. Zdvihací mechanismus přenáší zatížení na výložník pomocí přímkového styku. [1][5]



Obrázek 1: Lissmac LMK 400 TFE/DK [1]

### OVLÁDÁNÍ JEŘÁBU

Pohyb mobilního jeřábu po staveništi může být vykonáván pouze v nezátíženém stavu a bývá realizován jak v rozloženém, tak i ve složeném stavu jeřábu. Zdvih břemen je možný pouze, pokud je jeřáb zabrzděn a řízení je aretováno vůči natočení. [1][5]

Kvůli snadnější přepravě jeřábu mezi jednotlivými aplikacemi je složitelný, avšak tato pozice není využitelná pro manipulaci s břemenem. Jeřáb je osazen přímočarým hydromotorem, který zajistí zdvih výložníku do pracovní polohy. Tento úkon musí provádět vyškolená obsluha, jelikož hrozí kontakt zdvihacího mechanismu se zemí, což by mělo za následek zničení kladkostroje. Před použitím jeřábu je nutné dopnout lano pomocí napínacího mechanismu. [5]



Obrázek 2: Přepravní stav jeřábu [1]

## ZHODNOCENÍ KONSTRUKCE

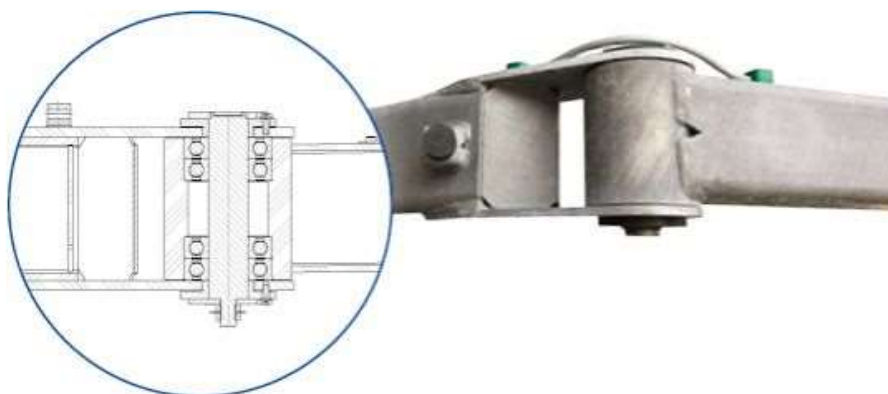
Nevýhodami tohoto řešení je absence výškově nastavitelného podvozku a složitá změna výšky zdvihu, která je možná pouze při složeném stavu jeřábu. Další nevýhodou je nutnost dostatečného manipulačního prostoru kolem jeřábu z důvodu pevného výložníku.

Výhodami toho řešení je cena výroby konstrukce, a především její hmotnost, která umožňuje převážet tento jeřáb na přívěsném vozíku za osobním automobilem. Výhodou této konstrukce je její variabilitnost, kdy s malými úpravami jsme schopni zajistit různou vybavenost jeřábu, díky čemu jsme schopni rozšířit sortiment firmy.

### 1.1.2 KONSTRUKCE SCHULTE

#### ZÁKLADNÍ POPIS KONSTRUKCE

Konstrukce od firmy Schulte se vyznačuje odlišnou koncepcí mini jeřábu. Hlavními odlišnostmi od klasické konstrukce popsané výše jsou výložník a podvozek. Výložník je složen z více prvků, které jsou svařovány a osazeny ložisky. Jednotlivé prvky jsou vzájemně spojeny čepy, které umožňují otáčení kolem osy čepu. Díky tomuto řešení nemusí být zajištěn pojezd zdvihového mechanismus, jelikož je zavěšen na posledním článku výložníku. [2]



Obrázek 3: Systém uložení segmentu výložníku [2]

Výložník se sloupem jsou k sobě spojeny otočí, na rozdíl od klasické konstrukce, při které je použit čep a lano. Díky umístění otoče je sníženo axiální zatížení ložiska. Aby byla možná změna výšky zdvihu, je sloup teleskopický. Zdvih sloupu je realizován za pomoci přímočarého hydromotoru. Díky této koncepci je možné měnit výšku zdvihu v průběhu používání jeřábu bez nutnosti složení konstrukce. [2]

Protizávaží je umístěno centrálně kolem sloupu, díky čemuž není zatěžována samotná konstrukce sloupu, ale jen podvozek. Podvozek je u tohoto typu jeřábu výškově nastavitelný, což umožňuje nejen ovlivnit výšku zdvihu, ale i všestrannější použití jeřábu. Díky tomuto podvozku je možné jeřáb využít na nerovném terénu jako jsou například schody nebo svah, ale také umožňuje lepší přesun po staveništi. Při nastavení podvozku do horní pozice dokáže jeřáb přejet i překážku o rozměrech 0,7x1,4 m. Podvozek má pouze jedno řízené a poháněné kolo, které přispívá k lepší manipulovatelnosti jeřábu. [2]



Obrázek 4: Stei-Rex 2.0 [2]

### OVLÁDÁNÍ JEŘÁBU

Oproti klasické konstrukci nehrozí při této koncepci riziko nárazu zdvihacího mechanismu na zem a jeho následné zničení. U jeřábu chybí zdvihací mechanismus podvozku, tudíž je nastavení podvozku náročnější. Pro dosažení maximální zdvihové výšky 5 m musí být využito dalšího jeřábu nebo externího zdvihacího mechanismu. Díky teleskopickému sloupu je jeřáb schopen dosáhnout výšky zdvihu 3,4 m bez nutnosti úplného rozložení. [2]



Obrázek 5: Složený jeřáb Stai-Rex 2.0 [2]

Segmentový výložník umožňuje manipulovat s břemenem v omezeném prostoru např. v rohu stavby, kde jsme schopni pokrýt veškerá místa, která by nebylo možné pokrýt při klasické konstrukci. Díky tomuto výložníku je možné umístit betonová protizávaží jeřábem samotným bez nutnosti použití jiného jeřábu. Břemeno může být zdviháno pouze v zabrzděném stavu. [2]

### HODNOCENÍ KONSTRUKCE

Výhodami této konstrukce je možnost použití jeřábu v omezených prostorách, možnost přejíždění překážek a také opravitelnost a variabilita výložníku. Výhodou je umístění otoče na horní straně sloupu, která nemusí být dimenzována na vysoké axiální zatížení.

Nevýhodami je především jeho hmotnost, nákladnost výroby, robustní konstrukce a nutnost použití protizávaží kolem celé konstrukce, aby nedošlo k převážení jeřábu. Nevýhodou je také nutnost použití dalšího jeřábu nebo externího zdvihacího zařízení pro nastavení maximální výšky zdvihu.

### 1.1.3 KONSTRUKCE S PÁSOVÝM PODVOZKEM

#### ZÁKLADNÍ POPIS KONSTRUKCE

Do kategorie mini jeřábů patří také jeřáby, které jsou osazeny pásovým podvozkem. Ten slouží k dopravě jeřábu na místo použití. Součástí podvozku jsou taktéž 4 vzpěry, které jsou složitelné, a využívají se při zvedání břemene. Tyto vzpěry slouží k vyrovnání nerovnosti terénu. [3][4]

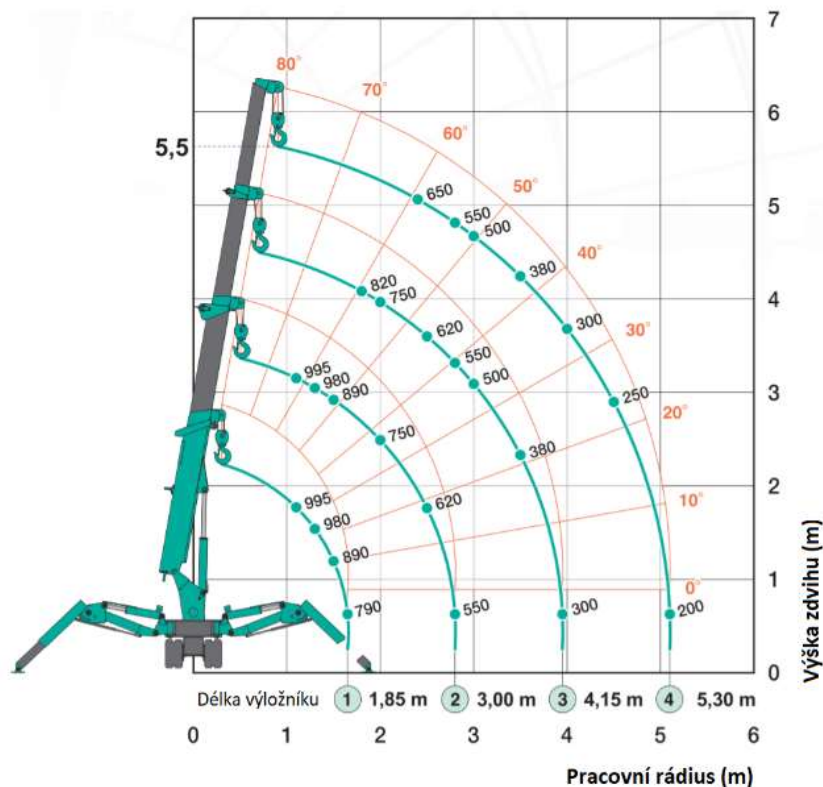
Jeřáb se oproti klasické konstrukci liší absencí sloupu a využitím teleskopického výložníku. Teleskopický výložník může být osazen konvenčním závěsným zdvihacím mechanismem nebo integrovaným lanovým mechanismem. Aby se jeřáb nepřeklopil, je nutné dodržovat pokyny zatěžovacího diagramu, který určuje maximální zatížení při daném vyložení a výšce zdvihu. [4]



Obrázek 6: Maeda MC 104 CER [11]

## OVLÁDÁNÍ JEŘÁBU

Z důvodu používání teleskopického výložníku musí obsluha jeřábu předem vědět počáteční a cílové umístění břemene, jelikož je nutné jeřáb správně umístit a zafixovat. Umístění jeřábu se volí na základě zatěžovacího diagramu pro daný jeřáb. Před započítáním vysouvání výložníku je obsluha povinná vyrovnat jeřáb do vodorovné polohy, kterou docílí za pomoci teleskopických nohou. Jeřáb může rozložit jedna osoba, což snižuje náklady na obsluhu.



Obrázek 7: Diagram zatížení [11]

## HODNOCENÍ KONSTRUKCE

Výhodami této konstrukce je především její skladnost, která umožňuje převážet jeřáb na přívěsném vozíku, aniž by bylo třeba nákladního automobilu a jasně definovaný zatěžovací graf.

Nevýhodou je, že jeřáb musí obsluhovat jen odborně vyškolený personál, což znemožňuje všestranné využití více lidí na staveništi. Při špatné obsluze by mohlo dojít k přetížení a k poškození jeřábu nebo okolí. Podstatnou nevýhodou jeřábu je jeho rozsah, z důvodu trojúhelníkového pracovního prostoru, oproti konstrukcím výše popsaným, které mají čtvercový manipulační prostor. Přemisťování jeřábu také není úplně snadné, jelikož je vždy nutné složit teleskopické vzpěry. Nevýhodou je také cena konstrukce

## 1.2 PŘEPRAVA JEŘÁBU

K přepravě jeřábu na místo určení je možné využít různých typů dopravy, v závislosti na jednotlivých parametrech jeřábů. Možnými způsoby dopravy jsou buď doprava na korbě nákladního automobilu, na přívěsném vozíku, nebo je podvozek jeřábu uzpůsoben tak, aby byl schopen sám provozu na veřejných pozemních komunikacích jako přívěs. Hlavními



kritérii pro volbu přepravy jsou hmotnost jeřábu, rozměry složeného jeřábu, vzdálenost dopravy a také náročnost dopravy.

### **1.2.1 PŘEPRAVA POMOCÍ PODVOZKU UMÍSTĚNÉHO NA JEŘÁBU**

Tento typ přepravy není často využíván, jelikož pro jízdu na pozemních komunikacích je nutné splnit náročné legislativní požadavky, což je finančně i konstrukčně velmi náročné. Tento princip se proto využívá především u manipulačních plošin – jeho velkou výhodou je, že odpadá právě požadavek pro zajištění externí dopravy. [20]

### **1.2.2 PŘÍVĚSNÝ VOZÍK NEBO NÁKLADNÍ AUTOMOBIL**

Jedná se o nejčastěji využívanou dopravu mini jeřábů. Používají se běžné přívěsné vozíky či nákladní automobily. Při volbě dopravy je rozhodujícím faktorem převážně hmotnost přepraveného jeřábu, jelikož ta ovlivňuje hmotnost celé přepravní soupravy a mohou být kladeny požadavky na jiný typ řídičského průkazu. Pokud celá souprava překročí hmotnost nad 3,5 tuny, je nutné vlastnit řídičský průkaz pro B+E či vyšší. [21]

## **1.3 PROTIZÁVAŽÍ**

Protizávaží slouží u jeřábu jako vyvažovací člen. Jeho funkcí je kompenzovat moment vzniklý zdvihem břemene, hmotností kladkostroje a hmotnosti části jeřábů které se nachází za klopnou hranou. Protizávaží se mohou umisťovat ke středu sloupu, nebo na rameno, které může být pevné či teleskopické.

Teleskopické rameno, na kterém je umístěné protizávaží má výhodu oproti pevnému ramenu, že můžeme použít protizávaží s menší hmotností, ale musíme řešit adekvátní posun protizávaží, které musí být ekvivalentní vyložení a velikosti zatížení. Nevýhodou obou konstrukcí je, že při otáčení jeřábu s velkými rychlostmi je velká rotující hmotnost. Tato nevýhoda se dá odstranit umístěním protizávaží ke středu, ale za cenu zvýšení hmotnosti jeřábu. [22][23]

### **BETONOVÉ PROTIZÁVAŽÍ**

Nejčastěji používané protizávaží. Využívají se především kvůli své nízké pořizovací ceně. Aby byla zaručena jejich snadná manipulovatelnost, jsou do betonových závaží zalévána ocelová oka pro manipulaci.

### **LITINOVÁ PROTIZÁVAŽÍ**

Litinová protizávaží mají oproti betonovým výhodu menších rozměrů při zachování stejné hmotnosti. Nevýhodou je vyšší cena.

### **KAPALINA UMÍSTĚNÁ V NÁDOBĚ**

Nevýhodou konvenčních protizávaží je, že při převozu jeřábu vozíme zbytečnou hmotnost. Z tohoto důvodu je možné použít nádrž, do které se na staveništích napustí voda.

## 2 KONCEPČNÍ NÁVRH MOBILNÍHO JEŘÁBU

### 2.1 ZADANÉ PARAMETRY

Zadáním diplomové práce je konstrukční návrh malého mobilního jeřábu pro manipulaci tvárníc po staveništi. Základními parametry jeřábu jsou: vyložení 5 metrů, minimální výška zdvihu háku 4 metry a maximální hmotnost břemene 200 kg. Zdvih břemene bude vykonáván za pomoci elektrického kladkostroje. Otáčení výložníku jeřábu a posun kladkostroje bude vykonáván ručně. Pro lepší manipulovatelnost po staveništi bude jeřáb osazen elektrickým pojezdem. Veškeré elektrické zařízení na jeřábu bude konstruováno na napájení 230 V/50 Hz.

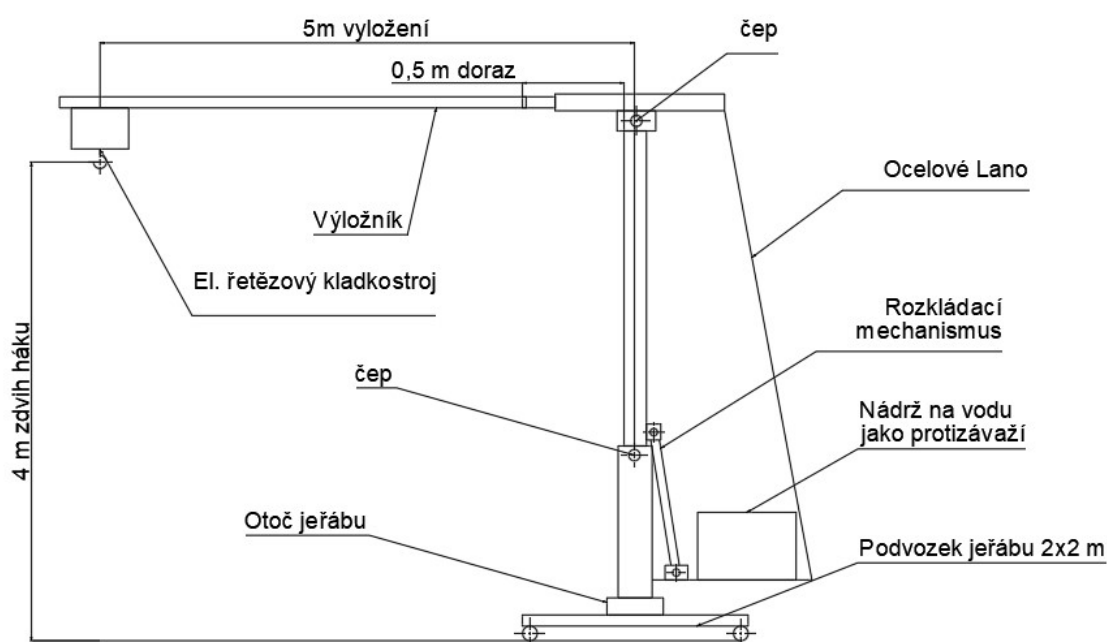
### 2.2 ZVOLENÉ KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

Mini jeřáb navržený v této diplomové práci vychází z klasické konstrukce jeřábu, která dokáže splnit všechny výše uvedené požadavky na konstrukční řešení. Hlavním důvodem pro volbu tohoto typu konstrukce je její nízká hmotnost, která umožní přepravovat jeřáb na přívěsném vozíku, čímž výrazně zvýší jeho užitnou hodnotu.

Absence výškově nastavitelného podvozku není pro dané použití omezující, jelikož jeřáb bude používán především na stavbách, kde je předpoklad vyrovnané betonové základové desky. Zdvih bude vykonáván za pomoci řetězového kladkostroje, který bude ručně potahován po nosníku.

Sklopný sloup se sklopným výložníkem umožňuje snížit výšku přepravovaného jeřábu. Jeřáb bude rovněž vybaven hydraulickým zdvihem, který umožní jeřáb složit i rozložit efektivně, bez námahy a v co nejmenším počtu lidí.

Další výhodou tohoto jeřábu bude použití vodní nádrže jako protizávaží, namísto betonových monolitů. Tuto nádrž bude možné před přepravou vypustit a na staveništi znovu napustit vodou, čímž se výrazně sníží hmotnostní zatížení při přepravě.



Obrázek 8: Koncepte návrhu jeřábu

## 2.3 VOLBA MATERIÁLU

Pro ocelovou konstrukci je doporučováno použití ocelí, u kterých je zaručena dobrá svařitelnost, a to S235 a S355.[16] Velikost konstrukce bude co nejmenší, abychom tím mohli snížit hmotnost jeřábu. Z tohoto důvodu budeme využívat ocel S355J2 dle normy EN 10025-2, která má lepší materiálové vlastnosti oproti S235.

Norma ČSN EN 13001-3-A1 uvádí tyto vlastnosti oceli tloušťky  $\leq 16$  mm:

Mez kluzu  $f_y = 355 \text{ MPa}$

Mez pevnosti  $f_u = 490 \text{ MPa}$

Modul pružnosti  $E = 210 \text{ GPa}$

## 2.4 POVRCHOVÁ ÚPRAVA

Jelikož jeřáb bude využíván ve venkovním a prašném prostředí, ve kterém je vysoké riziko opotřebování povrchu a také koroze, bude jeřáb opatřen povrchovou úpravou galvanické zinkování. Tato povrchová úprava zaručí dostatečnou tvrdost povrchu, vyšší životnost a lepší korozivzdornost, než kdyby byl povrch ošetřen ochranným nátěrem.

### 3 VOLBA KLADKOSTROJE

Kladkostroje je možné dělit do několika skupin na základě různě zvolených kritérií. Dle pohonu zdvihu je dělíme na ruční (využívané převážně v dílnách, kde je intenzita použití nižší) a elektrické (umožňují regulovat zdvihací rychlost a ulehčují práci při zdvihání břemene). Dle použití nosného prvku je dělíme např. na lanové (mají zpravidla vyšší nosnost, ale jsou dražší a hrozí u nich poruchy např. kroucení lana) a řetězové (jsou levnější, ale s nižší nosností). Dále mohou být kladkostroje pouze závěsné nebo s posuvem. Ten může být opět buď ruční nebo s elektrickým pohonem. [7]

#### 3.1 STANOVENÍ KRITÉRIÍ A VÝBĚR KLADKOSTROJE

Jedním z hlavních kritérií, které bude při výběru kladkostroje v diplomové práci posuzováno, je zařazení do skupiny hnacího ustrojí dle DIN 15020 a ČSN ISO 4301/1. Tyto skupiny pomáhají při daném zatížení určit životnost kladkostroje, a také je mezi sebou porovnávat a zaměňovat. Vzhledem k tomu, že u navrhovaného jeřábu budou mezi jednotlivými zdvihy kladkostroje delší časové intervaly (z důvodu umístění břemene na dané místo a následného schnutí pojivého materiálu), je možné jeřáb zařadit do střední skupiny zatížení a provozní skupina odpovídá 2m/M5. Tyto dva ukazatele určují teoretickou životnost zařízení i střední dobu chodu kladkostroje viz Tabulka 2 a Tabulka 1.

Tabulka 1: Životnost kladkostroje závislá na zatížení a provozních skupinách dle Din 15020 a ČSN ISO 4301 [8]

	Provozní skupina	1Bm/M3	1Am/M4	2m/M5	3m/M6	4m/M7
Řádek	Skupina zatížení	Teoretická životnost D (h)				
1	lehká	3 200	6 300	12 500	25 000	50 000
2	střední	1 600	3 200	6 300	12 500	25 000
3	těžká	800	1 600	3 200	6 300	12 500
4	velmi těžká	400	800	1 600	3 200	6 300

Tabulka 2: Střední doba chodu kladkostroje za 1 den [8]

Skupina zatížení	Definice skupina zatížení	Střední doba chodu $t_m$ za jeden pracovní den v hodinách					
1 (lehká)	$(k \leq 0,50)$ Jen výjimečně nejvyšší namáhání, převážně velmi malé namáhání, malá mrtvá zátěž.		$\leq 2$	2 – 4	4 – 8	8 – 16	> 16
2 (střední)	$(0,50 < k \leq 0,63)$ Častější nejvyšší namáhání, běžně střední namáhání, střední mrtvá zátěž.		$\leq 1$	1 – 2	2 – 4	4 – 8	8 – 16
3 (těžká)	$(0,63 < k \leq 0,80)$ Časté nejvyšší namáhání, běžně střední namáhání, velká mrtvá zátěž.		$\leq 0,5$	0,5 – 1	1 – 2	2 – 4	4 – 8
4 (velmi těžká)	$(0,80 < k \leq 1)$ Pravidelně nejvyšší namáhání, velmi vysoká mrtvá zátěž.		$\leq 0,25$	0,25 – 0,5	0,5 – 1	1 – 2	2 – 4
Skupina hnacího ústrojí dle DIN 15020 příp. FEM 9.511			1Bm	1Am	2m	3m	4m

Dalším kritériem, podle kterého bude kladkostroj posuzován, je norma ČSN EN 60529. Tato norma hodnotí krytí elektrického zařízení proti vniknutí pevného tělesa a ochranu proti vniknutí vody. Úroveň ochrany se u elektrických systémů označuje IPXX, kde se číslice vyplňují z Tabulka 4 a 3. Pro tuto práci bude požadována úroveň ochrany nejméně IP54, jelikož se jeřáb bude používat v prašném prostředí a může na staveništi dojít k dešti.

Tabulka 3: Stupeň ochrany proti vniknutí pevného tělesa [9]

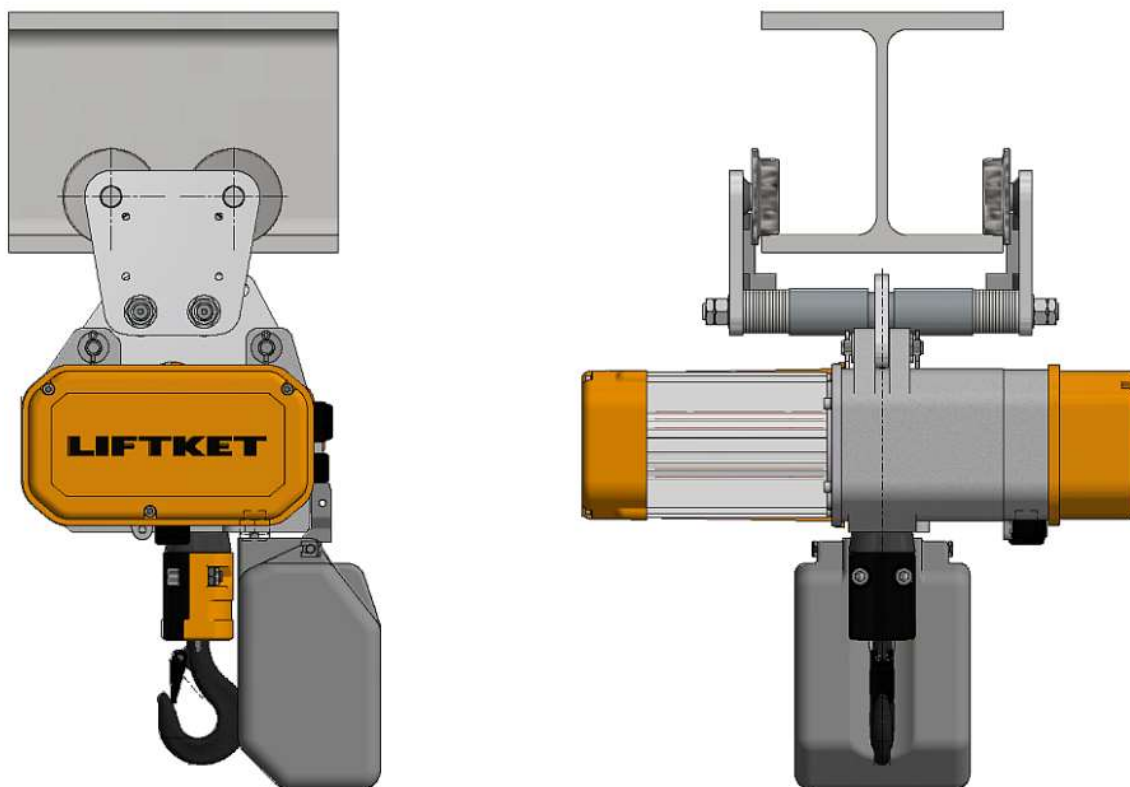
Stupeň ochrany	Popis ochrany
0	Bez ochrany
1	Chráněno před vniknutím cizích pevných těles o průměru 50 mm a větším
2	Chráněno před vniknutím cizích pevných těles o průměru 12,5 mm a větším
3	Chráněno před vniknutím cizích pevných těles o průměru 2,5 mm a větším
4	Chráněno před vniknutím cizích pevných těles o průměru 1,0 mm a větším
5	Chráněno před prachem
6	Prachotěsné

Tabulka 4: Stupeň ochrany proti vniknutí vody [9]

Stupeň ochrany	Popis ochrany
0	Nechráněno
1	Chráněno proti svisle padajícím vodním kapkám
2	Chráněno proti svisle padajícím vodním kapkám při náklonu krytu maximálně 15°
3	Chráněno proti kropení vodou (deštěm)
4	Chráněno proti stříkající vodě
5	Chráněno proti tryskající vodě
6	Chráněno proti intenzivně tryskající vodě
7	Chráněno proti účinkům dočasného ponoření do vody
8	Chráněno proti účinkům trvalého ponoření do vody
9	Chráněno proti tryskající vysokotlaké horké vodě

Posledním kritériem je napájení kladkostroje. Většina firem navrhuje kladkostroj na 400 V. Toto omezení je z důvodu zaručení vyšší provozní třídy, dle ČSN ISO 4301. Vzhledem k použití nižšího napětí je nutné počítat pouze s jedno-rychlostním zdvihem, a také s vyššími pořizovací náklady. Jelikož v diplomové práci bude použit kladkostroj vybraný z katalogových položek (nebude speciálně navrhován pro tento samotný jeřáb), není většina výrobců schopná zaručit při napájení 230 V/50 Hz vysokou provozní třídu dle ISO.

### 3.2 PARAMETRY KLADKOSTROJE STAR 030/01 250/1-8



Obrázek 9: Kladkostroj LIFTKET STAR 030/01 250/1-8 [12]

Na základě kritérií definovaných v předchozí kapitole byl vybrán elektrický kladkostroj od firmy LIFTKET. Tento kladkostroj umožňuje zdvih břemene 250 kg při zdvihové rychlosti 8 m/min. Minimální projektová životnost kladkostroje dle ISO je M5, což odpovídá požadavkům. Jelikož bude kladkostroj používán na stavbách, je elektrické krytí IP55 dostačující.

Kladkostroj bude po výložníku posouván ručně a bude zavěšen na závěsu HFW 500. Jeho šířka je upravena pro profil HEB 140.

Technické parametry el. kladkostroje:

Maximální zatížení kladkostroje:	$m_{bt}=250$ kg
Rychlost zdvihu:	$v_h=8$ m/min
Hmotnost kladkostroje:	$m_k=29$ kg

### 3.3 PŘÍSLUŠENSTVÍ

Pro ovládání kladkostroje bude používáno kabelové připojení, které je možné na přání zákazníka zaměnit za bezdrátové ovládání. V tomto případě by bylo nutné ještě vyřešit uchycení ovladače na zdvihací kleště. [19]

Přívod elektrické energie je zajištěn tří vodičovým kabelem od firmy Conductix-Wampler s.r.o. (na základě požadavku výrobce kladkostroje). Plocha jednotlivého vodiče je  $2,5 \text{ mm}^2$ . Kabel má označení TG 3-G-2.5 a je určen pro venkovní použití a může být využit právě pro kabelové vlečky. [24]

V diplomové práci je využíváno kabelových vleček, které jsou zavěšeny na ocelovém laně. Celé řešení je realizováno za pomoci dílu od firmy Conductix-Wampler s.r.o. Nosné lano je O.N:020305-06 o průměru 6 mm s plastovým obalem. Lano je zakončeno sadou dvou napínačů O.N:020187-12. Nosným prvkem kabelu jsou vlečky ze série 210 a to O.N:021111 s úchyty pro kabel O.N: 020111-14. [24]



Obrázek 10: Kabelová vlečka [24]

Dalším příslušenstvím, které je využito u kladkostroje jsou 4 pryžové dorazy O.N: 017220-063x025 od firmy Conductix-Wampler s.r.o., které jsou umístěny na koncích výložníku a uchyceny maticí M10. [25]



Obrázek 11: Koncový gumový doraz [25]

## 4 VÝPOČET ZATÍŽENÍ DLE ČSN EN 13001-2

Na ocelovou konstrukci jeřábu působí v reálném provozu více druhů zatížení. Tato zatížení se dělí dle ČSN EN 13001-2 na pravidelné, občasné a výjimečné. Do pravidelných zatížení patří např. zatížení vlastní hmotností, účinky vzniklé zrychlením pohonu. Mezi občasná zatížení patří např. zatížení větrem, sněhem a námrazou. A výjimečné zatížení zahrnují např. zatížení od klopících sil, sil vzniklých při podmínkách zkoušky nebo zatížení vzniklé nárazem kladkostroje na dorazy. [15]

V návrhu mobilního mini jeřábu bude pro výpočet ocelové konstrukce uvažována kombinace pravidelných zatížení A1 a výjimečných zatížení C3. Prokázání stability bude kontrolováno pro zatížení A1 a C8.

### 4.1 SOUČINITELE

Pro výpočet ocelové konstrukce jeřábu a k prokázání stability jeřábu budou voleny dílčí součinitele z normy ČSN EN 13001-2 a to na základě zadání, doporučení či výpočtu.

#### 4.1.1 ÚČINKY PŘI ZDVIHÁNÍ A GRAVITAČNÍ ÚČINKY PŮSOBÍCÍ NA HMOTNOST JEŘÁBU [15]

Součinitel  $\phi_1$  slouží pro výpočet gravitační síly od hmotnosti jeřábu nebo od jeho částí. Nepříznivé gravitační účinky od hmotnosti jeřábu vypočteme

$$\phi_1 = 1 + \delta = 1 + 0,1 \quad (1)$$

$$\phi_1 = 1,1$$

Kde:

- $\delta$  maximální hodnota brána z normy [15] (str.12).

#### 4.1.2 ZDVIHÁNÍ VOLNĚ LEŽÍCÍHO BŘEMENE [15]

Při zdvihu volně ležícího břemene je jeřáb zatížen dynamickými účinky. Abychom dynamické účinky zahrnuli do výpočtu, musíme hmotnost zdvihaného břemene vynásobit dynamickým součinitelem  $\phi_2$ .

Pro určení tohoto dynamického součinitele je potřeba určit třídu tuhosti HC4 a třídu pohonu HD1.

$$\phi_2 = \phi_{2,min} + \beta_2 * v_h = 1,05 + 0,68 * 0,1333 \quad (2)$$

$$\phi_2 = 1,291$$

Kde:

- $\phi_{(2,min)}$  je minimální velikost závislá na HC4 a HD1 z normy [15] (str.12),
- $\beta_2$  součinitel závislý na třídě tuhosti HC4 z normy [15] (str.12),
- $v_h$  charakteristická zdvihová rychlost z kap.3.2. [m/s].



