



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

JEŘÁB VÝLOŽNÍKOVÉHO TYPU

JIB TYPE CRANE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

TOMÁŠ KNAPEC

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/13

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Tomáš Knapec

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

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

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Jeřáb výložníkového typu

v anglickém jazyce:

Jib type crane

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte konstrukční návrh včetně pevnostních výpočtů tohoto speciálního jeřábu.

Nosnost 1700kg

Vodorovné natáčení ramene 360°

Svislé natáčení ramene 90°

Cíle bakalářské práce:

Vypracovat technickou zprávu včetně důležitých pevnostních výpočtů, nakreslit schéma hydraulického obvodu,

nakreslit sestavný výkres zařízení a důležité detailní výkresy.

Seznam odborné literatury:


1. Shigley J.E., Mischke Ch.R., Budynas R.G.: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
2. Gere J.M. and Timoshenko: Mechanics of materials. Chapman and Hall. Third SI Edition, 1989, ISBN 55-503-79.
3. Jančík L.: Části a mechanismy strojů, ČVUT Praha, 2004.
4. Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno 2003.
5. Julina M., Řeřábek A.: Mechanika statika pro školu a praxi. Scientia s.r.o. Praha 2000. ISBN 80-7183-188-3.
6. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992.

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/13.

V Brně, dne 20.11.2012





prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce je vypracováním konstrukčního návrhu jeřábu výložníkového typu s jedním kloubem. Cílem této práce je vypracování technické zprávy včetně důležitých pevnostních výpočtů, schematického návrhu hydraulického okruhu a vytvoření kompletní výkresové dokumentace jeřábu výložníkového typu, který je určen pro montáž na mobilní zařízení. Žadané parametry tohoto jeřábu jsou možnost vodorovného natáčení ramene v rozsahu 360°, svislého natáčení ramene v rozsahu 90° a maximální nosnost 1 700 kg.

KLÍČOVÁ SLOVA

Jeřáb výložníkového typu, výložník, pevnostní výpočet, manipulace s břemenem, hydraulický okruh, radiální pístový hydromotor, přímočarý hydromotor.

ABSTRACT

This bachelor's thesis is the design development of jib type crane with single knuckle. The target of this thesis is to develop a technical report including important strength calculations, schematic hydraulic circuit design and creating complete drawings of jib type crane that is designed for installation on mobile devices. Desired parameters of this crane are allowing horizontal rotation in 360° a vertical between 90° and maximum load capacity 1 700 kg.

KEYWORDS

Jib type crane, jib, strength calculation, handling a load, hydraulic circuit, radial piston motor, linear hydraulic motor.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KNAPEC, Tomáš. *Jeřáb výložníkového typu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 63 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 21. května 2013

.....

Tomáš Knapec



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za cenné rady, připomínky a metodické vedení práce. A dále děkuji mé rodině a blízkým za podporu během celého trvání studia.



OBSAH

Úvod	11
1 Jeřáby výložníkového typu	12
1.1 Jeřáby s kloubovým výložníkem	12
1.2 Jeřáby s teleskopickým výložníkem a jedním kloubem	12
1.3 Kombinované kloubovo-teleskopické jeřáby	13
1.4 Jeřáby výložníkového typu s tuhým výložníkem	13
2 Zadání	14
3 Specifikace konstrukčního řešení	15
3.1 Sloup	15
3.2 Rameno	15
3.3 Výložník	15
3.4 Otočný mechanismus jeřábu	15
3.5 Přímočaré hydromotory	15
4 Silový rozbor	16
4.1 Základní věty grafického řešení	16
4.1.1 Věta o dvou silách	16
4.1.2 Věta o třech silách	16
4.1.3 Věta o superpozici	16
4.2 Určení pohyblivosti	17
4.3 Grafické řešení v obecné poloze	17
4.3.1 Obecná poloha jeřábu	18
4.3.2 Algoritmus pro analytické řešení	18
4.4 Polohy s maximálními vazebnými silami a klopným momentem	19
5 Návrhový výpočet	20
5.1 Uvolnění členů soustavy	20
5.2 Statický rozbor	21
5.2.1 Množina neznámých nezávislých parametrů	21
5.2.2 Počet použitelných podmínek statické rovnováhy	21
5.2.3 Ověření nutné podmínky statické určitosti	21
5.3 Výsledné vnitřní účinky členu 2 (VVÚ ramene)	22
5.3.1 Rovnice rovnováhy	22
5.3.2 Grafické znázornění průběhu VVÚ	23
5.4 Výsledné vnitřní účinky členu 3 (VVÚ sloupu)	23
5.4.1 Rovnice rovnováhy	24
5.4.1 Grafické znázornění průběhu VVÚ	24



5.5	Návrh ramene.....	25
5.5.1	Volba polotovaru	25
5.5.2	Volba materiálu polotovaru	25
5.5.3	Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti	25
5.6	Návrh sloupu.....	26
5.6.1	Volba polotovaru	26
5.6.2	Volba materiálu polotovaru	26
5.6.3	Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti	26
5.7	Návrh výložníku	26
5.7.1	Volba polotovaru	26
5.7.2	Volba materiálu polotovaru	26
5.7.3	Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti	26
5.8	Volba přímočarých hydromotorů a příslušenství.....	28
5.8.1	Hlavní přímočarý hydromotor	28
5.8.2	Vedlejší přímočarý hydromotor	29
5.8.3	Příslušenství.....	29
6	Kontrolní výpočet.....	30
6.1	Určení zatěžujících sil.....	30
6.1.1	Tíhová síla ramene (člen 2)	30
6.1.2	Tíhová síla sloupu (člen 3)	31
6.1.3	Tíhová síla hlavního přímočarého hydromotoru (člen 4).....	31
6.1.4	Uvolnění členů soustavy.....	32
6.1.5	Určení vazebných sil a klopného momentu.....	32
6.2	Kontrola ramene	33
6.2.1	Mechanické vlastnosti materiálu	33
6.2.2	Skutečný ohybový moment	33
6.2.3	Ohybové napětí.....	34
6.2.4	Mez únavy	35
6.2.5	Bezpečnost dle Soderbergova kritéria	37
6.3	Kontrola sloupu.....	37
6.3.1	Mechanické vlastnosti materiálu	37
6.3.2	Skutečný ohybový moment	37
6.3.3	Ohybové napětí.....	38
6.3.4	Mez únavy	39
6.3.5	Bezpečnost dle Soderbergova kritéria	39
6.4	Kontrola hlavního přímočarého hydromotoru	39



6.5	Kontrola čepů.....	40
6.5.1	Čep hlavního přímočarého hydromotoru.....	40
6.5.2	Čep v kloubu ramene.....	41
6.6	Návrh otočného mechanismu jeřábu.....	42
6.6.1	Volba ložiska.....	42
6.6.2	Návrh pastorku.....	43
6.6.3	Volba rotačního hydromotoru.....	44
6.7	Kotevní šrouby.....	45
6.7.1	Kontrola šroubů na vnitřním a vnějším kroužku ložiska.....	45
6.7.2	Návrh šroubů podstavce.....	46
6.8	Vedení výložníku.....	47
6.9	Stabilita.....	47
7	Návrh hydraulického okruhu.....	50
7.1	Kontrola hlavního přímočarého hydromotoru.....	52
8	Montážní postup.....	54
9	Volby.....	55
9.1	Konstrukce a materiály jednotlivých částí.....	55
9.2	Drsnost povrchů, rozměrové a geometrické tolerance.....	55
	Závěr.....	56
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	59
	Seznam příloh.....	63



ÚVOD

V moderní době si nedovedeme představit práci bez pomoci strojů a přístrojů, které nám tuto práci usnadňují a zároveň zvyšují její efektivitu, rychlost, přesnost a především bezpečnost. Tyto stroje a zařízení vznikaly již od dávných dob, kdy mělo lidstvo potřebu manipulace s těžkými předměty, na které nestačila síla lidského jedince nebo celé skupiny. Základem pro rozvoj zdvihacích strojů a zařízení byl vynález páky, kladky a odtud pak prvních jednoduchých jeřábů. Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem jeřábu výložníkového typu s jedním kloubem, který je určen pro montáž na mobilní zařízení jako nástavba, kde umožňuje manipulaci s lehčími náklady. Vzhledem ke konstrukčnímu řešení může kompletní manipulaci s břemeny provádět jeden člen obsluhy. Mobilní zařízení opatřené tímto jeřábem musí být vybaveno hydraulickým okruhem.



1 JEŘÁBY VÝLOŽNÍKOVÉHO TYPU

Jeřáby výložníkového typu jsou specifické konstrukcí výložníku. Výložník mají kromě těchto jeřábů také např. jeřáby věžové a portálové. V těchto provedeních je však výložník uchycen pevně v horizontální poloze a slouží jako pojezdová dráha pro jeřábovou kočku. Jeřáby výložníkového typu mají oproti již zmíněným typům jeřábů určitý rozsah pohybů výložníku, které umožňují transport břemene. Konstruují se zpravidla jako pevná součást mobilního zařízení nebo jsou na zařízení instalovány jako nástavba. Následující rozdělení je provedeno dle rozdělení výrobce jeřábů HEILA [5]. Na trhu se zpravidla objevují různé varianty a kombinace těchto základních typů.

1.1 JEŘÁBY S KLOUBOVÝM VÝLOŽNÍKEM

Výložník jeřábu je v tomto provedení rozdělen na dvě části, spojené kloubovým spojením. Pro různý pracovní rozsah pak dochází k pohybu přímočarých hydromotorů, které výložník vysunují. Těchto kloubových spojení může být na výložníku realizováno více. Výhodou je kompaktnost jeřábu ve složeném stavu, nevýhodou pak náročnost konstrukce.



Obr. 1 Jeřáb HEILA s kloubovým výložníkem [5]

1.2 JEŘÁBY S TELESKOPICKÝM VÝLOŽNÍKEM A JEDNÍM KLOUBEM

Výložník jeřábu je teleskopický, v případě potřeby je vysunut pomocí přímočarého hydromotoru. Pro dosažení menšího vyložení, než je základní délka výložníku, je nutný zdvih výložníku, což umožňuje kloubové spojení výložníku se sloupem jeřábu. Konstrukce je jednodušší než konstrukce jeřábu se zalomeným výložníkem.



Obr. 2 Jeřáb HEILA s teleskopickým výložníkem [5]



1.3 KOMBINOVANÉ KLOUBOVO-TELESKOPICKÉ JEŘÁBY

Jeřáby tohoto typu kombinují výhody obou typů jeřábů, z nichž jsou sestaveny. Jsou ovšem velmi náročné na výrobu.



Obr. 3 Jeřáb HEILA s kloubovo-teleskopickým výložníkem [5]

1.4 JEŘÁBY VÝLOŽNÍKOVÉHO TYPU S TUHÝM VÝLOŽNÍKEM

Výložník je tuhý (neteleskopický, nekloubový) a vyložení lze regulovat pouze nakloněním výložníku. Nevýhodou jsou velmi nekompatní rozměry a možnost regulace vyložení pouze natáčením výložníku okolo kloubu. Výhodou je naopak jednoduchá konstrukce.

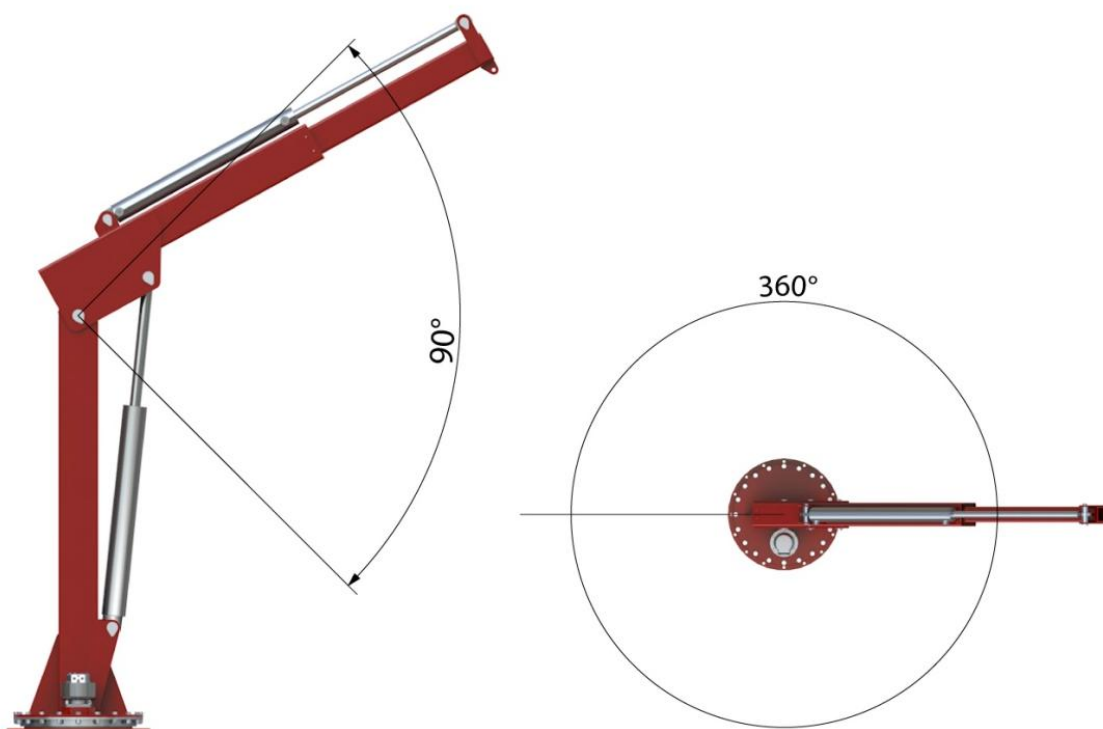


Obr. 4 Jeřáb HEILA s tuhým výložníkem [5]



2 ZADÁNÍ

Maximální nosnost při základní délce ramene:	1 700 kg
Rozsah vodorovného natáčení ramene:	360°
Rozsah svislého natáčení ramene:	90°
Základní délka ramene:	1 500 mm
Délka ramene při vysunutí výložníku:	2 400 mm
Výška sloupu:	2 000 mm



Obr. 5 Rozsah pohybů jeřábu



3 SPECIFIKACE KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

3.1 SLOUP

Sloup (obr. 6-1) je řešen jako svařenec, kde je hlavní částí ocelový uzavřený svařovaný profil s obdélníkovým průřezem. Na tomto profilu je v dolní části přivařena příruba (obr. 6-2), která slouží ke spojení s ložiskem (obr. 6-3) pomocí dvaceti šroubů. Dále je v dolní polovině sloupu navrženo uchycení hlavního přímočarého hydromotoru (obr. 6-4), které je realizováno pomocí čepu.

3.2 RAMENO

Rameno (obr. 6-5) je řešeno jako svařenec obdobně jako sloup. Hlavní částí je opět ocelový uzavřený svařovaný profil s obdélníkovým průřezem, na kterém je navrženo uchycení pro hlavní a vedlejší přímočarý hydromotor (obr. 6-8). Pro spojení ramene se sloupem jsou zde přivařeny plechové díly. Všechna tato navržená spojení jsou realizována pomocí čepů. Uvnitř ramene je přišroubováno vedení výložníku (obr. 6-6).

3.3 VÝLOŽNÍK

Výložník (obr. 6-7) je navržen jako ocelový uzavřený svařovaný profil s obdélníkovým průřezem, který je veden v rameni pomocí vodicích desek z makromolekulárních plastů a na konci je opatřen úchytem umožňujícím připojení vedlejšího přímočarého hydromotoru a okem pro uchycení břemene (obr. 6-9).

3.4 OTOČNÝ MECHANISMUS JEŘÁBU

Vodorovné otáčení jeřábu je řešeno pomocí axiálního ložiska (obr. 6-3), schopného přenést potřebná zatížení od břemene a vlastní konstrukce, a radiálního pístového hydromotoru (obr. 6-10). Ložisko je opatřeno vnitřním ozubením a rotační hydromotor pastorkem, který zajišťuje přenos krouticího momentu.

3.5 PŘÍMOČARÉ HYDROMOTORY

Pracovní rozsahy ve svislém natáčení ramene jeřábu a vysunutí výložníku zajišťují hlavní a vedlejší přímočarý hydromotor. Jeřáb je opatřen úchyty hadic (obr. 6-11) hydraulického okruhu k přivedení těchto hadic k motorům.



Obr. 6 Konstrukční řešení (1 – sloup, 2 – příruba sloupu, 3 – axiální jednořadé kuličkové ložisko, 4 – hlavní přímočarý hydromotor, 5 – rameno, 6 – vedení výložníku, 7 – výložník, 8 – vedlejší přímočarý hydromotor, 9 – oko uchycení břemene, 10 – radiální pístový hydromotor, 11 – úchyt hadic)



4 SILOVÝ ROZBOR

Na řešenou soustavu těles lze nahlížet jako na rovinnou úlohu, jejíž řešení je značně jednodušší než řešení úlohy prostorové. Úloha je řešena grafickou metodou statické úlohy v obecné poloze jeřábu (v tomto případě vodorovné), kdy je na základě tohoto obecného řešení sestaven algoritmus pro analytický výpočet ve všech polohách jeřábu v závislosti na svislém natočení ramene. Podstatou grafického řešení statické úlohy je grafickým zobrazením známých veličin v určeném měřítku a složením geometrického obrazce zpětně získat číselné hodnoty veličin neznámých.

4.1 ZÁKLADNÍ VĚTY GRAFICKÉHO ŘEŠENÍ

Pro realizaci grafického řešení zadané statické úlohy je stěžejní využití následujících vět.

4.1.1 VĚTA O DVOU SILÁCH

Uvolněné těleso, na které působí dvě síly jako jediné silové prvky, je ve statické rovnováze tehdy a jen tehdy, když obě síly leží na společné nositelce, jsou stejně veliké a opačně orientované. [1] str. 144

4.1.2 VĚTA O TŘECH SILÁCH

Uvolněné těleso, na které působí tři síly jako jediné silové prvky je ve statické rovnováze tehdy a jen tehdy, jestliže síly leží v jedné rovině, jejich nositelky se protínají v jednom bodě a silový trojúhelník je uzavřen se šípkami v jednom smyslu. [1] str. 145

4.1.3 VĚTA O SUPERPOZICI

Působí-li na těleso soustava úplně zadaných silových prvků $\pi = \{\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_3\}$, a soustava neúplně určených stykových sil $\pi_R = \{\vec{F}_A, \vec{F}_B\}$, přičemž soustava statických rovnic je lineární, pak stykové síly soustavy π_R určíme jako výslednice dílčích stykových sil např. $\vec{F}_A = \sum \vec{F}_A$, kde \vec{F}_A je dílčí styková síla ve vazbě A vyvolaná i-tou silou \vec{F}_i úplně zadané soustavy sil π . [1] str. 146



4.2 URČENÍ POHYBLIVOSTI

Počet stupňů volnosti rovinné úlohy: $i_v = 3$

Počet členů soustavy: $n = 4$

Klasifikace členů:

- člen 2: binární zatížený člen
- člen 3: ternární nezatížený člen
- člen 4: binární nezatížený člen

Klasifikace vazeb:

- vazba A: vetknutí - $\xi_A = 3$
- vazba B, C, D: rotační k. d. - $\xi_{B,C,D} = 2$

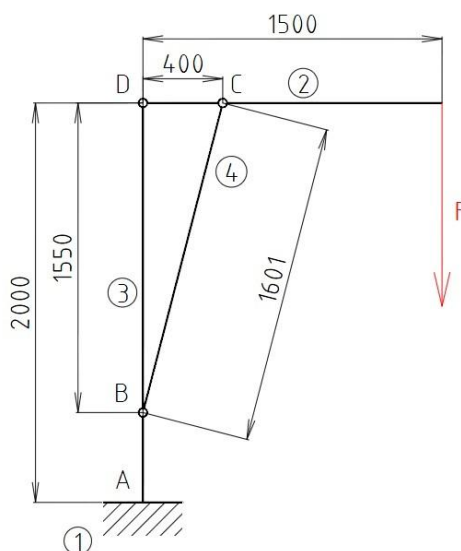
Předpokládaný počet omezených deformačních parametrů: $\eta = 0$

$$i = (n - 1) \cdot i_v - \left(\sum \xi_i - \eta \right) \quad [1] \text{ str. 134} \quad (4.1)$$

$$i = (4 - 1) \cdot 3 - (3 + 2 + 2 + 2 - 0)$$

$$i = 0$$

Soustava je uložena nepohyblivě bez omezení deformačních parametrů.



