



# 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

## DRAPÁK NA DŘEVO

THE GRAPPLE FOR TIMBER

### BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Michal Florek

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2017



## Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Michal Florek**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení  
Vedoucí práce: **Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.**  
Akademický rok: 2016/17

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:

### Drapak na dřevo

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh drapakového zařízení na dřevní kulatinu pro nakládací jeřáb lesního stroje. Nakládací jeřáb je součástí přípojného traktorového vleku s patkami.

Technické parametry zařízení:

Maximální rozevření kleštin drapaků 1500 mm.

Maximální šířka kleštin drapaků do 500 mm.

Nosnost drapaků do 3500 kg.

Pracovní tlak hydraulického obvodu 23 MPa.

#### Cíle bakalářské práce:

Koncepční návrh konstrukce drapakového zařízení.

Výpočet funkčních parametrů zařízení, určení hlavních rozměrů kleštin.

Návrh a výpočet hydromotorů zavírání kleštin a rotátoru.

Pevnostní kontrola vybraných částí drapakového zařízení.

Sestavný výkres drapakových kleštin.

Podsestavný výkres rámu drapaků.

Detailní výkresy dílů.

#### Seznam literatury:

KOVÁČ, Milan a Vladimír Klapita. Manipulácia s materiálom v doprave. 1. vyd. V Žiline: EDIS, 2003. ISBN 8080701741.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

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

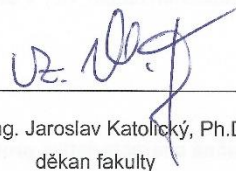
ZÁLEŽÁK, Milan. Technológia v prístavoch a prekladiskách. 1. vyd. Žilina: EDIS, 2004. ISBN 8080702004.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 31. 10. 2016



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
ředitel ústavu



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



## **ABSTRAKT**

V bakalárskej práci bol riešený konštrukčný návrh drapákového zariadenia používaného v lesníckom priemysle. Obsahom bakalárskej práce je výpočet funkčných rozmerov a určenie základných rozmerov, návrhový výpočet hydromotoru a pevnostné výpočty.

## **KLÍČOVÉ SLOVA**

Drapák, hydraulický rotátor, priamočiary hydromotor.

## **ABSTRACT**

In the bachelor thesis, the design of the grab equipment used in the forestry industry was solved. The content of the bachelor thesis is the calculation of functional dimensions and determination of basic dimensions, design calculation of hydromotor and strength calculations.

## **KEYWORDS**

Grapple, hydraulic rotator, straight hydraulic hydromotor.



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA**

FLOREK, M. *Drapák na drevo*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 38 s. Vedoucí diplomové práce Jaroslav Kašpárek.



## ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že tato práce je mojí původním dílem, spracoval som ju samostatne pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. a s použitím literatúry uvedené v zozname.

V Brne dne 26. mája 2017

.....

Michal Florek



## **POĎAKOVANIE**

Chcel by som poďakovať hlavne môjmu vedúcemu práce pánovi Ing. Jaroslavovi Kašpárkek, PhD. za jeho rady a pripomienky.



## OBSAH

úvod .....	10
1 návrh typu drapáku .....	11
2 určenie hlavných rozmerov kliešti.....	13
2.1 teoretický prierez .....	13
3 určenie silových pomerov pôsobiacich na kliešte .....	14
4 voľba konštrukčných prvkov .....	15
4.1 voľba hydraulického rotátoru .....	15
4.2 prepojovací prvok .....	16
4.3 voľba hydromotoru .....	16
4.4 klzné púzdro.....	17
4.5 mazacia hlavica.....	17
5 výpočet parametrov hydromotora.....	18
5.1 vnútorná plocha válca hydromotora .....	18
5.2 priemer piestu .....	18
5.3 hmotnosť hydromotora .....	18
5.4 maximálna vysuvná sila.....	18
5.5 výsuvná sila menovitého tlaku.....	19
5.6 objem náplne hydraulického motora.....	19
5.7 potrebný prietok hydromotora .....	19
5.8 rýchlosť piestu .....	19
5.9 kontrola rýchlosti piestu.....	19
5.10 voľba závesných ok.....	20
5.11 voľba ložísk pod závesné oká .....	21
6 pevnostná kontrola.....	22
6.1 návrh prierezu klieštin .....	22
6.2 kontrola čapu uloženia klieštin .....	24
6.3 kontrola čapu uloženia piestnice hydromotora .....	26
6.4 kontrola čapu uloženia valca hydromotora.....	27
6.5 kontrolný výpočet tiahla .....	28
7 voľba vyvážacej sústavy.....	31
7.1 hydraulická ruka Farma C7,0 G2.....	31
7.2 vyvážací vlek Farma CT 70-10 G2.....	32
záver.....	34
Seznam použitých zkratok a symbolů .....	37
Seznam příloh.....	39