#### 4.1.3 ZATÍŽENÍ VZNIKLÁ PŘI ZKUŠEBNÍM ZDVIHÁNÍ ZKUŠEBNÍHO BŘEMENE [15]

V diplomové práci budeme uvažovat dynamickou zkouškou, kde bude zvedáno břemeno o velikosti 110 % základního tělesa. Tato zkouška bude aplikována na jeřáb v jeho provozním uspořádání.

$$\phi_6 = 0,5 * (1 + \phi_2) = 0,5 * (1 + 1,291) \quad (3)$$

$$\phi_6 = 1,1455$$

Kde:

- $\phi_2$  je součinitel volně ležícího břemene z kap.4.1.2.

#### 4.1.4 ZATÍŽENÍ VZNIKLÉ NEÚMYSLNÝM ODPADNUTÍM BŘEMENE [15]

Jelikož při neúmyslném odpadnutí vzniká dynamické zatížení, je toto simulováno koeficientem  $\phi_9$ , kterým se násobí břemeno.

$$\phi_9 = -0,3$$

#### 4.1.5 SOUČINITELE BEZPEČNOSTI [15]

Dílní součinitele bezpečnosti budou použity při určení zatěžovacích stavů či určení napětí na daných prvcích ocelové konstrukce.

##### DÍLČÍ SOUČINITELE SPOLEHLIVOSTI MATERIÁLU

Slouží pro návrh, kontrolu spojovacích částí či nosných prvků konstrukce.

$$\gamma_m = 1,1$$

##### DÍLČÍ SOUČINITELE BEZPEČNOSTI PRO HMOTNOST JEŘÁBU

Součinitel bezpečnosti pro nepříznivé hmotnosti získané výpočtem je:

$$\gamma_{p1nA} = 1,22 \quad \text{Pro kombinace zatížení A}$$

$$\gamma_{p1nC} = 1,1 \quad \text{Pro kombinace zatížení C}$$

Součinitel bezpečnosti pro příznivé hmotnosti získané vážením je:

$$\gamma_{p1p} = 1,00$$

Součinitel bezpečnosti pro nepříznivé hmotnosti získané vážením je:

$$\gamma_{p1n} = 1,16$$

##### DÍLČÍ SOUČINITELE BEZPEČNOSTI PRO HMOTNOST BŘEMENE ZDVIHU

Součinitel bezpečnosti pro zdvihané břemeno pro jednotlivé kombinace zatížení

$$\gamma_{p2A} = 1,34 \quad \text{Pro kombinace zatížení A}$$

$$\gamma_{p2C} = 1,1 \quad \text{Pro kombinace zatížení C}$$

## 5 NÁVRH VÝLOŽNÍKU

Výložník je hlavní součástí jeřábu, který přenáší veškeré zatížení do zbytku ocelové konstrukce jeřábu a je konstruován jako svařenec. Skládá se ze základního profilu HAE, po kterém je potahován zdvihací mechanismus. Z důvodu velkého vyložení a použití ručního vedení kladkostroje musíme zajistit minimální průhyb výložníku, aby obsluha byla schopná vytlačit kladkostroj zpět. Z tohoto důvodu použijeme výztuž v podobě obdélníkového profilu. Jelikož by při skokové změně profilu docházelo k velkému vrubovému napětí, je použito postupné snížení v podobě plechových dílů. Výložník je se zbytkem ocelové konstrukce spojen za pomoci čepu a lana. Tato uchycení jsou vytvořena ze silnostěnných plechů.



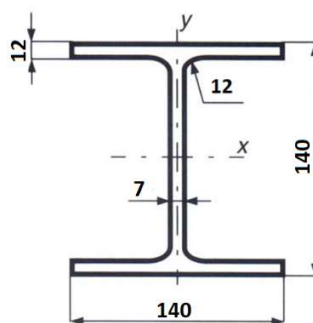
Obrázek 12: Zobrazení výložníku

### 5.1 VOLBA POLOTOVARŮ

#### 5.1.1 ZÁKLADNÍ PROFILY

##### PROFIL HEB 140

Z důvodu využití elektrického kladkostroje s ručním pojezdem, bude zvolen, na doporučení výrobce kladkostroje, profil typu HEB dle DIN 1025-2. Tyto profily oproti klasickým profilům IPE mají výhodu v celkové rovinnosti profilu a vyššího momentu setrvačnosti při podobných rozměrech. Požadavek rovinnosti je zde z důvodu snadnějšího vedení kladkostroje. Tento profil je primární a je volen typ HEB 140 dle DIN 1025-2 vyráběný z materiálu S355. [17]

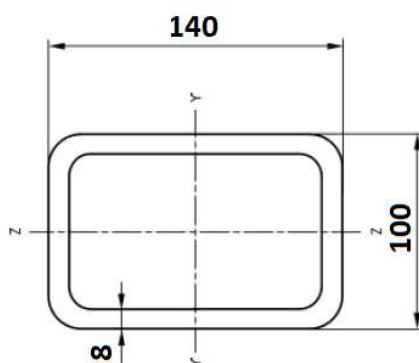


Obrázek 13: Profil HEB 140 [17]

Plocha průřezu HEB 140	$A_i=43 \text{ cm}^2$
Momenty setrvačnosti:	$I_{xi}=1510 \text{ cm}^4$
	$I_{yi}=550 \text{ cm}^4$
Průřezové moduly:	$W_{xi}=216 \text{ cm}^3$
	$W_{yi}=78,5 \text{ cm}^3$
Hmotnost jednoho metru profilu:	$qp1=33,7 \text{ kg/m}$

### PROFIL 140x100x8

Jednou ze součástí výložníku bude také profil 140x100x8 dle ČSN EN 10216-2 [18], který bude využit jako výztuž.

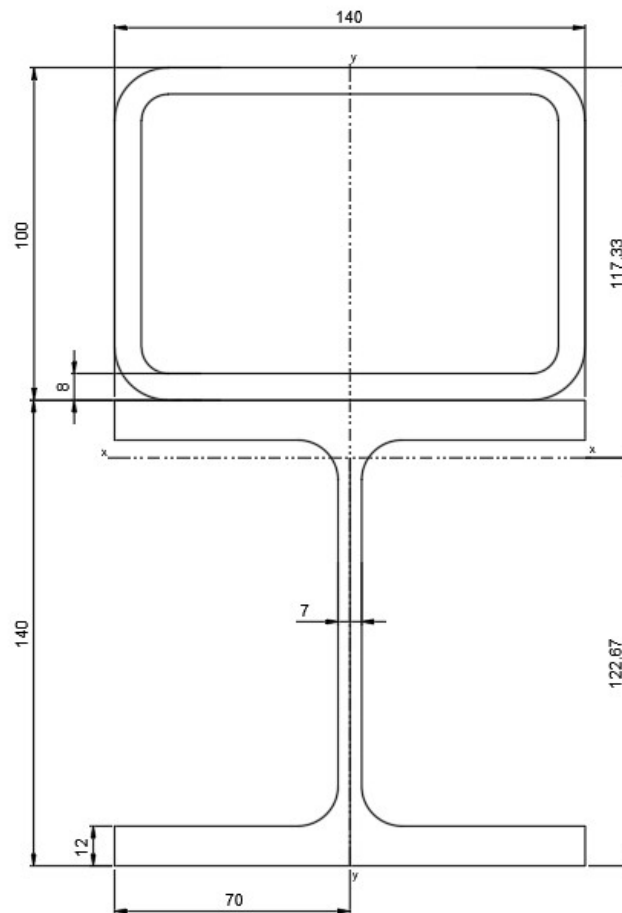


Obrázek 14: Profil 140x100x8 [18]

Plocha průřezu profilu	$A_o=33,64 \text{ cm}^2$
Momenty setrvačnosti:	$I_{yo}=847,65 \text{ cm}^4$
	$I_{zo}=501,71 \text{ cm}^4$
Průřezové moduly:	$W_{yo}=100,34 \text{ cm}^3$
	$W_{zo}=121,09 \text{ cm}^3$
Hmotnost jednoho metru profilu:	$qp2=25,6 \text{ kg/m}$

#### 5.1.2 KOMBINOVANÝ PROFIL

Jelikož při použití samotného profilu HEB 140 by mohlo docházet k velkému průhybu, při kterém by obsluha nebyla schopna kladkostroj zpět vytlačit, bude využito výztuhy v podobě profilu 140x100x8. Tyto profily jsou spojeny za pomoci svarů.



Obrázek 15: Kombinovaný profil

Z důvodu použití složeného polotovaru musíme vypočítat polohu těžiště, které se bude měnit pouze ve směru  $y$ . Poloha těžiště v  $x$ -ovém směru se nemění, jelikož profily jsou souměrné podél osy  $y$ .

$$x_t = 70 \text{ mm}$$

Pro polohu těžiště složeného profilu v ose  $y$ :

$$y_{t1} = \frac{A_i * y_{ti} + A_o * (y_{to} + h_i)}{A_i + A_o} = \frac{43 * \frac{14}{2} + 33,64 * \left(\frac{10}{2} + 14\right)}{43 + 33,64} \quad (4)$$

$$y_{t1} = 12,3 \text{ cm}$$

Kde:

- $A_i$  a  $A_o$  jsou plochy průřezu jednotlivých profilů z kap.5.1.1 [ $\text{mm}^2$ ],
- $y_{ti}$  a  $y_{to}$  jsou polohy těžišť v ose  $y$  jednotlivých profilů [mm],
- $h_i$  je výška profilu HEB [mm].

Moment setrvačnosti je vypočten dle Steinerovi věty. Pro osu x:

$$I_{vx} = I_{xi} + I_{zo} + A_o * \left(y_{t2} - \frac{b_o}{2}\right)^2 + A_i * \left(y_{t1} - \frac{h_i}{2}\right)^2 \quad (5)$$

$$I_{vx} = 1510 + 501,71 + 33,64 * \left(11,7 - \frac{10}{2}\right)^2 + 43 * \left(12,3 - \frac{14}{2}\right)^2$$

$$I_{vx} = 4729,6 \text{ cm}^4$$

Kde:

- $I_{xi}$  a  $I_{zo}$  jsou momenty setrvačnosti jednotlivých profilů z kap.5.1.1 [ $\text{cm}^4$ ],
- $y_{t2}$  je vzdálenost polohy těžiště od obdélníkového profilu:  
 $y_{t2} = h_i + b_o - y_{t1} = 14 + 10 - 12,3 = 11,7 \text{ cm}$

A pro osu y:

$$I_{vy} = I_{yi} + I_{yo} = 550 + 847,65 \quad (6)$$

$$I_{vy} = 1397,65 \text{ cm}^4$$

Kde:

- $I_{yi}$  a  $I_{yo}$  jsou momenty setrvačnosti jednotlivých profilů z kap.5.1.1 [ $\text{cm}^4$ ].

Následně je nutné vypočíst průřezové moduly pro kontrolu únosnosti výložníku:

$$W_{ox1} = \frac{I_{vx}}{y_{t1}} = \frac{4729,6}{12,3} = 385,5 \text{ cm}^3 \quad (7)$$

$$W_{ox2} = \frac{I_{vx}}{y_{t2}} = \frac{4729,6}{11,7} = 403,1 \text{ cm}^3 \quad (8)$$

$$W_{oy} = \frac{I_{vy}}{x_t} = \frac{1397,65}{7} = 199,7 \text{ cm}^3 \quad (9)$$

## 5.2 VÝPOČET DÍLČÍCH ZATÍŽENÍ VÝLOŽNÍKU DLE ČSN EN 13001-2

Zatížení vzniklé působením gravitačního zrychlení na jeřáb a břemeno.

### 5.2.1 DÍLČÍ ZATÍŽENÍ PRO ZATĚŽOVACÍ STAV A1

#### ZATÍŽENÍ OD KLADKOSTROJE

$$Q_k = m_k * g * \varnothing 1 * \gamma_{p1nA} = 29 * 9,81 * 1,1 * 1,22 \quad (10)$$

$$Q_k = 382 \text{ N}$$

Kde:

- $m_k$  je hmotnost kladkostroje z kap.3.2 [kg],
- $\varnothing 1$  je dílčí součinitel z kap.4.1.1 [-],
- $\gamma_{p1nA}$  je dílčí součinitel bezpečnosti z kap.4.1.5 [-].

**ZATÍŽENÍ OD ZDVIHANÉHO BŘEMENE**

$$Q_b = m_b * g * \emptyset 2 * \gamma_{p2A} = 200 * 9,81 * 1,291 * 1,34 \quad (11)$$

$$Q_b = 3392 \text{ N}$$

Kde:

- $m_b$  je hmotnost zdvihaného břemene [kg],
- $\emptyset 2$  je dílčí součinitel pro zdvih břemene z kap.234.1.2 [-],
- $\gamma_{p2A}$  je dílčí součinitel bezpečnosti z kap.4.1.5 [-].

**LINEÁRNÍ ZATÍŽENÍ OD VLASTNÍ HMOTNOSTI PROFILU**

Pro profil HEB 140

$$q_1 = q_{p1} * g * \emptyset 1 * \gamma_{p1nA} = 33,7 * 9,81 * 1,1 * 1,22 \quad (12)$$

$$q_1 = 444 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Kde:

- $q_{p1}$  je lineární hmotnost profilu z kap.5.1.1 [kg/m].

Pro profil 140x100x8

$$q_2 = q_{p2} * g * \emptyset 1 * \gamma_{p1nA} = 25,6 * 9,81 * 1,1 * 1,22 \quad (13)$$

$$q_2 = 337 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Kde:

- $q_{p2}$  je lineární hmotnost profilu z kap.5.1.1 [kg/m].

**5.2.2 DÍLČÍ ZATÍŽENÍ PRO ZATĚŽOVACÍ STAV C3****ZATÍŽENÍ OD KLADKOSTROJE**

$$Q_{kc} = m_k * g * \emptyset 1 * \gamma_{p1nC} = 29 * 9,81 * 1,1 * 1,1 \quad (14)$$

$$Q_{kc} = 344 \text{ N}$$

Kde:

- $m_k$  je hmotnost kladkostroje z kap.3.2 [kg],
- $\emptyset 1$  je dílčí součinitel z kap.4.1.1 [-],
- $\gamma_{p1nC}$  je dílčí součinitel bezpečnosti z kap.4.1.5 [-].

**ZATÍŽENÍ OD BŘEMENE**

Hmotnost kontrolního břemene je o 10 % zvětšena oproti klasickému zatížení.

$$Q_{bc} = 1,1 * m_b * g * \varnothing 6 * \gamma_{p2c} = 1,1 * 200 * 9,81 * 1,1455 * 1,1 \quad (15)$$

$$Q_{bc} = 2719 \text{ N}$$

Kde:

- $m_b$  je hmotnost zdvihaného břemene [kg],
- $\varnothing 6$  je dílčí součinitel pro zdvih zkušebního břemene z kap.4.1.3 [-],
- $\gamma_{p2c}$  je dílčí součinitel bezpečnosti z kap.4.1.5 [-].

**LINEÁRNÍ ZATÍŽENÍ OD VLASTNÍ HMOTNOSTI PROFILU**

Pro profil HEB 140

$$q_{1c} = q_{p1} * g * \varnothing 1 * \gamma_{p1nc} = 33,7 * 9,81 * 1,1 * 1,1 \quad (16)$$

$$q_{1c} = 400 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Kde:

- $q_{p1}$  je lineární hmotnost profilu z kap.5.1.1 [kg/m].

Pro profil 140x100x8

$$q_{2c} = q_{p2} * g * \varnothing 1 * \gamma_{p1nc} = 25,6 * 9,81 * 1,1 * 1,1 \quad (17)$$

$$q_{2c} = 304 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

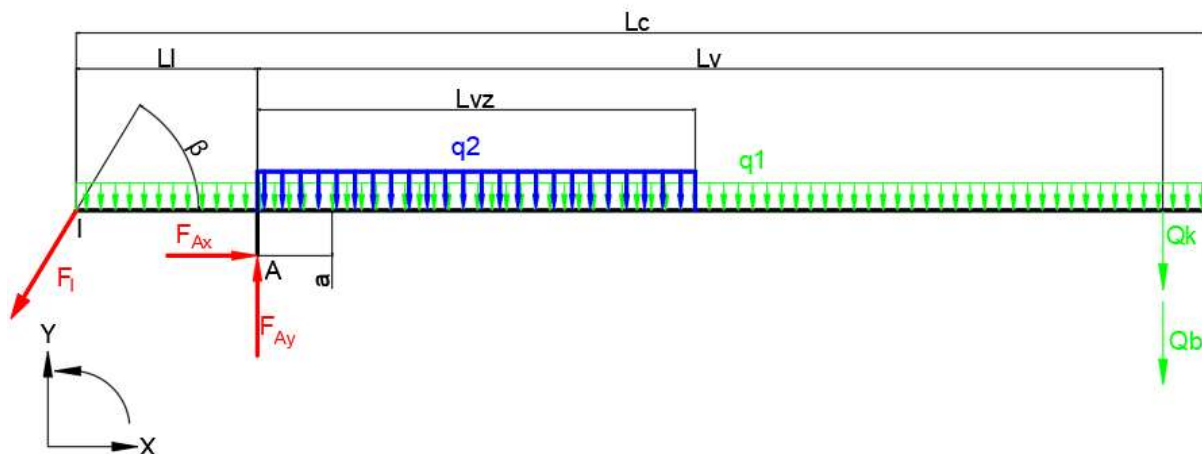
Kde:

- $q_{p2}$  je lineární hmotnost profilu z kap.5.1.1 [kg/m].

### 5.3 STATICKÁ ROVNOVÁHA

Výložník ve statické rovnováze budeme uvažovat jako prut ve 2D v kartézském souřadnicovém prostoru.

#### 5.3.1 SCHÉMA STATICKÉ ROVNOVÁHY



Obrázek 16: Statická rovnováha výložníku

Parametry výložníku

Délka vyložení viz kap.2.1:  $L_v=5000$  mm

Délka vyztužení výložníku:  $L_{vz}=4000$  mm

Délka uložení lana:  $L_l=1500$  mm

Celková délka výložníku:  $L_c=6750$  mm

Vzdálenost uchycení čepu od střední osy:  $a=192$  mm

Úhel uchycení lana:  $\beta=85^\circ$

#### 5.3.2 URČENÍ REAKČNÍCH SIL

##### SILOVÁ ROVNOVÁHA K OSE X

$$F_{ax} - F_l \cdot \cos(\beta) = 0 \quad (18)$$

##### SILOVÁ ROVNOVÁHA K OSE Y

$$F_{ay} - F_l \cdot \sin(\beta) - q_1 \cdot L_v - q_2 \cdot L_{vz} - Q_k - Q_b = 0 \quad (19)$$

##### MOMENTOVÁ ROVNOVÁHA K BODU A

$$F_l (\cos(\beta) \cdot a + \sin(\beta) \cdot L_l) + q_1 \left( \frac{L_l^2}{2} - \frac{(L_c - L_l)^2}{2} \right) - q_2 \cdot \frac{L_{vz}^2}{2} - (Q_k + Q_b) \cdot L_v = 0 \quad (20)$$



Z rovnice (20) vyjádříme sílu  $F_l$ :

$$F_l = \frac{q_1 \left( \frac{(Lc - Ll)^2}{2} - \frac{Ll^2}{2} \right) + q_2 * \frac{Lvz^2}{2} + (Q_k + Q_b) * Lv}{\cos(\beta) * a + \sin(\beta) * Ll} \quad (21)$$

$$F_l = \frac{444 * \left( \frac{(6,75 - 1,5)^2}{2} - \frac{1,5^2}{2} \right) + 337 * \frac{4,0^2}{2} + (3392 + 382) * 5,0}{\cos(85^\circ) * 0,192 + \sin(85^\circ) * 1,5}$$

$$F_l = 17988 \text{ N}$$

Kde:

- $q_1$  a  $q_2$  je lineární zatížení od hmotnosti profilu z kap.5.2.1 [N/m],
- $Q_k$  a  $Q_b$  je zatížení od hmotnosti kladkostroje a břemene z kap.5.2.1 [N].

Z rovnice (18) vyjádříme reakční sílu v ose x

$$F_{Ax} = Fl * \cos(\beta) = 17988 * \cos(85^\circ) \quad (22)$$

$$F_{Ax} = 1568 \text{ N}$$

Z rovnice (19) vyjádříme reakční sílu v ose y

$$F_{Ay} = Fl * \sin(\beta) + q_1 * Lv - q_2 * Lvz - Q_k - Q_b \quad (23)$$

$$F_{Ay} = 17988 * \sin(85) + 444 * 5,0 - 337 * 4,0 - 3392 - 382$$

$$F_{Ay} = 26372 \text{ N}$$

#### 5.4 PROKÁZÁNÍ STATICKÉ ÚNOSNOSTI VÝLOŽNÍKU

Aby při používání nedošlo k překročení meze kluzu zvoleného materiálu, prokazuje se u konstrukce statická únosnost. Při té se použijí dílčí zatížení z kap.5.2.

Výpočet bude proveden pro kombinace zatížení dle [15]:

- Kombinace A1 je pravidelná kombinace zatížení za běžných provozních podmínek.
- Kombinace C3 je mimořádná kombinace zatížení za podmínek zkoušky.

Největší ohybové napětí je při stavu plného vyložení a s maximálním břemenem.

### 5.4.1 NÁVRHOVÉ NAPĚTÍ ÚNOSNOSTI NOSNÝCH PRVKŮ PRO NORMÁLOVÉ NAPĚTÍ

dle [15] (str.21):

$$f_{rd\sigma} = \frac{f_y}{\gamma_{sm} * \gamma_m} = \frac{355}{1,1 * 0,95} \quad (24)$$

$$f_{rd\sigma} = 339,7 \text{ MPa}$$

Kde:

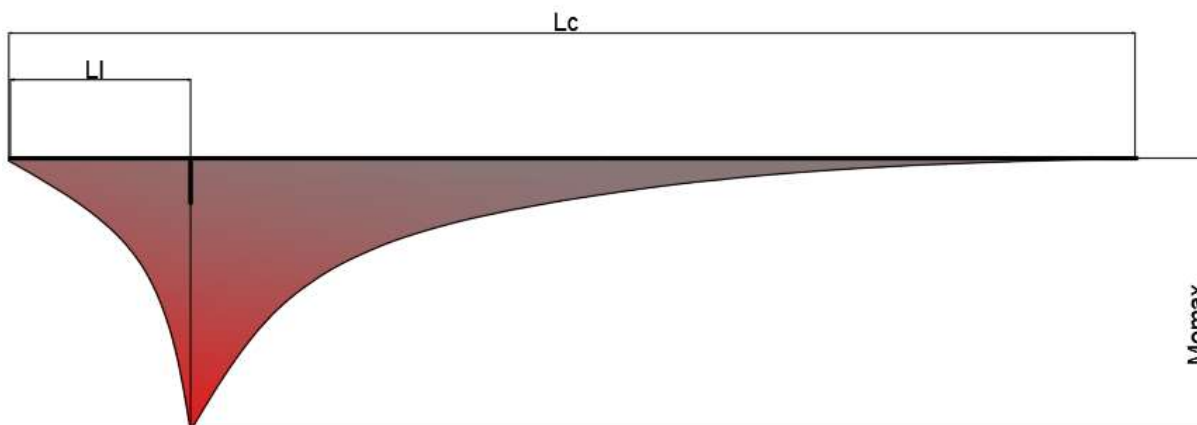
- $\gamma_m$  součinitel spolehlivosti viz. kap 4.1.5,
- $\gamma_{sm}$  součinitel spolehlivosti pro válcované materiálu je roven 0,95 [16] (str. 22).

### 5.4.2 PRO ZATÍŽENÍ A1

Kombinace zatížení A1 je pravidelné zatížení a zahrnuje zatížení za běžných podmínek, které nastávají při zdvihání a přemísťování břemen. V kapitole je uvažované vertikální i horizontální zatížení. Z těchto zatížení je vypočteno maximální zatížení a následně je určeno ohybové napětí.

#### VERTIKÁLNÍ ZATÍŽENÍ

Na výložník působí vertikální zatížení od hmotnosti kladkostroje společně s břemenem, a také lineární zatížení od profilů výložníku. Z obrázku 17 je patrné, že největší ohybový moment je pod vazbou A, tedy v místě uchycení čepu.



Obrázek 17: Průběh ohybového momentu na výložníku

#### OHYBOVÝ MOMENT VE VERTIKÁLNÍM SMĚRU

$$M_{ov} = \frac{q_1 * (Lc - Ll)^2}{2} + \frac{q_2 * Lvz^2}{2} + (Q_k + Q_b) * Lv \quad (25)$$

$$M_{ov} = \frac{444 * (6,75 - 1,5)^2}{2} + \frac{337 * 4^2}{2} + (382 + 3392) * 5$$

$$M_{ov} = 27,7 \text{ kNm}$$

Kde:

- $q_1, q_2, Q_k, Q_b$  jsou dílčí zatížení z kap.5.2.1 [N/m]; [N],
- $Lc, Ll, Lvz, Lv$  jsou rozměry výložníku z kap.5.3.1 [m].

**OHYBOVÉ NAPĚTÍ**

Jelikož průřez profilu v místě největšího ohybového momentu je nesymetrický, bude napětí vypočítáno pro menší průřezový modul  $W_{ox1}$  z kap.5.1.2.

$$\sigma_{oh} = \frac{M_{ov}}{W_{ox1}} = \frac{27,7 * 10^6}{385,5 * 10^3} \quad (26)$$

$$\sigma_{oh} = 71,8 \text{ MPa}$$

**OHYBOVÝ MOMENT V HORIZONTÁLNÍM SMĚRU**

V horizontálním směru budou uvažovány pouze síly, které by mohla vyvodit obsluha. Dle doporučení firmy KPC bude zatížení od obsluhy zvoleno  $F_o=100 \text{ N}$ . Toto zatížení působí v místě vyložení kladkostroje.

$$M_{oo} = F_o * Lv = 100 * 5 \quad (27)$$

$$M_{oo} = 500 \text{ Nm}$$

**OHYBOVÉ NAPĚTÍ V HORIZONTÁLNÍM SMĚRU**

$$\sigma_{ov} = \frac{M_{oo}}{W_{oy}} = \frac{500 * 10^3}{199,7 * 10^3} \quad (28)$$

$$\sigma_{ov} = 2,5 \text{ MPa}$$

Kde:

- $W_{oy}$  je průřezový modul z kap.5.1.2[mm<sup>3</sup>].

**PROKÁZANÍ ÚNOSNOSTI PRVKU**

Dle normy [16] bude kontrolováno největší napětí, které je ve vertikálním směru.

$$\sigma_{oh} \leq f_{rd\sigma} \quad (29)$$

$$71,8 \text{ MPa} \leq 339,7 \text{ MPa}$$

Z důvodu namáhání jeřábu silou, kterou vyvine obsluha, je nutné kromě osově napjatosti vypočítat i rovinnou napjatost dle [16]:

$$\left(\frac{\sigma_{oh}}{f_{rd\sigma}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{ov}}{f_{rd\sigma}}\right)^2 - \frac{\sigma_{ov} * \sigma_{oh}}{f_{rd\sigma}^2} \leq 1 \quad (30)$$

$$\left(\frac{71,8}{339,7}\right)^2 + \left(\frac{2,5}{339,7}\right)^2 - \frac{71,8 * 2,5}{339,7^2} \leq 1$$

$$0,043 \leq 1$$

Podmínku rovinné napjatosti, v místě největšího ohybového momentu, konstrukce splňuje.

### 5.4.3 PRO ZATÍŽENÁ C3

Pro prokázání únosnosti profilu se zkušebním břemenem, bude zvoleno břemeno s nominální hmotností 110 % původního břemene. Je volen dynamický zátěžný stav. Maximální ohybový moment je i zde pod uchycením čepu.

#### OHYBOVÝ MOMENT VE VERTIKÁLNÍM SMĚRU

$$M_{ovc} = \frac{q_{1c} * (Lc - Ll)^2}{2} + \frac{q_{2c} * Lvz^2}{2} + (Q_{kc} + Q_{bc}) * Lv \quad (31)$$

$$M_{ovc} = \frac{400 * (6,75 - 1,5)^2}{2} + \frac{304 * 4^2}{2} + (344 + 2719) * 5$$

$$M_{ovc} = 23,3 \text{ kNm}$$

Kde:

- $q_{1c}$ ,  $q_{2c}$ ,  $Q_{kc}$ ,  $Q_{bc}$  jsou dílčí zatížení z kap.5.2.1 [N/m]; [N],
- $Lc$ ,  $Ll$ ,  $Lvz$ ,  $Lv$  jsou rozměry výložníku z kap.5.3.1 [m].

#### OHYBOVÉ NAPĚTÍ

Jelikož průřez profilu v místě největšího ohybového momentu je nesymetrický, bude napětí spočteno pro menší průřezový modul  $W_{ox1}$ .

$$\sigma_{ohc} = \frac{M_{ovc}}{W_{ox1}} = \frac{23,3 * 10^6}{385,5 * 10^3} \quad (32)$$

$$\sigma_{ohc} = 60,44 \text{ MPa}$$

#### PROKÁZÁNÍ ÚNOSNOSTI PRVKU

Dle normy [16] bude kontrolováno největší napětí, které je ve vertikálním směru.

$$\sigma_{ohc} \leq f_{rd\sigma} \quad (33)$$

$$60,44 \text{ MPa} \leq 339,7 \text{ MPa}$$

Je patrné, že výložník vyhovuje podmínce.

### 5.4.4 LOKÁLNÍ NAPĚTÍ V NOSNÝCH PŘÍRUBÁCH ZATÍŽENÝCH KOLY DLE [41]

Při pojíždění kladkostroje po přírubách nosníku nastává ohybové namáhání jako sekundární napětí v místě působení zatížení kola. Toto napětí je nekritičtější především u mostových jeřábů, kde je maximální moment uprostřed nosníku.

V tomto případě toto napětí není kritické a bude kontrolováno pro kombinaci zatížení A1, při kterém je součet zatížení vyšší než při kombinaci C3. Při výpočtu je uvažováno rovnoměrné zatížení všech 4 kol pojezdu kladkostroje.

Síla působící na jedno kolo je rovna:

$$F_k = \frac{Q_k + Q_b}{4} = \frac{382 + 3392}{4} \quad (34)$$

$$F_k = 944 \text{ N}$$

Nejdříve dle normy [41] je nutné určit koeficient  $\lambda_i$ :

$$\lambda_i = \frac{i}{0,5 * (b - s)} = \frac{2,5}{0,5 * (140 - 7)} \quad (35)$$

$$\lambda_i = 0,038$$

Kde:

- $i$  je vzdálenost bodu působení zatížení od hrany nosníku odečtené z aplikace Autodesk Inventor [mm],
- $b$  a  $s$  jsou rozměry nosníku z kap. 5.1.1 [mm].

Pro nejkritičtější místo, které je v bodě působení zatížení pro podélné ohybové napětí, které působí na I nosník s rovnoběžnými plochami příruby platí, dle [41] pro koeficient  $c_{x1}$ :

$$c_{x1} = 2,230 - 1,490 * \lambda + 1,390 * e^{-18,33 * \lambda} \quad (36)$$

$$c_{x1} = 2,230 - 1,490 * 0,038 + 1,390 * e^{-18,33 * 0,038}$$

$$c_{x1} = 2,86$$

Následně se napětí působící v místě působení vypočítá dle [41]:

$$\sigma_{Fx} = c_{x1} * \frac{F_k}{t_f^2} = 2,86 * \frac{944}{12^2} \quad (37)$$

$$\sigma_{Fx} = 18,75 \text{ MPa}$$

Dle [41] při kombinaci vypočteného lokálního napětí s globálním napětím působícím v místě kladkostroje je potřeba vynásobit napětí koeficientem 0,75. Z obr.17 je patrné, že v místě působení kladkostroje je napětí minimální a je řádově nižší, proto výsledné napětí v místě působení kladkostroje  $\sigma_{Fxc}=14,0625 \text{ MPa}$ . Musí platit, že:

$$\sigma_{Fxc} \leq f_{rd\sigma} \quad (38)$$

$$14,0625 \text{ MPa} \leq 339,7 \text{ MPa}$$

Je patrné, že výložník vyhovuje podmínce.

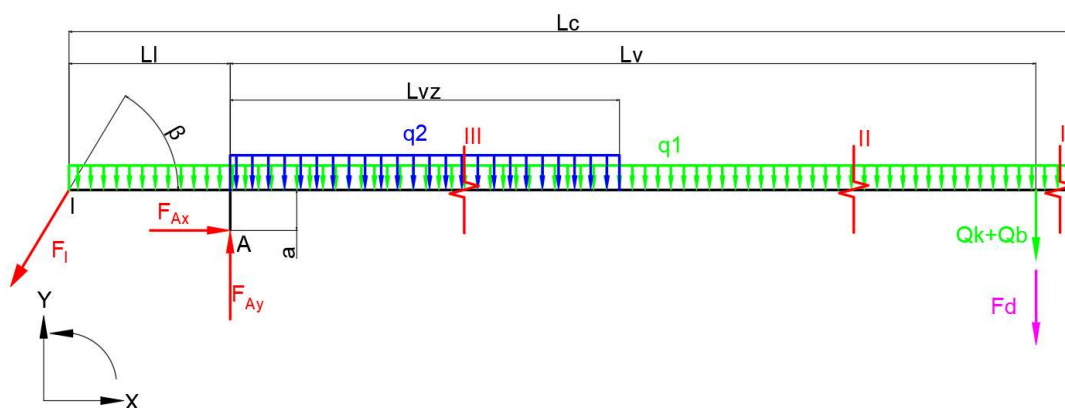
## 5.5 KONTROLA PRŮHYBU NOSNÍKU

Z důvodu velkého vyložení a použití ručního posunu kladkostroje, je nutné kontrolovat maximální průhyb na konci vyložení. Jelikož evropské normy se touto problematikou nezabývají, bylo zvoleno použití normy ČSN 27 0101. Tato norma je sice zrušená, ale v tomto případě je rozměr brán pouze jako informativní a nezávisí na něm únosnost jeřábové konstrukce.