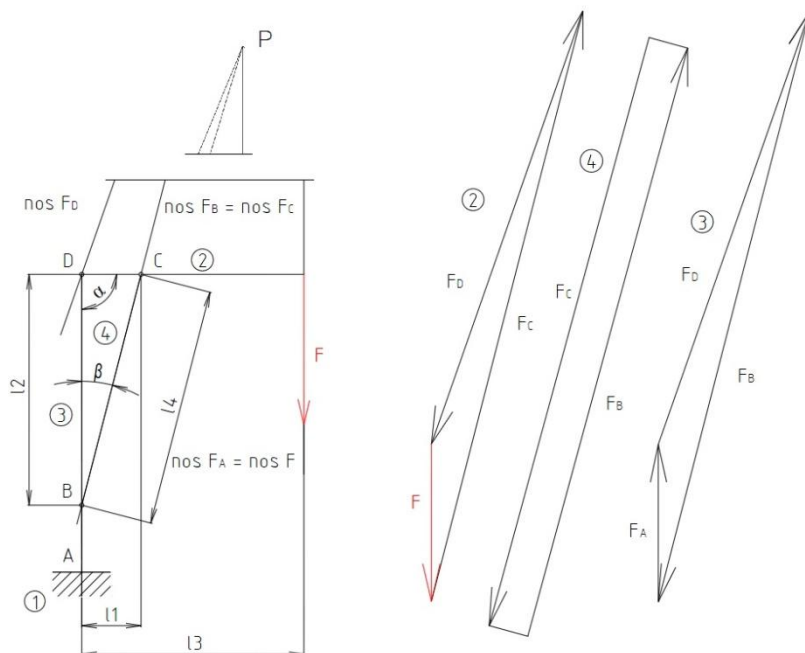
Obr. 7 Soustava těles

4.3 GRAFICKÉ ŘEŠENÍ V OBECNÉ POLOZE

Na základě grafického řešení v obecné poloze jeřábu je sestaven algoritmus pro analytické zjištění vazebných sil v rotačních k. d. a klopného momentu M_A ve vetknutí v jednotlivých polohách, tento algoritmus je zpracován do tabulky pomocí softwaru Excel (příloha 1). Vzhledem k velkému množství možných poloh je pouze grafické řešení značně zdlouhavé.



4.3.1 OBECNÁ POLOHA JEŘÁBU



Obr. 8 Obecná poloha grafického řešení

Pro jednoduchost je jako obecná poloha zvolena vodorovná poloha. Rameno svírá se svislou osou obecný úhel α , který se mění v rozsahu: $\alpha \in < 45^\circ; 135^\circ >$. Zatížení soustavy F vzniká pouze od zatížení jeřábu břemenem.

4.3.2 ALGORITMUS PRO ANALYTICKÉ ŘEŠENÍ

$$F = G \cdot g \quad (4.2)$$

$$F = 1\,700 \cdot 9,81$$

$$F = 16\,677\,N$$

kde G – jmenovitá nosnost jeřábu [kg]

g – gravitační zrychlení [ms^{-2}]

$$l_4 = \sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2 \cdot l_1 \cdot l_2 \cdot \cos \alpha} \quad \text{kosinová věta} \quad (4.3)$$

$$\beta = \sin^{-1} \frac{l_1 \cdot \sin \alpha}{l_4} \quad \text{sinová věta} \quad (4.4)$$

$$F_C = \frac{F \cdot l_3 \cdot \cos(\alpha - 90^\circ)}{l_2 \cdot \sin \beta} = F_B \quad \text{momentová podmínka členu 2: } M_D=0 \quad (4.5)$$

$$F_D = \sqrt{F^2 + F_C^2 - 2 \cdot F \cdot F_C \cdot \cos \alpha} \quad \text{kosinová věta} \quad (4.6)$$

$$M_A = F \cdot l_3 \cdot \cos(\alpha - 90^\circ) \quad \text{momentová podmínka} \quad (4.7)$$

$$F_A = F \quad \text{silová podmínka} \quad (4.8)$$

Pro jednotlivé reakce jsou dále vypočteny X a Y složky zatížení na základě goniometrických funkcí a Pythagorovy věty.



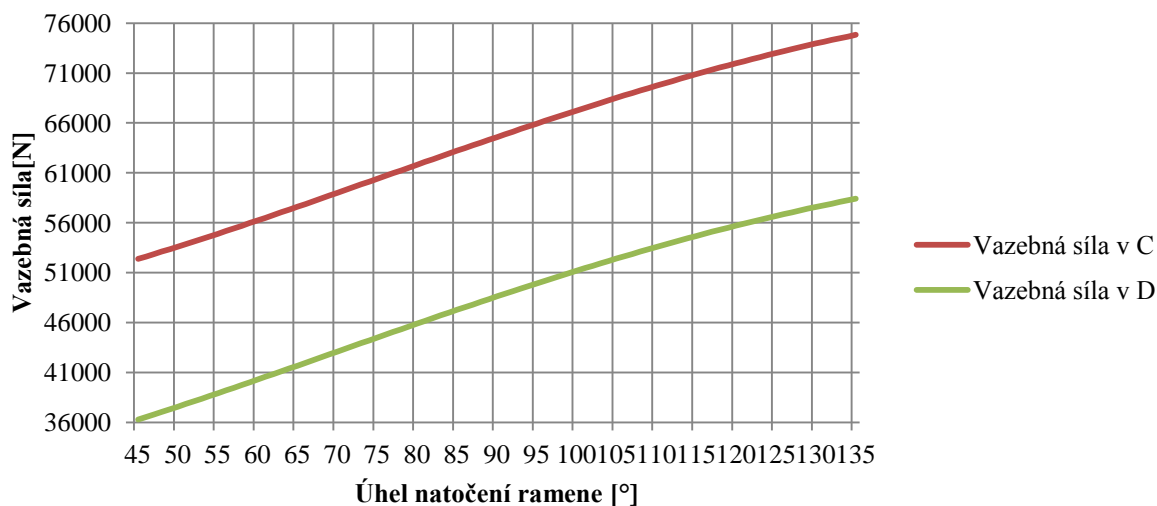
4.4 POLOHY S MAXIMÁLNÍMI VAZEBNÝMI SILAMI A KLOPNÝM MOMENTEM

Vazebné síly a klopný moment jsou závislé na úhlu natočení ramene. Tyto závislosti jsou na základě spočítaných hodnot graficky zpracovány a je možno určit kritická natočení. Vazebné síly nabývají nejvyšších hodnot při maximálním natočení ($\alpha = 135^\circ$), klopný moment je ovšem nejvyšší ve vodorovné poloze ($\alpha = 90^\circ$).

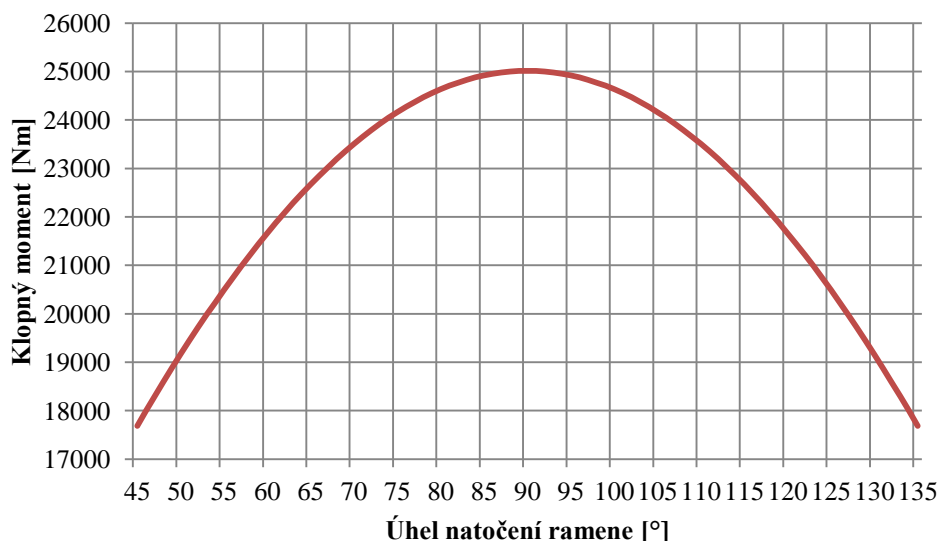
$$F_{C,Bmax} = 74\,826\,N$$

$$F_{Dmax} = 58\,400\,N$$

$$M_{Amax} = 25\,016\,Nm$$



Obr. 9 Závislost vazebných sil na natočení ramene



Obr. 10 Závislost klopného momentu na natočení ramene

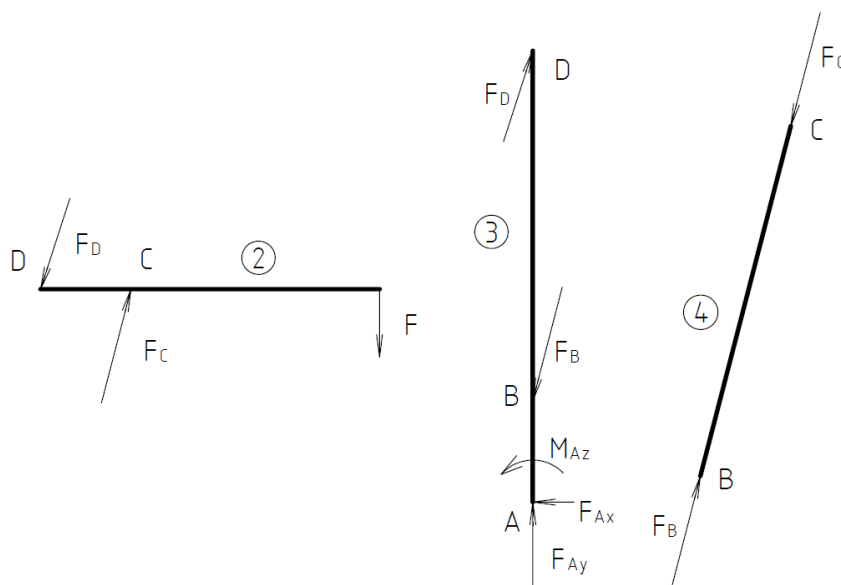


5 NÁVRHOVÝ VÝPOČET

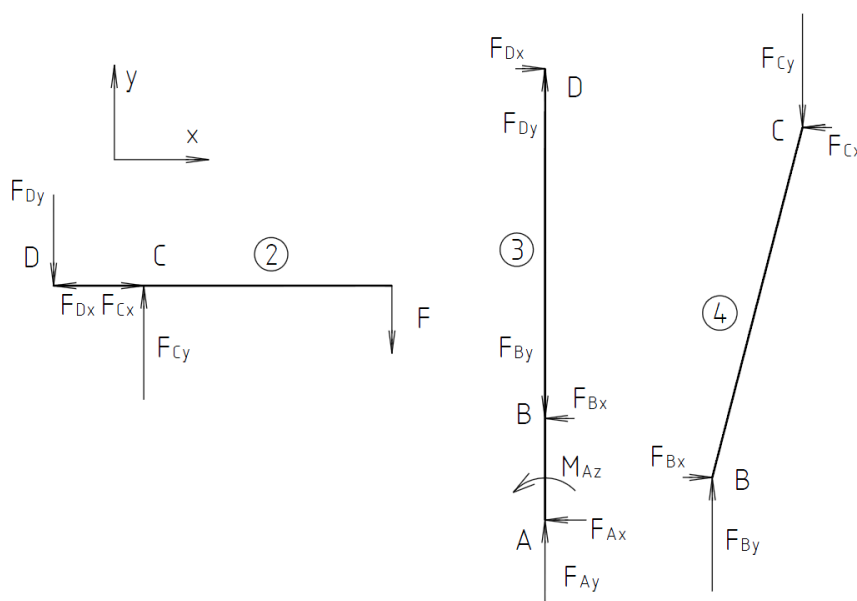
Dle předchozích výpočtů je největší ohybový moment právě ve vodorovné poloze ramene jeřábu. Toto zatížení je dominantní a na základě těchto skutečností je dále řešena úloha v této vodorovné poloze.

5.1 UVOLNĚNÍ ČLENŮ SOUSTAVY

Uvolněním jednotlivých členů soustavy při respektování principu akce a reakce a rozložením zatěžujících sil na X a Y složky je získána množina neznámých parametrů a je možno ověřit nutnou podmínku statické určitosti.



Obr. 11 Uvolnění členů soustavy



Obr. 12 Uvolnění členů soustavy do X a Y složek



5.2 STATICKÝ ROZBOR

$$F_{C,B} = 64\,588\text{ N}$$

$$F_{C,Bx} = 16\,139\text{ N}$$

$$F_{C,By} = 62\,538\text{ N}$$

$$F_D = 48\,619\text{ N}$$

$$F_{Dx} = 16\,139\text{ N}$$

$$F_{Dy} = 45\,862\text{ N}$$

$$F_A = F_{Ay} = 16\,677\text{ N}$$

$$M_{Az} = M_{Amax} = 25\,016\text{ Nm}$$

Vypočtené hodnoty odpovídající vodorovnému natočení ramene (příloha 1).

5.2.1 MNOŽINA NEZNÁMÝCH NEZÁVISLÝCH PARAMETRŮ

$$NP = \{F_{Ax}, F_{Ay}, M_{Az}, F_{Bx}, F_{By}, F_{Cx}, F_{Cy}, F_{Dx}, F_{Dy}\}$$

$$\mu_F = 8$$

Silové neznámé nezávislé parametry

$$\mu_r = 0$$

Polohové neznámé nezávislé parametry

$$\mu_M = 1$$

Momentové neznámé nezávislé parametry

$$\mu = \mu_F + \mu_r + \mu_M$$

(5.1)

$$\mu = 8 + 0 + 1$$

$$\mu = 9$$

5.2.2 POČET POUŽITELNÝCH PODMÍNEK STATICKÉ ROVNOVÁHY

Úloha je klasifikována jako obecná rovinná soustava s třemi členy, kde každý člen umožňuje použití dvou silových a jedné momentové podmínky.

$$v = v_F + v_M$$

(5.2)

$$v = 6 + 3$$

$$v = 9$$

5.2.3 OVĚŘENÍ NUTNÉ PODMÍNKY STATICKÉ URČITOSTI

$$\mu = v \wedge \mu_M + \mu_r \leq v_M$$

[1] str. 135

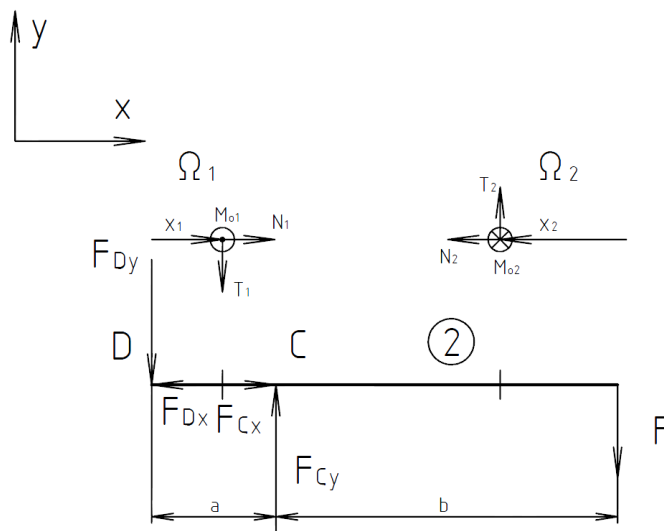
(5.3)

$9 = 9 \wedge 1 + 0 \leq 3 \rightarrow$ Nutná podmínka statické určitosti je splněna, má smysl pokračovat ve statickém řešení.



5.3 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY ČLENU 2 (VVÚ RAMENE)

Člen 2 je klasifikován jako prut přímý s hladkou střednicí, silově zatížený a vázaný staticky určitý. [2] str. 59–61. Pro určení průběhu VVÚ je nutné prut rozdělit na dva intervaly.



Obr. 13 Uvolněný člen 2, rozdělení na intervaly

5.3.1 ROVNICE ROVNOVÁHY

Interval Ω_1

$$x_1 \in \langle 0; a \rangle \equiv \langle 0; 400 \rangle$$

$$N: N_1 - F_{Dx} = 0 \rightarrow N_1 = F_{Dx} = 16\,139 \text{ N}$$

$$T: T_1 + F_{Dy} = 0 \rightarrow T_1 = -F_{Dy} = -45\,862 \text{ N}$$

$$M_o: M_{o1} + F_{Dy} \cdot x_1 = 0 \rightarrow M_{o1} = -F_{Dy} \cdot x_1$$

$$M_{o1} = -45\,862 \cdot \langle 0; 400 \rangle = \langle 0; -18\,345 \rangle \text{ Nm}$$

kde N (s indexem) – normální síla [N]

T (s indexem) – posouvající síla [N]

Interval Ω_2

$$x_2 \in \langle 0; b \rangle \equiv \langle 0; 1\,100 \rangle$$

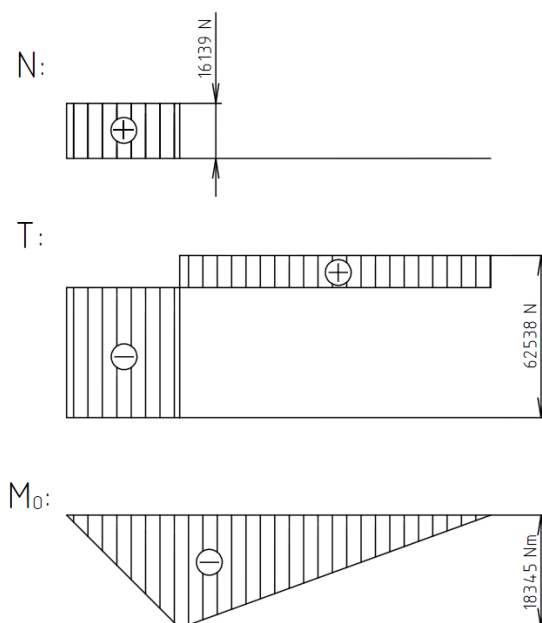
$$N: N_2 = 0$$

$$T: T_2 - F = 0 \rightarrow T_2 = F = 16\,677 \text{ N}$$

$$M_o: M_{o2} + F \cdot x_2 = 0 \rightarrow M_{o2} = -F \cdot x_2$$

$$M_{o2} = -16\,677 \cdot \langle 0; 1\,100 \rangle = \langle 0; -18\,345 \rangle \text{ Nm}$$

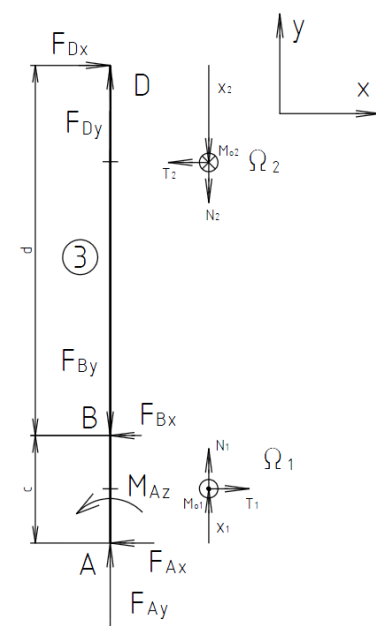
5.3.2 GRAFICKÉ ZNÁZORNĚNÍ PRŮBĚHU VVÚ



Obr. 14 Průběh VVÚ členu 2

5.4 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY ČLENU 3 (VVÚ SLOUPU)

Člen 3 je klasifikován jako prut přímý s hladkou střednicí, silově zatížený, vázaný staticky určitý a nepohyblivě uložený [2] str. 59–61. Pro určení průběhu VVÚ je nutné prut rozdělit na dva intervaly obdobně jako u členu 2.