## ÚVOD

Hydraulická ruka (obr.1) je veľmi univerzálny nástroj, ktorý možno použiť takmer na všetkých typoch vozidiel. Vyrába sa v neprebernej škále tvarov, dĺžok a nosnosťou, takže vyhovie takmer všetkým potrebám zákazníkov. Na hydraulickú ruku možno montovať širokú paletu rôznych hláv, ako sú napríklad žeriav, navijak, kliešte, drapák, pôdny vrták, lyžice, kosačka či stínacia a prečesávacía hlavica na drevo [1]

Drapák na drevo s rotátorom umožňuje uchopiť kmene stromov, konáre, drevený odpad, obrubníky a mnoho ďalšieho. Ďalej s ním možno manipulovať a prepravovať náklad pozdĺžne aj priečne. Vďaka tomu je možné prejsť úzkymi miestami aj s dlhými kmeňmi a vykonať nakládku na príves alebo na hromadu v ľubovoľnom smere. Drapák na drevo je k dispozícii buď s hydraulickým rotátorom, alebo vo voľne rotujúcej verzii. Drapák s hydraulickým rotátorom je vybavený elektromagnetickým ventilom pre funkciu drapáka k otvoreniu a zatvoreniu. Obe funkcie a otáčanie rotátora je ovládané z miesta obsluhy stroja. [2]



Obr.1 Vyvážanie dreva [3]

## 1 NÁVRH TYPU DRAPÁKU

Drapáky pre lesnícke zariadenia majú rôzne typy konštrukcie. Pre riešenie danej konštrukcie bolo vykonané porovnanie 4 typov konštrukcie drapákov. Na porovnanie drapákov som vybral 4 typy konštrukcie. Od českej spoločnosti FARMA (obr.2), rakúskej spoločnosti PENZ CRANE (obr.3), fínskej spoločnosti KESLA (obr.4) a švédskej spoločnosti INTERMERCATO (obr.5). Jednotlivé technické parametre boli vpísané na porovnanie v tabuľke (tab.1).



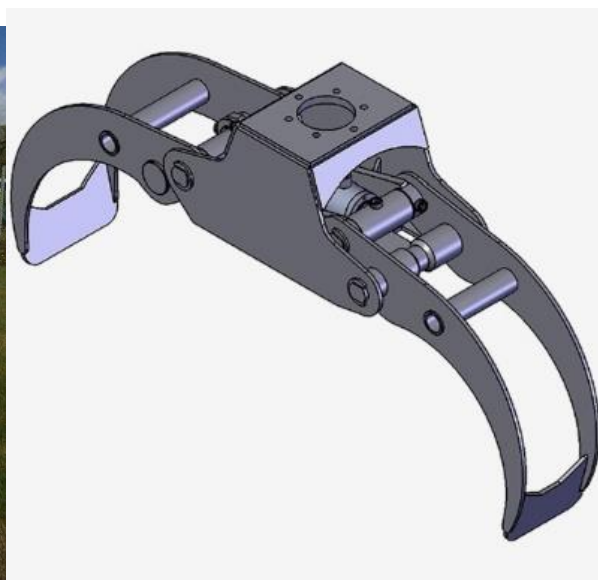
Obr.2 Lesnícky drapák Farma 0,24 [4]



Obr.3 PENZ L25 [5]



Obr.4 KESLA PROG25 [6]



Obr.5 INTERMERCATO tigergrid TG25 [7]

Tab.1 porovnanie technických parametrov

		<b>FARMA 0,24 [4]</b>	<b>PENZ L25 [5]</b>	<b>KESLA PROG 25 [6]</b>	<b>TIGERGRID TG25 [7]</b>
<b>MAX. NOSNOST'</b>	[kg]	2000	1500	2000	2000
<b>PRACOVNÝ TLAK</b>	[MPa]	21	23	19	20
<b>MAX. ROZOVRETIE</b>	[mm]	1370	1230	1315	1450
<b>ŠÍRKA KLIESTI</b>	[mm]	390	331	327	371
<b>PRÍTLAČNÁ SÍLA</b>	[kN]	11	11	10	11
<b>OBSAH KLIESTI</b>	[mm <sup>2</sup> ]	0,24	0,25	0,24	0,25
<b>HMOTNOST'</b>	[kg]	145	78	110	138

Z porovnania jednotlivých drapákov je najbližšie pre dané zadanie drapák typu Farma 0,24 z ktorého vychádza riešenie práce.