Pro určení průhybu byl prut rozdělen na několik sekcí, které byly určeny na základě změny zatížení či změny průřezu výložníku. Následně byly tyto hodnoty dosazeny do integrálu, ze kterého byl určen průhyb na konci výložníku.

### 5.5.1 SCHÉMA ROZDĚLENÍ PRUTU

Aby bylo možné vypočítat průhyb pod kladkostrojem při zatížení, je nutné zavést virtuální sílu  $F_d$ , která bude mít nulovou velikost.



Obrázek 18: Rozdělení oblastí pro výpočet průhybu

### 5.5.2 URČENÍ MOMENTŮ PRO JEDNOTLIVÉ SEKCE

#### PRO SEKCE I

první sekce je definovaná pro  $X1 = (0, Lc - Lv - L1)$ .

$$M_{o1} = -q_1 * \frac{X1^2}{2}$$

$$\frac{dM_{o1}}{dF_d} = 0$$

#### PRO SEKCE II

první sekce je definovaná pro  $X2 = (0, Lv - Lvz)$ . Kde  $l1 = Lc - Lv - L1 = 0,25$  m.

$$M_{o2} = -F_d * X2 - (Q_k + Q_b) * X2 - q_1 * \frac{(l1 + X2)^2}{2}$$

$$\frac{dM_{o2}}{dF_d} = -X2$$

**PRO SEKCE III**

první sekce je definovaná pro  $X_3 = (0, L_{VZ})$ . Kde  $l_1 = L_c - L_v - L_l = 0,25\text{ m}$  a  $l_2 = L_v - L_{vz} = 1\text{ m}$ .

$$M_{o2} = -F_d * (X_3 + l_2) - (Q_k + Q_b) * (X_2 + l_2) - q_1 \frac{(l_1 + l_2 + X_3)^2}{2} - q_2 * \frac{X_3^2}{2}$$

$$\frac{dM_{o1}}{dF_d} = -X_3 - l_2$$

**5.5.3 URČENÍ PRŮHYBU POD KLADKOSTROJEM**

Aby bylo možné určit průhyb pod kladkostrojem, je nutné dosadit do integrálů momenty a jejich derivace zjištěné v předchozí kapitole.

$$w_j = \int_0^{l_1} \frac{M_{o1}}{E * I_{xi}} * \frac{dM_{o1}}{dF_d} * dx + \int_0^{l_2} \frac{M_{o2}}{E * I_{xi}} * \frac{dM_{o2}}{dF_d} * dx + \int_0^{l_3} \frac{M_{o3}}{E * I_{vx}} * \frac{dM_{o3}}{dF_d} * dx \quad (39)$$

$$w_j = 21,5\text{ mm}$$

**5.5.4 KONTROLA PRŮHYBU**

Dle normy ČSN 27 0101 pro převislý výložník a ruční pojezd kladkostroje bude určen:

$$w_d = \frac{2 * (L_c - L_l)}{400} = \frac{2 * 5000}{400} \quad (40)$$

$$w_d = 25\text{ mm}$$

Výložník musí splnit podmínku:

$$w_d \geq w_j \quad (41)$$

$$25 \geq 21,5\text{ mm}$$

Výložník splňuje podmínku průhybu.

**5.6 PROKÁZANÍ ÚNAVOVÉ PEVNOSTI VÝLOŽNÍKU**

Abychom prokázali únavovou pevnost výložníku dle normy ČSN EN 13001-3-2+A2, musí být přepočteno dílčí zatížení z kap.5.2.1 s dílčím součinitelem  $\gamma_p=1$ , avšak musí být stále uvažován dílčí součinitele dle ČSN EN 13001-2.

Pro určení únavové pevnosti musí být určeny krajní hodnoty, ve kterých byl zjištěn maximální rozkmit napětí. Ten byl porovnán s návrhovým rozkmitem napětí únosnosti. Prokázání únavové pevnosti je spočteno zjednodušeným způsobem dle normy ČSN EN 13001-3-2+A2.

**5.6.1 SPODNÍ HODNOTA NÁVRHOVÉHO NAPĚTÍ**

Pro nejnižší hodnotu byl uvažován kladkostroj v nejmenší možné poloze, na krajním dorazu výložníku bez břemene.

**OHYBOVÝ MOMENT V KRAJNÍ POLOZE**

$$M_{okn} = m_k * g * \phi_1 * \gamma_p * L_{1min} = 29 * 9,81 * 1,1 * 1 * 0,5 \quad (42)$$

$$M_{okn} = 156,5 \text{ Nm}$$

Kde:

- $L_{1min}$  je minimální vzdálenost vyložení kladkostroje [m].

**OHYBOVÝ MOMENT OD HMOTNOSTI VÝLOŽNÍKU**

$$M_{ov} = \left( \frac{q_{p1} * (Lc - Ll)^2}{2} + \frac{q_{p2} * Lvz^2}{2} \right) * g * \phi_1 * \gamma_p \quad (43)$$

$$M_{ov} = \left( \frac{33,7 * (6,75 - 1,5)^2}{2} + \frac{25,6 * 4^2}{2} \right) * 9,81 * 1,1 * 1$$

$$M_{ov} = 7221,6 \text{ Nm}$$

**SPODNÍ HODNOTA OHYBOVÉHO NAPĚTÍ**

$$\sigma_s = \frac{M_{okn} + M_{ov}}{W_{ox1}} = \frac{(156,6 + 7221,6) * 10^3}{385,5 * 10^3} \quad (44)$$

$$\sigma_s = 19,1 \text{ MPa}$$

**5.6.2 HORNÍ HODNOTA NÁVRHOVÉHO NAPĚTÍ**

Pro nejvyšší hodnotu uvažujeme kladkostroj nejvíce vyložen s maximálním břemenem.

**OHYBOVÝ MOMENT V KRAJNÍ POLOZE**

$$M_{okz} = (m_k * \phi_1 + m_b * \phi_2) * g * \gamma_p * L_v \quad (45)$$

$$M_{okz} = (29 * 1,1 + 200 * 1,291) * 9,81 * 1 * 5$$

$$M_{okz} = 14229 \text{ Nm}$$

Kde:

- $L_v$  je vzdálenost maximálního vyložení kladkostroje [m].

**HORNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ**

$$\sigma_H = \frac{M_{okz} + M_{ov}}{W_{ox1}} = \frac{(14229 + 7221,6) * 10^3}{385,5 * 10^3} \quad (46)$$

$$\sigma_H = 55,6 \text{ MPa}$$



### 5.6.3 MAXIMÁLNÍ ROZKMIT NAPĚTÍ

Rozdíl horní a spodní krajní hodnoty návrhové pevnosti.

$$\Delta\sigma_{sd} = \sigma_H - \sigma_s = 55,6 - 19,1 \quad (47)$$

$$\Delta\sigma_{sd} = 36,5 \text{ MPa}$$

### 5.6.4 URČENÍ NÁVRHOVÉHO ROZKMITU NAPĚTÍ ÚNOSNOSTI

Pro určení maximálního přípustného rozkmitu napětí je nutné určit třídu S historie napětí. Tato třída se určí na základě  $k_3$  (součinitele spektra) a také na  $v$  (relativním celkovém počtu výskytů rozkmitu napětí). [16]

Pro návrh třídy bude uvažováno, že jeřáb bude pracovat 8hod/den a za každou hodinu provede 6 cyklů. Dále je uvažováno, že jeřáb bude v provozu 251 dní v roce a návrhová životnost bude 15 let. Na základě těchto zvolených údajů je určen součinitel  $v$ .

$$v = \frac{N_t}{N_{ref}} = \frac{6 * 8 * 251 * 15}{2 * 10^6} \quad (48)$$

$$v = 0,09036$$

kde:

- $N_{ref}$  je referenční počet cyklu z [16],
- $N_t$  je celkový počet cyklů.

Spektrum břemene, které bude jeřáb zvedat během pracovního dne, je zvoleno na základě normy Fem 9.511. Z normy vyplývá, že při středním zatížení bude jeřáb během pracovního dne zvedat břemeno s četností dle Tab.5

Tabulka 5: Četnost zvedání břemen během jednoho pracovního dne jeřábu [38]

Procentuální hmotnost zdvihaného břemene:	Procentuální čas manipulace s břemenem během pracovního dne:
0-20 %	50 %
21-46 %	16,7 %
47-73 %	16,6 %
74-100 %	16,7 %

Určení součinitele  $k_m$ :

$$k_3 = \left(\frac{40}{200}\right)^3 * 0,5 + \left(\frac{92}{200}\right)^3 * 0,167 + \left(\frac{146}{200}\right)^3 * 0,166 + 1 * 0,167 \quad (49)$$

$$k_3 = 0,252$$

Díky těmto dvěma součinitelům jsme schopni určit parametr historie napětí:

$$s_3 = k_3 * v = 0,09036 * 0,252 \quad (50)$$

$$s_3 = 0,252$$

Na základě tohoto parametru je volena třída S6 historie napětí.  $\Delta\sigma_c$  je určena na základě ekvivalence svařovaného dílce v normě [16] vůči reálnému stavu. Pro připojení obdélníkového profilu k profilu HEB 140 je uvažován detail 3.32 z tab. D3 v ČSN EN 13001-2 platí  $\Delta\sigma_c=80\text{MPa}$ . Z hodnoty třídy historie napětí a  $\Delta\sigma_c$  je určena hodnota  $\Delta\sigma_{Rd}=80,6\text{ N/mm}^2$  (při uvažování nejpřísnější hodnoty  $\gamma_{mf} 1,25$ ). Pro splnění podmínky únavové únosnosti musí platit:

$$\Delta\sigma_{sd} \leq \Delta\sigma_{Rd} \quad (51)$$

$$47,265\text{ MPa} \leq 80,6\text{ MPa}$$

Námi zvolený svařovaný profil vyhovuje.

## 5.7 KONTROLA SVARU VÝLOŽNÍKU

Svar bude kontrolován na dvou základních prvcích výložníku, a to uchycení lana a uchycení čepu. Svarové spoje jsou zde vytvořeny za pomoci koutového a tupého svaru  $w_w=5\text{ mm}$ .

### 5.7.1 NÁVRHOVÉ NAPĚTÍ ÚNOSNOSTI SVARŮ

Pro normálové napětí dle [16] :

$$f_{wRd\sigma} = \frac{\alpha_{w\sigma} * f_y}{\gamma_m} = \frac{1 * 355}{1,1} \quad (52)$$

$$f_{wRd\sigma} = 325\text{ MPa}$$

Kde:

- $\alpha_{w\sigma}$  součinitel pro návrhové napětí únosnosti svaru pro úplné provaření dle [16].

Pro smykové napětí dle [16]:

$$f_{wRd\tau} = \frac{\alpha_{w\tau} * f_y}{\gamma_m} = \frac{0,6 * 355}{1,1} \quad (53)$$

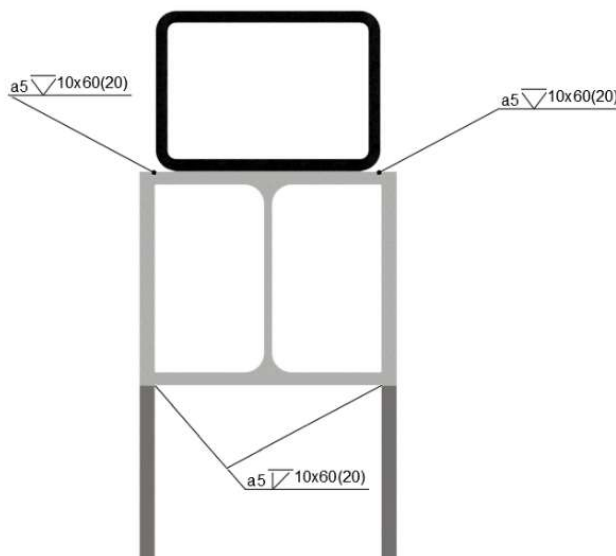
$$f_{wRd\tau} = 194\text{ MPa}$$

Kde:

- $\alpha_{w\tau}$  je součinitel pro návrhové napětí únosnosti svaru pro smyk dle [16].

### 5.7.2 KONTROLA SVARU UCHYCENÍ ČEPU

Čepy, které spojují výložník se sloupem jsou přichyceny k výložníku za pomoci silnostěnných plechů. Tyto plechy jsou přivařeny za pomoci přerušovaného V sváru o jednotlivé délce 60 mm. Sváry jsou kontrolovány na smykové a ohybové napětí.



Obrázek 19: Schéma použitých svarů

#### NORMÁLOVÉ NAPĚTÍ

Při určování napětí se nejdříve určuje uvažovaná délka svaru, kterou určíme dle [16]:

$$l_r = l_w - 2 * a_r = 60 - 2 * 5 \quad (54)$$

$$l_r = 50 \text{ mm}$$

Kde:

- $l_w$  je délka svaru [mm],
- $a_r$  je účinná tloušťka svaru rovná  $w_w$  [mm].

Vypočet normálového napětí působícího na svar:

$$\sigma_{wSd} = \frac{F_{ay}}{4 * a_r * n_{sv} * l_r} = \frac{26372}{10 * 4 * 5 * 50} \quad (55)$$

$$\sigma_{wSd} = 2,6 \text{ MPa}$$

Kde:

- $F_{ay}$  síla působící na svar z kap. 5.3 [N],
- $n_{sv}$  je počet svarů.

**SMYKOVÉ NAPĚTÍ**

$$\tau_{wSd} = \frac{F_{ax}}{4 * a_r * l_r} = \frac{1568}{10 * 4 * 5 * 50} \quad (56)$$

$$\tau_{wSd} = 0,16 \text{ MPa}$$

Kde:

- $F_{ax}$  je síla působící na svár z kap. 5.3 [N].

**PROKÁZÁNÍ ÚNOSNOSTI**

Pro normálové napětí platí:

$$\sigma_{wSd} \leq f_{wRd\sigma} \quad (57)$$

$$2,6 \text{ MPa} \leq 325 \text{ MPa}$$

Vzhledem k velikosti námi spočteného napětí je patrné, že svár vyhovuje.

Pro smykové napětí platí:

$$\tau_{wSd} \leq f_{wRd\tau} \quad (58)$$

$$0,16 \text{ MPa} \leq 194 \text{ MPa}$$

Je patrné, že svar vyhovuje i smykovému napětí.

**5.7.3 KONTROLA SVARU UCHYCENÍ LANA**

Lano je k výložníku je přichyceno za pomoci čepu, který je uchycen v oku vypáleného z plechu. Tento plech je k výložníku přichycen pomocí dvou oboustranných koutových svarů o délce 80 a 40 mm.



Obrázek 20: Schéma svaru uchycení lana

**NORMÁLOVÉ NAPĚTÍ**

$$\sigma_{wSdl} = \frac{Fl * \sin(\beta)}{2 * w_w * (l_{r1} + l_{r2})} = \frac{17988 * \sin(85)}{2 * 5 * (40 + 80)} \quad (59)$$

$$\sigma_{wSdl} = 14,9 \text{ MPa}$$

**SMYKOVÉ NAPĚTÍ**

$$\tau_{wSdl} = \frac{Fl * \cos(\beta)}{2 * w_w * (l_{r1} + l_{r2})} = \frac{17988 * \cos(85)}{2 * 5 * (40 + 80)} \quad (60)$$

$$\tau_{wSdl} = 1,3 \text{ MPa}$$

**PROKÁZÁNÍ ÚNOSNOSTI**

Pro normálové napětí platí:

$$\sigma_{wSdl} \leq f_{wRd\sigma} \quad (61)$$

$$14,9 \text{ MPa} \leq 325 \text{ MPa}$$

Vzhledem k velikosti námi spočteného napětí je patrné že svár vyhovuje.

$$\tau_{wSdl} \leq f_{wRd\tau} \quad (62)$$

$$1,3 \text{ MPa} \leq 194 \text{ MPa}$$

Je patrně, že svar vyhovuje i smykovému napětí.

## 6 NÁVRH SLOUPU

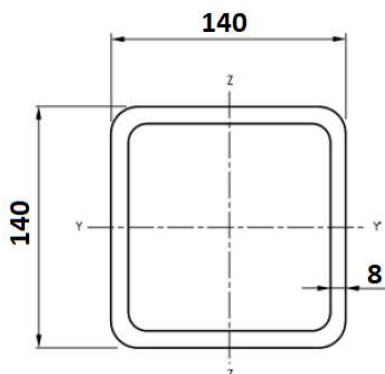
Z důvodů snadnější přepravy jeřábu je sloup složen ze dvou částí, a to sklopné a pevné. Sloup je uchycen k jednotlivým prvky za pomoci čepu, které jsou pojištěny proti axiálnímu posunu závlačkou. Sloup je proti rotaci kolem čepu zajištěn zdvihovým hydromotorem, který složí pro složení a rozložení jeřábu. Přesnou polohu sloupu zajišťuje pojistný čep. Jako pouzdra čepů jsou voleny ocelové kruhové profily, které jsou vysoustruženy.



Obrázek 21: Sloup jeřábu ve složeném stavu

### 6.1 VOLBA POLOTOVARU

Sloup bude vyráběn z profilu čtvercového průřezu o rozměrech 140x140x8 dle ČSN EN 10219-2.



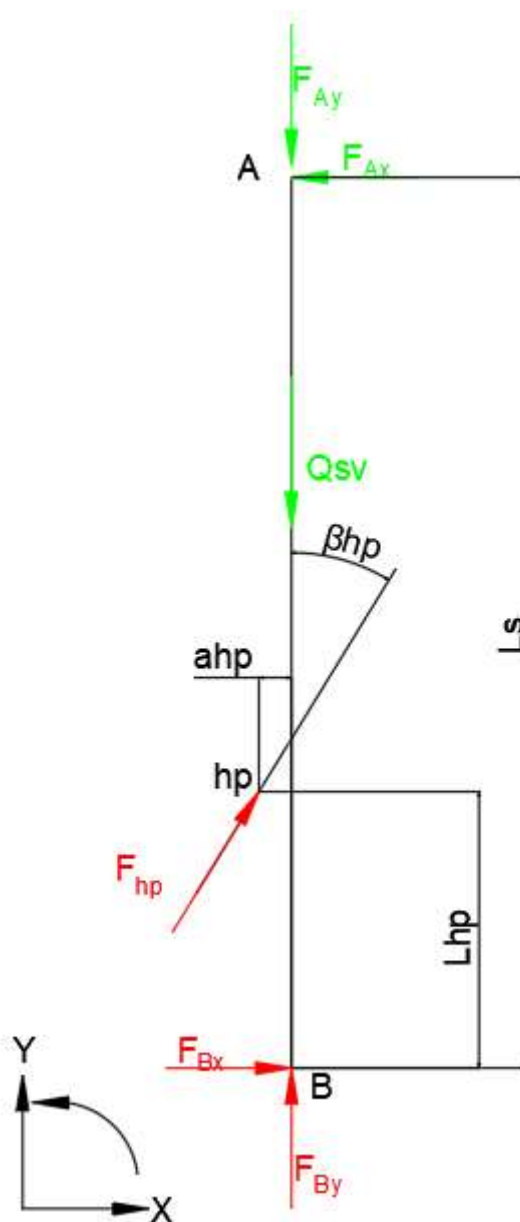
Obrázek 22: Schéma polotovaru použitého na sloup [32]

Plocha průřezu profilu	$A_c=40,04 \text{ cm}^2$
Momenty setrvačnosti:	$I_c=1126,77 \text{ cm}^4$
Průřezové moduly:	$W_c=160,97 \text{ cm}^3$
Hmotnost jednoho metru profilu:	$q_{p3}=30,5 \text{ kg/m}$

## 6.2 SILOVÁ ROVNOVÁHA PRO SKLOPNOU ČÁST

Silová rovnováha je vyšetřována ve dvou základních zatěžujících stavech. První stav je při plném rozložení jeřábu a s maximálním břemenem. Druhý stav je při rozkládání sloupu s nulovým břemenem.

### 6.2.1 JEŘÁB V ROZLOŽENÉM STAVU



Obrázek 23: Silová rovnováha pro rozložený sloup

Parametry sklopného sloupu:

Délka sloupu:  $L_s=3172$  mm

Vzdálenost uchycení hydromotoru:  $L_{hp}=444$  mm

Vzdálenost uchycení čepu od střední osy:  $a_{hp}=120$  mm

Úhel uchycení hydromotoru:  $\beta_{hp}=28.18^\circ$

#### SILOVÁ ROVNOVÁHA K OSE X

$$F_{bx} - F_{ax} + F_{hp} * \sin(\beta_{hp}) = 0 \quad (63)$$

#### SILOVÁ ROVNOVÁHA K OSE Y

$$F_{by} - F_{ay} + F_{hp} * \cos(\beta_{hp}) - Q_{sv} = 0 \quad (64)$$

#### MOMENTOVÁ ROVNOVÁHA K BODU B

$$F_{ax} * L_s - F_{hp} * L_{hp} * \sin(\beta_{hp}) - F_{hp} * a_{hp} * \cos(\beta_{hp}) = 0 \quad (65)$$

Z rovnice (65) vyjádříme zatížení na pístnici při plném zvednutí a zatížení břemene.

$$F_{hp} = \frac{F_{ax} * L_s}{L_{hp} * \sin(\beta_{hp}) + a_{hp} * \cos(\beta_{hp})}$$

$$F_{hp} = \frac{1568 * 3,172}{0,444 * \sin(28.18^\circ) + 0,12 * \cos(28.18^\circ)}$$

$$F_{hp} = 15767 \text{ N}$$

Z rovnic 55 a 56 určíme reakční síly v bodě B.

$$F_{bx} = F_{ax} - F_{hp} * \sin(\beta_{hp}) = 1568 - 15767 * \sin(28.18^\circ)$$

$$F_{bx} = -5877 \text{ N}$$

$$F_{by} = F_{ay} - F_{hp} * \cos(\beta_{hp}) + Q_{sv}$$

$$F_{by} = 26372 - 15767 * \cos(28.18^\circ) + 1093$$

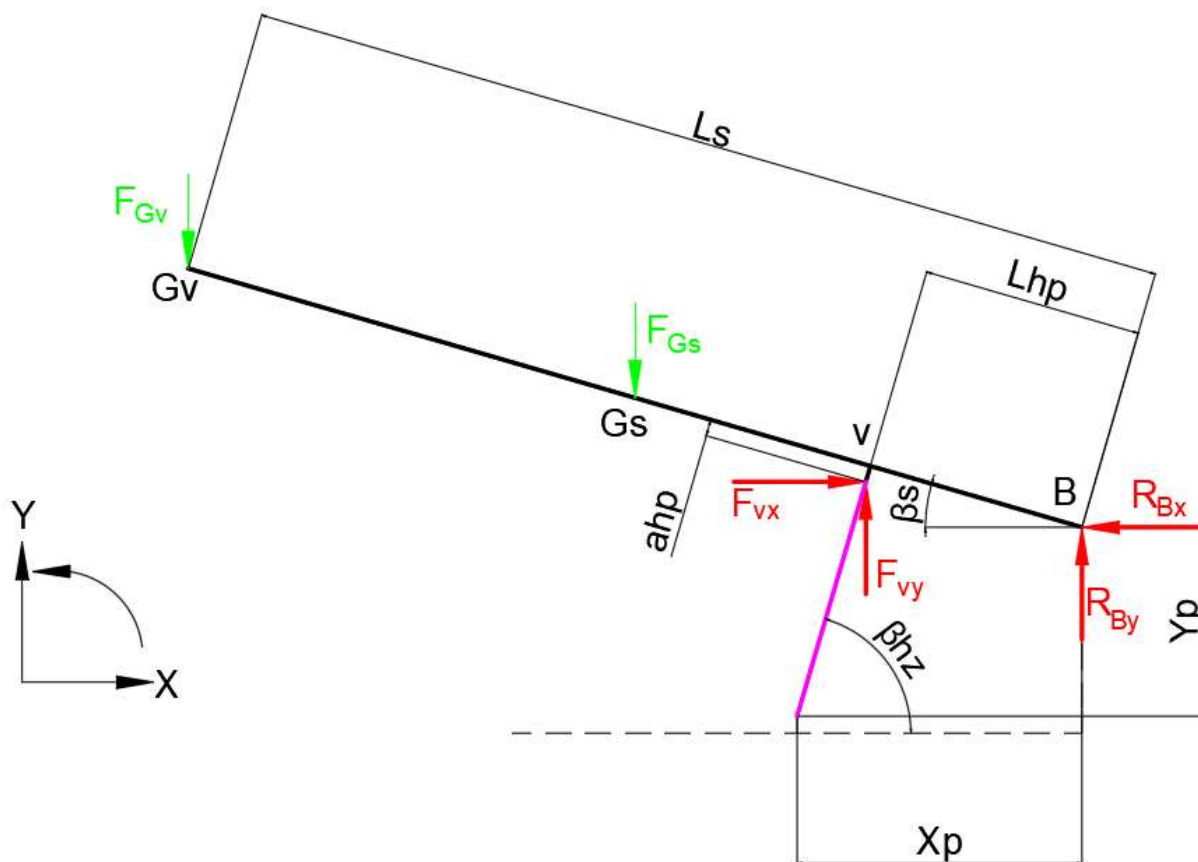
$$F_{by} = 14505 \text{ N}$$

Kde:

- $Q_{sv}$  je zatížení vzniklé vlastní hmotností sloupu. Hmotnost sloupu byla odečtena z programu Autodesk Inventor a je 111,5 kg,
- $F_{ax}$  a  $F_{ay}$  jsou síly přenášené čepem [N].



## 6.2.2 SILOVÁ ROVNOVÁHA PŘI ZAHÁJENÍ ZVEDÁNÍ



Obrázek 24: Schéma rozkládání sloupu.

Parametry sloupu:

$$x_p = 840 \text{ mm}$$

$$y_p = 900 \text{ mm}$$

Abychom byli schopní určit maximální sílu působící na píst, musíme určit závislost mezi úhlem sklonu pístnice a úhlem, který svírá sloup s vodorovnou polohou. Na základě analýzy, v programu Autodesk Inventor, byl určen rozsah úhlu rozklápění sloupu  $\beta_s$  od  $0^\circ$  do  $35^\circ$ . Při  $35^\circ$  začíná zabírat lano a výložník se začíná rovnat. Díky tomuto narovnávání se síla na hydromotor snižuje a přechází v lano.

**SOUŘADNICE BODŮ**

Souřadnice pro bod v:

$$x_v = L_{hp} * \cos(\beta_s) + a_{hp} * \sin(\beta_s)$$

$$y_v = L_{hp} * \sin(\beta_s) - a_{hp} * \cos(\beta_s)$$

Souřadnice pro bod  $G_v$ :

$$x_{G_v} = L_s * \cos(\beta s)$$

$$y_{G_v} = L_s * \sin(\beta s)$$

Souřadnice pro bod  $G_s$ :

$$x_{G_s} = \frac{L_s}{2} * \cos(\beta s)$$

$$y_{G_s} = \frac{L_s}{2} * \sin(\beta s)$$

### SÍLY PŮSOBÍCÍ NA SLOUP

Hmotnost výložníku byla změřena v program Autodesk Inventor a byla přičtena k váze kladkostroje v nezatíženém stavu.

Síla vyvolána výložníkem:

$$F_{G_v} = (m_v + m_k) * g = (323 + 29) * 9,81 \quad (66)$$

$$F_{G_v} = 3,453 \text{ kN}$$

Síla působící na píst v souřadnicích:

$$F_{v_x} = F_v * \cos(\beta h z)$$

$$F_{v_y} = F_v * \sin(\beta h z)$$

Abychom byli schopni vypočítat výslednou sílu působící na píst musíme určit závislost mezi úhly.

$$\beta h z = \text{atan}\left(\frac{y_v + y_p}{x_p - x_v}\right)$$

### URČENÍ REAKČNÍCH SIL

Silová rovnováha k ose X

$$F_{v_x} - R_{b_x} = 0 \quad (67)$$

Silová rovnováha k ose Y

$$F_{v_y} + R_{b_y} - F_{G_v} - F_{G_s} = 0 \quad (68)$$

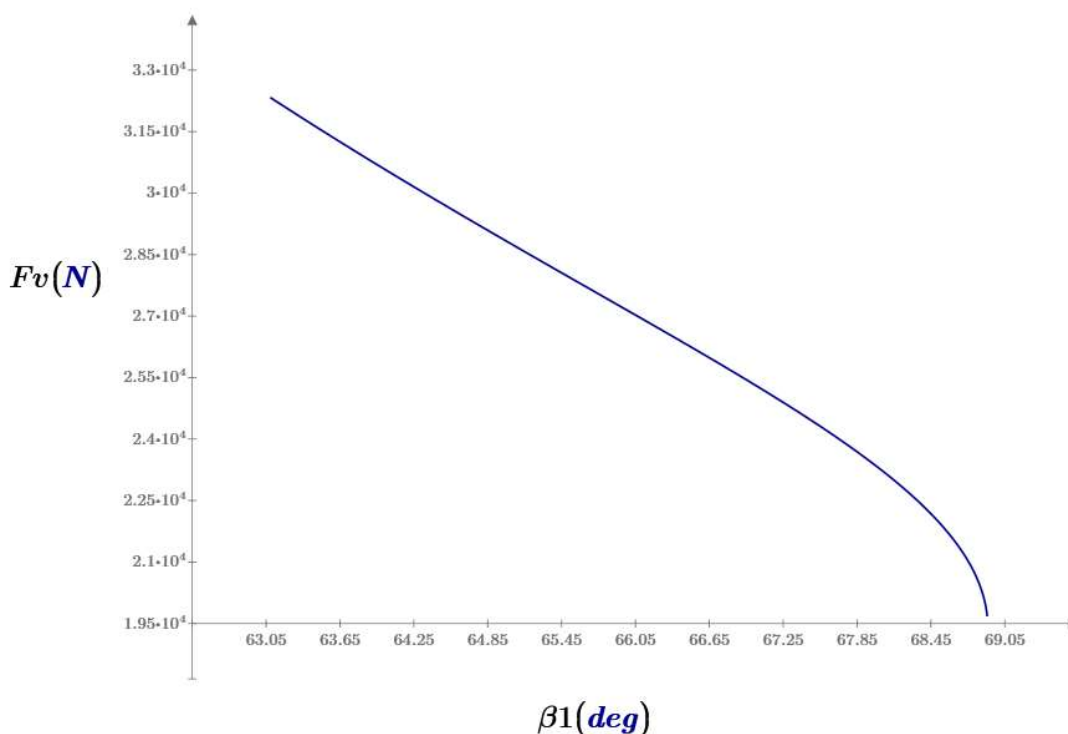
Momentová rovnováha k bodu B

$$F_{G_v} * x_{G_v} + F_{G_s} * x_{G_s} - F_{v_x} * x_v - F_{v_y} * y_v = 0 \quad (69)$$

Z rovnice (69) vyjádříme sílu působící na píst:

$$F_v = \frac{F_{Gv} * x_{Gv} + F_{Gs} * x_{Gs}}{\cos(\beta h z) * x_v + \sin(\beta h z) * y_v}$$

Z Graf 1 je patrné že maximální síla je při uhlu  $\beta_{hz}=65^\circ$  při kterém je jeřáb složený. Síla na píst je rovna  $F_v=32,334$  kN.



Graf 1: Průběh zatěžující síly při rozkládání sloupu

### 6.3 PŘÍČNÉ VYBOČENÍ PRUTU ZATÍŽENÉ TLAKEM

#### 6.3.1 KRITICKÉ ZATÍŽENÍ PŘI VZPĚRU [16]

Pro kritickou sílu vzpěru volím Eulerův příklad 1, dle [16]:

$$N_k = \frac{\pi^2 * E * I_c}{4 * (L_s - L_{hp})^2} = \frac{\pi^2 * 210 * 10^3 * 1126,77 * 10^4}{4 * (3172 - 444)^2} \quad (70)$$

$$N_k = 784,522 \text{ kN}$$

Kde:

- $I_c$  je kvadratický moment z kap.6.2.1 [ $\text{cm}^4$ ],
- $L_s$  a  $L_{hp}$  rozměry sloupu. [mm].

#### 6.3.2 NÁVRHOVÁ TLAKOVÁ SÍLA ÚNOSNOSTI

$$N_{RD} = \frac{\kappa * f_y * A_c}{\gamma_m} \quad (71)$$

Kde musíme určit štíhlost prutu dle [16]:

$$\lambda = \sqrt{\frac{f_y * A_c}{N_k}} = \sqrt{\frac{355 * 40,04 * 10^2}{784,522 * 10^3}} \quad (72)$$

$$\lambda = 1,346$$

Kde:

- $A_c$  je plocha průřezu z kap.6.2.1 [ $\text{cm}^2$ ].