Obr. 15 Uvolněný člen 3, rozdělený na intervaly



5.4.1 ROVNICE ROVNOVÁHY

Interval Ω_1

$$x_1 \in \langle 0; c \rangle \equiv \langle 0; 450 \rangle$$

$$N: N_1 + F_{Ay} = 0 \rightarrow N_1 = -F_{Ay} = -16\,677\text{ N}$$

$$T: T_1 - F_{Ax} = 0 \rightarrow T_1 = F_{Ax} = 0$$

$$M_o: M_{o1} + M_{Az} - F_{Ax} \cdot x_1 = 0 \rightarrow M_{o1} = -M_{Az}$$

$$M_{o1} = -25\,016\text{ Nm}$$

Interval Ω_2

$$x_2 \in \langle 0; d \rangle \equiv \langle 0; 1\,550 \rangle$$

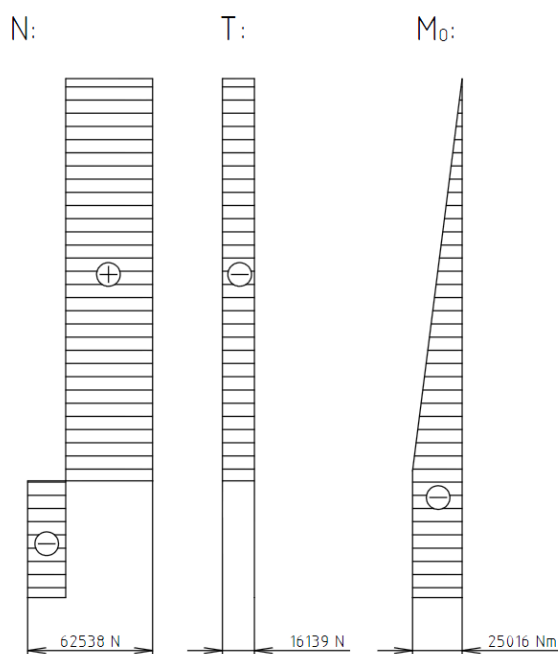
$$N: N_2 - F_{Dy} = 0 \rightarrow N_2 = F_{Dy} = 45\,862\text{ N}$$

$$T: T_2 - F_{Dx} = 0 \rightarrow T_2 = F_{Dx} = 16\,139\text{ N}$$

$$M_o: M_{o2} + F_{Dx} \cdot x_2 = 0 \rightarrow M_{o1} = -F_{Dx} \cdot x_2$$

$$M_{o1} = -16\,139 \cdot \langle 0; 1\,550 \rangle = \langle 0; -25\,016 \rangle\text{ Nm}$$

5.4.1 GRAFICKÉ ZNÁZORNĚNÍ PRŮBĚHU VVÚ



Obr. 16 Průběh VVÚ členu 3



5.5 NÁVRH RAMENE

5.5.1 VOLBA POLOTOVARU

Ocelový uzavřený svařovaný profil s obdélníkovým průřezem. Vhodný především díky rovinným kolmým plochám pro navaření dalších součástí a vzhledem k charakteru namáhání je ve vhodné orientaci profilu modul pružnosti v ohybu vyšší než při využití čtvercového profilu o stejné ploše průřezu a shodném materiálu.

5.5.2 VOLBA MATERIÁLU POLOTOVARU

Je zvolen materiál se zaručenou tavnou svařitelností.

S355J2H (1.0576) dle ČSN EN 10219-1

[6]

5.5.3 BEZPEČNOST VZHLEDEM K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

Návrhový bezpečnostní součinitel závisí na technologiích výroby, kvalifikaci pracovníků, počtu kusů aj. V zadání není toto specifikováno a je tedy zvolen návrhový bezpečnostní součinitel $k_n = 4$.

$$k_n = \frac{R_e}{\sigma_D} \quad [3] \text{ str. 28} \quad (5.4)$$

kde R_e – mez kluzu materiálu [MPa]

σ_D – dovolené normálové napětí [MPa]

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k_n} \quad (5.5)$$

$$\sigma_D = \frac{355}{4}$$

$$\sigma_D = 88,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_D \quad [3] \text{ str. 141} \quad (5.6)$$

kde $W_{(s \text{ indexem})}$ – modul průřezu v ohybu [mm^3]

$$W_o = \frac{M_o}{\sigma_D} \quad (5.7)$$

$$W_o = \frac{18\,345}{88,8}$$

$$W_o = 206,6 \text{ cm}^3$$

Uzavřený svařovaný profil s obdélníkovým průřezem. Materiál S355J2H (1.0576) dle EN 10219-1.

Výrobce: FERONA

Rozměry: (200 x 150 x 8) mm

Parametry: $W = 282,85 \text{ cm}^3$
 $m_j = 39,43 \text{ kg.m}^{-1}$

$$W_o \leq W$$

$$206,6 \text{ cm}^3 \leq 282,85 \text{ cm}^3 \quad \rightarrow \text{podmínka splněna}$$



5.6 NÁVRH SLOUPU

5.6.1 VOLBA POLOTOVARU

Ocelový uzavřený svařovaný profil s obdélníkovým průřezem. Vhodný především díky rovinným kolmým plochám pro navaření dalších součástí a vzhledem k charakteru namáhání je ve vhodné orientaci profilu modul pružnosti v ohybu vyšší než při využití čtvercového profilu o stejné ploše průřezu a shodném materiálu.

5.6.2 VOLBA MATERIÁLU POLOTOVARU

Je zvolen materiál se zaručenou tavnou svařitelností.
S355J2H (1.0576) dle EN 10219-1

[6]

5.6.3 BEZPEČNOST VZHLEDEM K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

Je zvolen návrhový bezpečnostní součinitel $k_n = 4$.

$$\sigma_D = \frac{355}{4} \quad \text{dosazení do rovnice (5.5)}$$

$$\sigma_D = 88,8 \text{ MPa}$$

$$W_o = \frac{25\,016}{88,8} \quad \text{dosazení do rovnice (5.7)}$$

$$W_o = 281,7 \text{ cm}^3$$

Uzavřený svařovaný profil s obdélníkovým průřezem. Materiál S355J2H (1.0576) dle EN 10219-1.

Výrobce: FERONA

Rozměry: (200 x 150 x 8) mm

Parametry: $W = 282,85 \text{ cm}^3$
 $m_j = 39,43 \text{ kg.m}^{-1}$

$$W_o \leq W$$

$$281,7 \text{ cm}^3 \leq 282,85 \text{ cm}^3 \quad \rightarrow \text{podmínka splněna}$$

5.7 NÁVRH VÝLOŽNÍKU

5.7.1 VOLBA POLOTOVARU

Ocelový uzavřený svařovaný profil s obdélníkovým průřezem. Vhodný především díky rovinným kolmým plochám pro dobré vedení v rameni jeřábu.

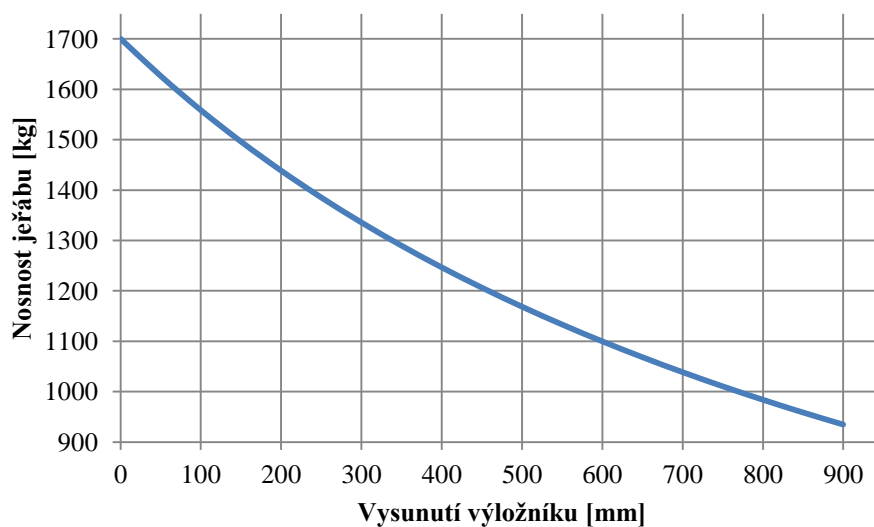
5.7.2 VOLBA MATERIÁLU POLOTOVARU

Je zvolen materiál se zaručenou tavnou svařitelností.
S355J2H (1.0576) dle EN 10219-1

[6]

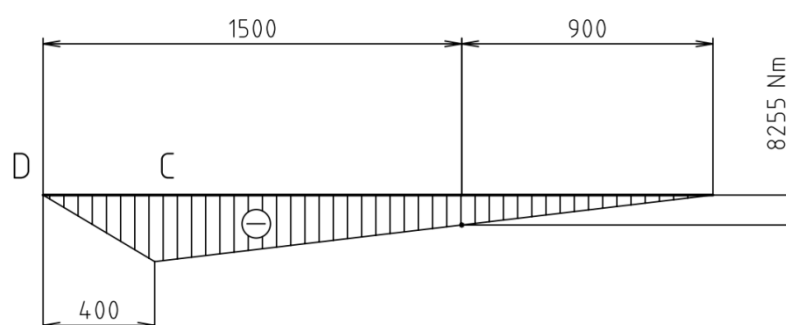
5.7.3 BEZPEČNOST VZHLEDEM K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

Navržené maximální vysunutí výložníku z ramene je 900 mm. K zachování velikosti ohybového momentu ve vazbě C, kde je rameno namáháno největším ohybovým momentem, je nutné s postupným vysouváním výložníku snižovat maximální povolenou nosnost jeřábu. Nosnost jeřábu při maximálním vysunutí břemene je 935 kg (příloha 2).



Obr. 17 Závislost maximální nosnosti jeřábu na vysunutí výložníku

Z VVÚ pro maximální vysunutí výložníku a maximální povolené zatížení jeřábu při tomto vysunutí je získána hodnota maximálního ohybového momentu výložníku.



Obr. 18 VVÚ ramene s maximálně vysunutým výložníkem

$$M_o = G_V \cdot L_V \cdot g \quad (5.8)$$

kde G_V – nosnost jeřábu při vysunutí výložníku [kg]

L_V – délka vysunutí výložníku [m]

$$M_o = 935 \cdot 0,9 \cdot 9,81$$

$$M_o = 8\,255 \text{ Nm}$$

Je zvolen návrhový bezpečnostní součinitel $k_n = 4$.

$$\sigma_D = \frac{355}{4} \quad \text{dosazení do rovnice (5.5)}$$

$$\sigma_D = 88,8 \text{ MPa}$$

$$W_o = \frac{8\,255}{88,8} \quad \text{dosazení do rovnice (5.7)}$$

$$W_o = 93 \text{ cm}^3$$



Uzavřený svařovaný profil s obdélníkovým průřezem. Materiál S355J2H (1.0576) dle EN 10219-1.

Výrobce: FERONA
Rozměry: (150 x 100 x 8) mm
Parametry: $W = 134,42 \text{ cm}^3$
 $m_j = 27,15 \text{ kg.m}^{-1}$

$W_o \leq W$

$93 \text{ cm}^3 \leq 134,42 \text{ cm}^3$

→ podmínka splněna

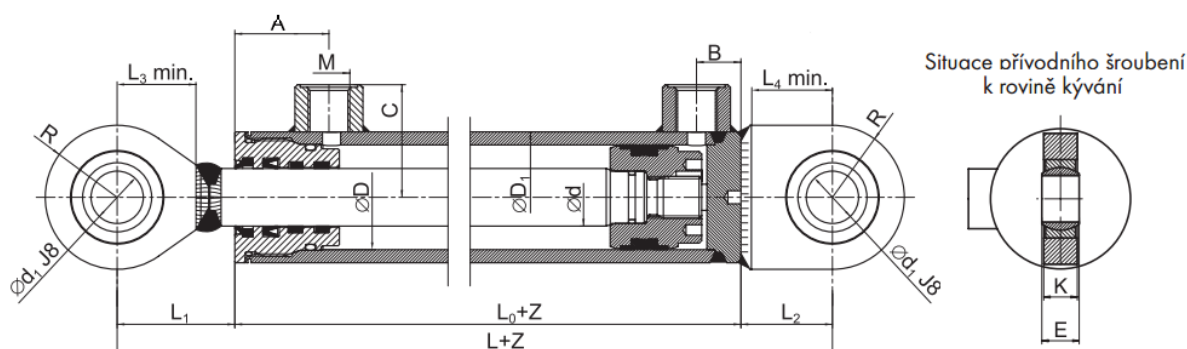
5.8 VOLBA PŘÍMOČARÝCH HYDROMOTORŮ A PŘÍSLUŠENSTVÍ

5.8.1 HLAVNÍ PŘÍMOČARÝ HYDROMOTOR

Je navržen přímočarý hydromotor Hydraulics typ ZH1 (obr. 19-100), který vyhovuje všem konstrukčním požadavkům.

Přímocharý hydromotor ZH1 je prvek, jenž transformuje tlakovou energii na mechanickou energii, projevující se jako axiální síla v obou směrech. Jejich konstrukce je nenáročná na obsluhu. Je ovšem nutné se řídit provozními a technickými podmínkami. [8]

Označení: ZH1
Výrobce: Hydraulics s.r.o.
Parametry [8]: Zdvih: 900 mm
 Hmotnost: $17,00 + Z \cdot 0,04254 \rightarrow 55,3 \text{ kg}$
 Vnitřní průměr pláště: 100 mm
 Průměr pístní tyče: 50 mm
 Jmenovitý (maximální) tlak: 16 MPa (20 MPa)
 Napojení na hydraulický okruh: M27x2
 Maximální pracovní rychlost: $0,5 \text{ ms}^{-1}$



ØD	Ød	ØD ₁	Ød ₁	L	L ₀	L ₁	L ₂	L ₃ ±1	L ₄ ±1	M	A	B	C	E	K	R	Maximální doporučené zdvihy dle zvol. Ø d	Hmotnost při zdvihu Z (kg)
100	50	120	40	300	155	85	60	57	54	27x2	73	31	82	28	25	52,5	570	$17,00 + Z \times 0,04254$
80	45	95	30	240	130	65	45	45	39	22x1,5	59	25	65,5	22	20	42,5	610	$9,00 + Z \times 0,02806$

Obr. 19 Katalogové parametry hlavního (100) a vedlejšího (80) přímočarého hydromotoru [8]



5.8.2 VEDLEJŠÍ PŘÍMOČARÝ HYDROMOTOR

Je navržen přímočarý hydromotor Hydraulics typ ZH1 (obr. 19-80), který především umožňuje zdvih v rozsahu vysunutí výložníku.

Označení:	ZH1
Výrobce:	Hydraulics s.r.o.
Parametry [8]:	Zdvih: 900 mm Hmotnost: $17,00 + Z \cdot 0,028\ 06 \rightarrow 34,3\ kg$ Vnitřní průměr pláště: 80 mm Průměr pístní tyče: 45 mm Jmenovitý (maximální) tlak: 16 MPa (20 MPa) Napojení na hydraulický okruh: M22x1,5 Maximální pracovní rychlost: $0,5\ ms^{-1}$

5.8.3 PŘÍSLUŠENSTVÍ

Monoblokový třípákový rozvaděč HDM

Monoblokové rozvaděče HDM jsou určeny hlavně pro mobilní aplikace (stavební stroje, lesní stroje aj.). Vyznačují se kompaktní konstrukcí, variabilitou provedení, různými typy ovládání (ruční, elektromagnetické, pneumatické, hydraulické) a výhodnou cenou, která je předurčuje k širšímu využití. Lze je zapojovat sériově nebo paralelně. Jsou vybaveny pojistným ventilem. [9]

Označení:	HDM 11 P
Výrobce:	BUCHER hydraulic
Parametry [9]:	Maximální průtok: 45 l/min Maximální stálý provozní tlak na vstupu: 25 MPa Počet sekcí: 3 Hmotnost: 5,2 kg



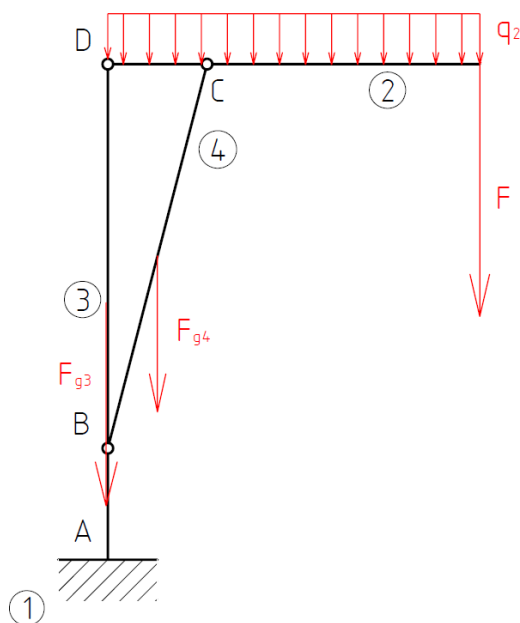
Obr. 20 Monoblokový třípákový rozvaděč HDM 11 P [9]



6 KONTROLNÍ VÝPOČET

Kontrolní výpočet obsahuje ověření bezpečnosti navržených součástí sestavy jeřábu, přičemž je ve výpočtech uvažována vlastní hmotnost konstrukce včetně náplně hydromotorů. Opět je počítáno s variantou ramene ve vodorovné poloze.

6.1 URČENÍ ZATĚŽUJÍCÍCH SIL



Obr. 21 Schéma zatížení soustavy včetně vlastní hmotnosti

6.1.1 TÍHOVÁ SÍLA RAMENE (ČLEN 2)

Tíhová síla ramene leží v jeho těžišti. Pro zjednodušení je předpokládáno těžiště v ose a polovině délky. Skutečné těžiště je z důvodu rozložení komponent na rameni blíže sloupu, proto tento zjednodušující předpoklad zanáší určitou bezpečnost, která je pro výpočet příznivá.

$$m_2 = m_r + m_v + m_{HM} \quad (6.1)$$

kde m_r – hmotnost ramene [kg]

m_v – hmotnost výložníku [kg]

m_{HM} – hmotnost vedlejšího hydromotoru [kg]

m_2 – hmotnost členu 2 [kg]

$$m_2 = 104,4 + 45,9 + 34,3$$

$$m_2 = 184,6 \text{ kg}$$

$$F_{g2} = m_2 \cdot g \quad (6.2)$$

kde F_{g2} – tíhová síla členu 2 [kg]

$$F_{g2} = 184,6 \cdot 9,81$$

$$F_{g2} = 1811 \text{ N}$$



$$q_2 = \frac{F_{g2}}{l_3} \quad (6.3)$$

kde q_2 – liniové zatížení členu 2 [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$]

$$q_2 = \frac{1\,811}{1\,500}$$

$$q_2 = 1,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

6.1.2 TÍHOVÁ SÍLA SLOUPU (ČLEN 3)

Tíhová síla sloupu leží v těžišti sloupu. Pro zjednodušení je předpokládáno těžiště v ose profilu a polovině délky sloupu. Tento zjednodušující předpoklad výpočet zásadně neovlivní.

$$m_3 = 126,7 \text{ kg}$$

kde m_3 – hmotnost členu 3 [kg]

$$F_{g3} = m_3 \cdot g \quad (6.4)$$

kde F_{g3} – tíhová síla členu 3 [kg]

$$F_{g3} = 126,7 \cdot 9,81$$

$$F_{g3} = 1\,243 \text{ N}$$

6.1.3 TÍHOVÁ SÍLA HLAVNÍHO PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU (ČLEN 4)

Tíhová síla hlavního přímočarého hydromotoru leží v jeho těžišti. Pro zjednodušení je předpokládáno těžiště v ose a polovině délky. Skutečné těžiště je blíže sloupu z důvodu hmotnosti tělesa motoru a olejové náplně, proto tento zjednodušující předpoklad zanáší určitou bezpečnost, která je pro výpočet příznivá.

$$m_4 = 17,00 + Z \cdot 0,042\,54 \quad [8] \quad (6.5)$$

kde m_4 – hmotnost členu 4 [kg]