Na základě štíhlosti prutu  $\lambda$ , která je vyšší než 0,2 určíme redukční součinitel  $\kappa$ . Abychom byli schopni určit redukční součinitel, musíme určit součinitel  $\xi$ :

$$\xi = 0,5 * [1 + \alpha * (\lambda - 0,2) + \lambda^2] = 0,5 * [1 + 0,21 * (1,346 - 0,2) + 1,346^2] \quad (73)$$

$$\xi = 1,526$$

Redukční součinitel dle [16]:

$$\kappa = \frac{1}{\xi + \sqrt{\xi^2 - \lambda^2}} = \frac{1}{1,526 + \sqrt{1,526^2 - 1,346^2}} \quad (74)$$

$$\kappa = 0,445$$

Po dosazení do vzorce 71.

$$N_{RD} = \frac{0,445 * 355 * 40,04 * 10^2}{1,1} = 575,029 \text{ kN}$$

### KONTROLA NÁVRHOVÉ TLAKOVÉ SÍLY

Pro návrhovou tlakovou sílu dle [16] musí platit:

$$N_{RD} \leq \frac{N_k}{1,2 * \gamma_m} \quad (75)$$

$$575,029 * 10^3 \text{ N} \leq 594,334 * 10^3 \text{ N}$$

Návrhová tlaková síla vyhovuje.

### 6.3.3 KONTROLA VZPĚRU

$$F_{ay} \leq N_{RD} \quad (76)$$

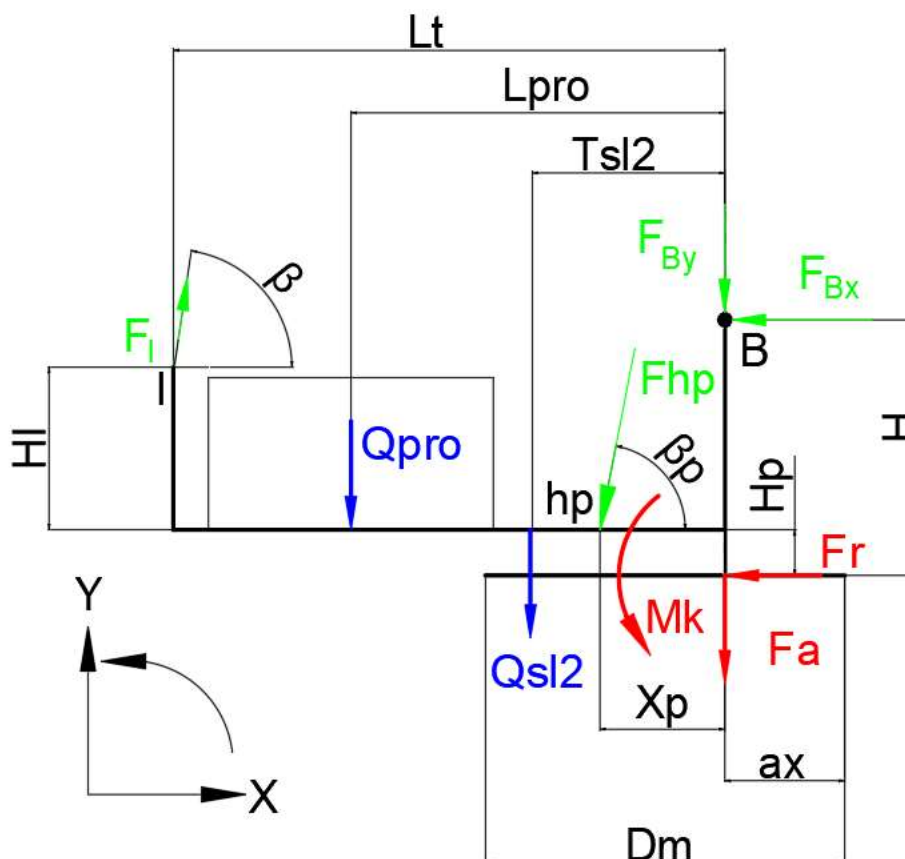
$$26,372 * 10^3 \text{ N} \leq 575,029 * 10^3 \text{ N}$$

Sloup vyhovuje vzpěrné stabilitě.

## 7 NÁVRH LOŽISKA OTOČE JEŘÁBU

Z důvodu efektivnější manipulace s břemenem, je požadováno, aby se jeřáb otáčel kolem horizontální osy. Toto otáčení se řeší buď za pomoci kruhové kolejnice, po které pojíždějí pojezdová kola nebo velkorozměrným axiálně-radiálním ložiskem. Pohon vedení jeřábu kolem své osy může být ruční nebo el. motorem.

### 7.1 SCHÉMA ZATÍŽENÍ OTOČE



Obrázek 25: Schéma zatížení ložiska otoče jeřábu

Parametry pevného sloupu:

Vzdálenost uchycení lana:	$L_t=1800 \text{ mm}$
Vzdálenost těžiště protizávaží:	$L_{pro}=1250 \text{ mm}$
Výška uchycení lana:	$H_l=725 \text{ mm}$
Výška pevné části sloupu:	$H=1250 \text{ mm}$
Výška uchycení hydromotoru:	$H_p=250 \text{ mm}$
Vzdálenost těžiště pevné části sloupu:	$T_{sl2}=783,6 \text{ mm}$
Úhel uchycení hydromotoru:	$\beta_p=61,8^\circ$

**AXIÁLNÍ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA LOŽISKO**

$$F_{0a} = -F_l * \sin(\beta) + Q_{pro} + F_{hp} * \sin(\beta_p) + F_{by} + Q_{sl2} \quad (77)$$

$$F_{0a} = -17988 * \sin(85^\circ) + 6867 + 15767 * \sin(61,8^\circ) + 14505 + 2727$$

$$F_{0a} = 20075 \text{ N}$$

kde:

- $Q_{pro}$  zatížení vzniklé hmotností protizávaží z kap. 9.1 [N];
- $Q_{sl2}$  zatížení vzniklé hmotností pevné části sloupu odečtené z Autodesk Inventor 278 kg.

**RADIÁLNÍ SÍLA**

$$F_{0r} = -F_l * \cos(\beta) + F_{hp} * \cos(\beta_p) + F_{bx} \quad (78)$$

$$F_{0r} = -17988 * \cos(85^\circ) + 15767 * \cos(61,8^\circ) - 5877$$

$$F_{0r} = 5,9 \text{ N}$$

**OHYBOVÝ MOMENT.**

$$M_{0k} = -F_l (\sin(\beta) L_t + \cos(\beta) (H_l + H_p)) + Q_{pro} L_{pro} + Q_{sl2} T_{sl2} + F_{hp} (\sin(\beta_p) x_p + \cos(\beta_p) H_p) + F_{bx} H \quad (79)$$

$$M_{0k} = -17988 * (\sin(85^\circ) * 1,8 + \cos(85^\circ) * (0,725 + 0,25)) + 6867 * 1,25 + 2727 * 0,7836 + 15767 * (\sin(61,8^\circ) * 0,84 + \cos(61,8^\circ) * 0,25) - 5877 * 1,25$$

$$M_{0k} = -16874 \text{ Nm}$$

**7.2 VOLBA LOŽISKA**

V diplomové práci byl zvolen způsob otáčení jeřábu pomocí axiálně-radiálního kuličkového ložiska, bez ozubení. Ložisko je od firmy Schaeffler z typové řady VLU 20.

**7.2.1 URČENÍ HODNOT DLE VÝROBCE**

Abychom byli schopni určit typ ložiska a následně jeho životnost, musíme zavést modifikátory zatížení dle výrobce. Z důvodu velkého poměru mezi radiální a axiální silou, budeme určovat pouze aplikační faktor  $f_A$ , a parametr přídatné bezpečnosti  $f_s$ . Aplikační faktor  $f_A$  je v našem případě 1,25 a parametr  $f_s$  je roven 1.

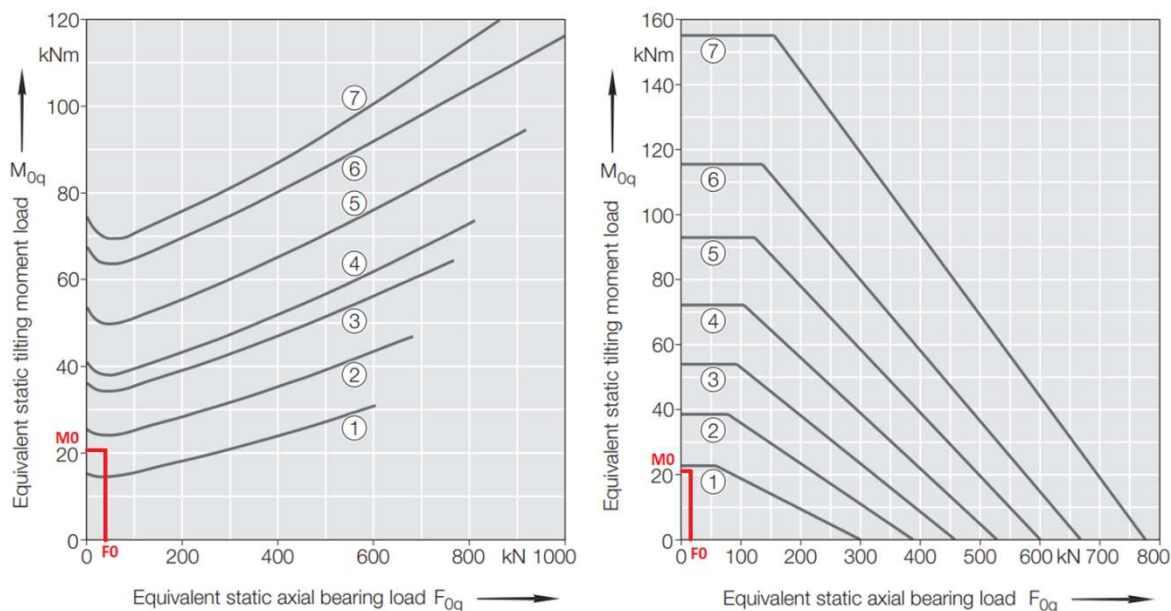
**MODIFIKOVANÉ SILOVÉ ÚČINKY**

$$F_0 = F_{0A} * f_A * f_s = 20075 * 1,25 * 1 = 25094 \text{ N}$$

$$M_0 = M_{0k} * f_A * f_s = 16874 * 1,25 * 1 = 21092,5 \text{ Nm}$$

### 7.2.2 VOLBA TYPU LOŽISKA

Potřebný rozměr ložiska se volí na základě modifikovaných silových účinků. S přihlédnutím na konstrukční řešení a zátěžné stavy bude použito ložisko VLU 20 0544, které odpovídá dráze číslo 2. [27]



Graf 2: Statická únosnost uchycení ložiska (vlevo) a statická únosnost kuličkové dráhy (vpravo) [27]

### 7.2.3 VÝPOČET TLOUŠTKY PŘÍRUBY POD LOŽISKEM.

Tloušťka příruby pod uložením ložiska se volí podle požadovaného zatížení. Pro zvolené ložisko je statická únosnost dle výrobce  $C_{0a}=385$  kN. Pro ložiska typu VL 20 je typový faktor  $f_B=0,5$ . [27]

Tloušťka příruby závisí také na poměru průměru nosného prvku  $D_w$  a celkového průměru ložiska  $D_M$ .

$$\frac{D_M}{D_w} = \frac{544}{20} \quad (80)$$

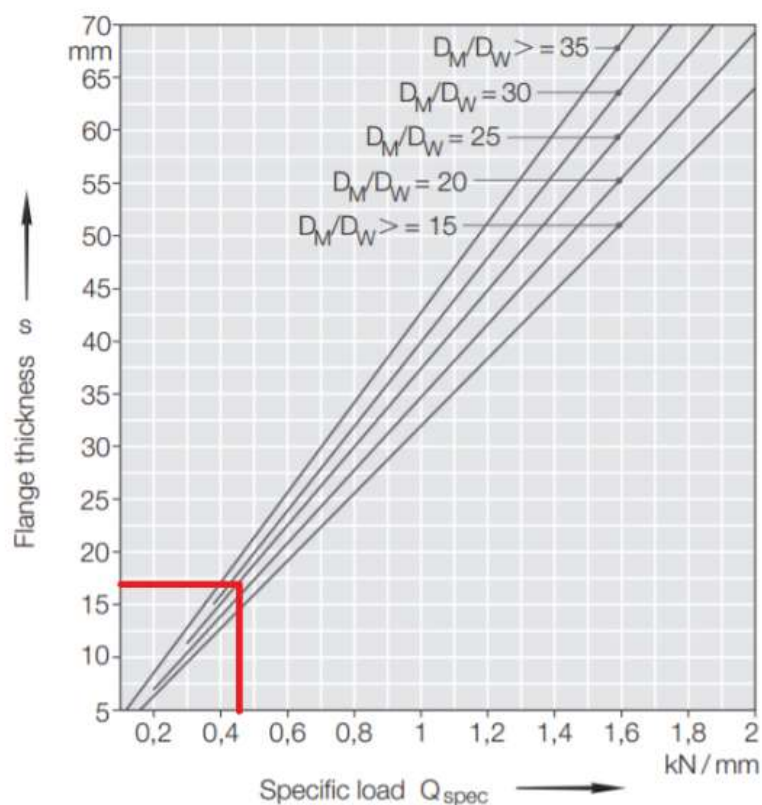
$$\frac{D_M}{D_w} = 27.2$$

Dle výrobce je vypočtena specifického zatížení  $Q_{spec}$ :

$$Q_{spec} = \frac{C_{0a}}{D_M * \pi * f_B} = \frac{385}{544 * \pi * 0,5} \quad (81)$$

$$Q_{spec} = 0,451 \text{ kN/mm}$$

Na základě těchto parametru je z grafu3 odečtena šířka příruby  $s_1=17$  mm. S ohledem na konvenční tloušťku plechu je volena minimální tloušťka příruby 18mm.



Graf 3: Tloušťka příruby dle výrobce [27]

### 7.3 VÝPOČET ŽIVOTNOSTI LOŽISKA

Dalším parametrem, který byl ověřován u ložiska, je základní životnost ložiska. Pro určení životnosti je nutné zvolit parametr excentricity a poměr sil. Excentricitu sil určíme dle [27]:

$$\varepsilon = \frac{2000 * M_0}{F_0 * D_M} = \frac{2000 * 21092,5}{25094 * 544} \quad (82)$$

$$\varepsilon = 3$$

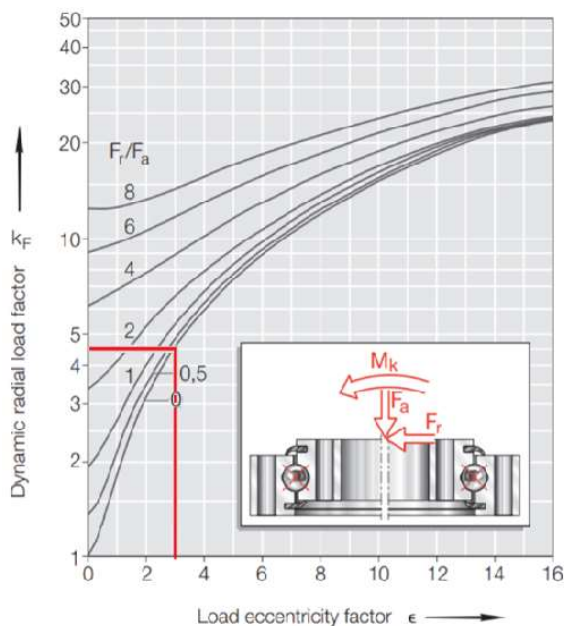
a poměr sil určíme dle [27]:

$$\frac{F_{0r}}{F_{0a}} = \frac{5,9}{25094} \quad (83)$$

$$\frac{F_{0r}}{F_{0a}} = 0,00024 \quad (84)$$

na základě těchto dvou faktorů určíme faktor dynamického zatížení z grafu 4. je rovno  $k_f=4,5$ .





Graf 4: Závislost dynamického faktoru na excentricitě [27]

Axiální zatížení našeho ložiska dle [27] je rovno:

$$P_{ax} = k_f * F_0 = 4,5 * 25094 \quad (85)$$

$$P_{ax} = 112,923 \text{ kN}$$

Pro zvolené ložisko platí dovolené axiální zatížení  $C_a=188 \text{ kN}$ . A exponent životnosti  $p=3$ .

$$L = \left( \frac{C_a}{P_{ax}} \right)^p = \left( \frac{188}{112,923} \right)^3 \quad (86)$$

$$L = 4,61 * 10^6 \text{ ot.}$$

Při uvažování četnosti cyklů z kap.5.6.4 a předpokladu že za 1 cyklus jeřáb zvládne provést 1 otáčku kolem osy. Můžeme vypočítat předpokládaný počet otáček jeřábu:

$$L_{před} = N_t * 1 = 6 * 8 * 251 * 15 * 1 \quad (87)$$

$$L_{před} = 1,8 * 10^5 \text{ ot.}$$

Ložisko musí splnit podmínku:

$$L_{před} \leq L \quad (88)$$

$$1,8 * 10^5 \text{ ot} \leq 4,61 * 10^6 \text{ ot}$$

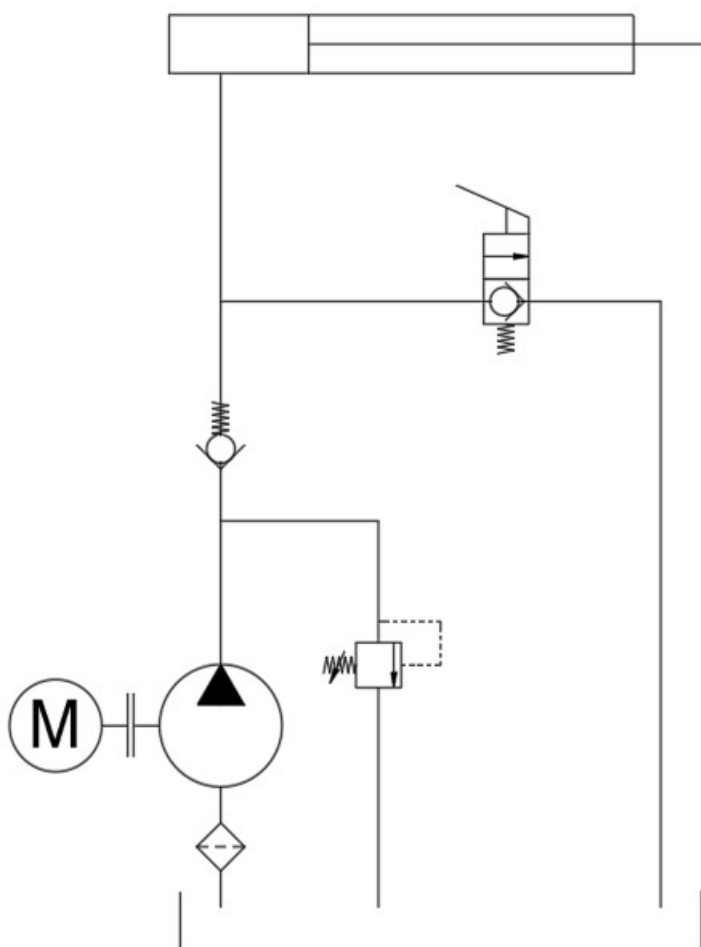
Je patrné že ložisko vyhovuje podmínce.

## 8 MECHANISMUS SLOŽENÍ JEŘÁBU

Aby bylo možné jeřáb převážet mezi jednotlivými aplikacemi, je nutné zajistit jeho snadnou skladnost. Tu zajistíme umístěním výložníku a sloupu na čepy. Síla je přenášena do pevné části sloupu za pomoci čepu, lana a hydromotoru. Ten je zde umístěn z důvodu usnadnění rozložení jeřábu.

### 8.1 VÝPOČET HYDRAULICKÉHO ZDVIHU

Zdvih sloupu je realizován jednoduchým otevřeným hydraulickým okruhem, který se skládá z jednočinného přímočarého hydromotoru převádějícího hydraulickou energii na mechanickou a z hydraulického zdroje. Rozložení jeřábu je řízeno hydrogenerátorem, naopak složení jeřábu probíhá za pomoci vlastní tíhy a vypouštěcího ventilu, který je ovládán manuálně.



Obrázek 26: Schéma zapojení hydraulického obvodu

#### 8.1.1 VOLBA HYDROMOTORU

Jednočinný přímočarý hydromotor byl vybrán od firmy Hydraulics. Na základě umístění upínacích ok na sloupu bude využit zdvih 650 mm a průměr pístnice 55 mm. Hydromotor bude ke konstrukci uchycen návarovým okem s kloubovým ložiskem.

Vzpěrná pevnost byla kontrolována dle grafu výrobce při uvažované maximální síle z kap.6.2.2 a Eulerově případu 2. viz příloha2.



Obrázek 27: ZH-PL1-55x650-R-1-107/207 [31]

### 8.1.2 KONTROLA ČEPŮ HYDROMOTORU

Hydromotor je přichycen k rámu za pomoci dvou čepů ISO 2341-B-30x60x8. Únosnost čepového spoje bude prokázána pomocí [16]. K jejímu určení je nutné zjistit dovolené zatížení čepového spoje.

#### NÁVRHOVÝ OHYBOVÝ MOMENT ÚNOSNOSTI

Návrhový moment se vypočte dle [16]:

$$M_{Rd} = \frac{W_{\check{c}p} * f_{yp}}{\gamma_m * \gamma_{sp}} = \frac{2651 * 335}{1,1 * 1} \quad (89)$$

$$M_{Rd} = 807350 \text{ Nmm}$$

Kde:

- $W_{\check{c}p}$  je průřezový modul čepu [ $\text{mm}^3$ ],
- $f_{yp}$  je mez kluzu materiálu čepu [MPa],
- $\gamma_{sp}$  je dílčí součinitel spolehlivosti pro ohybový moment čepového spoje dle [16].

**NÁVRHOVÁ SMYKOVÁ SÍLA ÚNOSNOSTI**

Návrhová smyková síla únosnosti střížné roviny čepu se vypočte dle [16]:

$$F_{vp,Rd} = \frac{1}{u} * \frac{A_{\check{c}} * f_{yp}}{\sqrt{3} * \gamma_m * \gamma_{sps}} = \frac{3}{4} * \frac{707 * 335}{\sqrt{3} * 1,1 * 1} \quad (90)$$

$$F_{vp,Rd} = 932334 \text{ N}$$

Kde:

- $u$  je součinitel tvaru dle [16],
- $A$  je plocha příčného průřezu čepu [ $\text{mm}^2$ ],
- $\gamma_{sps}$  je dílčí součinitel spolehlivosti pro smykovou sílu pro více střížné spoje dle [16].

**NÁVRHOVÁ SÍLA V ÚNOSNOSTI V OTLAČENÍ**

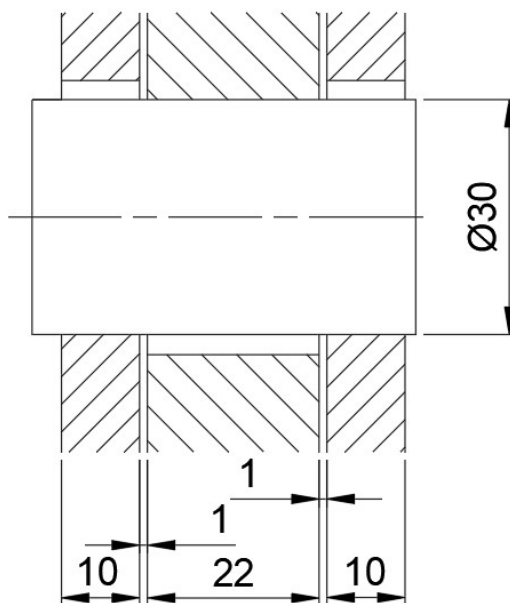
Návrhová síla únosnosti v otláčení se vypočte dle [16]:

$$F_{b,Rd} = \frac{\alpha_b * d_{\check{c}} * t_{\check{c}} * f_y}{\gamma_{spb}} = \frac{0,944 * 30 * 20 * 355}{0,9} \quad (91)$$

$$F_{b,Rd} = 223413 \text{ N}$$

Kde:

- $\alpha_b$  je dle [16] 0,944,
- $d_{\check{c}}$  je průměr čepu [mm],
- $t_{\check{c}}$  je nejmenší tloušťka spojovaných částí, zde 2x10mm,
- $\gamma_{spb}$  je dílčí součinitel spolehlivosti čepového spoje se silou zatěžující na otláčení dle [16].



Obrázek 28: Zobrazení čepové spoje

**NÁVRHOVÁ SÍLA S OHLEDEM NA SMYK**

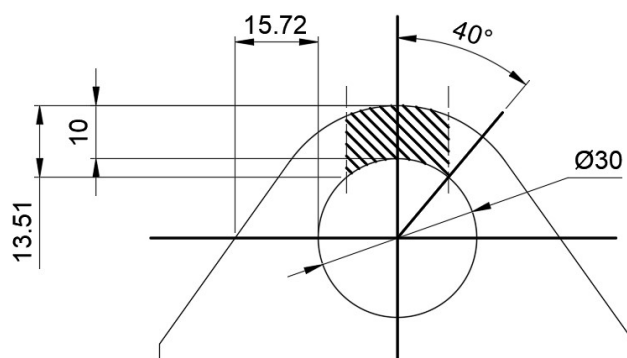
Návrhová smykavá síla únosnosti se vypočte dle [16]:

$$F_{vs,Rd} = \frac{A_s * f_y}{\gamma_m * \sqrt{3}} = \frac{270,2 * 355}{1,1 * \sqrt{3}} \quad (92)$$

$$F_{vs,Rd} = 50345 \text{ N}$$

Kde:

- $A_s$  se dle [16] vypočte pro symetrickou konstrukci  $A_s=2*13,51*10=270,2 \text{ mm}^2$ .



Obrázek 29: Spojovací část čepového spoje

**NÁVRHOVÁ SÍLA S OHLEDEM NA TAHOVÉ NAPĚTÍ**

Pro určení návrhové síly je nutné nejdříve určit koeficient  $\gamma_{spt}$ .

$$\gamma_{spt} = \frac{0,95}{\sqrt{k_{\check{c}}}} * \frac{1,38 * f_y}{f_u} = \frac{0,95}{\sqrt{2,6}} * \frac{1,38 * 355}{490} \quad (93)$$

$$\gamma_{spt} = 0,59$$

Kde:

- $k_{\check{c}}$  je dle [16] určena z grafu na  $k_{\check{c}}=2,6$ .

Návrhová síla únosnosti konstrukce se vypočte dle [16]:

$$F_{vt,Rd} = \frac{2 * b * t * f_y}{k_{\check{c}} * \gamma_m * \gamma_{spt}} = \frac{2 * 15,72 * 10 * 355}{2,6 * 1,1 * 0,59} \quad (94)$$

$$F_{vt,Rd} = 66144 \text{ N}$$

Kde:

- $b$  je z obr 29 roven 15,72 mm,
- $t$  je tloušťka materiálu  $t=10 \text{ mm}$ .

**PROKÁZÁNÍ ÚNOSNOSTI ČEPOVÝCH SPOJŮ**

Ohybový moment v čepu při konzervativním předpokladu se určí dle [16]:

$$M_{Sd} = \frac{F_v}{8} * (2 * t1 + t2 + 4 * s) = \frac{32,334}{8} * (2 * 10 + 22 + 4 * 1) \quad (95)$$

$$M_{Sd} = 185 \text{ kNmm}$$

pro prokázání čepového spoje musí platit dle [16]:

$$M_{Sd} \leq M_{Rd} \quad (96)$$

$$185 \text{ kNmm} \leq 807 \text{ kNmm}$$

$$F_v \leq F_{vp,Rd}$$

$$32,334 \text{ kN} \leq 932,334 \text{ kN}$$

$$F_v \leq F_{b,Rd}$$

$$32,334 \text{ kN} \leq 223,413 \text{ kN}$$

$$\frac{F_v}{2} \leq F_{vs,Rd}$$

$$16,167 \text{ kN} \leq 50,345 \text{ kN}$$

$$\frac{F_v}{2} \leq F_{vt,Rd}$$

$$16,167 \text{ kN} \leq 66,144 \text{ kN}$$

Čepový spoj dle [16] vyhovuje.

Jelikož průměr čepu vyhovuje v nekritičtějším místě požadavkům dle [16], je zvolen stejný průměr čepů i pro celý jeřáb.

**8.1.3 VOLBA HYDROGENERÁTORU**

Pro základní volbu hydro generátoru byla zvolena rozkládací rychlost  $v_{roz}=5$  dm/min. Aby bylo možné určit potřebný hydrogenerátor, musí být nejdříve určen potřebný průtok pro dosažení zvolené zdvihové rychlosti. Dle [36] :

$$Q_1 = \frac{S_1 * v_{roz}}{\eta_q} = \frac{0,238 * 5}{0,96} \quad (97)$$

$$Q_1 = 1,24 \text{ l/min}$$

Kde:

- $S_1$  je plocha pístu hydromotoru [ $\text{dm}^2$ ]; dle [31],
- $\eta_q$  je hydraulická účinnost hydromotoru dle [31].

Z průtoku určíme minimální objem na jednu otáčku dle [37]:

$$V_1 = \frac{Q_1 * 1000}{n * 0,95} = \frac{1,24 * 1000}{1500 * 0,95} \quad (98)$$

$$V_1 = 0,9 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

Kde:

- $n$  jsou otáčky elektromotoru dle [37].

Volím nejbližší vyšší, a to zubové čerpadlo s objemem na otáčku 1 cm<sup>3</sup>/rev.

Námi zvolené čerpadlo má nominální tlak 190bar. Je nutné dokázat, že tento tlak je vyšší než námi potřebný. Tlak spočteme dle [37]:

$$p_1 = \frac{F_v}{0,1 * S_1} = \frac{32334}{0,1 * 2380} \quad (99)$$

$$p_1 = 136 \text{ bar}$$

je patrné že námi zvolené čerpadlo generuje dostatečný tlak.

Výkon elektrického motoru je následně určen dle [37]:

$$P = \frac{p_1 * Q_1}{612} = \frac{190 * 1,24}{612} \quad (100)$$

$$P = 0,38 \text{ kW}$$

Na základě těchto výpočtů a doporučení z katalogu [37] je zvolen hydraulický kompakt od firmy Bosch Rexroth typu ME3-405M-F95-M53/20(230)-EC-OC/WC-L6-S239-S81-V1/M2/G06-N191 viz. příloha 3. Tento kompakt je poháněn 4 pólovým elektromotorem o výkonu 750 W, který je vyšší než námi požadovaný. Olejová nádrž kompaktu je ocelová s objemem 3 litry. [37]



Obrázek 30: Hydraulický kompakt od firmy Bosh Rexroth

## 8.2 VÝPOČET LANA

Přenos zatížení mezi výložníkem a sloupem je zajištěno pomocí ocelového lana, které je důležitou součástí skládacího mechanismu jeřábu. Mezi jeho přednosti patří především možnost dopnutí a rovněž kompaktnost při složení.

### 8.2.1 NÁVRH LANA DLE ČSN 27 0100

Pro konstrukci jeřábu v této diplomové práci zvolíme součinitel bezpečnosti dle normy ČSN 27 0100. Pro kotevní lana z normy vyplývá součinitel bezpečnosti  $k_l=3,7$ .

$$F_d = k_l * F_l = 3,7 * 17988 \quad (101)$$

$$F_d = 66,6 \text{ kN}$$

### 8.2.2 VÝBĚR LANA

Na základě normy bylo zvoleno ocelové lano od firmy Dieap X50 o průměru 13 mm, pevnostní třídy 1770 N/mm<sup>2</sup>. Dovolena síla působící na lano je dle výrobce  $F_j=135 \text{ kN}$ .

$$F_d \leq F_j \quad (102)$$

$$66,6 \text{ kN} \leq 135 \text{ kN}$$

Je patrné, že lano vyhovuje požadavkům normy. Délka lana je volena na 2,4m. Z důvodu možného protažení lana je mechanismu osazen ručním napínákem lan od firmy Green Pin s označením SSGPOO2512, který má rozsah napínání 240 mm. Ten je využíván v nezátíženém stavu. Lano je uchyceno úchytem od firmy Dieap, díky kterému je i snadno odpojitelé a vyměnitelné. [26][33]



## 9 KONTROLA STABILITY

Stabilita jeřábu je při užívání velmi důležitá a musí být kontrolována ve všech kritických stavech. Hlavním požadavkem je umístění těžiště ve všech případech mezi klopnými hranami. Tyto klopné hrany jsou určeny umístěním kol na podvozek. Stabilita bude kontrolována v rozloženém stavu s maximálním dovoleným břemenem a ve složeném stavu při posunu jeřábu na staveništi s naplněnými nádržemi.