Z – vysunutí hlavního přímočarého hydromotoru [mm]

$$m_4 = 17,00 + 900 \cdot 0,042\,54$$

$$m_4 = 55,3 \text{ kg}$$

$$F_{g4} = m_4 \cdot g \quad (6.6)$$

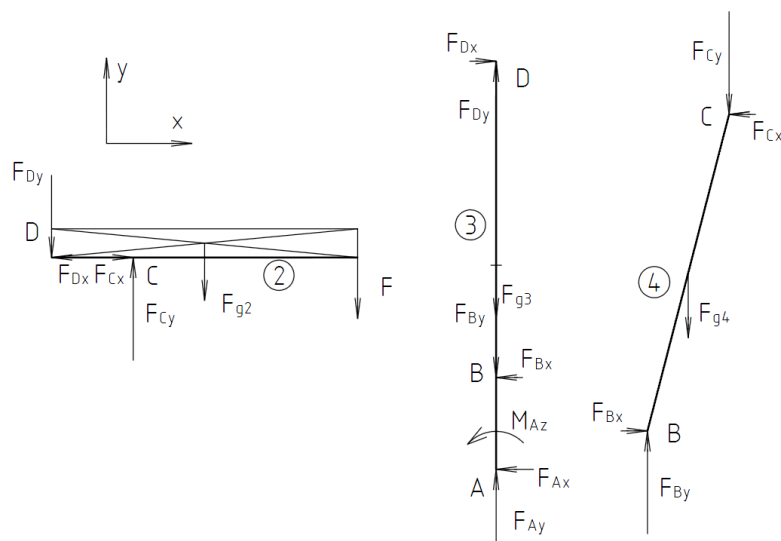
kde F_{g4} – tíhová síla členu 4 [kg]

$$F_{g4} = 55,3 \cdot 9,81$$

$$F_{g4} = 542,5 \text{ N}$$



6.1.4 UVOLNĚNÍ ČLENŮ SOUSTAVY



Obr. 22 Uvolnění členů soustavy s uvážením vlastní hmotnosti

6.1.5 URČENÍ VAZEBNÝCH SIL A KLOPNÉHO MOMENTU

Uvážením vlastní hmotnosti konstrukce se změnila velikost vazebných sil a klopného momentu. K jejich opětovnému určení je provedena úprava algoritmu řešení, výsledné hodnoty jsou zpracovány do tabulky programem Excel (příloha 3). Tíhová síla hlavního přímočarého hydromotoru je vůči velikosti jeho zatížení velmi malá (cca 0,7 %), pro zjednodušení výpočtu se s ní nepočítá, pouze se její velikost projeví ve vazebné síle v bodě B a v celkové hmotnosti. Změna výsledků na základě tohoto zjednodušení je zanedbatelná.

$$F_C = \frac{(F \cdot l_3 + q_2 \cdot \frac{l_3^2}{2}) \cdot \cos(\alpha - 90^\circ)}{l_2 \cdot \sin \beta} = F_B \quad \begin{array}{l} \text{momentová podmínka} \\ \text{členu 2: } M_D = 0 \end{array} \quad (6.7)$$

$$F_D = \sqrt{(F + F_{g2})^2 + F_C^2 - 2 \cdot (F + F_{g2}) \cdot F_C \cdot \cos \beta} \quad \text{kosinová věta} \quad (6.8)$$

$$F_A = F + F_{g1} + F_{g2} + F_{g3} \quad \text{silová podmínka} \quad (6.9)$$

$$M_A = \left(F \cdot l_3 + F_{g2} \cdot \frac{l_3}{2} \right) \cdot \cos(\alpha - 90^\circ) + F_{g3} \cdot \frac{l_4}{2} \cdot \sin \beta \quad \text{momentová podmínka} \quad (6.10)$$

Pro jednotlivé reakce jsou dále vypočteny X a Y složky zatížení na základě goniometrických funkcí a Pythagorovy věty.

$$F_{C,B} = 68\,807 \text{ N}$$

$$F_{C,Bx} = 17\,015 \text{ N}$$

$$F_{C,By} = 66\,670 \text{ N}$$

$$F_D = 51\,099 \text{ N}$$

$$F_{Dx} = 17\,015 \text{ N}$$

$$F_{Dy} = 48\,183 \text{ N}$$

$$F_A = 20\,273,5 \text{ N}$$

$$M_{Az} = M_{Amax} = 26\,373 \text{ Nm}$$

Vypočtené hodnoty odpovídají vodorovné poloze ramene (příloha 3).



6.2 KONTROLA RAMENE

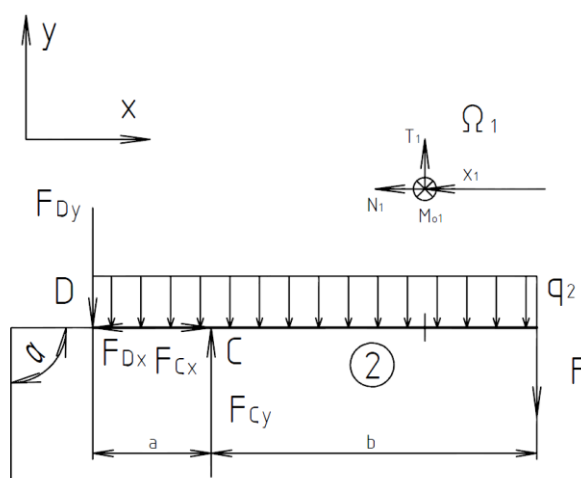
6.2.1 MECHANICKÉ VLASTNOSTI MATERIÁLU

$$R_e = 355 \text{ MPa} \quad [7]$$

$$R_m = 490 \text{ MPa} \quad [7]$$

6.2.2 SKUTEČNÝ OHYBOVÝ MOMENT

Z návrhového výpočtu je jasné, že maximální ohybový moment na rameni bude ve vazbě C. Proto je postačující znázornění pouze jednoho intervalu, který toto místo zahrnuje. Maximální ohybový moment je při natočení ramene do vodorovné polohy ($\alpha = 90^\circ$), minimální moment pak při maximálním a minimálním natočení ($\alpha = 45^\circ, 135^\circ$).



Obr. 23 Uvolněný člen 2 s uvážením vlastní hmotnosti, znázornění intervalu

Minimální ohybový moment:

$$M_{oz}: M_{omin} + F \cdot x_1 \cdot \cos(\alpha - 90^\circ) + \frac{q_2 \cdot x_1^2 \cdot \cos(\alpha - 90^\circ)}{2} = 0 \quad (6.11)$$

$$\rightarrow M_{omin} = -F \cdot x_1 \cdot \cos(\alpha - 90^\circ) - \frac{q_2 \cdot x_1^2 \cdot \cos(\alpha - 90^\circ)}{2} \quad (6.12)$$

$$M_{omin} = -16\,677 \cdot 1,1 \cdot \cos 45^\circ - \frac{1200 \cdot 1,1^2 \cdot \cos 45^\circ}{2}$$

$$M_{omin} = -13\,488 \text{ Nm}$$

Maximální ohybový moment:

$$M_{oz}: M_{omax} + F \cdot x_1 \cdot \cos(\alpha - 90^\circ) + \frac{q_2 \cdot x_1^2 \cdot \cos(\alpha - 90^\circ)}{2} = 0 \quad (6.13)$$

$$\rightarrow M_{omax} = -F \cdot x_1 \cdot \cos(\alpha - 90^\circ) - \frac{q_2 \cdot x_1^2 \cdot \cos(\alpha - 90^\circ)}{2} \quad (6.14)$$

$$M_{omax} = -16\,677 \cdot 1,1 \cdot \cos 0^\circ - \frac{1200 \cdot 1,1^2 \cdot \cos 0^\circ}{2}$$

$$M_{omax} = -19\,071 \text{ Nm}$$



6.2.3 OHYBOVÉ NAPĚTÍ

Ve vazbě C, kde nabývá ohybový moment nejvyšší hodnoty, je skutečný modul průřezu v ohybu W_s vyšší než katalogový modul průřezu W_o daného profilu (průřez je zesílen o díl k uchycení hydromotoru čepem). S tímto modulem však není počítáno, protože toto zesílení je pouze v blízkosti vazby C, proto je možné, že je ohybové napětí nejvyšší právě v jeho blízkosti, kde je stále vysoká hodnota ohybového momentu. Tento předpoklad zavádí určitou bezpečnost, která je pro výpočet výhodná.

Minimální ohybové napětí:

$$\begin{aligned}\sigma_n &= \frac{M_{omin}}{W_{o2}} && [3] \text{ str. 141} && (6.15) \\ \sigma_n &= \frac{13\,488}{282,85} \\ \sigma_n &= 47,7 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Maximální ohybové napětí:

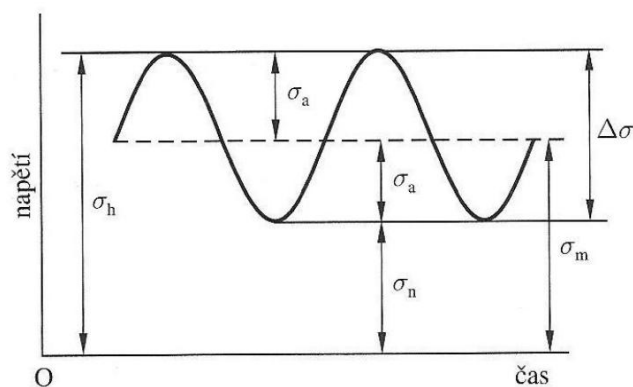
$$\begin{aligned}\sigma_h &= \frac{M_{omax}}{W_{o2}} && [3] \text{ str. 141} && (6.16) \\ \sigma_h &= \frac{19\,071}{282,85} \\ \sigma_h &= 67,4 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Střední hodnota napětí:

$$\begin{aligned}\sigma_m &= \frac{\sigma_h + \sigma_n}{2} && [3] \text{ str. 362} && (6.17) \\ \sigma_m &= \frac{67,4 + 47,7}{2} \\ \sigma_m &= 57,6 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Amplituda napětí:

$$\begin{aligned}\sigma_a &= \frac{\sigma_h - \sigma_n}{2} && [3] \text{ str. 362} && (6.18) \\ \sigma_a &= \frac{67,4 - 47,7}{2} \\ \sigma_a &= 9,9 \text{ MPa}\end{aligned}$$



Obr. 24 Proměnlivé namáhání [3]

6.2.4 MEZ ÚNAVY

Mez únavy:

$$\sigma_{CO} = 0,504 \cdot R_m \quad [3] \text{ str. 340} \quad (6.19)$$

$$\sigma_{CO} = 0,504 \cdot 490$$

$$\sigma_{CO} = 247 \text{ MPa}$$

kde R_m – mez pevnosti materiálu [MPa]

Korigovaná mez únavy:

$$\sigma'_C = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{CO} \quad [3] \text{ str. 345} \quad (6.20)$$

$$\sigma'_C = 0,675 \cdot 0,695 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,753 \cdot 1 \cdot 247$$

$$\sigma'_C = 87,3 \text{ MPa}$$

Součinitel vlivu jakosti povrchu (k_a):

Povrch zkušebních vzorků pro únavové zkoušky je jemně broušen za rotace, k zahlazení rýh a škrábanců je poslední operace broušení v podélném směru. Součinitel vlivu jakosti povrchu závisí na jakosti opracování a na mezi pevnosti materiálu součásti. K nalezení kvantitativního vyjádření bylo využito nashromážděných dat ze závislosti $\sigma_{CO} - R_m$, kde regresní analýzou vznikl následující vztah. [3] str. 345

Dle tabulky pro povrch dokončený válcováním za tepla jsou hodnoty součinitelů:

$$a = 57,7$$

$$b = -0,718$$

$$k_a = a \cdot R_m^b \quad (6.21)$$

kde a – parametr rovnice a pro součinitel vlivu jakosti povrchu [-]

b – exponent rovnice a pro součinitel vlivu jakosti povrchu [-]

$$k_a = 57,7 \cdot 490^{-0,718}$$

$$k_a = 0,675$$



Součinitel vlivu velikosti tělesa (k_b):

K určení vztahů pro výpočet součinitele vlivu velikosti tělesa bylo využito 133 souborů dat a následně byly zjištěny vztahy, umožňující porovnávat různé průřezy součástí při různých způsobech zatěžování. [3] str. 346

$$d_e = 0,808 \cdot \sqrt{h_p \cdot b_p} \quad (6.22)$$

kde d_e – efektivní rozměr [mm]

h_p – výška profilu [mm]

b_p – šířka profilu [mm]

$$d_e = 0,808 \cdot \sqrt{200 \cdot 150}$$

$$d_e = 140 \text{ mm}$$

$$k_b = 1,51 \cdot d_e^{-0,157} \quad (6.23)$$

$$k_b = 1,51 \cdot 140^{-0,157}$$

$$k_b = 0,695$$

Součinitel způsobu zatěžování (k_c):

Pro zatěžovací stav ohyb platí: $k_c = 1$. [3] str. 348

Součinitel vlivu teploty (k_d):

Je-li teplota pod pokojovou teplotou, vzniká riziko vzniku křehkého porušení, a proto by se tomuto stavu měla věnovat velká pozornost. Při vzrůstající teplotě může docházet k trvalým deformacím, z důvodu poklesu meze kluzu s rostoucí teplotou. Dle údajů se únavová pevnost mírně zvyšuje až do hranice cca 200 °C, kde můžeme při zvyšování teploty pozorovat naopak její pokles. [3] str. 348

Pro výpočet je uvažováno používání jeřábu v obvyklých podmínkách (teplota 20 °C).

$$k_d = 1$$

Součinitel spolehlivosti (k_e):

Součinitel spolehlivosti odpovídá variačnímu koeficientu meze únavy 0,08 při spolehlivosti 99,9 %: $k_e = 0,753$. [3] str. 350

Součinitel zahrnující další vlivy (k_f):

Součinitel zahrnuje veškeré ostatní vlivy snižující mez únavy. Skutečné hodnoty nejsou vždy dostupné, ale je nutné všechny tyto vlivy odpovídajícím způsobem zohlednit, jejich účinek může být podstatný. [3] str. 350

Není uvažováno s dalšími vlivy: $k_f = 1$.



6.2.5 BEZPEČNOST DLE SODERBERGOVA KRITÉRIA

Výpočet podle Soderbergova kritéria zaručuje, že v součásti nedojde k plastickým deformacím.

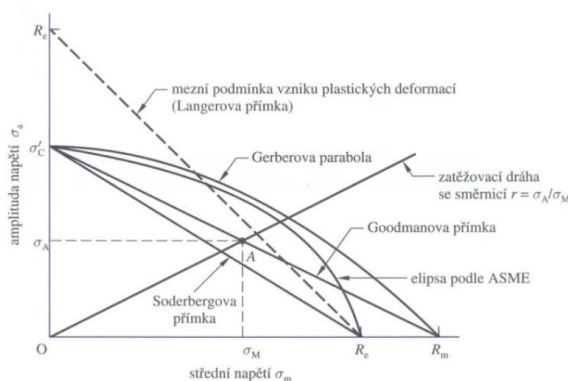
$$\frac{\sigma_a}{\sigma_c'} + \frac{\sigma_m}{R_e} = \frac{1}{k_k} \quad [3] \text{ str. 368} \quad (6.24)$$

kde k_k – součinitel bezpečnosti [-]

$$\rightarrow k_k = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_c'} + \frac{\sigma_m}{R_e}} \quad (6.25)$$

$$k_k = \frac{1}{\frac{9,9}{87,3} + \frac{57,6}{355}}$$

$$k_k = 3,63$$



Obr. 25 Haighovy diagramy (pro trvalou pevnost) [3]

6.3 KONTROLA SLOUPU

6.3.1 MECHANICKÉ VLASTNOSTI MATERIÁLU

$$R_e = 355 \text{ MPa} \quad [7]$$

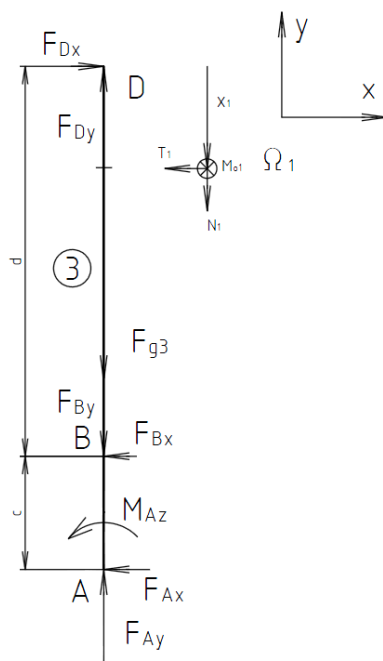
$$R_m = 490 \text{ MPa} \quad [7]$$

6.3.2 SKUTEČNÝ OHYBOVÝ MOMENT

Z návrhového výpočtu plyne, že maximální ohybový moment na sloupu bude na vazbě B (dále pak k vetknutí A bude konstantní). Proto je postačující znázornění pouze jednoho intervalu, který obsahuje vazbu B. Ohybový moment zde závisí na X složce vazebné síly F_D . Pro výpočet je tedy použita její minimální a maximální hodnota (příloha 3).

$$F_{Dxmin} = 12\,031 \text{ N}$$

$$F_{Dxmax} = 17\,015 \text{ N}$$



Obr. 26 Uvolněný člen 3 s uvážením vlastní hmotnosti, znázornění intervalu

Minimální ohybový moment:

$$M_{Oz}: M_{omin} + F_{Dxmin} \cdot x_1 = 0 \quad (6.26)$$

$$\rightarrow M_{omin} = -F_{Dxmin} \cdot x_1 \quad (6.27)$$

$$M_{omin} = -12\,031 \cdot 1,55$$

$$M_{omin} = -18\,648 \text{ Nm}$$

Maximální ohybový moment:

$$M_{Oz}: M_{omax} + F_{Dxmax} \cdot x_1 = 0 \quad (6.28)$$

$$\rightarrow M_{omax} = -F_{Dxmax} \cdot x_1 \quad (6.29)$$

$$M_{omax} = -17\,015 \cdot 1,55$$

$$M_{omax} = -26\,373 \text{ Nm}$$

6.3.3 OHYBOVÉ NAPĚTÍ

Protože je ohybový moment mezi vetknutím A a vazbou B konstantní, pak je nutné jako průřez uvažovat nejmenší průřez. Pro výpočet je uvažován katalogový modul průřezu W_o daného profilu.

Minimální ohybové napětí:

$$\sigma_n = \frac{M_{omin}}{W_{o3}} \quad (6.30)$$

$$\sigma_n = \frac{18\,648}{282,85}$$

$$\sigma_n = 65,9 \text{ MPa}$$

**Maximální ohybové napětí:**

$$\sigma_h = \frac{M_{omax}}{W_{o3}} \quad (6.31)$$

$$\sigma_h = \frac{26\,373}{282,85}$$

$$\sigma_h = 93,2 \text{ MPa}$$

Střední hodnota napětí:

$$\sigma_m = \frac{93,2 + 65,9}{2} \quad \text{dosazení do rovnice (6.17)}$$

$$\sigma_m = 79,6 \text{ MPa}$$

Amplituda napětí:

$$\sigma_a = \frac{93,2 - 65,9}{2} \quad \text{dosazení do rovnice (6.18)}$$

$$\sigma_a = 13,7 \text{ MPa}$$

6.3.4 MEZ ÚNAVY

Výpočet se shoduje s podkapitolou 6.2.4.

6.3.5 BEZPEČNOST DLE SODERBERGOVA KRITÉRIA

Výpočet podle Soderbergova kritéria zaručuje, že v součásti nedojde k plastickým deformacím.

$$k_k = \frac{1}{\frac{13,7}{87,3} + \frac{79,6}{355}} \quad \text{dosazení do rovnice (6.25)}$$

$$k_k = 2,62$$

6.4 KONTROLA HLAVNÍHO PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

Kontrola hydromotoru na vzpěrnou pevnost se provádí především, pokud je navržen větší zdvih, než doporučuje výrobce. V tomto případě je zdvih vyšší. Je tedy provedena grafická kontrola, která určuje, zda je nutné provést kontrolu na vzpěrnou pevnost.

Nejvyšší zatížení hydromotoru je při maximálním natočení ramene, zároveň je v této poloze hydromotor maximálně vysunut. Na základě možností uchycení z katalogových listů je určena redukováná délka a z diagramu vzpěrné pevnosti pak maximální dovolená zatěžující síla (příloha 4).



$$F_{HMmax} = F_{C,Bmax} = 79\,194\,N$$

$$l_{HMmax} = 1\,854,5\,mm$$

$$d = 50\,mm$$

kde d – průměr pístní tyče hlavního přímočarého hydromotoru [mm]

$$F_{DOV} = 90\,000\,N$$

$$F_{HMmax} \leq F_{DOV}$$

$$79\,194\,N < 90\,000\,N$$

→ podmínka splněna

Hydromotor není nutné kontrolovat na vzpěrnou pevnost, zatížení se pohybuje v oblasti pružné pevnosti.

6.5 KONTROLA ČEPŮ

6.5.1 ČEP HLAVNÍHO PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

Průměr čepu je dán vnitřním průměrem ok hydromotoru. Tento čep se nachází ve vazbách B a C. Kontrola je provedena pro čep ve vazbě C, kde je zatěžující síla vyšší o hmotnost hydromotoru. Čep je kontrolován na stříh a otláčení. Otláčení je kontrolováno mezi okem hydromotoru a čepem, kde je styková plocha nejmenší.

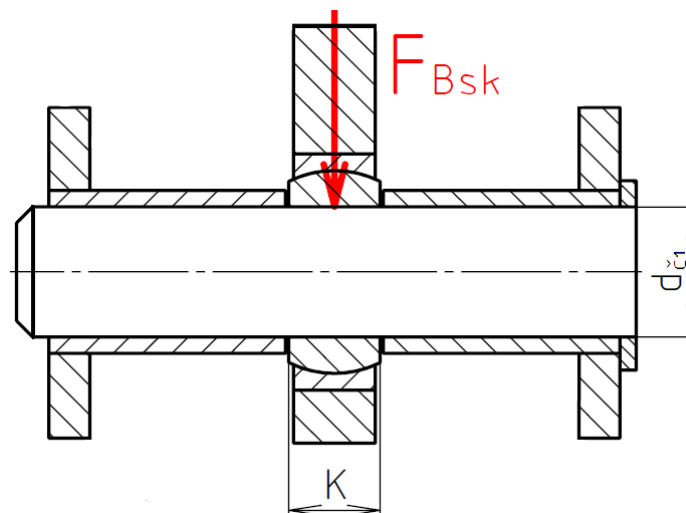
$$F_{Bskmax} = F_{C,Bmax} + F_{g4} \tag{6.32}$$

$$F_{Bskmax} = 79\,194 + 542,5$$

$$F_{Bskmax} = 79\,736,5\,N$$

$$K = 25\,mm$$

$$d_{\check{c}1} = 40\,mm$$



Obr. 27 Uložení čepu hlavního přímočarého hydromotoru

Materiál čepu: E335 (1.0060) dle EN 10025

[6]

Dovolený tlak:

$$p_D = 100\,MPa$$

[4] str. 171

Dovolené napětí ve smyku:

$$\tau_D = 63\,MPa$$

[4] str. 171



Smykové napětí:

$$\tau_S = \frac{F_{Bskmax}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{\check{c}1}^2}{4}} \quad (6.33)$$

$$\tau_S = \frac{79\,736,5}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 40^2}{4}}$$

$$\tau_S = 31,7 \text{ MPa}$$

$$\tau_S < \tau_D$$

→ podmínka splněna

Otlačení:

$$p_{\check{c}} = \frac{F_{Bskmax}}{d_{\check{c}1} \cdot K} \quad (6.34)$$

$$p_{\check{c}} = \frac{79\,736,5}{40 \cdot 25}$$

$$p_{\check{c}} = 79,7 \text{ MPa}$$

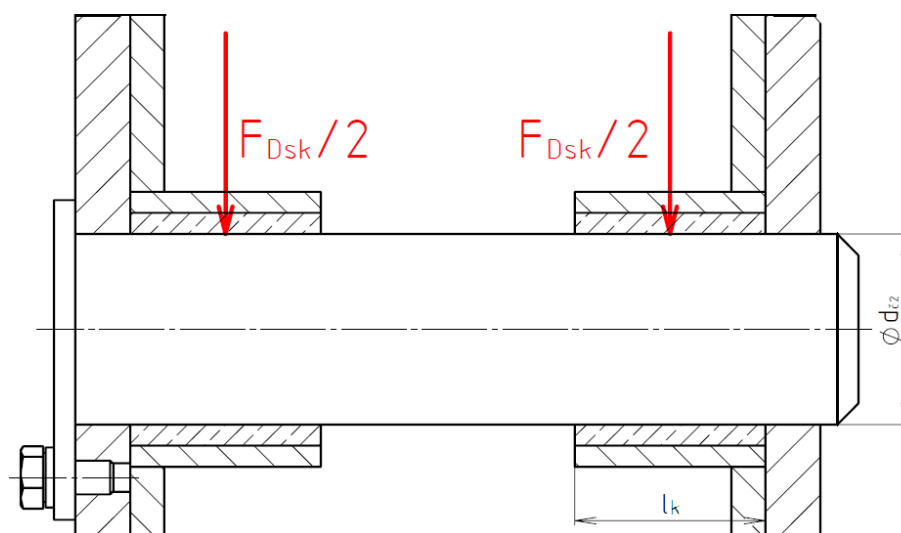
$$p_{\check{c}} < p_D$$

→ podmínka splněna

6.5.2 ČEP V KLOUBU RAMENE

Pro uložení v kloubu ramene je použito kluzné pouzdro.

Je zvoleno kluzné pouzdro SKZ z masivního bronzu – kluzné pouzdro PBM 455545 M1G1 na základě požadavků a vlastností: odolává nečistotám a při nízkých rychlostech rázům i vibracím. Je možné využití čepu s hrubě opracovaným povrchem a nepodléhá korozi. [10]



Obr. 28 Uložení čepu kloubu ramene

Materiál čepu: E335 (1.0060) dle EN 10025

[6]



$$d_{\check{c}2} = 45 \text{ mm}$$

$$l_k = 45 \text{ mm}$$

$$F_{Dskmax} = 60\,986 \text{ N}$$

Dovolený tlak na kluzné pouzdro:

$$p_D = 45 \text{ MPa} \quad [10]$$

Dovolené napětí ve smyku:

$$\tau_D = 63 \text{ MPa} \quad [4] \text{ str. 171}$$

Smykové napětí v čepu:

$$\tau_S = \frac{F_{Dskmax}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{\check{c}2}^2}{4}} \quad (6.35)$$

$$\tau_S = \frac{60\,986}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 45^2}{4}}$$

$$\tau_S = 19,2 \text{ MPa}$$

$$\tau_S < \tau_D \quad \rightarrow \text{podmínka splněna}$$

Otlačení kluzného pouzdra:

$$p_{\check{c}} = \frac{F_{Dskmax}}{2 \cdot d_{\check{c}2} \cdot l_k} \quad (6.36)$$

$$p_{\check{c}} = \frac{60\,986}{2 \cdot 45 \cdot 45}$$

$$p_{\check{c}} = 15,1 \text{ MPa}$$

$$p_{\check{c}} < p_D \quad \rightarrow \text{podmínka splněna}$$

6.6 NÁVRH OTOČNÉHO MECHANISMU JEŘÁBU

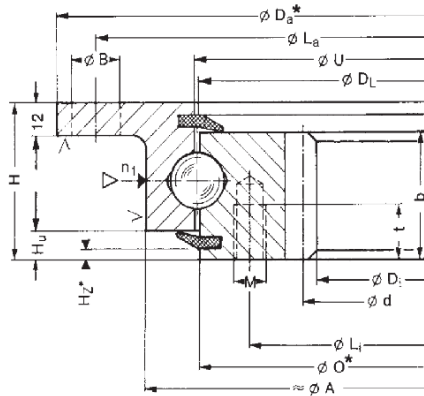
6.6.1 VOLBA LOŽISKA

Ložisko pro přenos axiální síly vyvolané hmotností břemene a vlastní konstrukce a klopného momentu je zvoleno jako jednořadé kuličkové axiální ložisko s vnitřním ozubením a dvojnásobným počtem otvorů pro uchycení.

Označení: KD 210 232.20.0500.503 Typ 21/650.2

Výrobce: Rothe Erde

Parametry [11]: Hmotnost: 36,7 kg
 Vnější průměr: 648 mm
 Vnitřní průměr: 445,2 mm
 Výška: 56 mm
 Modul: 6 mm
 Počet zubů: 76
 Šířka zubu: 45,5 mm
 Závitové otvory: 16 x M12
 Úchyťové otvory: 20 x ϕ 18



Drawing No.	Ball track diameter	Weight	Outer diameter (O.D.)		Overall height	External ball circle diameter		Internal ball circle diameter		Number of ball holes		External hole diameter		Internal hole diameter		Thread depth	Number of grease nipples		Diameter	Diameter	Diameter	Diameter	Distance at bottom outer ring/inner ring	Distance at top outer ring/inner ring	Gear P.C.D.	Module	Number of teeth	Tooth width	Addendum reduction		Permissible tangential force normal	Permissible tangential force maximum	Bearing clearance ①	
	D _a [mm]		D _e [mm]	D _i [mm]		H [mm]	L _e [mm]	L _i [mm]	n _e	B/M [mm]	n _i	B/M [mm]	t [mm]	n ₁	n ₂		O [mm]	U [mm]											A [mm]	C [mm]			H _e [mm]	H _e [mm]
232.20.0500.503 Typ 21/650.2	544	36,7	648	445,2	56	620	505	20	18	16	M 12	20	4	542,5	545,5	583	-	10,5	-	456	6	76	45,5	-0,6	16,00	32,00	≤ 0,5	≤ 0,5						

Obr. 29 Katalogové parametry jednořadého kuličkového axiálního ložiska [11]

Rozběhový krouticí moment:

$$M_r = \frac{\mu}{2} \cdot (4,4 \cdot M_{Amax} + F_A \cdot D_L) \quad [11] \text{ str. 27} \quad (6.37)$$

$$M_r = \frac{0,008}{2} \cdot (4,4 \cdot 26\,373 + 20\,273,5 \cdot 0,544)$$

$$M_r = 508,3 \text{ Nm}$$

Síla v ozubení:

$$F_r = \frac{2 \cdot M_r}{m \cdot z} \quad (6.38)$$

$$F_r = \frac{2 \cdot 508,3}{0,006 \cdot 76}$$

$$F_r = 2\,229 \text{ N}$$

6.6.2 NÁVRH PASTORKU

Pro přenos krouticího momentu je zvolen pastorek s počtem zubů $z_p = 15$

Průměr roztečné kružnice:

$$d_p = m \cdot z_p \quad [3] \text{ str. 719} \quad (6.39)$$

$$d_p = 0,006 \cdot 15$$

$$d_p = 0,09 \text{ m}$$

Převodový poměr:

$$i_p = \frac{z}{z_p} \quad [3] \text{ str. 726} \quad (6.40)$$

$$i_p = \frac{76}{15}$$

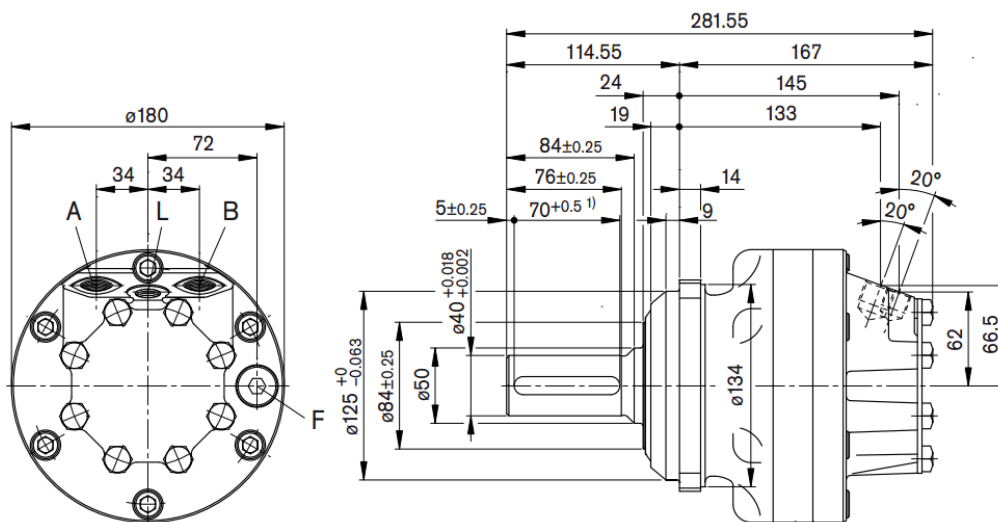
$$i_p = 5,07$$



6.6.3 VOLBA ROTAČNÍHO HYDROMOTORU

Je zvolen radiální pístový hydromotor. Hydromotory tohoto typu se vyznačují velkými momenty při nízkých otáčkách. Pro uchycení pastorku je na výstupní hřídeli hydromotoru navržena drážka pro pero. Zobrazené schéma je opatřeno mnohohranem na výstupním hřídeli, toto lze ovšem modifikovat na požádání při objednávce. Rychlost otáčení jeřábu není specifikována, a proto je zvolen motor, který umožňuje $n_j = 1 \text{ min}^{-1}$.

Označení: MCR3.160
Výrobce: Bosch Rexroth
Parametry [12]: Záběrný moment: 132 Nm
 Minimální plynulá rychlost: $0,5 \text{ min}^{-1}$
 Hmotnost: 21 kg



Obr. 30 Schéma radiálního pístového hydromotoru MCR3.160 [12]

Otáčky motoru:

$$n_m = i_p \cdot n_j \quad (6.41)$$

$$n_m = 5,07 \cdot 1$$

$$n_m = 5,07 \text{ min}^{-1}$$

Minimální krouticí moment motoru:

$$M_k = \frac{M_r}{i_p} \quad (6.42)$$

$$M_k = \frac{508,3}{5,07}$$

$$M_k = 100,3 \text{ Nm}$$



6.7 KOTEVNÍ ŠROUBY

6.7.1 KONTROLA ŠROUBŮ NA VNITŘNÍM A VNĚJŠÍM KROUŽKU LOŽISKA

Šrouby na vnitřním kroužku ložiska: M12 materiál 8.8

$$A_{S1} = 84,3 \text{ mm}^2 \quad [3] \text{ str. 420}$$

$$R_e = 640 \text{ MPa}$$

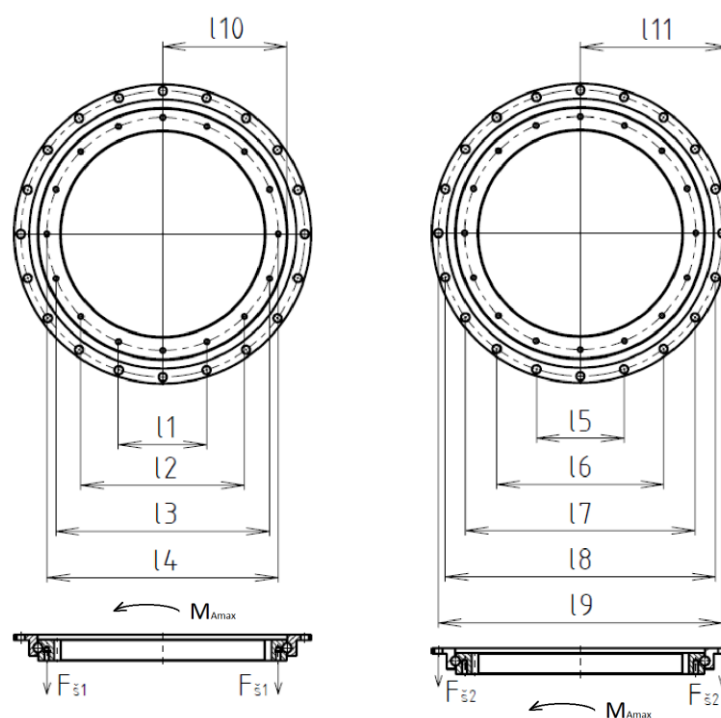
Šrouby na vnějším kroužku ložisky: M16 materiál 8.8

$$A_{S2} = 157 \text{ mm}^2 \quad [3] \text{ str. 420}$$

$$R_e = 640 \text{ MPa}$$

$$l_{10} = 271,25 \text{ mm}$$

$$l_{11} = 324 \text{ mm}$$



Obr. 31 Schéma polohy šroubů na axiálním ložisku

Síla ve šroubu 1:

$$-M_{Amax} + F_{s1} \cdot (l_{10} - \frac{l_4}{2}) + 2 \cdot F_{s1} \cdot (l_{10} - \frac{l_3}{2}) + 2 \cdot F_{s1} \cdot (l_{10} - \frac{l_2}{2}) + 2 \cdot F_{s1} \cdot (l_{10} - \frac{l_1}{2}) + 2 \cdot F_{s1} \cdot l_{10} + 2 \cdot F_{s1} (l_{10} + \frac{l_1}{2}) + 2 \cdot F_{s1} (l_{10} + \frac{l_2}{2}) + 2 \cdot F_{s1} (l_{10} + \frac{l_3}{2}) + F_{s1} (l_{10} + \frac{l_4}{2}) = 0 \quad (6.43)$$

$$F_{s1} = \frac{M_{Amax}}{16 \cdot l_{10}} \quad (6.44)$$

$$F_{s1} = \frac{26\,373}{16 \cdot 0,271\,25}$$

$$F_{s1} = 6\,076,7 \text{ N}$$



Napětí ve šroubu 1:

$$\sigma_1 = \frac{F_{s1}}{A_{s1}} \quad (6.45)$$

$$\sigma_1 = \frac{6\,076,7}{84,3}$$

$$\sigma_1 = 72,1 \text{ MPa}$$

Bezpečnost šroubu 1:

$$k_{k1} = \frac{R_e}{\sigma_1} \quad (6.46)$$

$$k_{k1} = \frac{640}{72,1}$$

$$k_{k1} = 8,9 \quad \rightarrow \text{šrouby vyhovují}$$

Síla ve šroubu 2:

$$F_{s2} = \frac{M_{Amax}}{20 \cdot l_{11}} \quad (6.47)$$

$$F_{s2} = \frac{26\,373}{20 \cdot 0,324}$$

$$F_{s2} = 4\,069,9 \text{ N}$$

Napětí ve šroubu 2:

$$\sigma_2 = \frac{F_{s2}}{A_{s2}} \quad (6.48)$$

$$\sigma_2 = \frac{4\,069,9}{157}$$

$$\sigma_2 = 25,9 \text{ MPa}$$

Bezpečnost šroubu 2:

$$k_{k2} = \frac{R_e}{\sigma_2} \quad (6.49)$$

$$k_{k2} = \frac{640}{25,9}$$

$$k_{k2} = 24,7 \quad \rightarrow \text{šrouby vyhovují}$$

6.7.2 NÁVRH ŠROUBŮ PODSTAVCE

Je zvolen obdobný počet děr a velikost šroubu jako na vnějším kroužku ložiska. Proto je provedena pouze kontrola šroubů.

Kotevní šrouby na podstavci: M16 materiál 8.8

$$A_{s2} = 157 \text{ mm}^2$$

$$R_e = 640 \text{ MPa}$$

$$l_{12} = 360 \text{ mm}$$



Síla v kotevním šroubu:

$$F_{šk} = \frac{M_{Amax}}{16 \cdot l_{12}} \quad (6.50)$$

$$F_{šk} = \frac{26\,373}{16 \cdot 0,360}$$

$$F_{šk} = 4\,578,6 \text{ N}$$

Napětí v kotevním šroubu:

$$\sigma_k = \frac{F_{šk}}{A_{S2}} \quad (6.51)$$

$$\sigma_k = \frac{4\,578,6}{157}$$

$$\sigma_k = 29,2 \text{ MPa}$$

Bezpečnost kotevního šroubu:

$$k_{kk} = \frac{R_e}{\sigma_k} \quad (6.52)$$

$$k_{kk} = \frac{640}{29,2}$$

$$k_{kk} = 21,9$$

→ šrouby vyhovují

6.8 VEDENÍ VÝLOŽNÍKU

Pro vedení výložníku v rameni jsou zvoleny kluzné desky z materiálu ZEDEX 100.

ZEDEX 100 je termoplastický materiál se špičkovými kluznými vlastnostmi a širokým záběrem použití, jehož výhody vyniknou při provozu „za sucha“ – bez mazání. Má nízkou míru opotřebení, vysokou zatížitelnost, dokáže dobře tlumit vibrace a do značné míry tolerovat geometrické nepřesnosti kluzné proti-plochy. [13]

Dovolený pracovní tlak na plochu je 25 MPa (krátkodobě až 75 MPa). [14]

6.9 STABILITA

Zkontrolováním stability je určena doporučená poloha jeřábu při umístění na mobilní zařízení. Je uvažováno maximální vysunutí výložníku a plné zatížení. V zadání není specifikován konkrétní typ mobilního zařízení, a proto je zvolen výpočet pro umístění na nákladní automobil značky AVIA D75 EURO 5 (rozvor K). [15]

Pro výpočet jsou uvažovány tuhé nápravy a styk všech kol vozidla s vozovkou. Náklon vozidla a pérování tlumičů je zanedbáno. Klopná hrana je ve středu styku pneumatiky s vozovkou. Těžiště síly vyvolané hmotností jeřábu a hmotnost je zjištěna softwarem SolidWorks 2013.