### 9.1 NÁVRH PROTIZÁVAŽÍ

Abychom zabezpečili jeřáb proti překlopení, budou využity dvě vodní nádrže o objemu 350 l s označením T350FNA6V. Nádrže jsou osazeny dvěma otvory, přičemž jeden je napouštěcí a druhý je vypouštěcí. [28] Hlavní výhodou využití vody jako protizávaží je možnost eliminace zátěže při převozu jeřábu (vypuštěním nádrží). Zdroj vody je dostupný na každém staveništi a po ukončení práce jeřábu je možné ji zde i snadno recyklovat. Zatížení působící na jeřáb pro jednotlivou nádrž se vypočte

$$Q_{pro} = V_n * \rho_{vod} * g = 350 * 10^{-3} * 997 * 9,81 \quad (103)$$

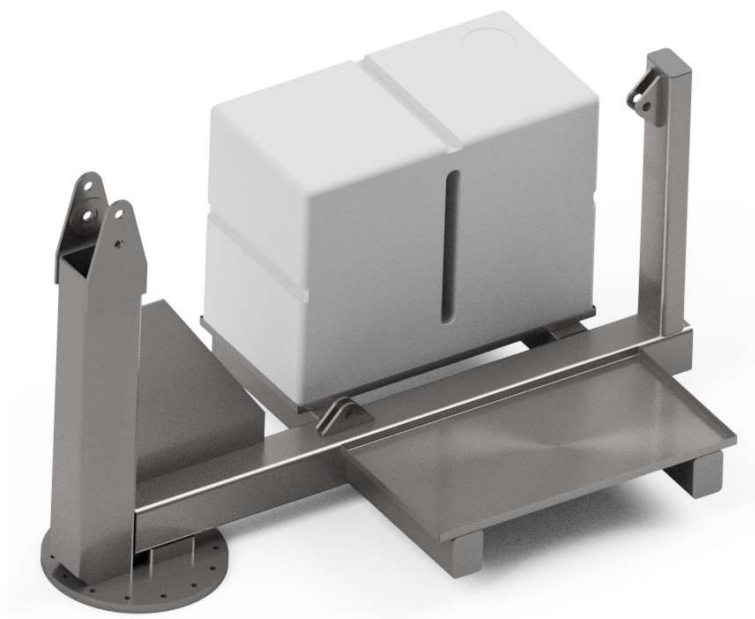
$$Q_{pro} = 3423 \text{ N}$$

Kde:

- $\rho_{vod}$  je hustota vody [ $\text{kg/m}^3$ ].

Při pojezdu jeřábu s naplněnými nádržemi by mohlo docházet ke vzniku nežádoucích dynamických vlivů při přelívání vody v nádrži. Tomu lze předejít naplněním nádrží do maximální možné kapacity, aby k velkému přelívání vody nedocházelo.

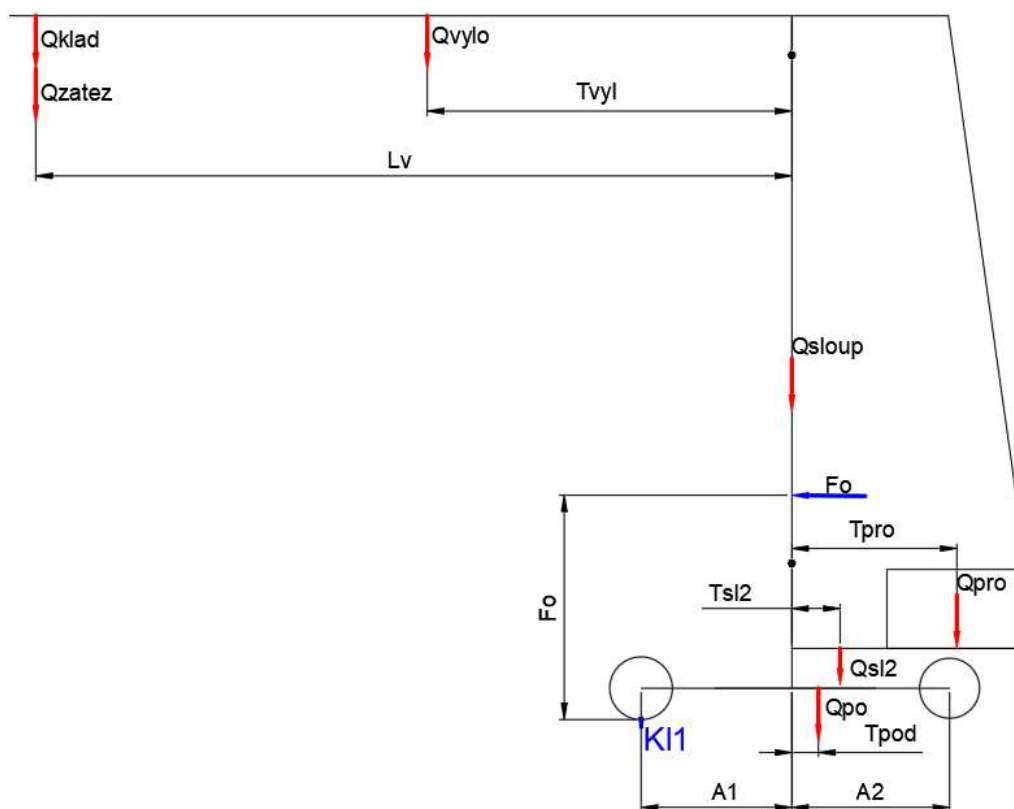
Nádrže jsou na jeřábu umístěny na podpěrném plechu a uchyceny pomocí upínacích pásů.



Obrázek 31: Uchycení nádrží na jeřáb

## 9.2 KONTROLA STABILITY PŘI ZVEDÁNÍ BŘEMENE

Stabilita jeřábu je založena na rovnováze příznivých a nepříznivých momentů sil. Pro příznivé momenty uvažujeme součinitel bezpečnosti  $\gamma_{při}=1,0$ , pro nepříznivé  $\gamma_{nep}=1,16$  a pro břemeno platí  $\gamma_{bře}=1,22$ . Pro určení těžišť jednotlivých součástí jeřábu je využita nadstavba programu Autodesk Inventor. Hmotnost kladkostroje je dána výrobcem a hmotnost navrhované ocelové konstrukce je zjištěna z programu Autodesk Inventor při uvažované objemové hmotnosti  $7850 \text{ kg/m}^3$ .



Obrázek 32: schéma zatažení jeřábu při zvedání břemene

Pro určení nepříznivého momentu síly uvažujeme sílu o velikosti 300 N, kterou by mohla vyvolat obsluha v případě opření se o jeřáb ve výšce 1,5 m. Pro nepříznivý moment uvažujeme polohu všech těžišť, které jsou před klopnou hranou KL1 a platí:

$$M_{nep} = \gamma_{nep} \left( Q_{vyl} * (T_{vyl} - A1) + F_{obs} * L_{obs} + Q_{klad} * (L_v - A1) \right) + \gamma_{bře} * (Q_{zav} * (L_v - A1)) \quad (104)$$

$$M_{nep} = 1,16(3,777 * (1,787 - 0,85) + 0,3 * 1,5 + 0,284 * (5,14 - 0,85)) + 1,22(1,962 * (5,14 - 0,85))$$

$$M_{nep} = 16,3 \text{ kNm}$$

Pro příznivý moment uvažujeme polohu všech těžišť, které jsou za klopnou hranou KL1 a platí:

$$M_{při} = \gamma_{při} (Q_{sl} * A1 + Q_{sl2} * (A1 + T_{sl2}) + Q_{pod} * (A1 + T_{pod}) + Q_{pro} * (A1 + T_{pro})) \quad (105)$$

$$M_{při} = 1(1,079 * 0,85 + 2,727 * (0,85 + 0,783) + 2,678 * (0,85 + 0,15) + 6,846 * (0,85 + 1,25))$$

$$M_{při} = 21,7 \text{ kNm}$$

Porovnání momentů sil:

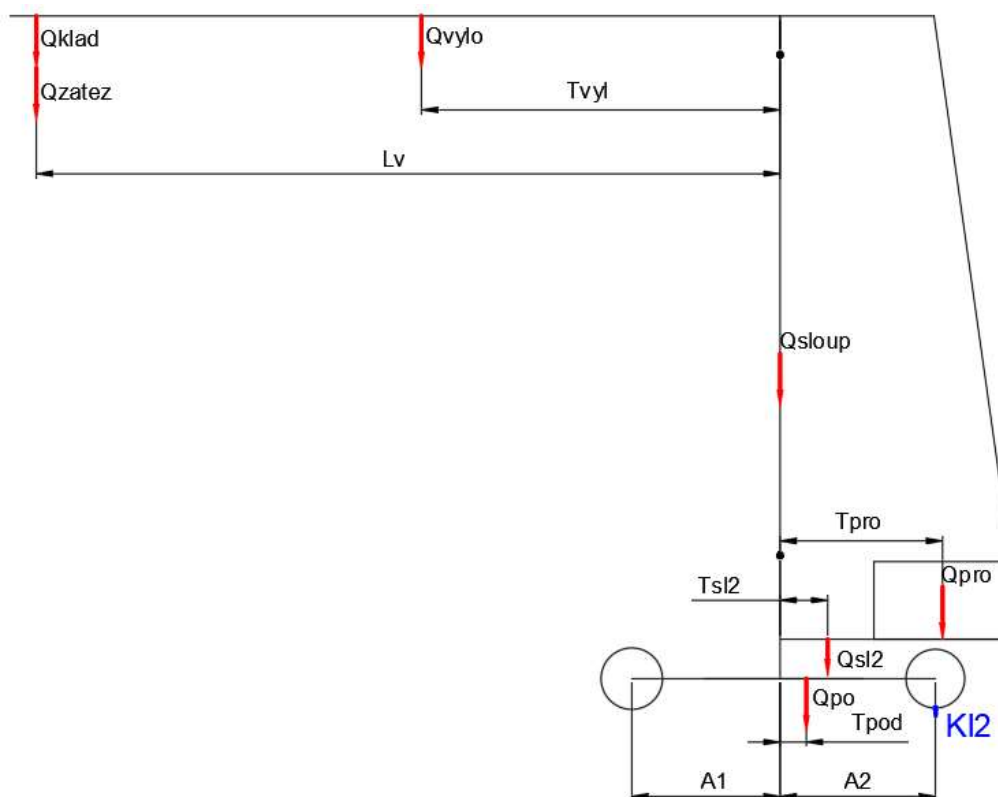
$$M_{při} \geq M_{nep} \quad (106)$$

$$21,7 \text{ kNm} \geq 16,3 \text{ kNm}$$

Je patrné, že příznivý moment síly je vyšší než moment nepříznivý, a tudíž je jeřáb při zvedání břemene stabilní.

### 9.2.1 KONTROLA STABILITY PŘI NÁHODNÉM ODPADNUTÍ BŘEMENE.

Jelikož nebude prováděna dynamická zkouška odpadnutí břemene, budeme pro břemeno uvažovat dynamický součinitel z kap.4.1.4. Veškeré momenty jsou určovány ke klopné hraně KL2.



Obrázek 33: schéma zatížení pro neúmyslné odpadnutí břemene

Pro nepříznivý moment platí:

$$M_{nepII} = \gamma_{nep} (Q_{pro} * (T_{pro} - A2)) \quad (107)$$

$$M_{nepII} = 1,16(6,846 * (1,25 - 1,15))$$

$$M_{nepII} = 0,796 \text{ kNm}$$

Pro příznivý moment platí:

$$M_{přIII} = \gamma_{při} \left( Q_{sl} * A2 + Q_{sl_2} * (A2 - T_{sl_2}) + Q_{pod} * (A2 - T_{pod}) + Q_{vylo} * (A2 + T_{vylo}) + Q_{klad} * (A2 + L_v) \right) + \gamma_{bře} * \phi_9 * (Q_{zav} * (L_v + A2)) \quad (108)$$

$$M_{přIII} = 1(1,079 * 0,85 + 2,727 * (1,15 - 0,783) + 2,678 * (1,15 - 0,15) + 3,777 * (1,15 + 1,787) + 0,284 * (1,15 + 5,14)) + 1,22 * (-0,3) * (1,962 * (1,15 + 5,14))$$

$$M_{přIII} = 13,23 \text{ kNm}$$

Porovnání momentů sil:

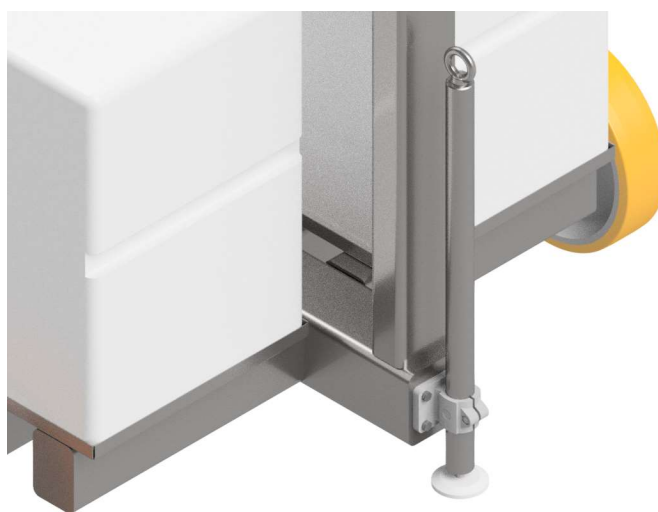
$$M_{přIII} \geq M_{nepII} \quad (109)$$

$$13,23 \text{ kNm} \geq 0,796 \text{ kNm}$$

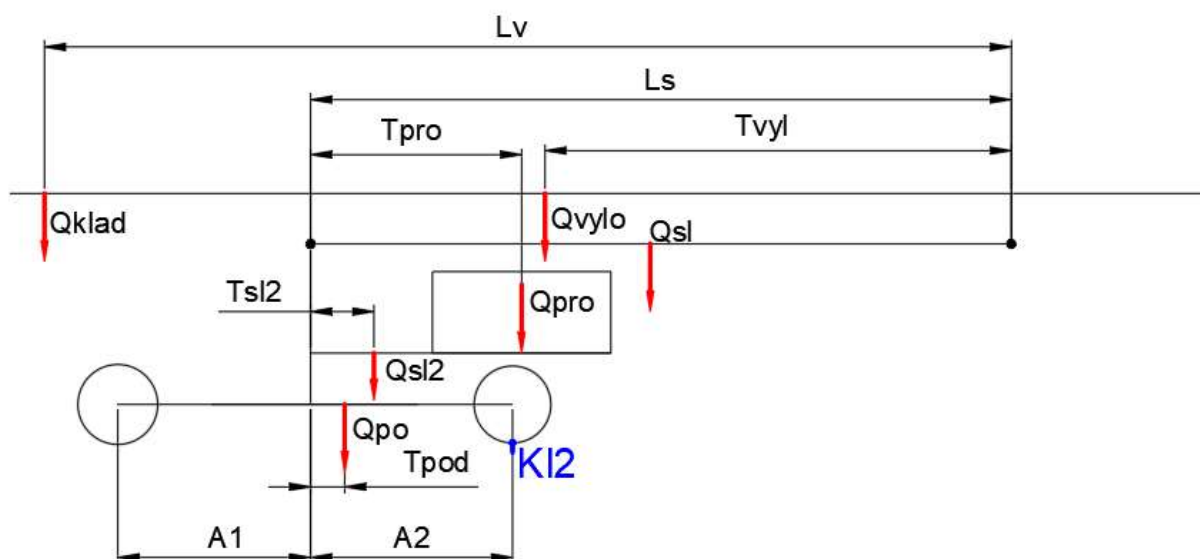
Jelikož je příznivý moment vyšší než nepříznivý, je jeřáb stabilní i při náhodném odpadnutí břemene.

### 9.3 KONTROLA STABILITY PŘI SLOŽENÉM JEŘÁBU

Aby bylo možné převážet jeřáb ve složeném stavu, s plně napuštěnou nádrží, musíme kontrolovat stabilitu i v tomto případě. Stabilita při rozkládání a skládání jeřábu je zajištěna vysunutím zadní nohy umístěné za kompenzační nádrží.



Obrázek 34: Zobrazení umístění opěrné nohy



Obrázek 35: schéma zatížení při složeném jeřábu

Pro nepříznivý moment síly při složeném jeřábu uvažujeme polohu všech těžišť, které jsou před klopnou hranou KL2 a platí:

$$M_{nepIII} = \gamma_{nep} \left( Q_{vylo} * (Ls - A2 - T_{vylo}) + Q_{sl} * (T_{sl} - A2) + Q_{pro} * (T_{pro} - A2) \right) \quad (110)$$

$$M_{nepIII} = 1,16(3,777 * (3,172 - 1,15 - 1,787) + 1,079 * (1,553 - 1,15) + 6,846 * (1,25 - 1,15))$$

$$M_{nepIII} = 2,33 \text{ kNm}$$

Pro příznivý moment síly při složeném jeřábu uvažujeme polohu všech těžišť, které jsou za klopnou hranou KL2 a platí:

$$M_{přIII} = \gamma_{př} * (Q_{klad} * (A2 + T_{klad}) + Q_{sl2} * (A2 - T_{sl2}) + Q_{pod} * A2); \quad (111)$$

$$M_{přIII} = 1 * (0,284 * (1,15 + 0,12) + 2,727 * (1,15 - 0,783) + 2,678 * 1,150)$$

$$M_{přIII} = 4,44 \text{ kNm}$$

Porovnání momentů sil:

$$M_{přIII} \geq M_{nepIII} \quad (112)$$

$$2,33 \text{ kNm} \geq 4,44 \text{ kNm}$$

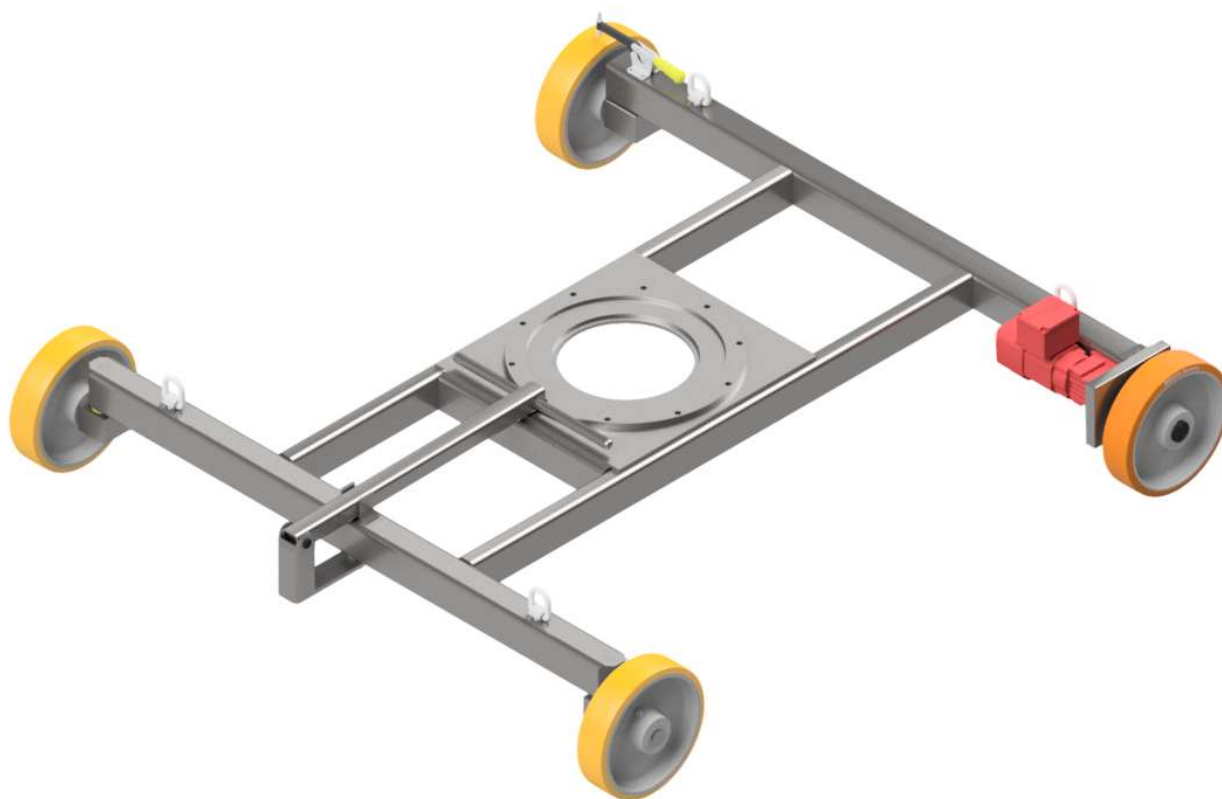
Je patrné, že příznivý moment je vyšší než moment nepříznivý, a tudíž je jeřáb stabilní ve složeném stavu.

## 10 NÁVRH PODVOZKU JEŘÁBU

Aby bylo možné jeřáb převážet mezi stanovišti, je nutné zvolit rozměry podvozku tak, aby vyhovovaly rozměrům přivěsného vozíku. Rozměry podvozku našeho jeřábu byly voleny podle rozměrů přivěsného vozíku ADAM A12 od firmy Agados. [21]

Pro snazší manipulaci s jeřábem je jedna náprava podvozku vedena jako ovládací a je řízena za pomoci páky. Tato páka se po každém přejezdu musí zajistit, aby nemohlo dojít k náhodnému sklopení kol a tím pádem ke kolizi. Taktéž se musí před zvedáním zajistit zadní náprava proti pootočení, a to tlakovým rychloupínacím prvkem 150MZ od firmy Jc Metal.[35] Druhé kolo zadní nápravy je zabrzděno elektromotorem, který je osazen elektromagnetickou brzdou.

K podvozku jsou přivařeny manipulační body typu GPPAS 3 od firmy Green Pin, díky kterým je možné jeřáb zdvihnout a následně přemístit na vyvýšené místo.[33]



Obrázek 36: Zobrazení kompletního podvozku

### 10.1 VOLBA POHONU JEŘÁBU

Aby bylo možné zajistit elektrický pojezd jeřábu, je jedno jeho kolo vybaveno elektrickým motorem s převodovkou. Přenos výkonu z elektrického motoru na kolo je za pomoci řetězového převodu, který zajišťuje jednořadý válečkový řetěz 12B-1-40, s převodovým číslem  $i=1$ .

### 10.1.1 URČENÍ VÝKONU MOTORU

Pro výpočet potřebného výkonu k posuvu břemen je zapotřebí vypočítat tažné síly dle [7]:

$$T = m_j * g * \left( \frac{e + f_{\xi} * r}{R} + \frac{L}{800 * l} \right) \quad (113)$$

$$T = 2000 * 9,81 * \left( \frac{0,5 + 0,015 * 20}{200} + \frac{2}{800 * 2} \right)$$

$$T = 104 \text{ N}$$

Kde:

- $m_j$  je celková hmotnost jeřábu odečtená z Autodesk Inventor,
- $R$  je poloměr pojezdových kol z kap.10.2,
- $r$  je poloměr čepu,
- $e$  je rameno valivého odporu dle [7] pro kolo o průměru 400 mm,
- $f_{\xi}$  je součinitel čepového tření pro valivé ložisko 0,015 dle [7],
- $L$  je rozpětí jeřábu,
- $l$  je rozvor kol jeřábu.

Rychlost pro vedení jeřábu po staveništi je zvolena na  $v=1$  m/s. Výkon potřebný k pohonu jeřábu je spočten dle [7]:

$$P = \frac{T * v}{\eta_c} = \frac{104 * 1}{0,94} \quad (114)$$

$$P = 0,110 \text{ kW}$$

Kde:

- $\eta_c$  je celková účinnost motoru dle [30].

### 10.1.2 VOLBA ELEKTROMOTORU

Na základě výše vypočtených hodnot byl zvolen elektromotor od firmy Sew-eurodrive. Pro konstruovaný jeřáb bude použit elektromotor s čelní převodovkou typu R07DRK71S4/BE1 [30] s převodovým poměrem  $i=29,08$ . Elektromotor je osazen elektrickou brzdou s brzdovým momentem 7 Nm a výkon je přenášen na náboj kola za pomoci těsného pera. Elektromotor je přichycen přímo k rámu stroje.

Parametry elektromotoru:

- Výstupní otáčky: 50 1/min;
- Výkon motoru: 0,18 kW;
- Výstupní krouticí moment: 34 Nm;
- Krytí motoru: IP55;
- Napětí motoru: 230 V;
- Provozní faktor SEW-FB: 1,45.



Obrázek 37: Zobrazení elektromotoru [30]

## 10.2 POJEZDOVÁ KOLA.

Na jeřábu jsou použity dva typy průmyslových kol od firmy Blickle. Kolo, které je poháněné elektromotorem, je typu GNB 404/60H7. Výkon je na něj přenášen prostřednictvím těsného pera 18e7x11x50 dle ČSN 02 2562, a je proti axiálnímu posuvu zajištěn pojistným kroužkem. Ostatní kola jsou typu GNB 404/40k a jsou osazena na čepech o průměru 40 mm. Jejich nosnost, 3800 kg, je zaručena při maximální rychlosti 4 km/h. [34] Mezi podvozkem a říditelnými segmenty jsou kuželíková ložiska 31307 od firmy SKF. [39]



## 11 MKP ANALÝZA

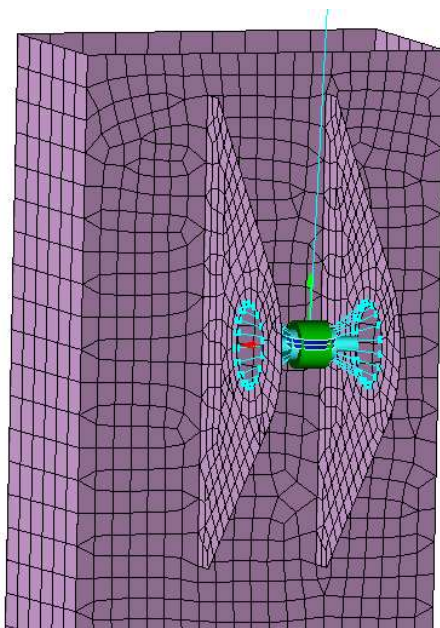
Pevnostní analýza celkové konstrukce jeřábu byla provedena metodou konečných prvků. Model pro analýzu byl vytvořen v aplikaci Autodesk Inventor, následně v aplikaci MSC APEX na síťování a proveden výpočet. Vzhledem k tomu, že v diplomové práci byly použity převážně tenkostěnné profily, byl pro pevnostní analýzu zvolen střednicový model. Výhodou tohoto modelu jsou nižší nároky na počítačové stanice. Výpočtový model jeřábu byl zjednodušen a byly z něj odstraněny zaoblení profilů, držáky, dorazy pro kladkostroj a držáky vodičů lana pro kabeláž. Ostatní prvky byly nahrazeny odpovídajícími ekvivalenty, aby co nejlépe vystihovaly realitu (podrobněji popsáno níže).

Po vytvoření střednicových modelů výložníku, kompletního sloupu a podvozku byla na těchto plochách vytvořena síť neboli mesh. Byla zvolena kombinace tříuzlových a čtyřuzlových prvků o základní velikosti 10 mm. V kritických místech, jakými jsou uchycení čepu lana nebo uchycení hydromotoru byla síť zjemněna na 7 mm. Celý jeřáb byl analyzován ve 3 základních stavech, a to v přímém zvedání břemene, zvedání břemene s výložníkem natočeným o 45° a zvedání břemene s výložníkem natočeným o 90°.

### 11.1 NÁHRADA JEDNOTLIVÝCH PRVKŮ.

#### ČEPY

Čepové spoje pro uchycení hydromotoru, lana nebo pevných částí sloupů byly nahrazeny prvky typu Rigid Revolut Joint, které umožňují rotaci kolem své osy a zamezují posuvu.

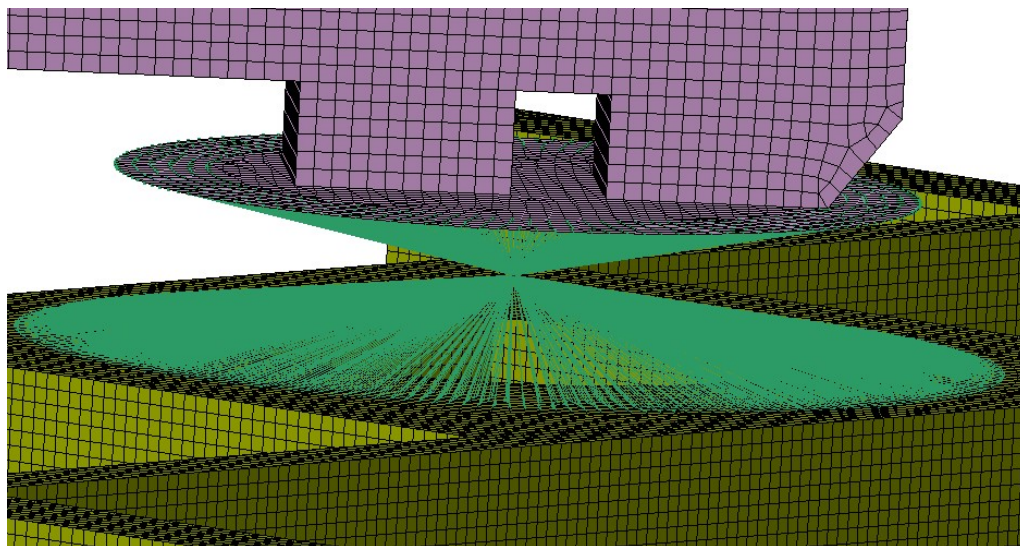


Obrázek 38: Uchycení náhrady lana k prvku Revolut

U spojení výložníku s pohyblivou částí sloupu a také spojení pevné části sloupu s pohyblivou částí sloupu je prvek Rigid Revolut přichycen k hranám čepových spojů. V případě hydromotoru či lana je prvek Rigid Revolut navázán na prvek Beam, a zároveň k hranám čepových spojů. Prvkům Beam jsou přiřazeny stejné rozměry, jako jsou rozměry čepů.

### NÁHRADA VELKOROZMĚROVÉHO LOŽISKA

Aby bylo možné správně analyzovat přenesení hmotnosti z jeřábu na podvozek, jsou z ložiskových přírub odstraněny upínací otvory. Předpokládá se, že síla bude přenesena převážně třením z důvodu zaručení drsnosti a rovinnosti povrchu ložiska a přírub. Interakce mezi oběma tělesy je realizována pomocí prvku Discrete Tie, který rovnoměrně přenesou sílu do podvozku. Tento prvek je umístěn na plochy, které jsou přesně určeny rozměrem ložiska.



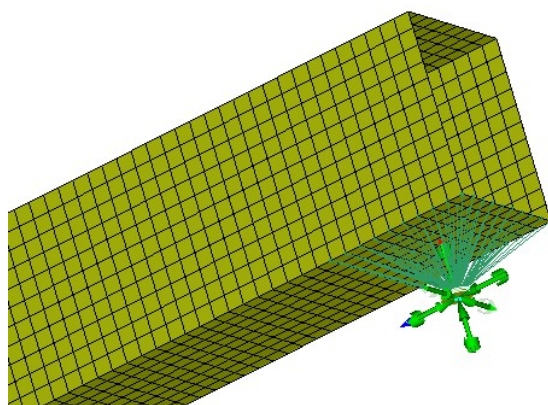
Obrázek 39: Zobrazení náhrady ložiska

### NÁHRADA LANA A HYDROMOTORU

Hydromotor i lano jsou nahrazeny prvkem Rigit Link, který je uchycen přes Beam k prvku Revolut Joint.

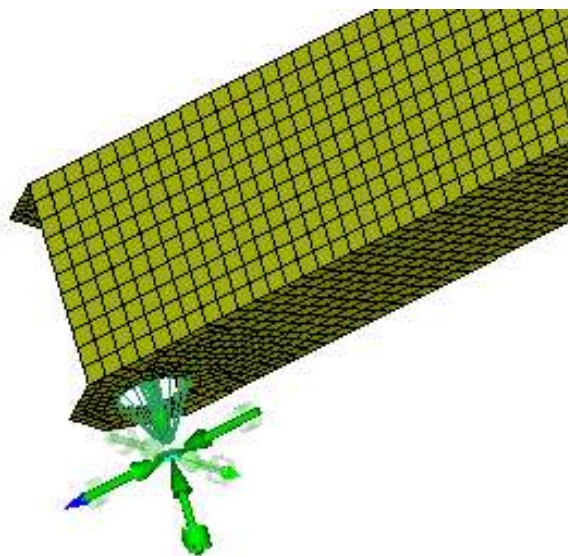
### NÁHRADA KOL

Abychom jeřábu odebrali všechny stupně volnosti, jsou kola nahrazena vazbami typu General constraints. Pro náhradu zadních kol jsou zavazbeny veškeré posuvy a je ponechána pouze rotace kolem osy Y. Tato vazba je pro lepší určení silových reakcí přichycena na Beam. Beam je přichycen k ploše za pomocí Discrete Tie. Velikost plochy odpovídá velikosti segmentů, ke kterým jsou ve skutečnosti přichycena zadní kola.



Obrázek 40: Zobrazení vazby na zadních kolech

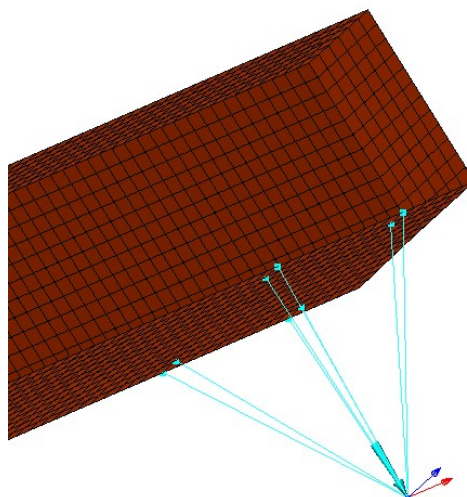
Přední náprava je nahrazena vazbou, která umožňuje pohyb v ose Y a rotace kolem os Y a Z. Vazba je přichycena přes Beam, k prvku Discrete Tie, který je navázán na otvory pro navaření axiálních čepů natáčecích segmentů.