Síla od břemene:

$$F_{bř} = G_V \cdot g \quad (6.53)$$

$$F_{bř} = 935 \cdot 9,81$$

$$F_{bř} = 9\,172,4 \text{ N}$$



Síla od jeřábu:

$$F_{qj} = m_j \cdot g \quad (6.54)$$

kde m_j – hmotnost jeřábu [kg]

$$F_{qj} = 521 \cdot 9,81$$

$$F_{qj} = 5\,111\text{ N}$$

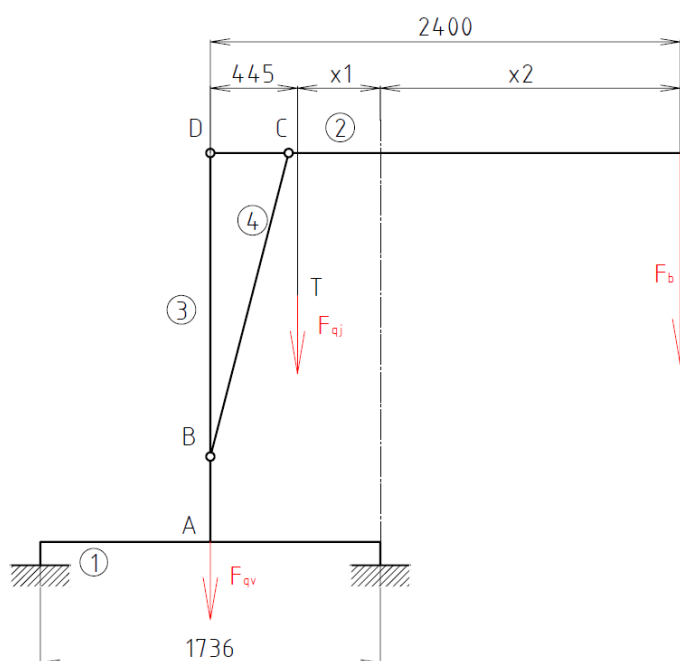
Síla od vozidla:

$$F_{qv} = m_{voz} \cdot g \quad (6.55)$$

kde m_{voz} – hmotnost mobilního zařízení [kg]

$$F_{qv} = 3\,325 \cdot 9,81$$

$$F_{qv} = 32\,618,3\text{ N}$$



Obr. 32 Schéma připojení jeřábu v ose mobilního zařízení

Stabilita při montáži jeřábu v ose mobilního zařízení:

Podmínka stability:

$$s = \frac{M_S}{M_K} > 1 \quad (6.56)$$

Stabilizační moment:

$$M_S = F_{qj} \cdot x1 + F_{qv} \cdot \frac{1,736}{2} \quad (6.57)$$

$$M_S = 5\,111 \cdot 0,423 + 32\,618,3 \cdot \frac{1,736}{2}$$

$$M_S = 30\,475\text{ Nm}$$



Klopný moment:

$$M_K = F_{bř} \cdot x_2$$

$$M_K = 9\,172,4 \cdot 1,532$$

$$M_K = 14\,052 \text{ Nm}$$

(6.58)

$$s = \frac{30\,475}{14\,052}$$

$$s = 2,17 > 1$$

dosazení do rovnice (6.56)

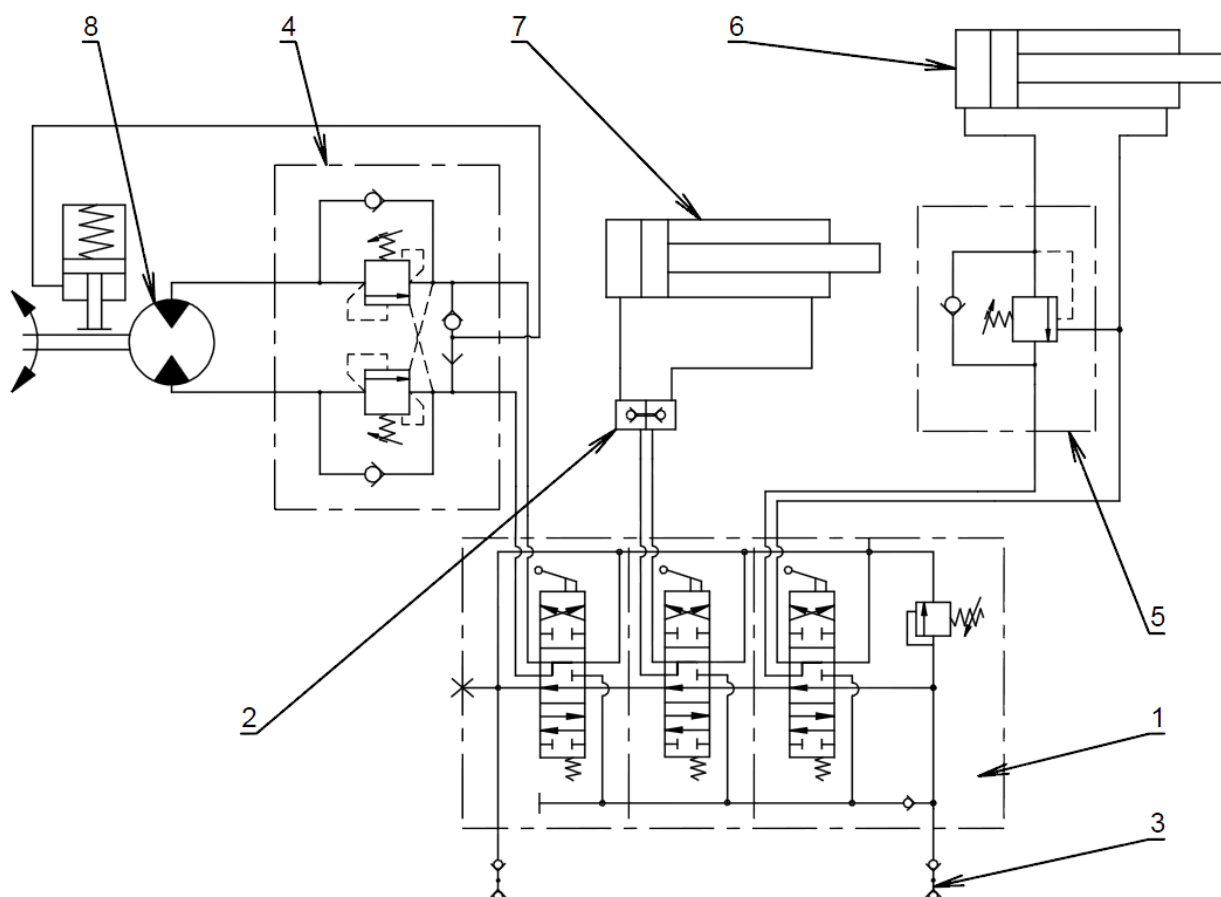
→ podmínka je splněna

Podmínka stability při montáži do osy mobilního zařízení ($x_1 = 423 \text{ mm}$) je splněna, hodnoty podmínky stability pro jiná umístění jeřábu jsou vypočtena programem Excel (příloha 5). Z těchto hodnot plyne, že podmínka stability je splněna i v případě montáže jeřábu do místa klopné hrany ($x_1 = -445 \text{ mm}$).



7 NÁVRH HYDRAULICKÉHO OKRUHU

Jeřáb je nutné připojit na hydraulický okruh mobilního zařízení. Toto připojení je provedeno rychlospojkami.



Obr. 33 Schéma hydraulického okruhu (1 – sekční rozvaděč, 2 – hydraulický zámek, 3 – rychlospojka, 4 – brzdící ventil s měnicím ventilem pro ovládání brzdy, 5 – spouštěcí ventil, 6 – hlavní přímočarý hydromotor, 7 – vedlejší přímočarý hydromotor, 8 – radiální pístový hydromotor)

Hydraulický okruh jeřábu je sestaven z radiálního pístového hydromotoru s mechanickou brzdou (obr. 33-8) a dvou přímočarých hydromotorů, které jsou připojeny na sekční rozvaděč (obr. 33-1). Tento rozvaděč je na hydraulický okruh mobilního zařízení připojen pomocí rychlospojek (obr. 33-3). Na větvi hlavního přímočarého hydromotoru (obr. 33-6) je umístěn za rozvaděčem spouštěcí ventil (obr. 33-5), který slouží jako pojistný ventil v případě přetížení a zároveň při spouštění břemene vytváří protitlak, aby bylo spouštění plynulé. Na větvi vedlejšího přímočarého hydromotoru (obr. 33-7) je umístěn hydraulický zámek (obr. 33-2), který zajišťuje aretaci motoru, pokud není do větve přiveden tlak. Pro ovládání radiálního pístového hydromotoru s brzdou je na této větvi připojen brzdící ventil s měnicím ventilem pro ovládání brzdy (obr. 33-4).

**Hydraulický zámek:**

Hydraulický zámek je sestaven ze dvou jednosměrných ventilů, které jsou vzájemně propojeny tak, že umožňují zpětný tok olejové náplně, pouze když je na opačný vstup přiveden tlak. Pokud je větev odlehčena, dojde k aretaci zatíženého hydromotoru v požadované poloze, dokud není opět přiveden tlak. Hydraulický zámek zabraňuje nechtěným pohybům hydromotoru v případě ztráty tlaku a měl by být k němu umístěn co nejbližší. [16]

Spouštěcí ventil:

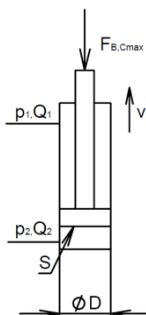
Pokud je břemeno zvedáno, prochází tlak přes jednosměrný ventil, naopak pokud je břemeno spouštěno, prochází tlak přes tlakový ventil s pružinou, který je nastaven na určitou hodnotu tlaku (slouží jako pojistný ventil proti přetížení) a vytváří tak protitlak pro plynulé spouštění břemene. [16]

Brzdící ventil s měnicím ventilem pro ovládání brzdy:

Tento ventil zaručuje ovládání s protitlakem pro oba směry otáčení (princip je stejný jako u spouštěcího ventilu), navíc je zde měnicí ventil s vývodem pro ovládání mechanické brzdy. Obvykle se používají pro ovládání hydraulických motorů, které se mohou otáčet v obou směrech a mají mechanickou pružinovou brzdu (např. hydraulické motory pro otáčení ve směru a protisměru hodinových ručiček). [16]



7.1 KONTROLA HLAVNÍHO PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU



Obr. 34 Schematické znázornění hlavního přímočarého hydromotoru

Plocha pístu:

$$S = \frac{\pi D^2}{4} \quad (7.1)$$

$$S = \frac{\pi 100^2}{4}$$

$$S = 7\,854 \text{ mm}^2$$

Maximální síla přímočarého hydromotoru:

$$F_{HMmax} = p_{max} \cdot S \quad (7.2)$$

kde p_{max} – maximální tlak v hlavním přímočarém hydromotoru [MPa]

$$F_{HMmax} = 20 \cdot 7\,854$$

$$F_{HMmax} = 157\,080 \text{ N}$$

Síla přímočarého hydromotoru při p_{jmen} :

$$F_{HMjmen} = p_{jmen} \cdot S \quad (7.3)$$

kde p_{jmen} – jmenovitý tlak v hlavním přímočarém hydromotoru [MPa]

$$F_{HMjmen} = 16 \cdot 7\,854$$

$$F_{HMjmen} = 125\,664 \text{ N}$$

Provozní tlak: $p_{prov} = 12 \text{ MPa}$

Síla přímočarého hydromotoru při p_{prov} :

$$F_{HMprov} = p_{prov} \cdot S \quad (7.4)$$

$$F_{HMprov} = 12 \cdot 7\,854$$

$$F_{HMprov} = 94\,248 \text{ N}$$

$$F_{C.Bmax} < F_{HMprov} \quad \rightarrow \text{podmínka splněna}$$

Zdvih přímočarého hydromotoru: $l_s = 654 \text{ mm}$

Objem náplně v přímočarém hydromotoru:

$$V_{HHM} = l_s \cdot S \quad (7.5)$$

kde l_s – výška zdvihu hlavního přímočarého hydromotoru [mm]



$$V_{HHM} = 0,654 \cdot 0,007\,854$$

$$V_{HHM} = 5,1\,l$$

Průtok přímočarého hydromotoru: $Q_Z = 24\,l \cdot \text{min}^{-1}$

Doba zdvihu ramene:

$$t = \frac{V_{HHM}}{Q_Z} \quad (7.6)$$

$$t = \frac{5,1}{24}$$

$$t = 12,8\,s$$

Rychlost vysouvání:

$$v = \frac{Q_Z}{S} \quad (7.7)$$

$$v = \frac{0,000\,4}{0,007\,854}$$

$$v = 0,051\,m \cdot s^{-1}$$

$$v < v_{max}$$

$$0,051 < 0,5$$

→ podmínka splněna

Pojistný tlak spouštěcího ventilu:

$$p_{poj} = \frac{F_{C,Bmax}}{S} \quad (7.8)$$

$$p_{poj} = \frac{79\,194}{7\,854}$$

$$p_{poj} = \frac{7\,854}{7\,854}$$

$$p_{poj} = 10,08\,MPa$$

$$p_{poj} = 10,08\,MPa$$

Pojistný tlak spouštěcího ventilu je nutné nastavit na hodnotu 10,08 MPa.



8 MONTÁŽNÍ POSTUP

V první části je nutné zkompletovat hlavní části nosné konstrukce. Svařenec sloupu je vhodné pro jednodušší montáž položit na vodorovnou podložku a po nasazení svařence ramene do otvoru s nalisovanými kluznými pouzdry zasunout čep. Po zajištění se otvor na horní části sloupu opatří krytkou a přišroubuje. Z vnitřní strany ramene je nutné našroubovat kluzné desky vedení výložníku a nasunout do tohoto vedení svařenec výložníku.

Po montáži hlavních nosných částí se připojí ke sloupu a rameni hlavní přímočarý hydromotor. K rameni a výložníku pak vedlejší přímočarý hydromotor, tato spojení jsou realizována pomocí čepů.

Při montáži otočného mechanismu jeřábu je nutné jako první přišroubovat radiální pístový hydromotor s pastorkem na výstupním hřídeli k přírubě sloupu. Poté na přírubu přimontovat ložisko, ke kterému je již připojen podstavec.

Všechny hydraulické komponenty se propojí s hydraulickým okruhem hadicemi, které jsou ke sloupu uchyceny pomocí svorek P-CLIP 20 W1. Propojení musí být provedeno dle schématu hydraulického okruhu, aby nedošlo k záměně připojovacích míst a aby byla zaručena správná funkce jednotlivých komponentů.

Sestavený jeřáb se umístí na mobilní zařízení pomocí šroubů a podstavce jeřábu.

Umístění rozvaděče hydraulického okruhu a připojení k hydraulickému okruhu mobilního zařízení závisí na konkrétních podmínkách mobilního zařízení. Je nutné uvažovat dostupnost pro obsluhu a bezpečnost při manipulaci s jeřábem.



9 VOLBY

9.1 KONSTRUKCE A MATERIÁLY JEDNOTLIVÝCH ČÁSTÍ

Hlavní části nosné konstrukce jsou sloup, rameno a výložník. Jedná se o svařované sestavy, kde je materiál jednotlivých přířezů ocel S355J2H se zaručenou tavnou svažitelností. Vedení výložníku je zvoleno z makromolekulárního plastu s označením ZEDEX 100K, maximální dovolený tlak tohoto materiálu je 25 MPa. Čepy kloubových spojení jsou z materiálu E335 a zajištění je provedeno pomocí šroubů M8 (5x). Vedení je k výložníku připojeno pomocí šroubů M8 (16x) se zápusťnou hlavou. K ložisku je sloup připojen šrouby se šestihrannou hlavou M16 (20x) a podstavec pak šrouby se šestihrannou hlavou M12 (16x). Radiální pístový hydromotor je ke sloupu připojen přes distanci motoru šrouby M12 (4x). Krytka sloupu je ke sloupu připojena pomocí šroubů M4 (4x) a úchyty hadic pak pomocí šroubů M8 (2x). Spojení jeřábu s mobilním zařízením je realizováno pomocí šroubů M16 (16x).

9.2 DRSNOST POVRCHŮ, ROZMĚROVÉ A GEOMETRICKÉ TOLERANCE

Veškeré drsnosti povrchu ploch jsou voleny s ohledem na jejich funkčnost.

Geometrické tolerance jsou použity na otvorech pro čep, které je nutné vyrobít s tolerancí sousostí. Otvory pro šroubová spojení jsou opatřeny tolerancí polohy.

Rozměrové tolerance čepů jsou voleny h7, otvory pro hřídel pak mají G9. Toto uložení zajišťuje uložení s malou vůlí. Ostatní délkové rozměry jsou tolerovány dle všeobecných tolerancí ISO 2768 – mK.



ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo navržení konstrukce jeřábu výložníkového typu. Vlastní konstrukční návrh tohoto jeřábu splňuje základní parametry zadání.

K finálnímu konstrukčnímu řešení vedlo několik kroků. Jako první byl proveden statický rozbor úlohy a pomocí grafické metody byl určen algoritmus pro výpočet vazebných sil a ohybového momentu ve všech dovolených polohách ramene jeřábu. Největší ohybový moment působí při vodorovném natočení ramene a s touto variantou pak bylo nadále počítáno. Návrh konstrukce nosných prvků jeřábu byl proveden vzhledem k meznímu stavu pružnosti. Návrhový bezpečnostní součinitel závisí na technologiích výroby, kvalifikaci pracovníků, celkovém počtu vyrobených kusů aj. V zadání toto však není specifikováno. Proto byl bezpečnostní součinitel zvolen $k_n = 4$. V návrhu byly předběžně zvoleny na základě mechanických požadavků přímočaré hydraulické motory. Po navržení těchto nosných prvků konstrukce byly přepočítány vazebné síly a ohybové momenty v důsledku uvážení vlastní konstrukce a byla vypočtena bezpečnost sloupu a ramene jeřábu dle únavového Soderbergerova kritéria, které zajišťuje, že nevzniknou plastické deformace. Dále byly navrženy a zkontrolovány další důležité konstrukční prvky. Spojovací čepy byly vhodně zkontrolovány na stříh a otlacení v nejnebezpečnějších místech. Bylo zvoleno ložisko a motor otočného mechanismu jeřábu. Zadání nespecifikuje rychlost otáčení jeřábu, a proto byla zvolena hodnota $n = 1 \text{ min}^{-1}$. Součástí výpočtů byla také kontrola kotevních šroubů v ložisku a na základě jejich počtu, který je dán výrobcem dle tabulek, byl zvolen a zkontrolován obdobný počet kotevních šroubů podstavce jeřábu. Kontrola stability při montáži na mobilním zařízení byla vypočtena pro různé polohy od montáže jeřábu do středu mobilního zařízení až po montáž přímo nad klopnou hranu. Tyto hodnoty jsou ovšem pouze pro představu, protože záleží vždy na konkrétním mobilním zařízení. V průběhu výpočtů bylo zvoleno několik zjednodušujících předpokladů pro jednodušší možnost výpočtu, byla ovšem snaha, aby zjednodušení zaváděla určitou bezpečnost a byla tak konzervativní.

Návrh hydraulického okruhu spočíval v sestavení schématu a určení požadavků na tento hydraulický okruh. Součástí návrhu je kontrola hlavního přímočarého hydromotoru na plynulý chod, překonání sil při nejvyšším zatížení a je zde popis použitých komponentů.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] FLORIAN, Z., E. ONDRÁČEK a K. PŘIKRYL. *Mechanika těles: statika*. Vyd. 7. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2007, 182 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 978-80-214-3440-0.
- [2] JANÍČEK, P., E. ONDRÁČEK a J. VRBKA. *Mechanika těles: pružnost a pevnost I*. 2. vyd. Brno: VUT, 1992, 287 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojní). ISBN 80-214-0468-X.
- [3] SHIGLEY, J. E., Ch. R. MISCHKE a R. G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [4] KŘÍŽ, Rudolf a Pavel VÁVRA. *Strojírenská příručka: 24 oddílů v osmi svazcích. Svazek 5, O - Technika konstruování ; P - Technická dokumentace ; R - Části strojů a převody (1. část)*. 1. vyd. Praha: Scientia, 1994, 241 s. ISBN 80-858-2759-X.

INTERNET

- [5] Heila: *products* [online]. © 2011-2013 [cit. 2013-03-01]. Dostupné z: <http://www.heila.com/products.php>
- [6] Feron: *Sortimentní katalog* [online]. © 2004-2013 [cit. 2013-03-12]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/oceli.php?typ=3>
- [7] Salzgitter: *Čtyřboké duté profily EN 10210/EN 10219* [online]. 2013 [cit. 2013-03-12]. Dostupné z: <http://www.salzgitter.cz/index.php?page=46>
- [8] Hydraulics: *Výrobní katalog přímočarých hydromotorů* [online]. 2012 [cit. 2013-03-16]. Dostupné z: http://www.hydraulics.cz/vyrobní_katalog_primocarych_hydromotoru_CZ_2012.pdf
- [9] Rerosa - Hydraulika: *Monoblokové rozvaděče Bucher* [online]. [cit. 2013-03-20]. Dostupné z: http://www.rerosa.cz/pdf/hdm_11pa.pdf
- [10] SKF: *Kluzná pouzdra SKF* [online]. © 2002- [cit. 2013-03-20]. Dostupné z: <http://www.skf.com/files/262138.pdf>
- [11] Rothe Erde: *Slewing Bearings* [online]. © 2013 [cit. 2013-04-1]. Dostupné z: http://www.thyssenkrupp-rotheerde.com/download/info/V01A_RE_GWL_GB_W.pdf
- [12] Bosch Rexroth: *Radial piston motor MCR* [online]. 11.3.2010 [cit. 2013-04-01]. Dostupné z: <http://www.boschrexroth.com/mobile-hydraulics-catalog/Vornavigation/Vornavi.cfm?Language=EN&VHist=g54076,g54071&PageID=m3776>
- [13] *Wolko-plast s.r.o: přehled vlastností materiálu ZEDEX* [online]. © 1994 - 2013 [cit. 2013-04-03]. Dostupné z: <http://www.wolkoplast.cz/files/material-zedex-100.pdf>



- [14] *Wolko-plast s.r.o: Materiál ZEDEX* [online]. © 1994 - 2013 [cit. 2013-04-03].
Dostupné z: <http://www.wolkoplast.cz/cs/material-zedex/>
- [15] *Avia: Produktový list AVIA D75 EURO 5* [online]. 15.8.2009 [cit. 2013-04-16].
Dostupné z: [http://www.avia.cz/images/avia_UK-Slider/4-file-File\[cs\]-produktovyList75_E5.pdf](http://www.avia.cz/images/avia_UK-Slider/4-file-File[cs]-produktovyList75_E5.pdf)
- [16] *Bosch Rexroth: Compact Hydraulics* [online]. © 2013 [cit. 2013-04-16]. Dostupné z:
<http://apps.boschrexroth.com/products/compact-hydraulics//CV-Catalog/>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[-]	parametr rovnice a pro součinitel vlivu jakosti povrchu
$A_{s(s \text{ indexem})}$	[mm ²]	průřez šroubu
b	[-]	exponent rovnice b pro součinitel vlivu jakosti povrchu
b_p	[mm]	šířka profilu
d	[mm]	průměr pístní tyče hlavního přímočarého hydromotoru
D	[mm]	vnitřní průměr pláště hlavního přímočarého hydromotoru
d_{c1}	[mm]	průměr čepu uchycení hlavního přímočarého hydromotoru
d_{c2}	[mm]	průměr čepu v kloubu ramene
d_e	[mm]	efektivní rozměr
D_L	[mm]	průměr ložiska, kde jsou vedeny valivé elementy
d_p	[mm]	průměr roztečné kružnice pastorku
F	[N]	zatížení jeřábu od břemene
F_A	[N]	síla působící ve vazbě A
F_{Ay}	[N]	Y složka síly působící ve vazbě A
$F_{bř}$	[N]	síla od břemene při maximálním vyložení
F_{Bskmax}	[N]	skutečná maximální síla ve vazbě B
$F_{C,B}$	[N]	síla působící ve vazbě C a B
$F_{C,Bmax}$	[N]	maximální hodnota sil ve vazbách B a C
$F_{C,Bx}$	[N]	X složka síly působící ve vazbě C a B
$F_{C,By}$	[N]	Y složka síly působící ve vazbě C a B
F_D	[N]	síla působící ve vazbě D
F_{Dmax}	[N]	maximální hodnota sil ve vazbě D
F_{DOV}	[N]	dovolené osové zatížení hlavního přímočarého hydromotoru
F_{Dx}	[N]	X složka síly působící ve vazbě D
F_{Dxmax}	[N]	maximální hodnota X složky síly ve vazbě D
F_{Dxmin}	[N]	minimální hodnota X složky síly ve vazbě D
F_{Dy}	[N]	Y složka síly působící ve vazbě D
F_{g2}	[N]	tíhová síla členu 2
F_{g3}	[N]	tíhová síla členu 3
F_{g4}	[N]	tíhová síla členu 4
F_{HMjmen}	[N]	jmenovitá síla hlavního přímočarého hydromotoru
F_{HMmax}	[N]	maximální síla hlavního přímočarého hydromotoru



F_{HMprov}	[N]	provozní síla hlavního přímočarého hydromotoru
F_{qj}	[N]	síla od hmotnosti jeřábu
F_{qv}	[N]	síla od hmotnosti mobilního zařízení
F_r	[N]	síla v ozubení
$F_{š(s \text{ indexem})}$	[N]	síla ve šroubu
G	[kg]	jmenovitá nosnost jeřábu
g	[ms ⁻²]	gravitační zrychlení
G_v	[kg]	nosnost jeřábu při vysunutí výložníku
h_p	[mm]	výška profilu
i	[-]	počet stupňů volnosti soustavy
i_p	[-]	převodový poměr
i_v	[-]	počet stupňů volnosti rovinné úlohy
K	[mm]	šířka oka hlavního přímočarého hydromotoru
k_a	[-]	součinitel vlivu jakosti povrchu
k_b	[-]	součinitel vlivu velikosti tělesa
k_c	[-]	součinitel způsobu zatěžování
k_d	[-]	součinitel vlivu teploty
k_e	[-]	součinitel spolehlivosti
k_f	[-]	součinitel zahrnující další vlivy
$k_{k(s \text{ indexem})}$	[-]	součinitel bezpečnosti
k_n	[-]	návrhový součinitel bezpečnosti
l_1	[mm]	vzdálenost vazeb C a D
l_{10}	[mm]	vzdálenost klopné hrany na vnitřním kroužku ložiska k ose
l_{11}	[mm]	vzdálenost klopné hrany na vnějším kroužku ložiska k ose
l_{12}	[mm]	vzdálenost klopné hrany na podstavci k ose
l_2	[mm]	délka členu 2
l_3	[mm]	délka členu 3
l_4	[mm]	délka členu 4
l_{HMmax}	[mm]	maximální rozpětí vazeb hlavního přímočarého hydromotoru
l_k	[mm]	kritický rozměr na čepu v kloubu ramene
l_s	[m]	výška zdvihu hlavního přímočarého hydromotoru
L_v	[m]	délka vysunutí výložníku
m	[mm]	modul



m_2	[kg]	hmotnost členu 2
m_3	[kg]	hmotnost členu 3
m_4	[kg]	hmotnost členu 4
M_A	[Nm]	klopný moment ve vazbě A
M_{Amax}	[N]	maximální hodnota klopného momentu ve vazbě A
m_{HM}	[kg]	hmotnost vedlejšího hydromotoru
m_j	[kg.m ⁻¹]	jednotková hmotnost
M_k	[Nm]	minimální krouticí moment motoru
M_K	[Nm]	klopný moment jeřábu na mobilním zařízení
$M_{O(s \text{ indexem})}$	[Nm]	ohybový moment
m_r	[kg]	hmotnost ramene
M_r	[Nm]	rozběhový krouticí moment
M_s	[Nm]	stabilizační moment jeřábu na mobilním zařízení
m_v	[kg]	hmotnost výložníku
m_{voz}	[kg]	hmotnost mobilního zařízení
n	[-]	počet členů soustavy
$N_{(s \text{ indexem})}$	[N]	normální síla
n_j	[min ⁻¹]	otáčky otočného mechanismu jeřábu
n_m	[min ⁻¹]	otáčky radiálního pístového motoru
$p_{\check{c}}$	[MPa]	tlak na čep
p_D	[MPa]	dovolený tlak
p_{jmen}	[MPa]	jmenovitý tlak v hlavním přímočarém hydromotoru
p_{max}	[MPa]	maximální tlak v hlavním přímočarém hydromotoru
p_{poj}	[MPa]	pojistný tlak spouštěcího ventilu
p_{prov}	[MPa]	provozní tlak v hlavním přímočarém hydromotoru
q_2	[N.mm ⁻¹]	liniové zatížení členu 2
Q_z	[l.min ⁻¹]	průtok hlavního přímočarého hydromotoru
R_e	[MPa]	mez kluzu materiálu
R_m	[MPa]	mez pevnosti materiálu
s	[-]	podmínka stability
S	[mm ²]	plocha pístu hlavního přímočarého hydromotoru
t	[s]	doba zdvihu ramene
$T_{(s \text{ indexem})}$	[N]	posouvající síla



v	$[\text{ms}^{-1}]$	rychlost vysouvání hlavního přímočarého hydromotoru
V_{HHM}	$[l]$	objem náplně hlavního přímočarého hydromotoru
v_{max}	$[\text{ms}^{-1}]$	maximální rychlost vysouvání hlavního přímočarého hydromotoru
$W_{(\text{s indexem})}$	$[\text{mm}^3]$	modul průřezu v ohybu
z	$[-]$	počet zubů na vnitřním kroužku ložiska
Z	$[\text{mm}]$	vysunutí hlavního přímočarého hydromotoru
z_p	$[-]$	počet zubů pastorku
α	$[\text{°}]$	úhel sklonu mezi členy 2 a 3
β	$[\text{°}]$	úhel mezi členy 3 a 4
η	$[-]$	počet omezených deformačních parametrů
μ	$[-]$	počet neznámých nezávislých parametrů
μ_F	$[-]$	počet silových neznámých nezávislých parametrů
μ_M	$[-]$	počet momentových neznámých nezávislých parametrů
μ_r	$[-]$	počet polohových neznámých nezávislých parametrů
ν	$[-]$	počet podmínek rovnováhy
ν_F	$[-]$	počet silových podmínek rovnováhy
ν_M	$[-]$	počet momentových podmínek rovnováhy
ξ_A	$[-]$	počet odebraných stupňů volnosti vazbou A
$\xi_{B,C,D}$	$[-]$	počet odebraných stupňů volnosti vazbami B, C a D
$\sigma_{(\text{s indexem})}$	$[\text{MPa}]$	napětí ve šroubu
σ'_c	$[\text{MPa}]$	korigovaná mez únavy
σ_a	$[\text{MPa}]$	amplituda napětí
σ_{CO}	$[\text{MPa}]$	mez únavy
σ_D	$[\text{MPa}]$	dovolené normálové napětí
σ_h	$[\text{MPa}]$	maximální ohybové napětí
σ_m	$[\text{MPa}]$	střední hodnota napětí
σ_n	$[\text{MPa}]$	minimální ohybové napětí
τ_D	$[\text{MPa}]$	dovolené napětí ve smyku
τ_s	$[\text{MPa}]$	napětí ve smyku



SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1 – Tabulka vazebných sil a klopného momentu v závislosti na natočení ramene
 Příloha 2 – Tabulka nosností při vysouvání výložníku
 Příloha 3 – Tabulka vazebných sil a klopného momentu v závislosti na natočení ramene s uvážením vlastní hmotnosti konstrukce
 Příloha 4 – Kontrola vzpěrné pevnosti hlavního přímočarého hydromotoru
 Příloha 5 – Stabilita v závislosti na poloze umístění jeřábu na mobilním zařízení

Výkresová dokumentace

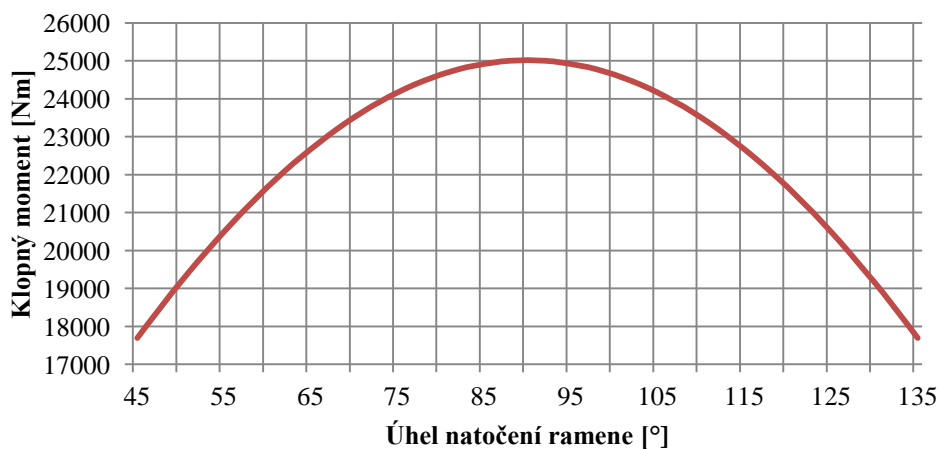
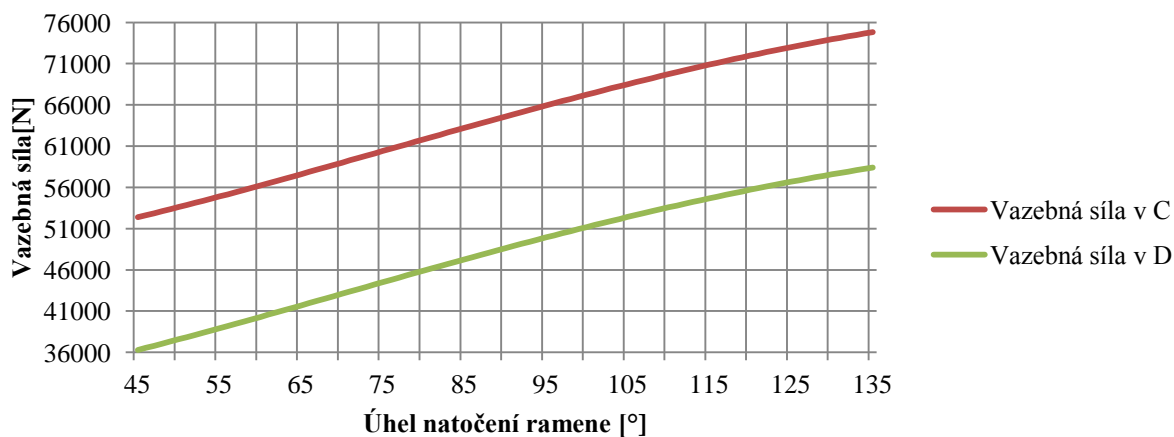
JEŘÁB VÝLOŽNÍKOVÉHO TYPU	1-3B13-100/00
SLOUP (svařovaná sestava)	2-3B13-110/00
RAMENO (svařovaná sestava)	2-3B13-120/00
VÝLOŽNÍK (svařovaná sestava)	2-3B13-130/00
ČEP 30x135 (svařovaná sestava)	4-3B13-140/00
ČEP 40x190 (svařovaná sestava)	4-3B13-150/00
ČEP 45x190 (svařovaná sestava)	4-3B13-160/00
SLOUP	3-3B13-110/01
PŘÍRUBA SLOUPU	3-3B13-110/02
PLECH UCHYCENÍ HHM 1	4-3B13-110/03
PLECH UCHYCENÍ HHM 2	4-3B13-110/04
ŽEBRO	4-3B13-110/05
VYMEZOVACÍ KROUŽEK KLOUBU	4-3B13-110/06
VYMEZOVACÍ KROUŽEK HHM	4-3B13-110-120/07
RAMENO	3-3B13-120/01
PLECH UCHYCENÍ ČEPŮ 1	3-3B13-120/02
PLECH UCHYCENÍ ČEPŮ 2	3-3B13-120/03
VYMEZOVACÍ KROUŽEK VHM	4-3B13-120-130/04
PLECH UCHYCENÍ VHM 2	4-3B13-120/05
PLECH UCHYCENÍ VHM 3	4-3B13-120/06
PLECH UCHYCENÍ VHM 1	4-3B13-120/08
VÝLOŽNÍK	3-3B13-130/01
PLECH UCHYCENÍ VHM 4	4-3B13-130/02
PLECH UCHYCENÍ VHM 5	4-3B13-130/03
OKO UCHYCENÍ BŘEMENE	4-3B13-130/05
ČEP	4-3B13-140-160/01
ZAJIŠTĚNÍ ČEPU	4-3B13-140-160/02
VEDENÍ VÝLOŽNÍKU 1	3-3B13-100/02
VEDENÍ VÝLOŽNÍKU 2	3-3B13-100/03
PASTOREK	3-3B13-100/04
PODSTAVEC	3-3B13-100/05
DISTANCE MOTORU	4-3B13-100/06
KRYTKA SLOUPU	3-3B13-100/07
PODLOŽKA PASTORKU	4-3B13-100/08

PŘÍLOHA 1 – ZÁVISLOST VAZEBNÝCH SIL A KLOPNÉHO MOMENTU NA NATOČENÍ RAMENE

Úhel ramene	Úhel HHM	Délka HHM	Reakce v čepích HHM (C,B)			Reakce v kloubu ramene (D)			Kl. moment (A)
			$F_{C,B}$ [N]	$F_{C,Bx}$ [N]	$F_{C,By}$ [N]	F_D [N]	F_{Dx} [N]	F_{Dy} [N]	
α [°]	β [°]	l_4 [mm]							M_A [Nm]
45	12,58	1298,34	52385	11412	51127	36291	11412	34450	17689
46	12,74	1304,27	52624	11609	51328	36544	11609	34651	17995
47	12,9	1310,28	52866	11803	51532	36799	11803	34855	18295
48	13,05	1316,35	53112	11994	51740	37057	11994	35063	18590
49	13,2	1322,49	53359	12180	51951	37317	12180	35274	18879
50	13,33	1328,7	53610	12363	52165	37580	12363	35488	19163
51	13,47	1334,97	53863	12542	52382	37844	12542	35705	19441
52	13,59	1341,3	54118	12718	52603	38110	12718	35926	19712
53	13,71	1347,68	54376	12889	52826	38378	12889	36149	19978
54	13,83	1354,12	54636	13057	53052	38648	13057	36375	20238
55	13,93	1360,61	54897	13220	53282	38919	13220	36605	20491
56	14,04	1367,15	55161	13380	53514	39192	13380	36837	20739
57	14,13	1373,73	55427	13535	53749	39465	13535	37072	20980
58	14,23	1380,36	55694	13687	53986	39741	13687	37309	21214
59	14,31	1387,03	55963	13834	54227	40017	13834	37550	21442
60	14,39	1393,74	56234	13977	54469	40294	13977	37792	21664
61	14,47	1400,48	56506	14116	54714	40572	14116	38037	21879
62	14,53	1407,25	56779	14250	54962	40851	14250	38285	22087
63	14,6	1414,06	57054	14380	55212	41130	14380	38535	22289
64	14,66	1420,89	57329	14506	55464	41411	14506	38787	22484
65	14,71	1427,74	57606	14627	55718	41691	14627	39041	22672
66	14,76	1434,62	57884	14744	55974	41972	14744	39297	22853
67	14,8	1441,52	58162	14856	56233	42253	14856	39556	23027
68	14,84	1448,44	58441	14964	56493	42535	14964	39816	23194
69	14,87	1455,38	58721	15067	56755	42817	15067	40078	23354
70	14,89	1462,33	59001	15166	57019	43098	15166	40342	23507
71	14,92	1469,28	59282	15260	57284	43380	15260	40607	23653
72	14,93	1476,25	59563	15349	57552	43661	15349	40875	23791
73	14,95	1483,23	59845	15434	57820	43943	15434	41143	23922
74	14,95	1490,2	60126	15514	58090	44224	15514	41413	24046
75	14,96	1497,19	60408	15589	58362	44504	15589	41685	24163
76	14,95	1504,17	60689	15660	58634	44784	15660	41957	24272
77	14,95	1511,15	60971	15725	58908	45064	15725	42231	24374
78	14,94	1518,12	61252	15786	59183	45343	15786	42506	24469
79	14,92	1525,09	61534	15843	59459	45621	15843	42782	24556
80	14,9	1532,05	61814	15894	59736	45899	15894	43059	24635
81	14,87	1539	62095	15940	60014	46176	15940	43337	24708
82	14,85	1545,94	62375	15982	60293	46452	15982	43616	24772