Obrázek 41: Zobrazení vazby na předním kole

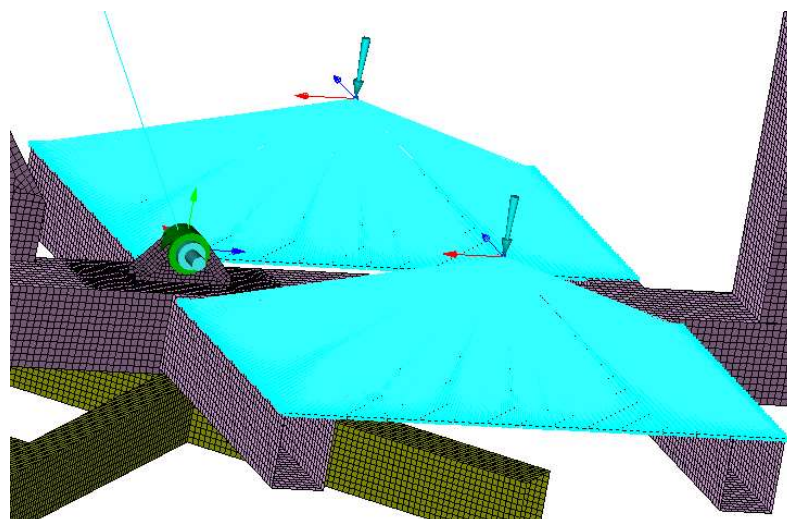
#### NÁHRADY ZATÍŽENÍ

Na dolní pásnici výložníku, v místě dotyku kol s kladkostrojem, byly vytvořeny body, které odpovídají reálným dotykovým plochám. Na tyto body jsou následně navázána vzniklá zatížení za pomoci prvku Discrete Tie.



Obrázek 42: zatížení kladkostroje při zvedání břemene

Síla vzniklá kompenzačními nádržemi je umístěna na plochu reprezentující podpěrné plechy nádrží a umístěna do těžiště nádrže.



Obrázek 43: Zobrazení zatížení vzniklé kompenzačními nádržemi

## 11.2 VYHODNOCENÍ

Model jeřábu je zatížen kombinací zatížení A1 dle ČSN EN 13001-2 [16] – plné vyložení jeřábu s břemenem. Kombinace zatížení C3 není v MKP modelu uvažovaná, jelikož součet zatížení je nižší než u kombinace zatížení A1.

Pro kombinaci A1 je model zatížen gravitačním zrychlením  $g=9,81 \text{ m/s}^2$ . Zatížení od kompenzačních nádrží je určeno dle kap.9.1. Zatížení vzniklé kladkostrojem a břemenem s přihlédnutím k dynamickým součinitelům je určeno dle kap.5.4.2 a to:

$$Q_c = Q_k + Q_b = 382 + 3392 \quad (115)$$

$$Q_c = 3774 \text{ N}$$

### 11.2.1 VYHODNOCENÍ PŘÍMÉHO SMĚRU

Jeřáb je zatížen dle přílohy IV. Vykreslené teoretické napětí Von Mises je zobrazeno v příloze V. Toto napětí je barevně rozlišeno dle stupnice přiložené v příloze, a její měřítko je zobrazené pouze do extrému napětí Von Mises. V příloze VI jsou zobrazeny 4 extrémy napětí. Všechny tyto extrémy jsou bodové a dosahují maximální hodnoty 162 MPa. Tato hodnota je nižší, než hodnota meze kluzu zvoleného materiálu  $f_y=355 \text{ MPa}$ , tudíž konstrukce jeřábu splňuje napěťové požadavky.

Celkové posunutí jeřábu je zobrazeno v příloze VII. Maximální posuv se nachází na konci výložníku. Jeho hodnota je 55 mm a je důsledkem deformací podvozku a sloupu.

### 11.2.2 VYHODNOCENÍ 45° SMĚRU

Jeřáb je při natočení o 45° zatížen dle přílohy VIII. Vykreslené teoretické napětí Von Mises je zobrazeno v příloze IX. Toto napětí je barevně rozlišeno dle stupnice přiložené v příloze, a její měřítko je zobrazené pouze do extrému napětí Von Mises. V příloze X jsou zobrazeny 4 extrémy napětí a je patrné, že tento zátěžový stav (natočení jeřábu o 45°) obsahuje nejvyšší napětí. Nejvyšší extrém je na kontaktu dvou profilů na podvozku a dosahuje hodnoty 179 MPa. Tato hodnota je nižší, než hodnota meze kluzu zvoleného materiálu  $f_y=355 \text{ MPa}$ , tudíž jeřáb splňuje napěťové požadavky i při natočení jeřábu o 45°.

Celkové posunutí jeřábu je zobrazeno v příloze XI. Maximální posuv je na konci výložníku v hodnotě 64 mm. Do toho posuvu je promítnuta deformace výložníku, pevného sloupu a podvozku.

### **11.2.3 VYHODNOCENÍ 90° SMĚRU**

Jeřáb je při natočení o 90° zatížen dle přílohy XII. Teoretické napětí Von Mises je zobrazeno v příloze XIII. Toto napětí je barevně rozlišeno dle stupnice přiložené v příloze, a její měřítko je zobrazené pouze do extrému napětí Von Mises. V příloze XIV jsou zobrazeny 4 extrémy napětí. Nejvyšší extrém je na kontaktu dvou profilů na podvozku a má hodnotu 177 MPa. Tato hodnota je nižší, než hodnota meze kluzu zvoleného materiálu  $f_y=355$  MPa, tudíž jeřáb splňuje napěťové požadavky i při natočení jeřábu o 90°.

Celkové posunutí jeřábu je zobrazeno v příloze XV. Maximální posuv je na konci výložníku v hodnotě 73 mm. Stav při natočení 90° obsahuje nejvyšší posunutí konce výložníku. Pro kompenzaci tohoto posuvu je jeřáb osazen napínákem, kterým je možné výložník předeprnout o 1° a vykompenzovat tak vzniklý průhyb.

## ZÁVĚR

Zadáním této diplomové práce bylo navrhnout mobilní jeřáb pro manipulaci s tvárniciemi Silka o maximální hmotnosti 200 kg v místě stavby. Požadovanými parametry jeřábu byly: nosnost 200 kg, zdvih 4 m s vyložením 5 m a provozním napájením 230V/50Hz.

Diplomová práce byla rozdělena do několika částí. První část diplomové práce byla zaměřena na rešerši již existujících řešení mobilních jeřábů. Na základě této rešerše byla zvolena klasická koncepce mobilního jeřábu s využitím hydraulického obvodu pro snadnější rozkládání a nádrží na vodu jako protizávaží. V další části byl vybrán kladkostroj, a to na základě provozní třídy M5, krytí elektrického vedení a maximálního přípustného zatížení. Zvoleným parametrem odpovídal kladkostroj STAR 030/01 250/1-8, který je ručně veden. Následující kapitoly byly zaměřeny na analytický výpočet výložníku a sloupu s využitím normy ČSN EN 13001-3-1+A2. V dalších kapitolách byly řešeny jiné důležité vlastnosti potřebné ke konstrukci jeřábu: volba součástí, které byly vybrány z katalogu (pojezdová kola společně s motorem a axiálně radiální ložisko umožňující ruční otáčení ramene kolem osy) a návrh mechanismu složení jeřábu.

U jeřábu byla provedena analýza stability pro nejkritičtější režimy provozu, kterými jsou zdvih břemene, náhodné odpadnutí břemene a riziko převrácení při přesunu jeřábu ve sklopeném stavu s plně napuštěnými nádržemi. Pro ověření pevnosti celé ocelové konstrukce byla provedena MKP analýza, která je popsána a vyhodnocena v poslední kapitole.

Všechny výpočty byly provedeny na základě norem, doporučení výrobců jednotlivých komponent nebo s ohledem na doporučení firmy KPC a.s. Koeficienty byly uvažovány s předepsanými bezpečnostmi.

Praktickým výstupem diplomové práce je mobilní jeřáb, který splňuje veškeré zadané požadavky a dosahuje výšky zdvihu 4,5 m a vyložení 5,2 m. Jelikož byla uvažována přeprava jeřábu za pomoci přívěsného vozíku, je podvozek široký 2,9 m a celý jeřáb je ve složeném stavu dlouhý 6,8 m. Mobilní jeřáb by měla obsluhovat proškolená osoba, která musí zajistit úplné naplnění nádrží. Při rozkládání musí obsluha spustit opěrnou nohu a zamezit kontaktu kladkostroje se zemí. Mobilní jeřáb může ovládat jedna osoba. K diplomové práci jsou přiloženy výkresy kompletní sestavy a výkresy svarků ocelové konstrukce.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Lissmac LMK 400 [online]. Bad Wurzach: Lissmac, 2020 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <https://www.lissmac.com/de/construction-technology/minikrane/lmk-400-tfedk>
- [2] Stein-Rex 2.0 [online]. Finnentrop-Heggen: Schulte Transportsysteme, 2015 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <https://www.schulte-transportsysteme.de/stein-rex-2-0.html>
- [3] Jekko MINI KRAN JF30 [online]. Colle Umberto: Jekko s.r.l., 2020 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <https://www.jekko-cranes.com/de/produkte/minikran-jf30/>
- [4] UNIC-MINIKRAN URW-095 [online]. Duisburg: UNIC-Mietzentrale, 2020 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <http://www.minikran.de/modellseite-urw-094.html>
- [5] Minikran MK 300/ MK 400 [online]. Werne: Böcker Maschinenwerke, 2020 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <https://boecker.de/de/minikrane/products/minikrane/details/109/mk-300--mk-%C2%A8>
- [6] 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.
- [7] 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 978-80-553-1187-6.
- [8] Elektrické řetězové kladkostroje [online]. Brno: ITECO, 2020 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: [https://www.iteco.cz/files/products\\_files/r/retezove-kladkostroje.pdf](https://www.iteco.cz/files/products_files/r/retezove-kladkostroje.pdf)
- [9] ČSN EN 60529: Stupně ochrany krytem (krytí - IP kód). Opr.1. Brno: VÚES BRNO, 2019.
- [10] Nařízení vlády č. 361/2007 Sb.: Nařízení vlády, kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví při práci. In: . Praha: -, 2007, 111/2007, číslo 361.
- [11] MAEDA MC-104 [online]. Lommatzsch: Haas Minikrane, 2020 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <https://www.haas-minikrane.de/web/index.php/minikrane/meada-mc-104>
- [12] LIFTKET STAR [online]. Turnov: Mixánek s.r.o, 2018 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <https://www.kladkostroje.cz/assets/www/pdf/katalog-liftket-cz.pdf>
- [13] ČSN ISO 4301-1: Jeřáby a zdvihací zařízení. Klasifikace. Část 1: Všeobecně. Z1. Praha: CRANE SERVIS Praha, 1996.
- [14] Výběry z norem pro konstrukční cvičení. Vyd. 5. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-7204-838-0.
- [15] ČSN EN 13001-2: Jeřáby - Návrh všeobecně - Část 2: Účinky zatížení. 1. Brno: Královo Pole Cranes, 2015.

- [16] ČSN EN 13001-3-1+A2: Jeřáby - Obecný návrh - Část 3-1: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových konstrukcí. 1. Brno: Královo Pole Cranes, 2018.
- [17] HEB 140 [online]. Praha: Feron, 2017 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <https://online.feron.cz/detail/24920/profil-heb-valcovany-za-tepla-din-1025-2-heb-140>
- [18] Profil 140x100x8 [online]. Praha: Feron, 2017 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: [18] <https://online.feron.cz/detail/40177/profil-duty-svarovany-cerny-s-obdelnikovym-prurezem-en-10219-rozmer-140x100x8>
- [19] Electric chain hoists for special requirements [online]. Wurzen: LIFTKET Hoffmann, 2020 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <https://www.liftket.de/en/industrie/spezialausfu%CC%88hrungen/>
- [20] Přívěsné jeřáby [online]. Praha: Uplifter CZ, 2020 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <https://uplifter.cz/privesny-jerab/>
- [21] Přívěsy [online]. Velké Meziříčí: AGADOS, spol. s r.o., 2020 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <http://www.agados.cz/privesy>
- [22] Cast Iron Counterweights [online]. Paříž: Farinia Group, 2020 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <https://www.farinia.com/off-highway/counterweights/why-choosing-cast-iron-counterweights-over-concrete-counterweights>
- [23] Mobile Crane Counterweights [online]. -: cranesblog.com, 2020 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <https://cranesblog.com/mobile-crane-counterweights-important-safety-factor/>
- [24] Festoon Systems for Wire Ropes [online]. Weil am Rhein: Conductix-Wampfler, 2018 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: [https://www.conductix.cz/sites/default/files/downloads/KAT0210-0001-E\\_Festoon\\_Systems\\_for\\_Wire\\_Ropes\\_Progr210-215\\_.pdf](https://www.conductix.cz/sites/default/files/downloads/KAT0210-0001-E_Festoon_Systems_for_Wire_Ropes_Progr210-215_.pdf)
- [25] Gummi-Puffer / Cell-Puffer [online]. Weil am Rhein: Conductix-Wampfler, 2018 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: [https://www.conductix.cz/sites/default/files/downloads/KAT0170-0002-D\\_Gummi-\\_und\\_Cell-Puffer\\_Programme\\_0170\\_0180.pdf](https://www.conductix.cz/sites/default/files/downloads/KAT0170-0002-D_Gummi-_und_Cell-Puffer_Programme_0170_0180.pdf)
- [26] Diepa ropes [online]. Neustadt bei Coburg: DIEPA Drahtseilwerk Dietz GmbH & Co., 2020 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <http://www.diepa.de/index.php>
- [27] Slewing rings [online]. Herzogenaurach: Schaeffler Technologies AG & Co., 2020 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: [https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/\\_shared\\_media/08\\_media\\_library/01\\_publications/schaeffler\\_2/catalogue\\_1/downloads\\_6/404\\_de\\_en\\_1.pdf](https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/catalogue_1/downloads_6/404_de_en_1.pdf)
- [28] Water Tanks [online]. Somerset: Tanks Direct Limited trading as, 2020 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <https://www.tanks-direct.co.uk/water-tanks/baffled-water-tanks/350-litre-upright-baffled-water-tank.html>



- [29] SHIGLEY Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-2-4-2629-0.
- [30] Gear Units [online]. Bruchsal: SEW-eurodrive, 2004 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <https://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/11225319.pdf>
- [31] Výrobní katalog přímočarých hydromotorů [online]. Slopné: HYDRAULICS, 2019 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: [https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobní\\_katalog\\_cz2019.pdf](https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobní_katalog_cz2019.pdf)
- [32] Profil dutý 140x8 [online]. Praha: Feron, 2017 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/28349/profil-duty-svarovany-cerny-se-ctvercovym-prurezem-en-10219-rozmer-140x8>
- [33] Green pin [online]. Dortmund: Green pin, 2020 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: [https://www.greenpin.com/products?search\\_api\\_fulltext=&field\\_prdhaname=1](https://www.greenpin.com/products?search_api_fulltext=&field_prdhaname=1)
- [34] Pojezdová kola [online]. Brno: Blicke, 2020 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <https://www.blickle.cz/>
- [35] Vodorovná upínka 150 MZ [online]. Vsetín: JC-METAL, 2020 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <https://www.jcmetal.cz/eshop/cs/vodorovne-upinky/634-vodorovna-upinka-150-mz.html>
- [36] Škopán, Miroslav. Hydraulické pohony strojů. Brno : elektronická skripta VUT, 2009.
- [37] Compact power module CPM ME, MR [online]. -: Bosch Rexroth, 2020 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/mobile-hydraulics/compact-hydraulics/compact-power-modules/cpm-me-mr>
- [38] Fem 9.511: Classification of mechanism. 1. Frankfurt: Sekretariat der FEM Sektion IX c1oVOMA, 1986.
- [39] Single row tapered roller bearings [online]. -: SKF, 2020 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/productid-31307?system=metric>
- [40] TraceParts [online]. Saint Romain: TraceParts S.A.S., 2020 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <https://www.traceparts.com/en/search>
- [41] ČSN EN 15011 +A1: Jeřáby - Mostové a portálové jeřáby. Praha: Český normalizační institut, 2014.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$a$	[mm]	Vzdálenost uchycení čepu od střední osy
$A_1, A_2$	[m]	Charakteristické rozměry klopných hran K11 a K12
$A_c$	[cm <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu profilu 140x140x8
$A_{\check{c}}$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha příčného průřezu čepu
$a_{hp}$	[mm]	Vzdálenost uchycení čepu od střední osy
$A_i$	[cm <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu HEB 140
$A_o$	[cm <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu profilu 140x100x8
$a_r$	[mm]	účinná tloušťka svaru
$A_s$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha potřebná ro určení smykové síly v čepovém spoji
$b, t$	[mm]	Charakteristické rozměry pro výčet tahového napětí
$C_{0a}$	[kN]	Statická únosnost velkorozměrného ložiska
$d_{\check{c}}$	[mm]	Průměr čepu
$D_M$	[mm]	Průměr velkorozměrného ložiska
$D_w$	[mm]	Průměr nosného prvku ložiska
$e$	[mm]	Rameno valivého odporu
$E$	[MPa]	Modul pružnosti materiálu S355
$F_0$	[N]	Modifikovaná radiální síla působící na ložisko
$F_{0a}$	[N]	Axiální síla působící na ložisko
$F_{0r}$	[N]	Radiální síla působící na ložisko
$f_A$	[-]	Aplikační faktor působící na ložisko
$F_{Ax}$	[N]	Reakční síla v ose x mezi výložníkem a sloupem
$F_{Ay}$	[N]	Reakční síla v ose y mezi výložníkem a sloupem
$f_B$	[-]	Typový faktor ložiska VL 20
$F_{b,Rd}$	[N]	Návrhová síla únosnosti v otláčení
$F_{bx}; F_{by}$	[N]	Síly působící na dolní čep sklopné části sloupu
$f_{\check{c}}$	[-]	Součinitel čepového tření
$F_d$	[N]	Virtuální síla
$F_d$	[kN]	Návrhová síla pro lano
$F_{Gv}$	[N]	Síla působící na sloup od výložníku při rozkládání
$F_{hp}$	[N]	Síla působící na hydromotor v rozloženém stavu
$F_j$	[kN]	Dovolená síla působící na lano
$F_l$	[N]	Síla působící v ose lana

$F_{obs}$	[N]	Síla vyvolaná obsluhou
$f_{rd\sigma}$	[MPa]	Návrhové napětí únosnosti nosných prvků pro normálové napětí
$f_s$	[-]	Parametr přídatné bezpečnosti u ložiska
$f_u$	[MPa]	Mez pevnosti materiálu S355
$F_v$	[N]	Síla působící na píst při rozkládání jeřábu
$F_{vp,Rd}$	[N]	Návrhový smyková síla únosnosti střížné roviny čepu
$F_{vs,Rd}$	[N]	Návrhová síla s ohledem na smyk
$F_{vt,Rd}$	[N]	Návrhová síla s ohledem na tahové napětí
$f_y$	[MPa]	Mez kluzu materiálu S355
$f_{yp}$	[MPa]	Mez kluzu materiálu čepu
H	[mm]	Výška pevné části sloupu
H <sub>l</sub>	[mm]	Výška uchycení lana na pevné části sloupu
H <sub>p</sub>	[mm]	Výška uchycení hydromotoru
I <sub>c</sub>	[cm <sup>4</sup> ]	Momenty setrvačnosti pro profil 140x140x8
I <sub>vx</sub>	[cm <sup>4</sup> ]	Momenty setrvačnosti k ose x pro složený profil
I <sub>vy</sub>	[cm <sup>4</sup> ]	Momenty setrvačnosti k ose y pro složený profil
I <sub>xi</sub>	[cm <sup>4</sup> ]	Momenty setrvačnosti k ose x pro profil HEB 140
I <sub>yi</sub>	[cm <sup>4</sup> ]	Momenty setrvačnosti k ose y pro profil HEB 140
I <sub>yo</sub>	[cm <sup>4</sup> ]	Momenty setrvačnosti k ose y pro profil 140x100x8
I <sub>zo</sub>	[cm <sup>4</sup> ]	Momenty setrvačnosti k ose z pro profil 140x100x8
k <sub>3</sub>	[-]	Součinitel spektra napětí založený na m=3
k <sub>č</sub>	[-]	Součinitel nutný pro určení tahového napětí
k <sub>f</sub>	[-]	Dynamický faktor dynamického zatížení
k <sub>l</sub>	[-]	Bezpečnostní faktor pro výpočet lana
L	[ot]	Teoretická životnost ložiska
L; l	[-]	Charakteristické rozměry pro výpočet tažné síly
L <sub>1min</sub>	[m]	Minimální vzdálenost vyložení kladkostroje
L <sub>c</sub>	[mm]	Celková délka výložníku
L <sub>hp</sub>	[mm]	Vzdálenost uchycení hydromotoru
L <sub>l</sub>	[mm]	Délka uložení lana
L <sub>obs</sub>	[m]	Působení síly vyvolané obsluhou
L <sub>pro</sub>	[mm]	Vzdálenost těžiště protizávaží na pevné části sloupu
l <sub>r</sub>	[mm]	uvažovaná délka svaru

$L_s$	[mm]	Délka sklopné části sloupu
$L_t$	[mm]	Vzdálenost uchycení lana na pevné části sloupu
$L_v$	[mm]	Délka vyložení
$L_{vz}$	[mm]	Délka vyztužení výložníku
$l_w$	[mm]	základní délka svaru
$M_0$	[Nm]	Modifikovaný ohybový moment působící na ložisko
$M_{0k}$	[Nm]	Ohybový moment působící na ložisko
$m_{bt}$	[kg]	Maximální zatížení kladkostroje:
$m_j$	[kg]	Hmotnost celého jeřábu
$m_k$	[kg]	Hmotnost kladkostroje
$M_{nep}$	[kNm]	Nepříznivý moment při výpočtu stability při zvedání břemene
$M_{nepII}$	[kNm]	Nepříznivý moment při výpočtu stability při náhodném odpadnutí břemene
$M_{nepIII}$	[kNm]	Nepříznivý moment při výpočtu stability při složeném jeřábu
$M_{o1}; M_{o2};$ $M_{o3}$	[Nmm]	Ohybové momenty pro jednotlivé intervaly
$M_{okn}$	[Nm]	Ohybový moment při minimálním vyložení
$M_{okz}$	[Nm]	Ohybový moment při maximálním vyložení
$M_{oo}$	[Nm]	Ohybový moment v horizontálním směru pro kombinaci zatížení A1
$M_{ov}$	[kNm]	Ohybový moment ve vertikálním směru pro kombinaci zatížení A1
$M_{ov}$	[Nm]	Ohybový moment od vlastní hmotnosti výložníku
$M_{ovc}$	[kNm]	Ohybový moment ve vertikálním směru pro kombinaci zatížení C3
$M_{při}$	[kNm]	Příznivý moment při výpočtu stability při zvedání břemene
$M_{přiII}$	[kNm]	Příznivý moment při výpočtu stability při náhodném odpadnutí břemene
$M_{přiIII}$	[kNm]	Příznivý moment při výpočtu stability při složeném jeřábu
$M_{Rd}$	[N/mm]	Návrhový ohybový moment únosnosti čepového spoje
$M_{Sd}$	[kNmm]	Ohybového momentu v čepu
$N_k$	[kN]	Kritické zatížení při vzpěru
$N_{RD}$	[kN]	Návrhová tlaková síla únosnosti
$N_{ref}$	[-]	Referenční počet cyklů
$n_{sv}$	[-]	počet svarů na uchycení lana
$N_t$	[-]	Celkový počet cyklů
$p$	[-]	Exponent životnosti
$P$	[kW]	Výkon hydrogenerátoru

P	[kW]	Výkon elektromotoru
$p_1$	[bar]	Teoretický tlak potřebný k rozložení jeřábu
$P_{ax}$	[kN]	Axiální zatížení velkorozměrného ložiska
$q_1$	[N/m]	Lineární zatížení profilu HEB 140 pro kombinaci zatížení A1
$Q_1$	[l/min]	Teoretický průtok hydrogenerátoru
$q_{1c}$	[N/m]	Lineární zatížení profilu HEB 140 pro kombinaci zatížení C3
$q_2$	[N/m]	Lineární zatížení profilu 140x100x8 pro kombinaci zatížení A1
$q_{2c}$	[N/m]	Lineární zatížení profilu 140x100x8 pro kombinaci zatížení C3
$Q_b$	[N]	Zatížení od břemene pro kombinaci zatížení A1
$Q_{bc}$	[N]	Zatížení od břemene pro kombinaci zatížení C3
$Q_c$	[N]	Tíha vyvolána působení tíhy kladkostroje a břemene
$Q_k$	[N]	Zatížení od kladkostroje pro kombinaci zatížení A1
$Q_{kc}$	[N]	Zatížení od kladkostroje pro kombinaci zatížení C3
$Q_{klad}$	[kN]	Tíha od hmotnosti kladkostroje
$q_{p1}$	[kg/m]	Lineární hmotnost profilu HEB 140
$q_{p2}$	[kg/m]	Lineární hmotnost profilu 140x100x8
$q_{p3}$	[kg/m]	Lineární hmotnost profilu 140x140x8
$Q_{pod}$	[kN]	Tíha od hmotnosti podvozku jeřábu
$Q_{pro}$	[N]	Zatížení vzniklé hmotnosti protizávaží
$Q_{pro}$	[kN]	Tíha vyvolaná protizávažím
$Q_{sl}$	[kN]	Tíha od hmotnosti sklopné části sloupu
$Q_{sl2}$	[N]	Zatížení vzniklé hmotnosti pevné části sloupu
$Q_{sl2}$	[kN]	Tíha od hmotnosti pevné části sloupu
$Q_{spec}$	[kN/mm]	Specifické zatížení působící na velkorozměrné ložisko
$Q_{vyl}$	[kN]	Tíha od vlastní hmotnosti výložníku
$Q_{zav}$	[kN]	Tíha od hmotnosti kladkostroje
r	[mm]	Poloměr čepu kola
R	[mm]	Poloměr pojezdového kola
s <sub>1</sub>	[mm]	Tloušťka příruby pod ložiskem
S <sub>1</sub>	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha pístu hydromotoru
s <sub>3</sub>	[-]	Parametr historie napětí
T	[N]	Tažná síla potřebná pro pohyb jeřábu
t <sub>č</sub>	[mm]	Nejmenší tloušťka spojovaných částí

$T_{sl2}$	[mm]	Vzdálenost těžiště pevné části sloupu
$T_{vyl}; T_{sl};$ $T_{pod}; T_{pro}$	[m]	Poloha těžiště pro výpočet rovnováhy
$u$	[-]	Součinitel tvaru
$v$	[m/s]	Pojezdová rychlost jeřábu
$V_1$	[cm <sup>3</sup> /rev]	Objem použitého zubového čerpadla
$v_h$	[m/min]	Rychlost zdvihu kladkostroje
$V_n$	[l]	Objem kompenzační nádrže
$v_{roz}$	[m/min]	Zvolená rychlost rozkládání jeřábu
$W_c$	[cm <sup>3</sup> ]	Průřezový modul pro profil 140x140x8
$W_{čp}$	[cm <sup>3</sup> ]	Průřezový modul čepu
$w_d$	[mm]	Dovolený maximální průhyb dle ČSN 27 0101
$w_j$	[mm]	Maximální průhyb na konci vyložníku
$W_{ox1}; W_{ox2}$	[cm <sup>3</sup> ]	Průřezový modul k ose x pro složený profil
$W_{oy}$	[cm <sup>3</sup> ]	Průřezový modul k ose y pro složený profil
$W_{xi}$	[cm <sup>3</sup> ]	Průřezový modul k ose x pro profil HEB 140
$W_{yi}$	[cm <sup>3</sup> ]	Průřezový modul k ose y pro profil HEB 140
$W_{yo}$	[cm <sup>3</sup> ]	Průřezový modul k ose y pro profil 140x100x8
$W_{zo}$	[cm <sup>3</sup> ]	Průřezový modul k ose z pro profil 140x100x8
$X1; X2;$ $X3$	[mm]	Definice intervalu pro průhybový integrál
$x_{Gs}; y_{Gs}$	[mm]	Charakteristické rozměry pro bod $G_s$ při rozkládání
$x_{Gv}; y_{Gv}$	[mm]	Charakteristické rozměry pro bod $G_v$ při rozkládání
$x_p; y_p$	[mm]	Charakteristické rozměry pro rozklápění sloupu
$x_t$	[mm]	Poloha těžiště v x-ovém směru pro složený profil
$x_v; y_v$	[mm]	Charakteristické rozměry pro bod v při rozkládání
$y_{t1}; y_{t2}$	[mm]	Poloha těžiště v y-ovém směru pro složený profil
$\alpha_b$	[-]	Dílčí součinitel použitý pro výpočet síly v otlacení na čep
$\alpha_{w\sigma}$	[-]	součinitel pro návrhové napětí únosnosti svaru pro úplné provaření
$\alpha_{w\tau}$	[-]	součinitel pro návrhové napětí únosnosti svaru pro smyk
$\beta$	[°]	Úhel uchycení lana
$\beta_2$	[s/m]	Výraz použitý při výpočtu $\emptyset_2$
$\beta_{hp}$	[°]	Úhel uchycení hydromotoru
$\beta_p$	[°]	Úhel uchycení hydromotoru na pevné části sloupu

$\gamma_{bře}$	[-]	Součinitel bezpečnosti pro moment vyvolaný břemenem
$\gamma_m$	[-]	Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu
$\gamma_{nep}$	[-]	Součinitel bezpečnosti pro nepříznivé momenty
$\gamma_{p1n}$	[-]	Dílčí součinitel bezpečnosti pro nepříznivé hmotnosti získané vážením
$\gamma_{p1nA}$	[-]	Dílčí součinitel bezpečnosti pro nepříznivé hmotnosti při kombinaci zatížení A
$\gamma_{p1nC}$	[-]	Dílčí součinitel bezpečnosti pro nepříznivé hmotnosti při kombinaci zatížení C
$\gamma_{p1p}$	[-]	Dílčí součinitel bezpečnosti pro příznivé hmotnosti získané vážením
$\gamma_{p2A}$	[-]	Dílčí součinitel bezpečnosti pro hmotnosti břemene při kombinaci zatížení A
$\gamma_{p2C}$	[-]	Dílčí součinitel bezpečnosti pro hmotnosti břemene při kombinaci zatížení C
$\gamma_{při}$	[-]	Součinitel bezpečnosti pro příznivé momenty
$\gamma_{sm}$	[-]	Dílčí součinitel spolehlivosti pro válcované materiály
$\gamma_{sp}$	[-]	Dílčí součinitel spolehlivosti pro ohybový moment čepového spoje
$\gamma_{spb}$	[-]	Dílčí součinitel spolehlivosti čepového spoje se silou zatěžující na otláčení
$\gamma_{sps}$	[-]	Dílčí součinitel spolehlivosti pro smykovou sílu pro více střížné spoje
$\gamma_{spt}$	[-]	Dílčí součinitel návrhové síly s ohledem na tahové napětí
$\delta$	[-]	Výraz použitý při výpočtu $\emptyset_1$
$\varepsilon$	[-]	Excentricita působících sil na ložisko
$\eta_c$	[-]	Účinnost elektromotoru
$\eta_q$	[-]	Hydraulická účinnost hydromotoru
$\kappa$	[-]	Redukční součinitel
$\lambda$	[-]	Štíhlost prutu
$\nu$	[-]	Relativní celkový počet cyklů napětí
$\xi$	[-]	Součinitel využívaný pro určení redukčního součinitele
$\rho_{vod}$	[l/m <sup>3</sup> ]	Hustota vody
$\Delta\sigma_{Rd}$	[MPa]	Návrhový rozkmit napětí únosnosti
$\Delta\sigma_{sd}$	[MPa]	Maximální rozkmit napětí
$\sigma_H$	[MPa]	Nejvyšší hodnota ohybového napětí
$\sigma_{oh}$	[MPa]	Ohybový napětí ve vertikálním směru pro kombinaci zatížení A1
$\sigma_{ohc}$	[MPa]	Ohybový napětí ve vertikálním směru pro kombinaci zatížení C3
$\sigma_{ov}$	[MPa]	Ohybový napětí v horizontálním směru pro kombinaci zatížení A1

$\sigma_s$	[MPa]	Nejnižší hodnota ohybového napětí
$\sigma_{wSd}$	[MPa]	normálového napětí působícího na svar pro uchycení čepu
$\sigma_{wSdl}$	[MPa]	normálového napětí působícího na svar pro uchycení lana
$\tau_{wSd}$	[MPa]	smykové napětí působícího na svar pro uchycení čepu
$\tau_{wSdl}$	[MPa]	smykové napětí působícího na svar pro uchycení lana
$\emptyset_1$	[-]	Dynamický součinitel při působení na hmotnost jeřábu
$\emptyset_2$	[-]	Dynamický součinitel při působení na břemeno zdvihu při zdvihání ležícího břemene za pravidelného provozu
$\emptyset_{2, \min}$	[-]	Výraz použitý při výpočtu $\emptyset_2$
$\emptyset_6$	[-]	Dynamický součinitel pro zkušební břemeno
$\emptyset_9$	[-]	Dynamický součinitel pro náhodné odpadnutí břemene



## SEZNAM PŘÍLOH

### VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

0-DP-00/A1	Mob. jeřáb na 200 kg
1-DP-01/A2	Výložník
1-DP-02/A3	Sloup sklopný
1-DP-03/A1	Otoč stojná
1-DP-04/A2	Podvozek
1-DP-06/A4	Úchyt lana
1-Dp-07/A4	Úchyt lana 2

### TEXTOVÉ PŘÍLOHY

Příloha I: seznam posuzovaných kladkostrojů

Příloha II: Graf pro vzpěrnou stabilitu hydromotoru dle [31]

Příloha III: Schéma hydraulického kompaktu [37]

Příloha IV: Výpočtový model pro přímý směr zvedání břemene

Příloha V: Přímý směr zvedání břemene vypočtený metodou konečných prvků s napětím Von Mises

Příloha VI: Přímý směr zvedání břemene vypočtený metodou konečných prvků s napětím Von Mises a zobrazením 4 extrémů.