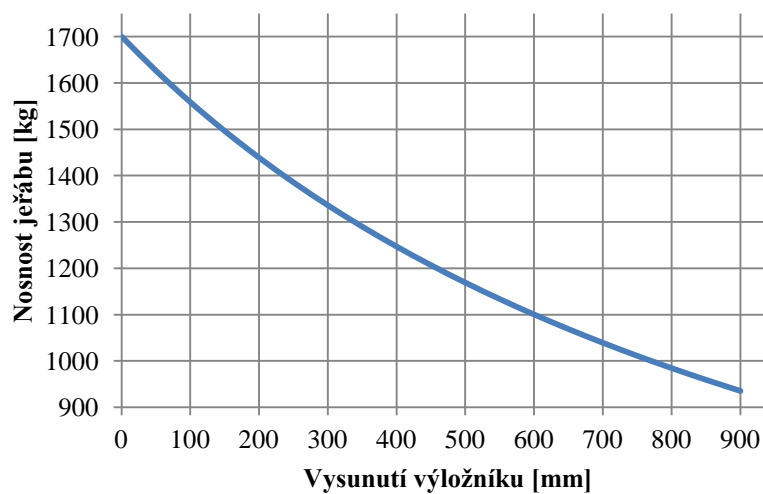
Úhel ramene	Úhel HHM	Délka HHM	Reakce v čepch HHM (C,B)			Reakce v kloubu ramene (D)			Kl. moment (A)
			$F_{C,B}$ [N]	$F_{C,Bx}$ [N]	$F_{C,By}$ [N]	F_D [N]	F_{Dx} [N]	F_{Dy} [N]	
α [°]	β [°]	l_4 [mm]							M_A [Nm]
83	14,81	1552,86	62654	16019	60572	46726	16019	43895	24829
84	14,78	1559,77	62933	16051	60852	47000	16051	44175	24878
85	14,73	1566,66	63211	16078	61132	47273	16078	44455	24920
86	14,69	1573,53	63488	16100	61413	47545	16100	44736	24955
87	14,64	1580,38	63765	16117	61694	47815	16117	45017	24981
88	14,59	1587,21	64040	16129	61976	48084	16129	45299	25000
89	14,53	1594,01	64314	16137	62257	48352	16137	45580	25012
90	14,47	1600,78	64588	16139	62539	48619	16139	45862	25016
91	14,41	1607,53	64860	16137	62820	48884	16137	46143	25012
92	14,34	1614,24	65131	16129	63102	49147	16129	46425	25000
93	14,27	1620,92	65400	16117	63383	49409	16117	46706	24981
94	14,19	1627,57	65669	16100	63665	49669	16100	46988	24955
95	14,11	1634,19	65936	16078	63945	49928	16078	47268	24920
96	14,03	1640,77	66201	16051	64226	50185	16051	47549	24878
97	13,95	1647,31	66465	16019	64506	50440	16019	47829	24829
98	13,86	1653,81	66727	15982	64785	50693	15982	48108	24772
99	13,77	1660,26	66988	15940	65063	50945	15940	48386	24708
100	13,67	1666,68	67247	15894	65341	51194	15894	48664	24635
101	13,57	1673,05	67504	15843	65618	51442	15843	48941	24556
102	13,47	1679,38	67759	15786	65894	51687	15786	49217	24469
103	13,37	1685,66	68012	15725	66169	51930	15725	49492	24374
104	13,26	1691,89	68264	15660	66443	52172	15660	49766	24272
105	13,15	1698,07	68513	15589	66716	52411	15589	50039	24163
106	13,04	1704,2	68760	15514	66987	52648	15514	50310	24046
107	12,92	1710,28	69005	15434	67257	52883	15434	50580	23922
108	12,81	1716,3	69248	15349	67526	53115	15349	50849	23791
109	12,69	1722,27	69489	15260	67793	53345	15260	51116	23653
110	12,56	1728,18	69728	15166	68059	53573	15166	51382	23507
111	12,44	1734,03	69964	15067	68322	53798	15067	51645	23354
112	12,31	1739,83	70198	14964	68585	54021	14964	51908	23194
113	12,18	1745,57	70429	14856	68845	54242	14856	52168	23027
114	12,04	1751,24	70658	14744	69103	54460	14744	52426	22853
115	11,91	1756,86	70885	14627	69359	54675	14627	52682	22672
116	11,77	1762,41	71109	14506	69614	54888	14506	52937	22484
117	11,63	1767,89	71330	14380	69866	55098	14380	53189	22289
118	11,49	1773,31	71549	14250	70116	55306	14250	53439	22087
119	11,34	1778,67	71765	14116	70363	55511	14116	53686	21879
120	11,2	1783,96	71978	13977	70608	55713	13977	53931	21664
121	11,05	1789,18	72189	13834	70851	55912	13834	54174	21442
122	10,9	1794,32	72397	13687	71091	56109	13687	54414	21214

Úhel ramene	Úhel HHM	Délka HHM	Reakce v čepch HHM (C,B)			Reakce v kloubu ramene (D)			Kl. moment (A)
α [°]	β [°]	l_4 [mm]	$F_{C,B}$ [N]	$F_{C,Bx}$ [N]	$F_{C,By}$ [N]	F_D [N]	F_{Dx} [N]	F_{Dy} [N]	M_A [Nm]
123	10,74	1799,4	72602	13535	71329	56303	13535	54652	20980
124	10,59	1804,41	72804	13380	71564	56494	13380	54887	20739
125	10,43	1809,35	73003	13220	71796	56682	13220	55119	20491
126	10,28	1814,21	73199	13057	72025	56867	13057	55348	20238
127	10,11	1819	73392	12889	72251	57050	12889	55574	19978
128	9,95	1823,71	73582	12718	72475	57229	12718	55798	19712
129	9,79	1828,35	73769	12542	72695	57405	12542	56018	19441
130	9,62	1832,91	73953	12363	72913	57579	12363	56236	19163
131	9,46	1837,39	74134	12180	73127	57749	12180	56450	18879
132	9,29	1841,8	74312	11994	73338	57916	11994	56661	18590
133	9,12	1846,13	74487	11803	73546	58081	11803	56869	18295
134	8,95	1850,37	74658	11609	73750	58242	11609	57073	17995
135	8,77	1854,54	74826	11412	73951	58400	11412	57274	17689



PŘÍLOHA 2 – NOSNOST JEŘÁBU PŘI VYSOUVÁNÍ VÝLOŽNÍKU

Vyložení [mm]	Nosnost [kg]
0	1700
50	1626
100	1558
150	1496
200	1438
250	1385
300	1336
350	1290
400	1247
450	1206
500	1169
550	1133
600	1100
650	1069
700	1039
750	1011
800	984
850	959
900	935



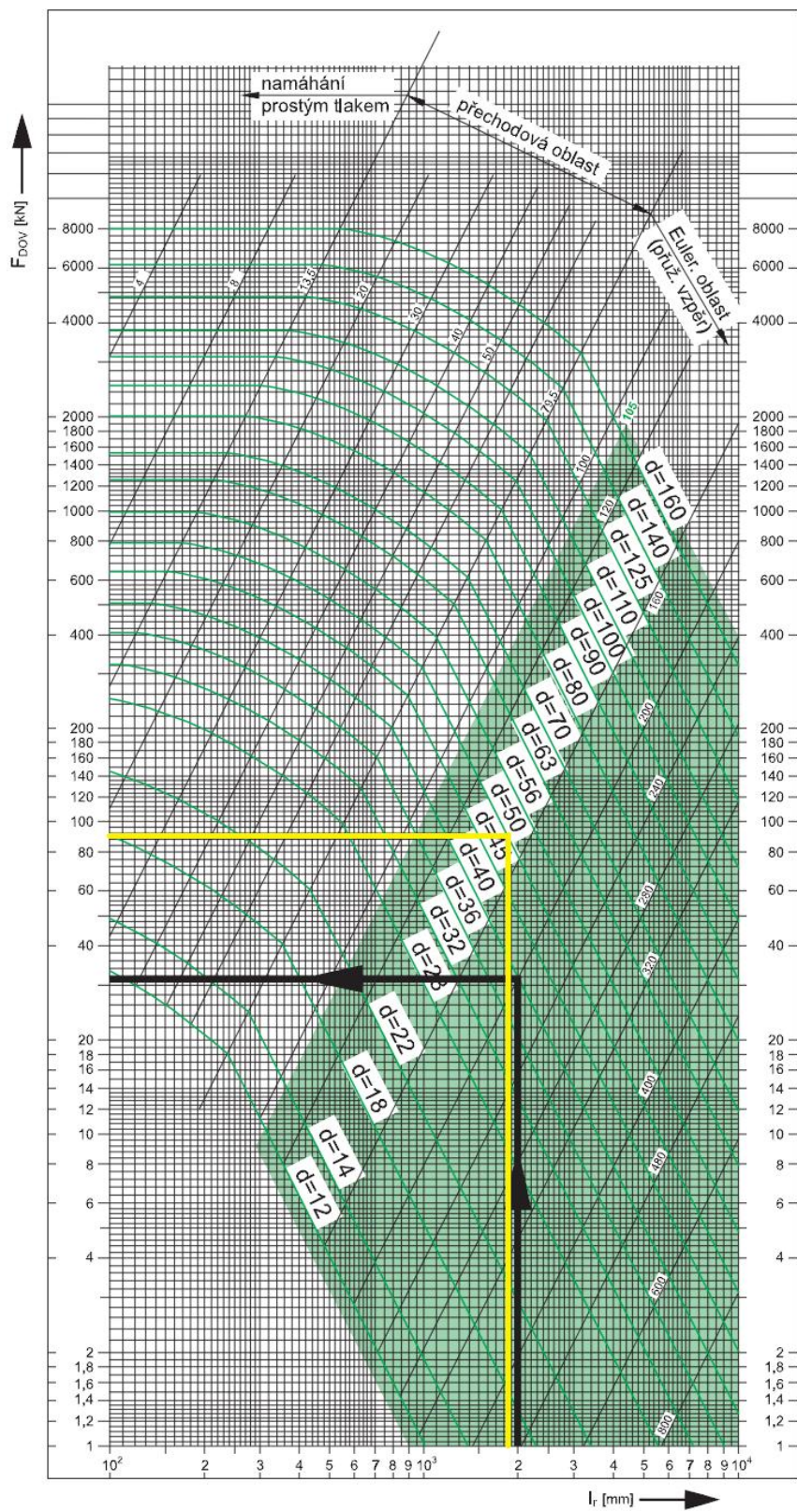
**PŘÍLOHA 3 – ZÁVISLOST VAZEBNÝCH SIL A KLOPNÉHO MOMENTU V ZÁVISLOSTI NA NATOČENÍ
RAMENE S UVÁŽENÍM VLASTNÍ HMOTNOSTI KONSTRUKCE**

Úhel ramene	Úhel HHM	Délka HHM	Reakce v čepch HHM (C,B)			Reakce v kloubu ramene (D)			Kl. moment (A)
			α [°]	β [°]	l_4 [mm]	$F_{C,B}$ [N]	$F_{C,Bx}$ [N]	$F_{C,By}$ [N]	
45	12,48	1298,34	55668	12031	54352	37829	12031	35864	18649
46	12,64	1304,27	55933	12240	54578	38109	12240	36090	18971
47	12,79	1310,28	56202	12444	54807	38392	12444	36319	19288
48	12,94	1316,35	56473	12645	55039	38677	12645	36552	19599
49	13,08	1322,49	56747	12841	55275	38965	12841	36788	19904
50	13,21	1328,7	57024	13034	55514	39254	13034	37027	20203
51	13,34	1334,97	57303	13223	55756	39545	13223	37269	20496
52	13,46	1341,3	57584	13408	56002	39838	13408	37514	20782
53	13,58	1347,68	57868	13589	56250	40133	13589	37762	21063
54	13,69	1354,12	58153	13765	56500	40429	13765	38013	21336
55	13,8	1360,61	58440	13938	56754	40726	13938	38267	21604
56	13,9	1367,15	58730	14106	57010	41024	14106	38523	21865
57	13,99	1373,73	59020	14270	57269	41324	14270	38782	22119
58	14,08	1380,36	59313	14430	57531	41624	14430	39043	22366
59	14,16	1387,03	59606	14585	57794	41925	14585	39307	22606
60	14,24	1393,74	59901	14735	58060	42227	14735	39573	22840
61	14,31	1400,48	60197	14882	58329	42530	14882	39841	23067
62	14,38	1407,25	60494	15023	58599	42833	15023	40112	23286
63	14,44	1414,06	60792	15161	58871	43136	15161	40384	23499
64	14,5	1420,89	61091	15293	59146	43439	15293	40658	23704
65	14,55	1427,74	61390	15421	59422	43743	15421	40935	23902
66	14,59	1434,62	61690	15544	59700	44047	15544	41213	24093
67	14,63	1441,52	61991	15662	59980	44350	15662	41492	24277
68	14,67	1448,44	62292	15776	60261	44653	15776	41774	24453
69	14,7	1455,38	62593	15885	60544	44956	15885	42056	24622
70	14,73	1462,33	62894	15989	60828	45259	15989	42340	24783
71	14,75	1469,28	63195	16088	61113	45561	16088	42626	24936
72	14,76	1476,25	63497	16182	61400	45862	16182	42913	25083
73	14,78	1483,23	63798	16272	61688	46163	16272	43200	25221
74	14,78	1490,2	64099	16356	61977	46463	16356	43489	25352
75	14,79	1497,19	64399	16435	62267	46763	16435	43779	25475
76	14,78	1504,17	64699	16510	62557	47061	16510	44070	25590
77	14,78	1511,15	64999	16579	62849	47358	16579	44361	25697
78	14,77	1518,12	65298	16643	63141	47654	16643	44654	25797
79	14,75	1525,09	65596	16702	63434	47950	16702	44946	25889
80	14,73	1532,05	65893	16757	63727	48243	16757	45240	25973
81	14,71	1539	66190	16806	64021	48536	16806	45534	26049

Úhel ramene	Úhel HHM	Délka HHM	Reakce v čepch HHM (C,B)			Reakce v kloubu ramene (D)			Kl. moment (A)
			α [°]	β [°]	l_4 [mm]	$F_{C,B}$ [N]	$F_{C,Bx}$ [N]	$F_{C,By}$ [N]	
82	14,68	1545,94	66486	16849	64315	48827	16849	45828	26117
83	14,65	1552,86	66780	16888	64610	49117	16888	46122	26177
84	14,61	1559,77	67074	16922	64904	49405	16922	46417	26229
85	14,57	1566,66	67366	16950	65199	49692	16950	46711	26273
86	14,53	1573,53	67657	16974	65493	49977	16974	47006	26309
87	14,48	1580,38	67947	16992	65788	50260	16992	47301	26337
88	14,43	1587,21	68235	17005	66082	50541	17005	47595	26357
89	14,38	1594,01	68522	17012	66377	50821	17012	47889	26369
90	14,32	1600,78	68807	17015	66670	51099	17015	48183	26373
91	14,25	1607,53	69091	17012	66964	51375	17012	48476	26369
92	14,19	1614,24	69373	17005	67257	51649	17005	48769	26357
93	14,12	1620,92	69653	16992	67549	51921	16992	49061	26337
94	14,05	1627,57	69932	16974	67841	52190	16974	49353	26309
95	13,97	1634,19	70208	16950	68131	52458	16950	49644	26273
96	13,89	1640,77	70483	16922	68421	52723	16922	49934	26229
97	13,81	1647,31	70756	16888	68711	52986	16888	50223	26177
98	13,72	1653,81	71026	16849	68999	53247	16849	50511	26117
99	13,63	1660,26	71295	16806	69286	53506	16806	50798	26049
100	13,54	1666,68	71561	16757	69572	53762	16757	51084	25973
101	13,45	1673,05	71825	16702	69856	54016	16702	51369	25889
102	13,35	1679,38	72087	16643	70140	54267	16643	51652	25797
103	13,25	1685,66	72347	16579	70422	54516	16579	51934	25697
104	13,14	1691,89	72604	16510	70702	54763	16510	52215	25590
105	13,04	1698,07	72859	16435	70981	55006	16435	52494	25475
106	12,93	1704,2	73111	16356	71258	55247	16356	52771	25352
107	12,81	1710,28	73361	16272	71534	55486	16272	53046	25221
108	12,7	1716,3	73609	16182	71808	55722	16182	53320	25083
109	12,58	1722,27	73853	16088	72080	55955	16088	53592	24936
110	12,46	1728,18	74096	15989	72350	56185	15989	53862	24783
111	12,34	1734,03	74335	15885	72618	56413	15885	54130	24622
112	12,21	1739,83	74572	15776	72884	56638	15776	54396	24453
113	12,09	1745,57	74806	15662	73148	56860	15662	54660	24277
114	11,96	1751,24	75037	15544	73410	57079	15544	54922	24093
115	11,82	1756,86	75266	15421	73669	57296	15421	55181	23902
116	11,69	1762,41	75491	15293	73926	57509	15293	55438	23704
117	11,55	1767,89	75714	15161	74181	57720	15161	55693	23499
118	11,41	1773,31	75934	15023	74433	57927	15023	55945	23286
119	11,27	1778,67	76151	14882	74682	58132	14882	56195	23067
120	11,13	1783,96	76364	14735	74929	58334	14735	56442	22840
121	10,98	1789,18	76575	14585	75173	58532	14585	56686	22606

Úhel ramene	Úhel HHM	Délka HHM	Reakce v čepch HHM (C,B)			Reakce v kloubu ramene (D)			Kl. moment (A)
α [°]	β [°]	l_4 [mm]	$F_{C,B}$ [N]	$F_{C,Bx}$ [N]	$F_{C,By}$ [N]	F_D [N]	F_{Dx} [N]	F_{Dy} [N]	M_A [Nm]
122	10,83	1794,32	76783	14430	75415	58728	14430	56927	22366
123	10,68	1799,4	76988	14270	75654	58920	14270	57166	22119
124	10,53	1804,41	77189	14106	75889	59110	14106	57402	21865
125	10,38	1809,35	77388	13938	76122	59296	13938	57635	21604
126	10,22	1814,21	77583	13765	76352	59479	13765	57865	21336
127	10,06	1819	77775	13589	76579	59659	13589	58091	21063
128	9,9	1823,71	77964	13408	76802	59836	13408	58315	20782
129	9,74	1828,35	78150	13223	77023	60010	13223	58535	20496
130	9,58	1832,91	78332	13034	77240	60181	13034	58753	20203
131	9,41	1837,39	78511	12841	77454	60348	12841	58966	19904
132	9,25	1841,8	78687	12645	77664	60513	12645	59177	19599
133	9,08	1846,13	78859	12444	77871	60674	12444	59384	19288
134	8,91	1850,37	79029	12240	78075	60832	12240	59588	18971
135	8,74	1854,54	79194	12031	78275	60986	12031	59788	18649

PŘÍLOHA 4 – KONTROLA VZPĚRNÉ PEVNOSTI HLAVNÍHO PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU



Graf vzpěrné pevnosti [8]

PŘÍLOHA 5 – STABILITA V ZÁVISLOSTI NA POLOZE UMÍSTĚNÍ JEŘÁBU NA MOBILNÍM ZAŘÍZENÍ

x1	M _s	M _k	s
[mm]	[Nm]	[Nm]	[-]
423	30475	14052	2,17
383	30270	14419	2,1
343	30066	14786	2,03
303	29861	15153	1,97
263	29657	15520	1,91
223	29452	15887	1,85
183	29248	16253	1,8
143	29044	16620	1,75
103	28839	16987	1,7
63	28635	17354	1,65
23	28430	17721	1,6
0	28313	17932	1,58
-17	28313	17970	1,58
-57	28313	18542	1,53
-97	28313	19113	1,48
-137	28313	19684	1,44
-177	28313	20256	1,4
-217	28313	20827	1,36
-257	28313	21398	1,32
-297	28313	21970	1,29
-337	28313	22541	1,26
-377	28313	23112	1,23
-417	28313	23684	1,2
-445	28313	24145	1,17