Příloha VII: Přímý směr zvedání břemene vypočtený metodou konečných prvků při zobrazení maximálních posuvů.

Příloha VIII: Výpočtový model pro natočení jeřabu o 45 ° při zvedání břemene.

Příloha IX: Zvedání břemene při 45° vypočteno metodou konečných prvků s napětím Von Mises

Příloha X: Zvedání břemene při natočení 45° vypočteno metodou konečných prvků s napětím Von Mises a zobrazením 4 extrémů.

Příloha XI: Zvedání břemene při 45° vypočteno metodou konečných prvků při zobrazení maximálních posuvů.

Příloha XII: Výpočtový model pro natočení jeřabu o 90° při zvedání břemene.

Příloha XIII: Zvedání břemene při 90° vypočteno metodou konečných prvků s napětím Von Mises

Příloha XIV: Zvedání břemene při natočení  $90^\circ$  vypočteno metodou konečných prvků s napětím Von Mises a zobrazením 4 extrémů.

Příloha XV: Zvedání břemene při  $90^\circ$  vypočteno metodou konečných prvků při zobrazení maximálních posuvů.

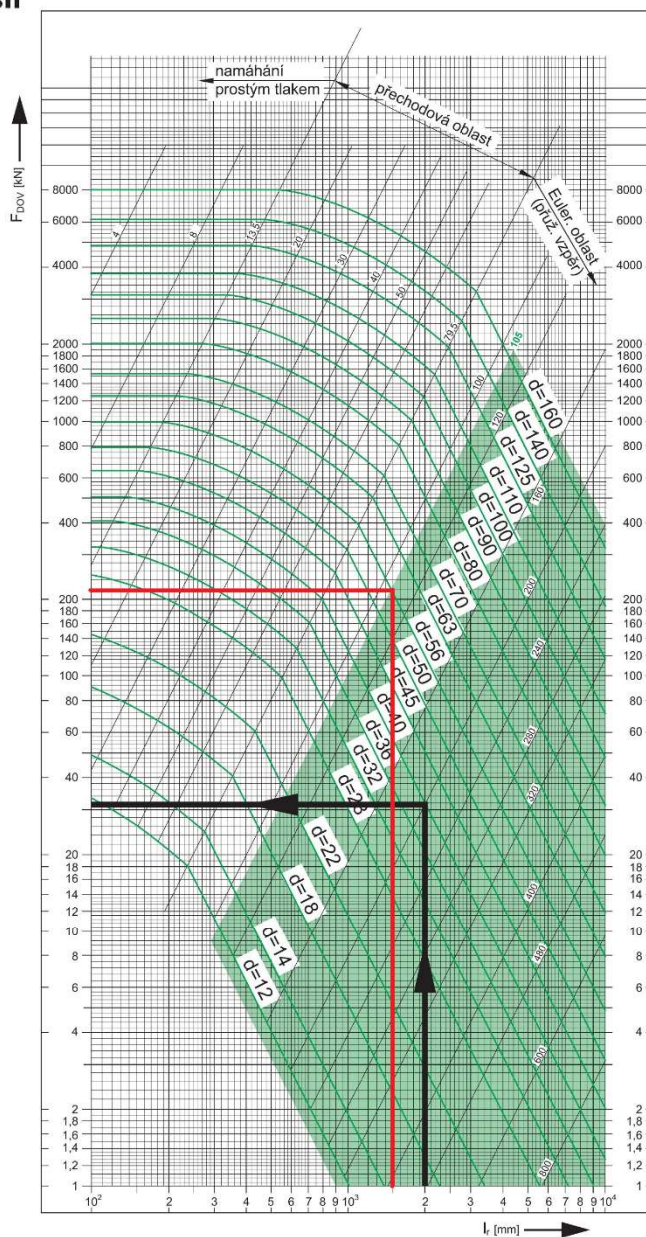
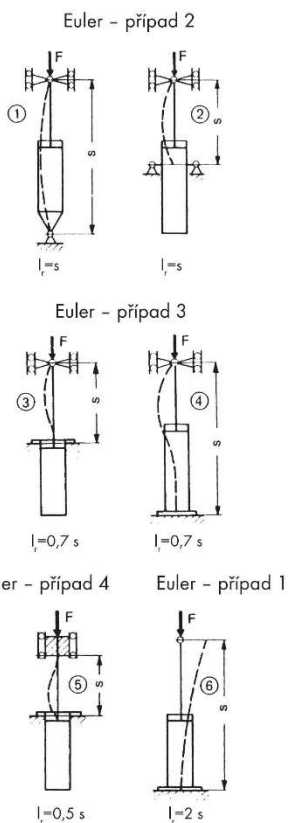
Příloha XV: Technická data Elektromotoru R07DRK71S4/BE1

Příloha I: seznam posuzovaných kladkostrojů

Firma	Typ kladkostroje	Nosnost	Rychlost zdvihu	Fem	Iso	EL proud	Ip ochrana	ovládání	Typ pojezdu	Nosnost pojezdu	odkaz
GIGA	CH2 250.8-Jr	250kg	8/2 m/min	2m	M6	400V/230 na zakázku)	Ip 55	Závěsný tlačítkový ovladač	Jr	-	<a href="http://www.gigasro.cz/">http://www.gigasro.cz/</a>
Liftek	STAR	250kg	8/2 m/min	2m	M6	400V	Ip 55	Závěsný tlačítkový ovladač/ dálkový ovladač	EFW 500	500 kg	<a href="https://www.kladkostroje.cz">https://www.kladkostroje.cz</a>
	STAR	250kg	8 m/min	18m	M3	230V	Ip 55	Závěsný tlačítkový ovladač/ dálkový ovladač	EFW 500	500 kg	
ABUS	GMC 200. 6-2	200kg	6m/min	1Am	M4	230V	Ip 21	Závěsný tlačítkový ovladač/ dálkový ovladač	HF 3	300 kg	<a href="https://www.iteco.cz/">https://www.iteco.cz/</a>
Kito	EQ0003IS	250kg	10m/min	3m	M6	230V/400V	Ip55	Závěsný tlačítkový ovladač	Tsp	500 kg	<a href="http://www.kladkostrojekito.cz/">http://www.kladkostrojekito.cz/</a>
	ED24ST	240kg	12,9/3 m/min	1Am	M4	230V	IP54	Závěsný tlačítkový ovladač	Tsp	500 kg	

Diagram vzpěrné pevnosti

- Pro výpočet  $I_r$  se neuvažuje, resp. je nepřipustné zatěžovat pístní tyč radiální silou.
- Pro provoz PČH při jmenovitých hodnotách provozních parametrů je námi stanovena míra bezpečnosti koeficientem  $kv=2$ .  
Pro případy provozu PČH při vyšších hodnotách provozních parametrů doporučujeme zvýšit hodnotu  $kv$ .
- Zároveň by měla být hodnota  $kv$  posouzena v kontextu celého strojního celku.

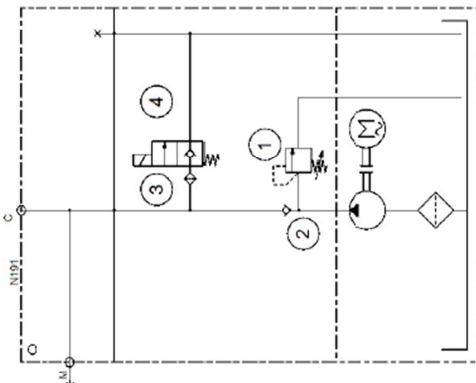
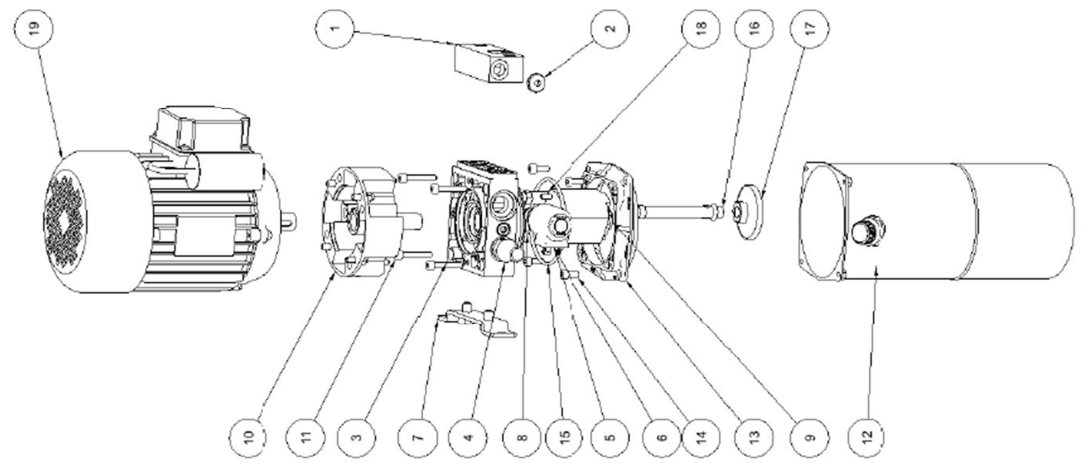


Určení dovoleného namáhání:

- určit Eulerův případ
- stanovit redukovanou délku  $I_r$
- pro daný  $\varnothing d$  určíme dovolené zatížení silou  $F_{Dov}$   
( $I_r = 2000 \text{ mm}$ ,  $\varnothing$  pístní tyče 40 mm,  $\rightarrow F_{Dov} = 32 \text{ kN}$ )

Príloha III: Schéma hydraulického kompaktu [37]

Pos	Qty	Code	Model Code	Material Number	Description	Flow	Torque
1	1	N191	G386191000	R932001284	N191 Modular block with threaded ports (Height: 29 mm)	Max. 35 l/min (9.25 gpm)	25-30 Nm
2	1	M53	C812009000	R930053734	Plug for port 1/4" BSPP		
3	1	M53	455C000	R932008629	Central Manifold M53 (ME Serie)		
4	1	EC	R3897CA254	R932007020	Sealing Cup		
5	1	EC	OD150718A000000	R930058338	EC-EE EC 2-Way Pilot Operated Solenoid Valve, Normally Closed	Max. 40 l/min (11 US gal/min)	
6	1	G06	OD023601300C000	R901393577	Coil		
7	1	G06	K01X3315180000	R932009734	G06 Bracket for central manifold ME - MR Series		36-45 Nm
8	1	2087	1102010230000000	R930006753	O-RING 2087 for ME Pumps		
9	1	L6	K01CV641L600C	R932007495	L6 Gear Pump 1.00cc/rev		5.5-7 Nm
10	1	F95	K01X3970TR100	R932002071	F95 Junction Element		9-11 Nm
11	4	M6x35	C010024000	R932008124	M6x35 Screws for ME Manifolds		9-11 Nm
12	1	S239	K01K3976SE269	R932002015	S239 Tank, 3 Lt (0.79 Gal.)		22-28 Nm
13	1	S81	K01K3976SM091	R932002053	S81 - Collar for K-KE Steel Tanks on ME-MR Manifold		
14	4	M16x1	C010018000	R932007533	M6x16 Screws for K Steel tanks		9-11 Nm
15	1	4350	1102018750000000	R932000191	O-ring 4350 (Ø88,5x3,53)		
16	1	K234052186	K234052186	R932011075	Vertical Suction, Plastic Pipe, ME Series, L=114, 1/4"		3-3.5 Nm
17	1	K225583000	K225583000	R932010867	90 microns, 8 l/min (2 GPM), Round Suction Filter (1/4" BSPP)		
18	1	K234715000	K234715000	R932002374	Vertical Return, Plastic Pipe, K-KE-KS-ME Series, L=100		2.5-3 Nm
19	1	405M	C162240000	R932000472	405M A.C. Motor Standard Flange 4-Phase 750W		



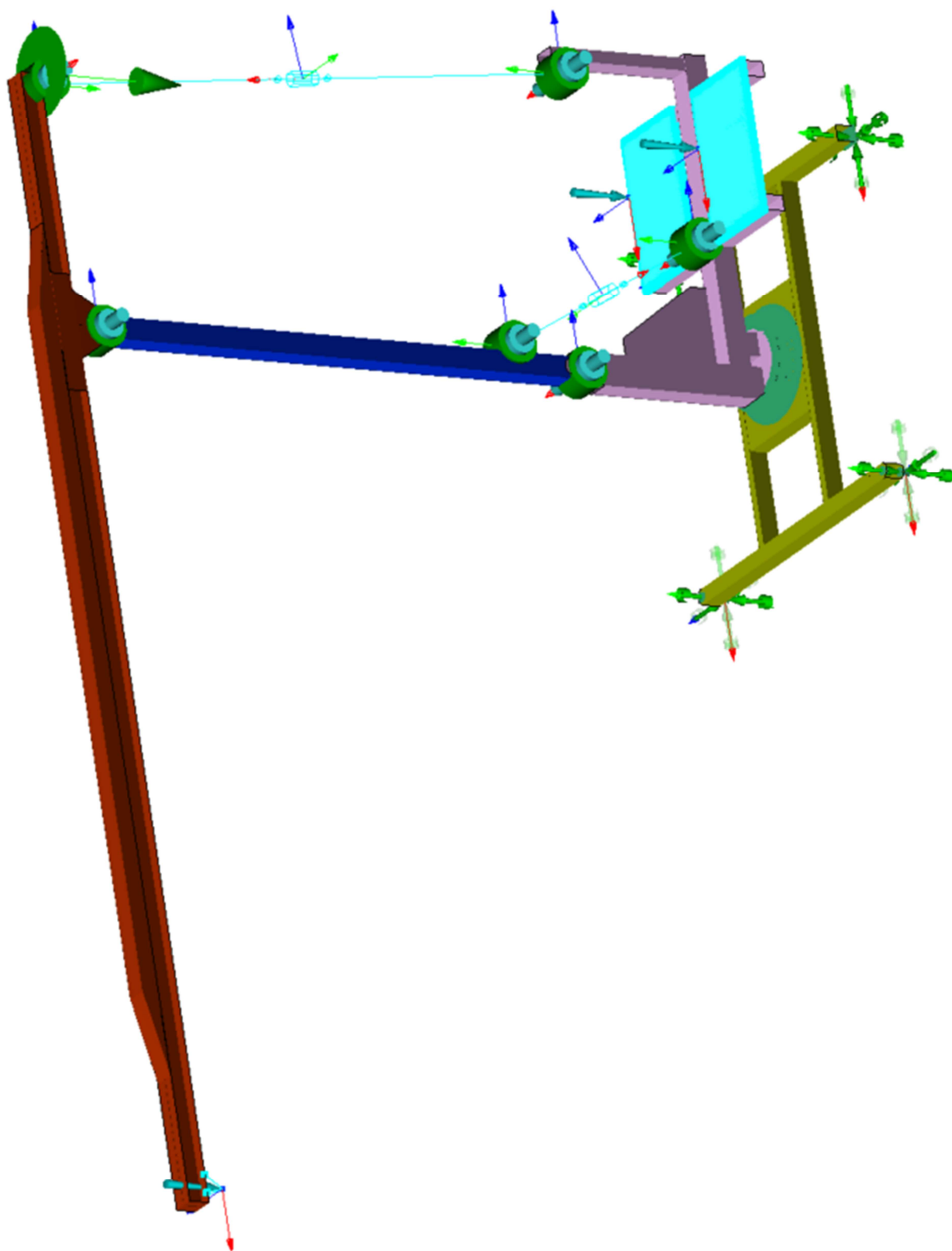
ME3-405M-F95-M53/20(230)-EC-OC/WC-L6-S239-S81-V1/M2/G06

Flow: mm  
Torque: mm  
ISO 14061-2012/22  
principio di indipendenza

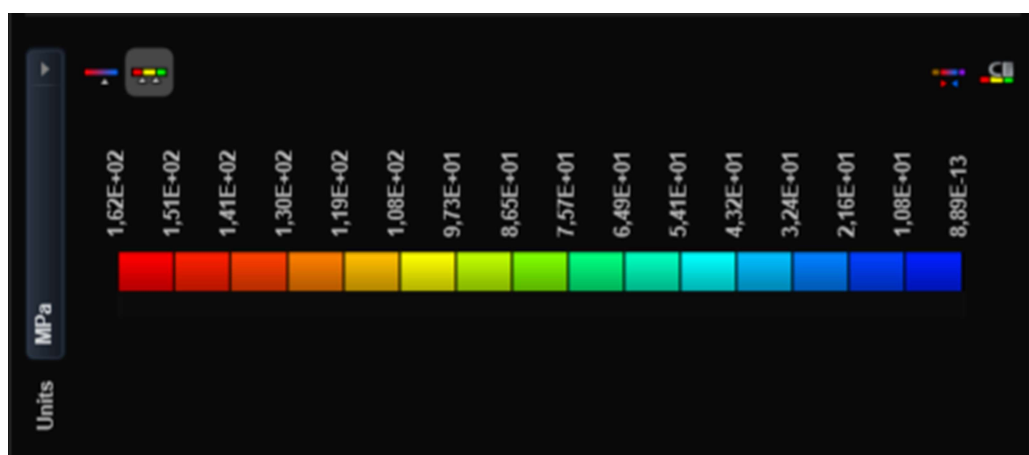
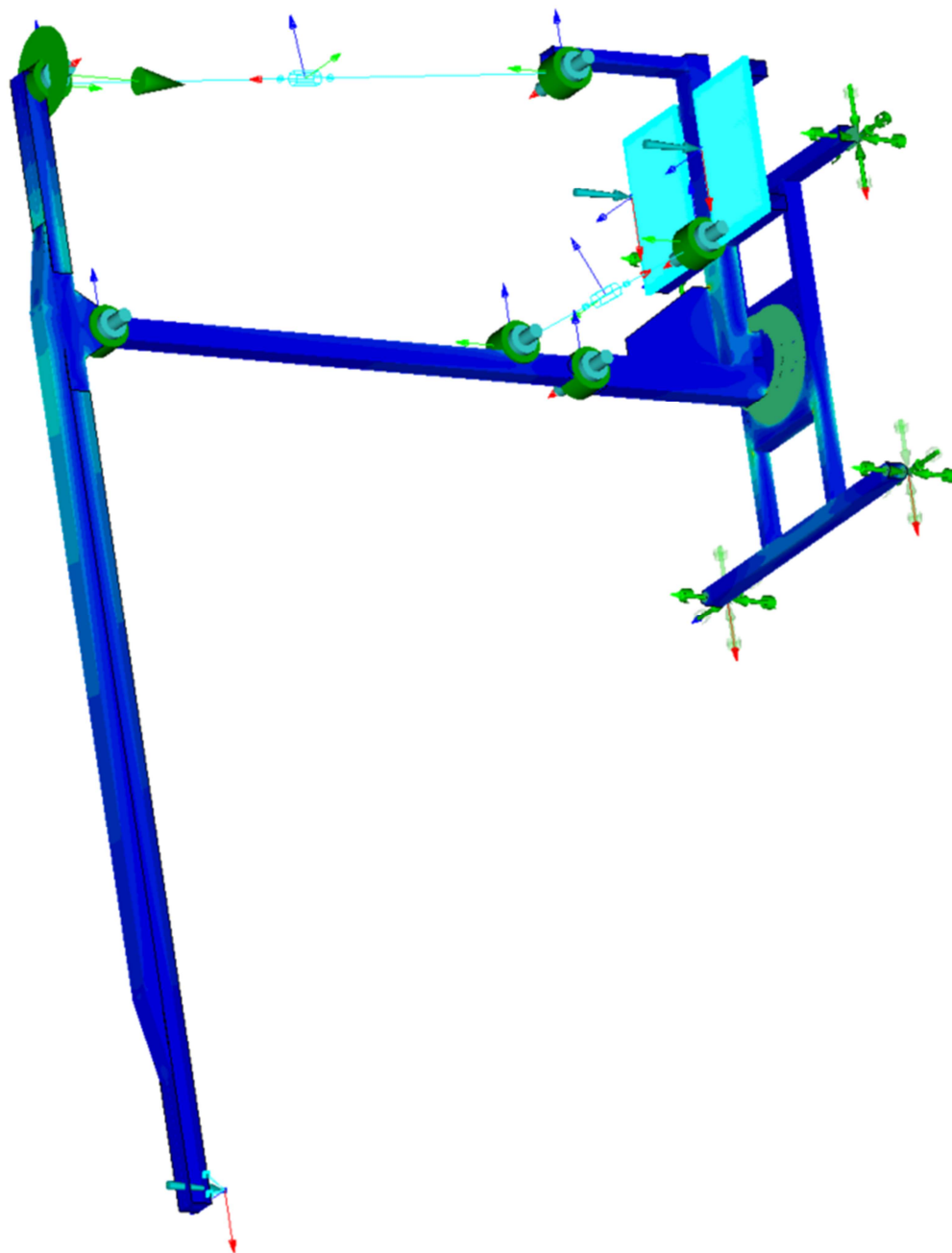
REVISIONI	REVISIONI	REVISIONI	REVISIONI	REVISIONI	REVISIONI
1	1	1	1	1	1
2	2	2	2	2	2
3	3	3	3	3	3
4	4	4	4	4	4
5	5	5	5	5	5
6	6	6	6	6	6
7	7	7	7	7	7
8	8	8	8	8	8
9	9	9	9	9	9
10	10	10	10	10	10
11	11	11	11	11	11
12	12	12	12	12	12

REXROTH  
3.0 Kg  
1:3  
OFFER DRAWING  
1705632006041815577  
Disegno per offerta

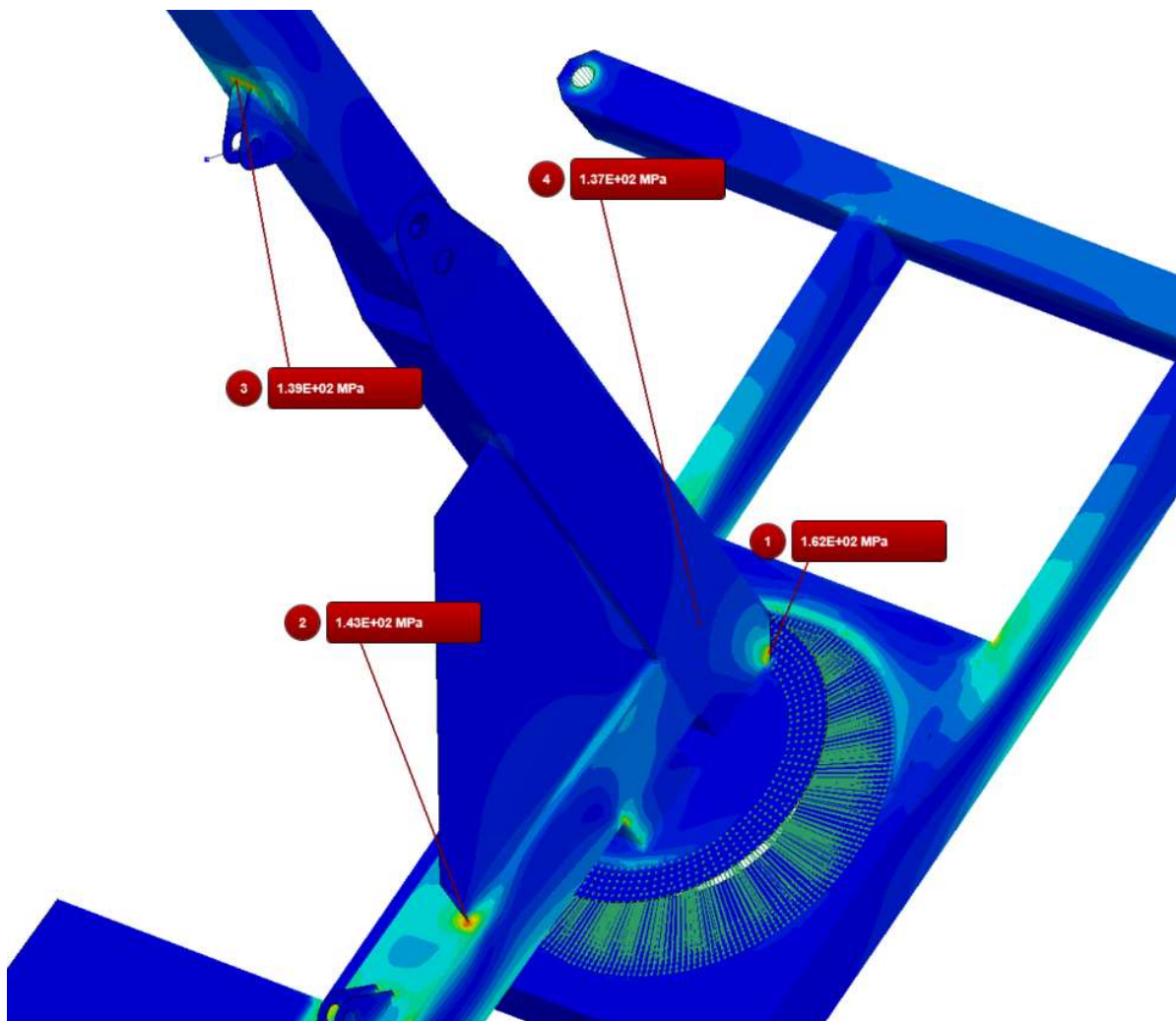
Příloha IV: Výpočtový model pro přímý směr zvedání břemene



Příloha V: Přímý směr zvedání břemene vypočtený metodou konečných prvků s napětím Von Mises

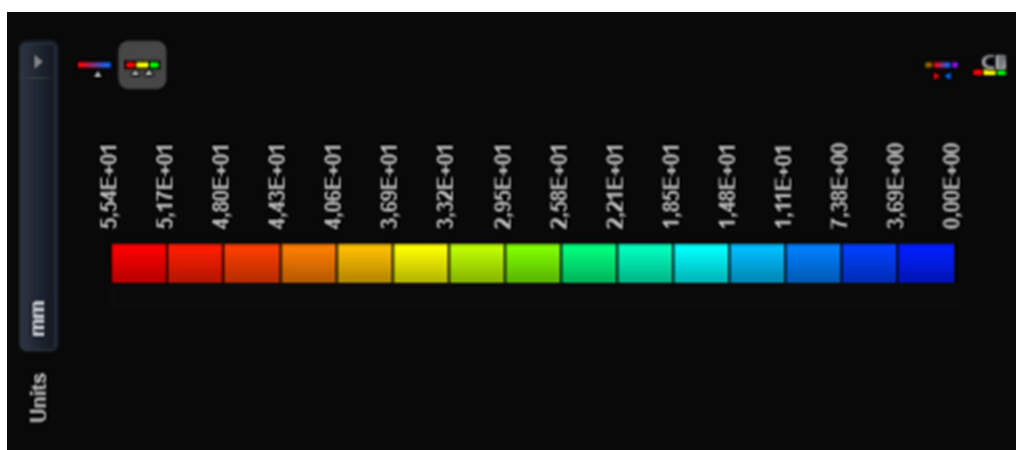
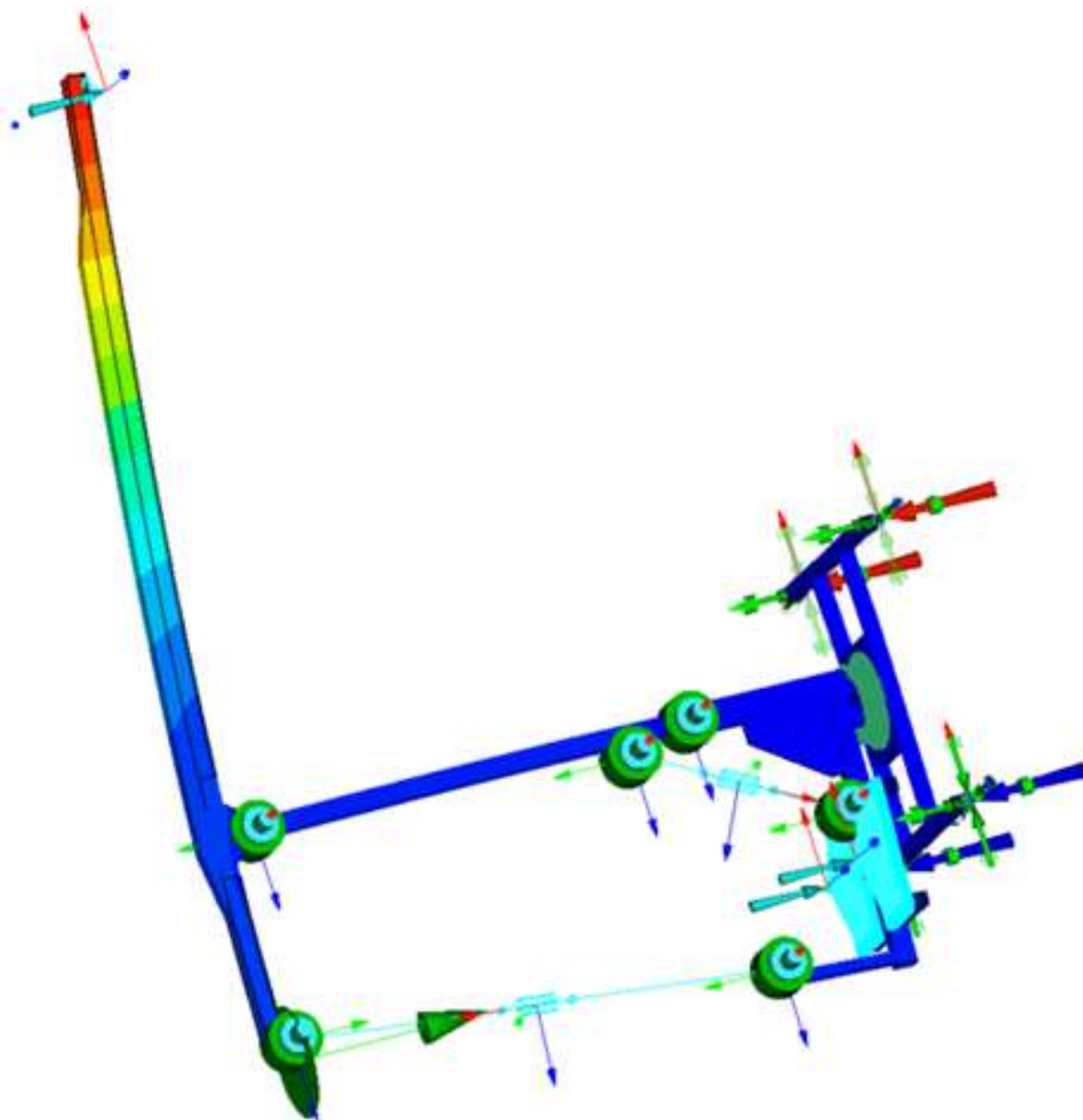


Příloha VI: Přímý směr zvedání břemene vypočtený metodou konečných prvků s napětím Von Mises a zobrazením 4 extrémů.

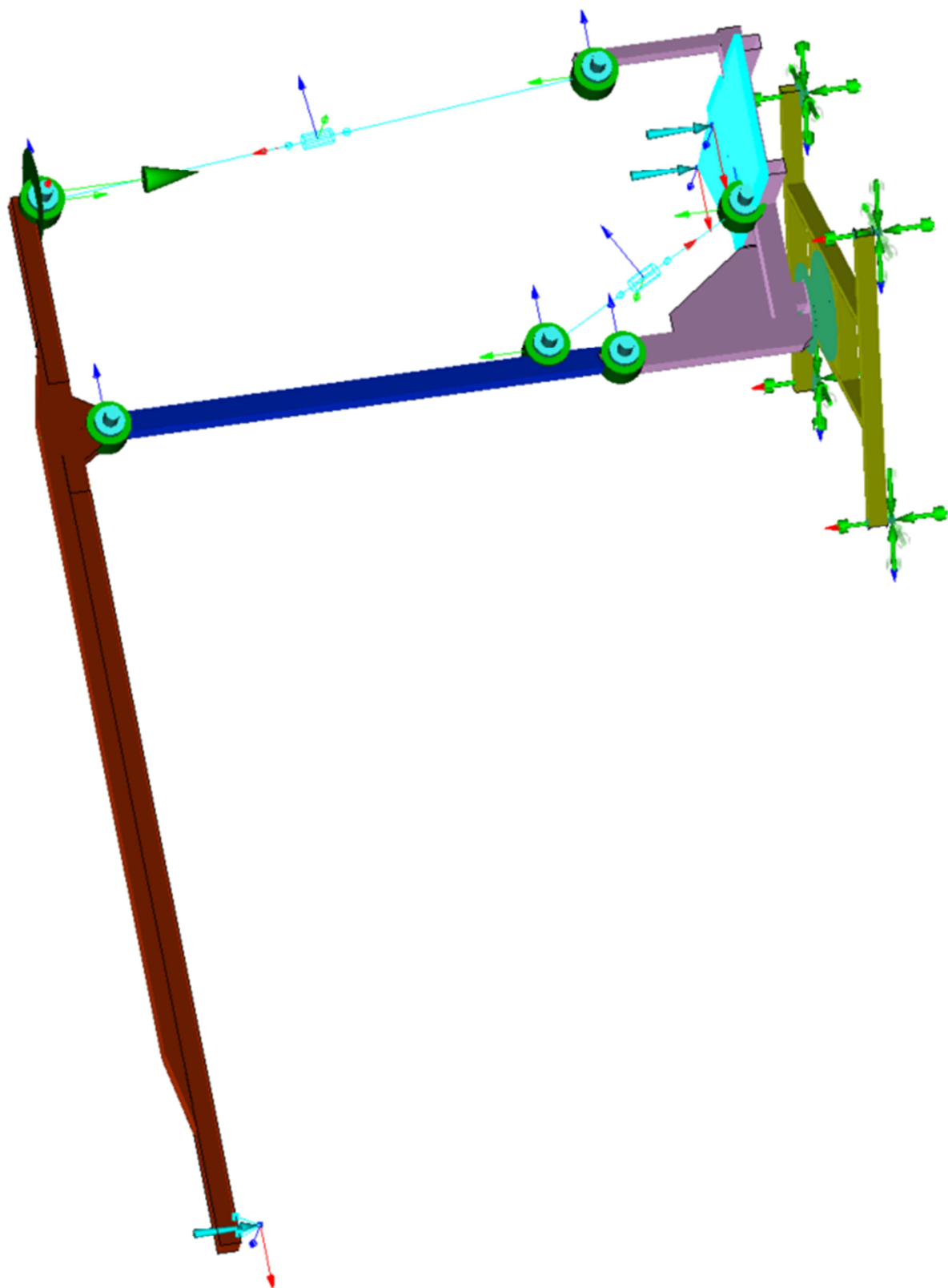




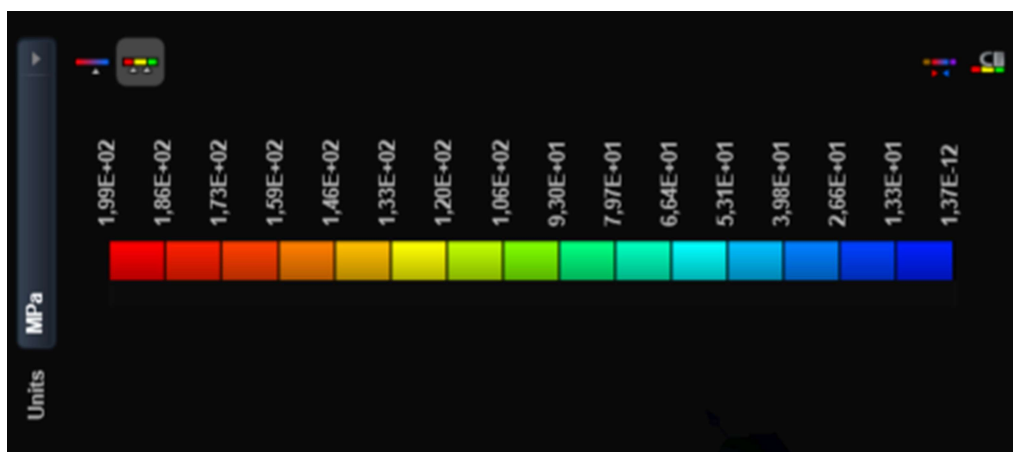
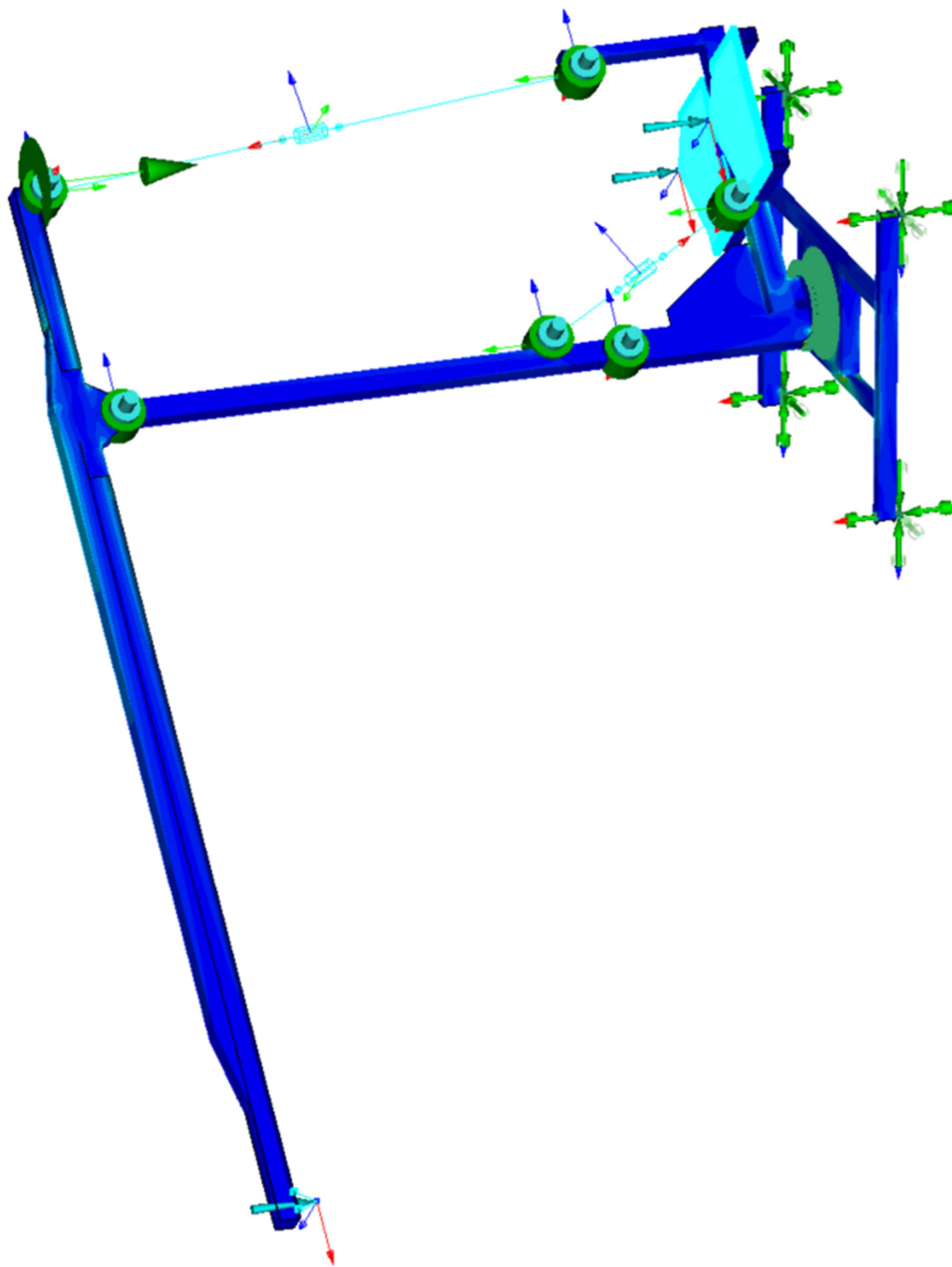
Příloha VII: Přímý směr zvedání břemene vypočtený metodou konečných prvků při zobrazení maximálních posuvů.



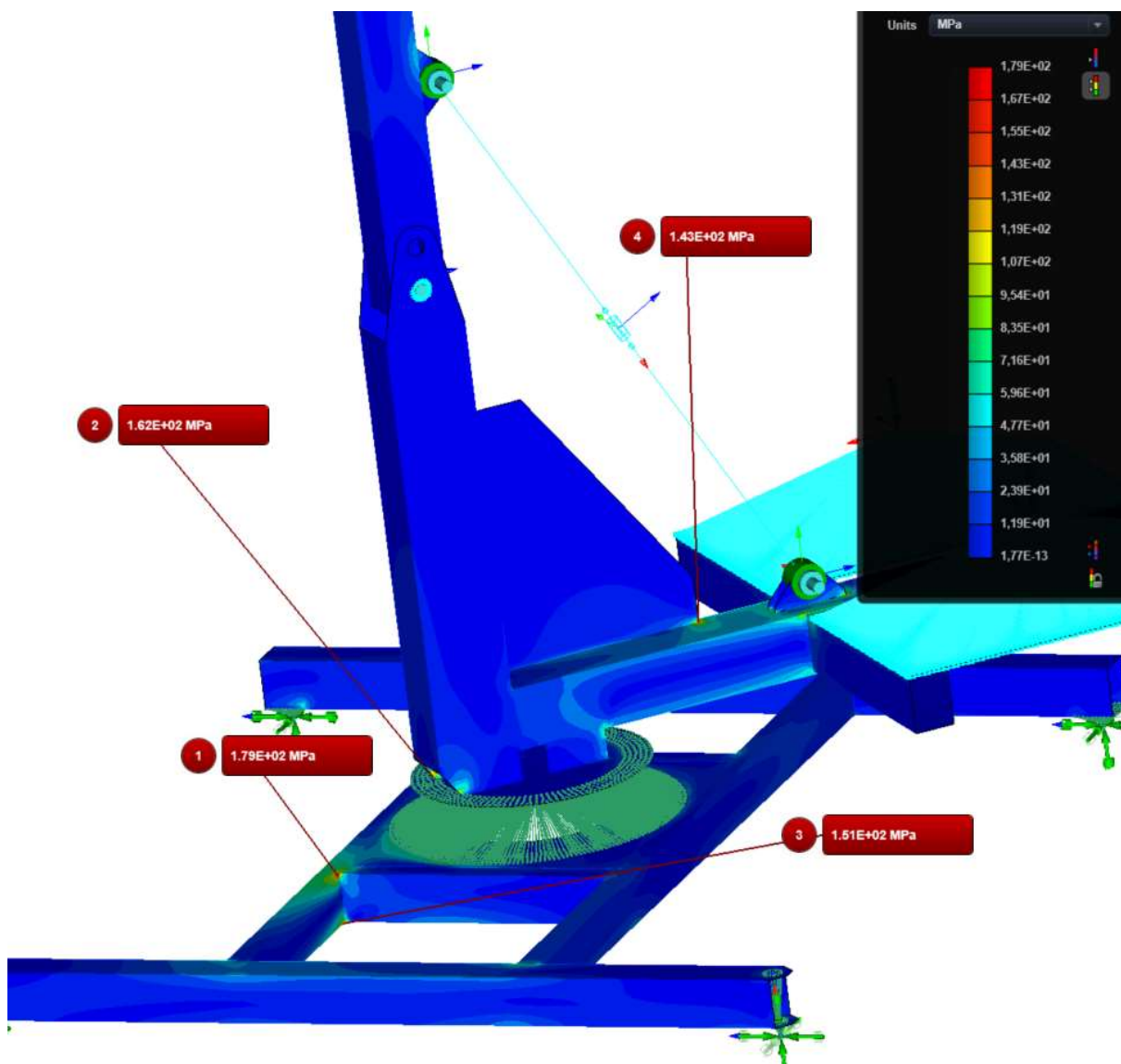
Příloha VIII: Výpočtový model pro natočení jeřabu o 45 ° při zvedání břemene.



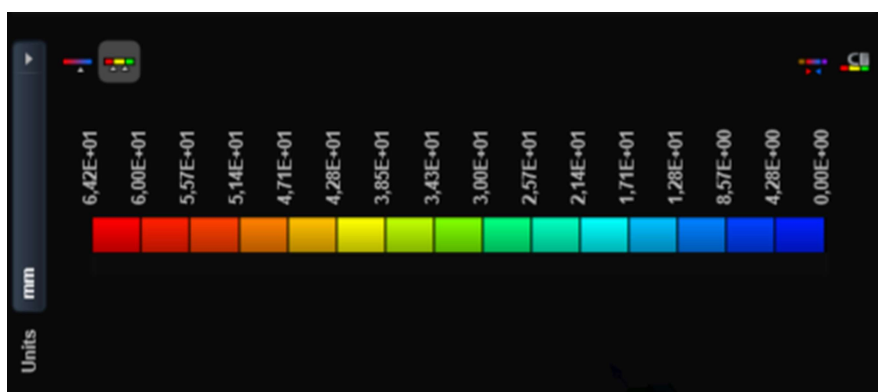
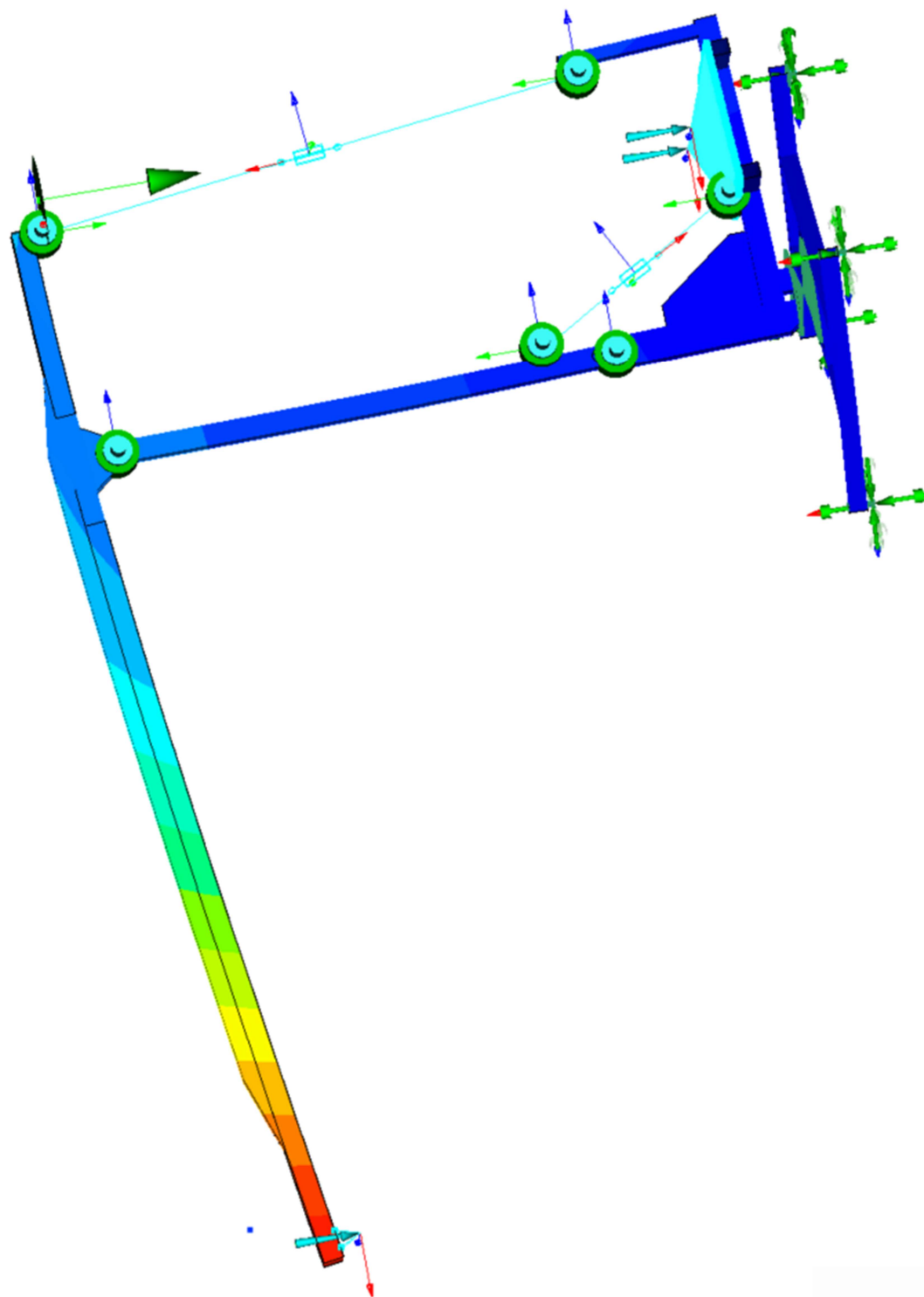
Příloha IX: Zvedání břemene při 45° vypočteno metodou konečných prvků s napětím Von Mises



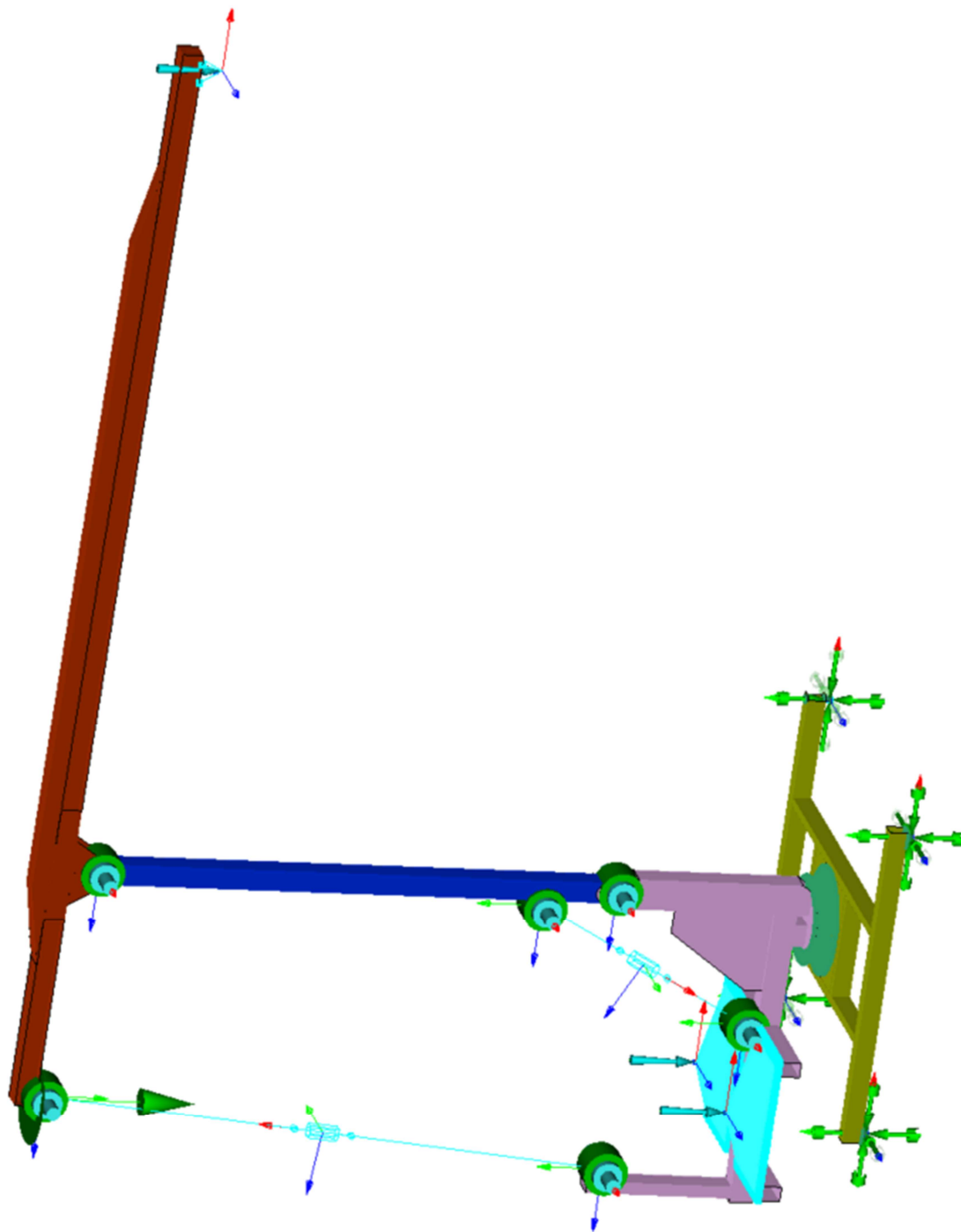
Příloha X: Zvedání břemene při natočení 45° vypočteno metodou konečných prvků s napětím Von Mises a zobrazením 4 extrémů.



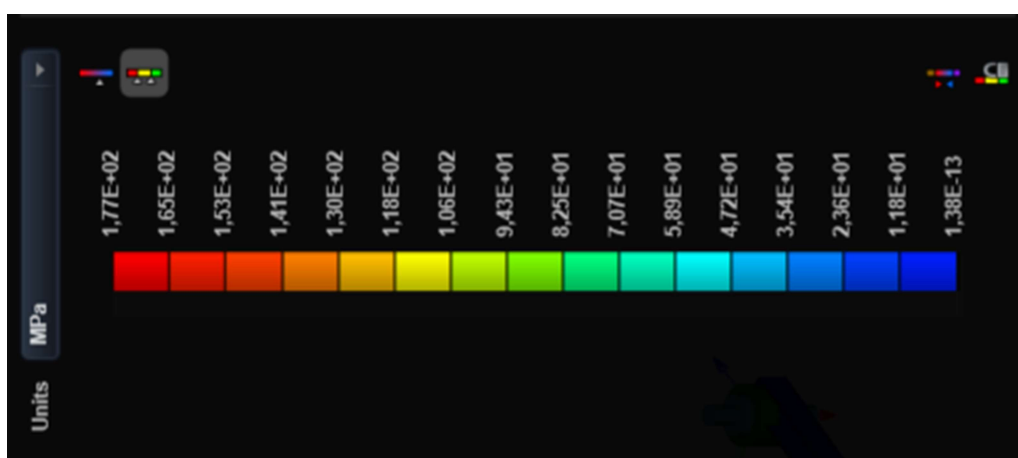
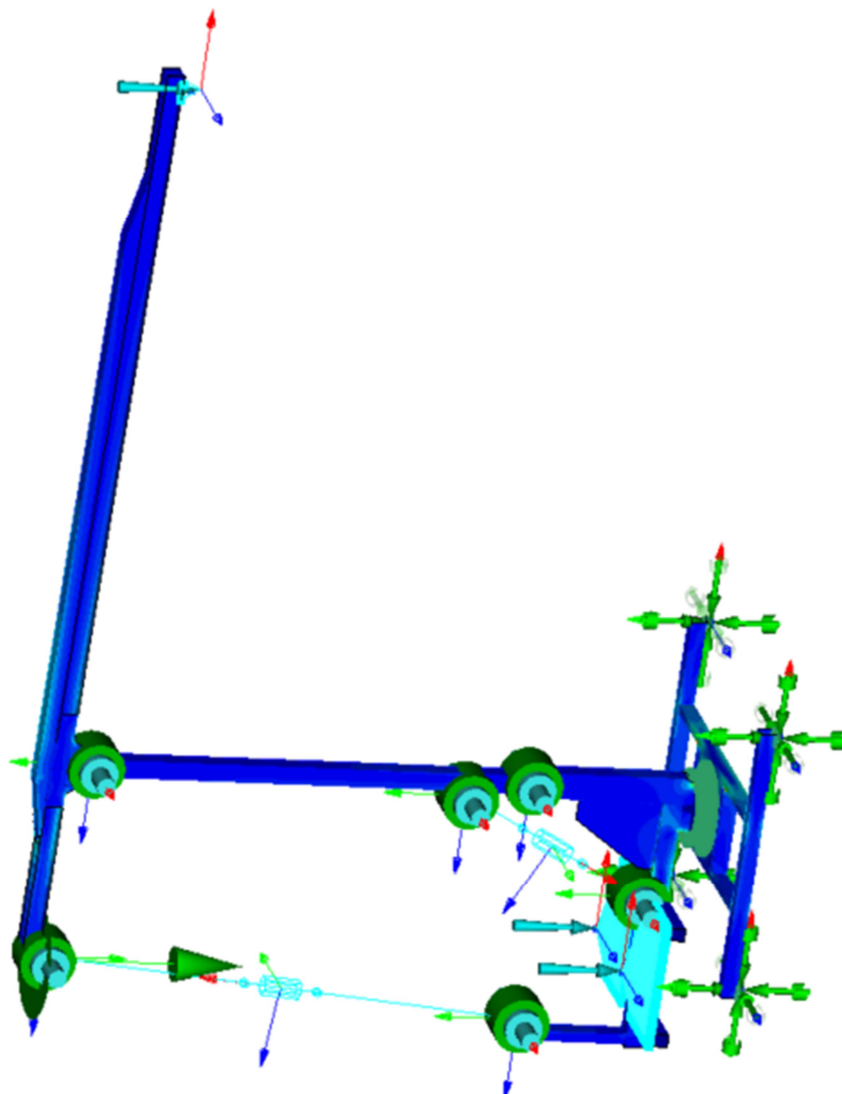
Příloha XI: Zvedání břemene při 45° vypočteno metodou konečných prvků při zobrazení maximálních posuvů.



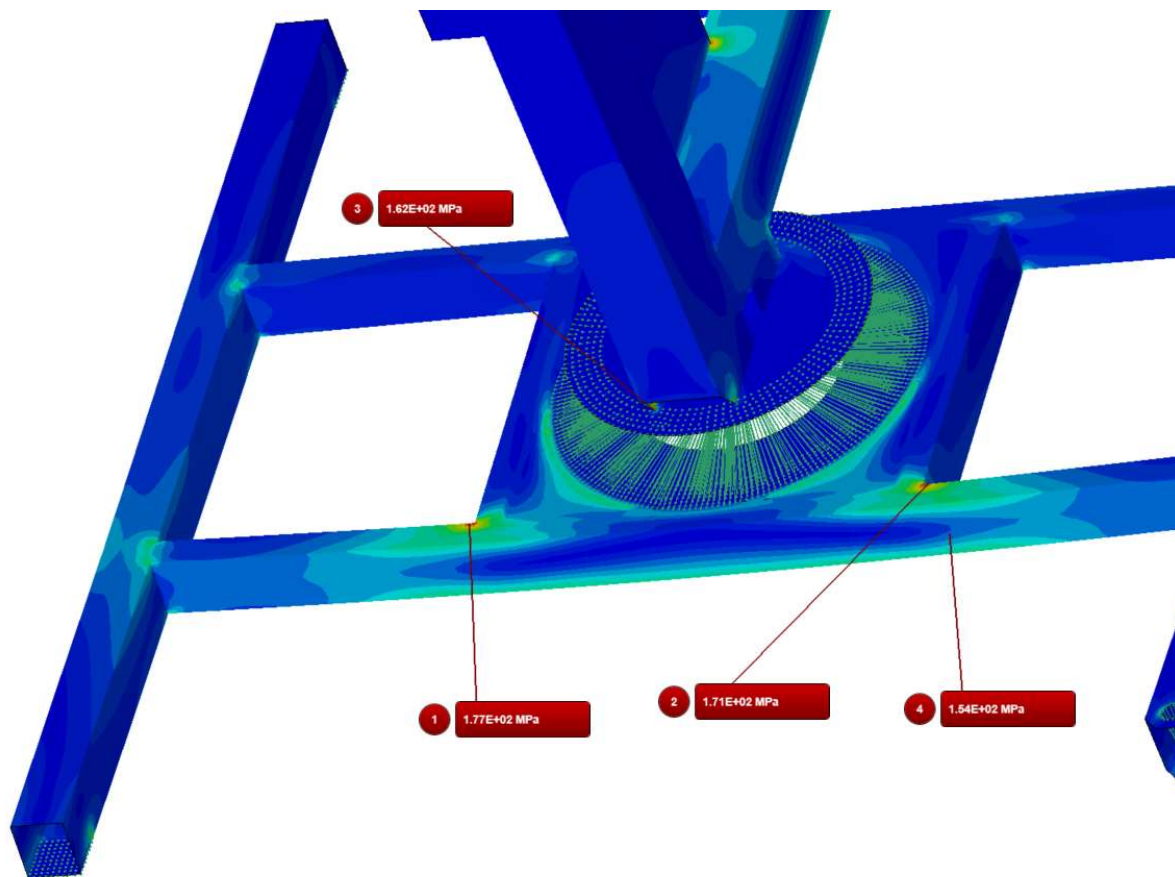
Příloha XII: Výpočtový model pro natočení jeřabu o 90° při zvedání břemene.



Příloha XIII: Zvedání břemene při 90° vypočteno metodou konečných prvků s napětím Von Mises

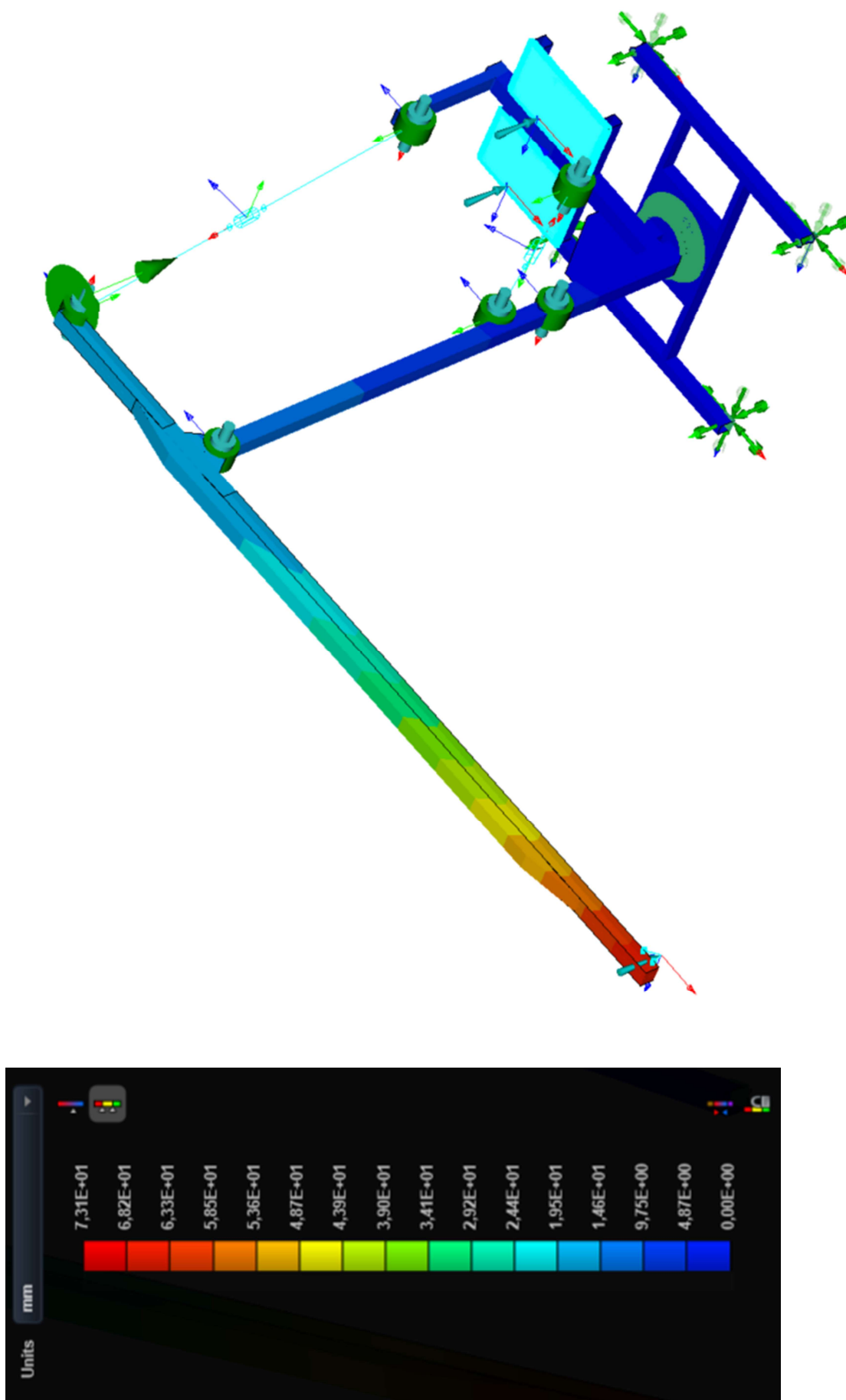


Příloha XIV: Zvedání břemene při natočení 90° vypočteno metodou konečných prvků s napětím Von Mises a zobrazením 4 extrémů.





Příloha XV: Zvedání břemene při 90° vypočteno metodou konečných prvků při zobrazení maximálních posuvů.



## Informace o výrobku

## Označení

R07DRK71S4/BE1  
Čelní převodovka R

## Produktová data

Jmenovité otáčky motoru	[1/min] : 1450
Výstupní otáčky	[1/min] : 50
Převodový poměr celkové	: 29,08
Výstupní kroučící moment	[Nm] : 34
Provozní faktor SEW-FB	: 1,45
Typ konstrukce	: M5
Vrchní nátěr dle RAL	: 0348 Alu (52203480)
Poloha konektoru/svorkové skříně	[°] : 0
Kabelový přívod/poloha konektoru	: 3
Výstupní hřídel	[mm] : 20x40
Množství maziva 1. převodovka	[Litř] : 0,2
Výkon motoru	[kW] : 0,18
Doba zapnutí	: S1-100%
Třída účinnosti	: IE1
Účinnost (50/75/100% Pn)	[%] : 44,3 / 55,5 / 63,1
Značka CE	: ano
Kondenzátor	: zabudovaný provozní kondenzátor
Kapacita CB	[μF] : 20
Napětí motoru	[V] : 230
Schéma zapojení	: ER11
Frekvence	[Hz] : 50
Jmenovitý proud	[A] : 1,53
Cos φ	: 0,81
Tepelná třída	: 155(F)
Krytí motoru	: IP55
Konstrukční předpis	: IEC
Moment setrvačnosti motoru	[10f <sup>4</sup> kgm <sup>2</sup> ] : 6,43
Hmotnost	[kg] : 13,10
Brzdny moment	[Nm] : 7
Brzdové napětí	[V] : 230
Ovládání brzdy	: BMK1.5

## Doplňková provedení

Výstupní hřídel: 20x40 mm  
Barva: 0348 Alu (52203480)  
BE1- SEW - kotoučová brzda  
BMK- El. ovládání brzdy s řídicím signálem 24V= pro 230/400V  
Ochrana proti korozi  
Povrchová ochrana OS1 (při nízkém ekologickém zatížení)  
Mazivo: SEW převodový olej: CLP PG 150 (-30 / +70 °C): 0,2 Litř  
Tepelná třída 155(F)