## 2 URČENIE HLAVNÝCH ROZMEROV KLIŠTI

### 2.1 TEORETICKÝ PRIEREZ

$$S_{teor} = S_{skut} \cdot k_0 \quad [8] \quad (2.1)$$

#### 2.1.1 VÝPOČET KOEFICIENTU

$$\begin{aligned} k_1 &= 0,8 & [8] \\ k_2 &= 0,95 & [8] \\ k_0 &= k_1 \cdot k_2 = 0,8 \cdot 0,95 = 0,76 & [8] \end{aligned} \quad (2.2)$$

$$S_{teor} = S_{skut} \cdot k_0 = 0,24 \cdot 0,76 = 0,18m^2$$

kde:

$S_{skut}$ [m <sup>2</sup> ]	skutočná prierezová plocha kliešti
$S_{teor}$ [m <sup>2</sup> ]	teoretická prierezová plocha kliešti
$k_0$ [-]	súhrnný koeficient naplnenia kliešti
$k_1$ [-]	koeficient zaplnenia plochy materiálom
$k_2$ [-]	koeficient plnenia kliešti

#### 2.1.2 OBJEM NABERANÉHO DREVA

Zvolená hodnota dĺžky dreva  $l_k=6m$

$$V_t = S_{teor} \cdot l_k = 0,18 \cdot 6 = 1,08m^3 \quad (2.3)$$

kde:

$V_t$ [m <sup>3</sup> ]	objem naberaného dreva
$l_k$ [m]	dĺžka naberanej guľatiny

#### 2.1.3 HMOTNOSŤ NABERANÉHO DREVA

Zvolená hustota dreva:  $\rho=1200kg/m^3$  [9]

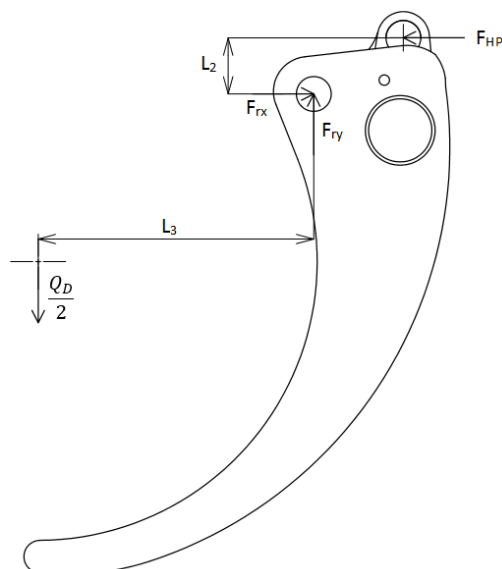
$$m_k = V_t \cdot \rho = 1,08 \cdot 1200 = 1296 \text{ kg} \quad (2.4)$$

kde

$m_k$ [kg]	hmotnosť naberaného dreva
$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	hustota naberaného dreva

### 3 URČENIE SILOVÝCH POMEROV PÔSOBIACICH NA KLIESTE

Pre určenie typu hydromotoru je potrebné zistiť maximálnu silu, ktorá je potrebná na otvorenie kliešti pri maximálnom požadovanom zaťažení. Silu určíme pomocou silovej a momentovej rovnováhy (obr.6).



Obr.6 Silové pomery na kliešte

$$Q_D = m_b \cdot g = 3500 \cdot 9,8 = 34\,300\text{N} \quad (3.1)$$

$$\sum F_x: F_{rx} - F_{HP} = 0 \Rightarrow F_{rx} = F_{HP} \quad (3.2)$$

$$F_{rx} = -83\,375\text{N}$$

$$\sum F_y: F_{ry} - \frac{Q_D}{2} = 0 \Rightarrow F_{ry} = \frac{Q_D}{2} = \frac{34\,300}{2} \quad (3.3)$$

$$F_{ry} = 17\,150\text{N}$$

$$\sum M_r: F_{HP} \cdot L_2 + \frac{Q_D}{2} \cdot L_3 \Rightarrow F_{HP} = \frac{-\frac{Q_D}{2} \cdot L_3}{L_2} = \frac{-\frac{34\,300}{2} \cdot 316}{65} \quad (3.4)$$

$$F_{HP} = -83\,375\text{N}$$

kde:

$Q_D$ [N]	tiažová sila pôsobiaca v strede kliešti
$m_b$ [kg]	maximálna hmotnosť naberaného dreva
$g$ [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ]	gravitačné zrýchlenie
$F_{rx}$ [N]	x-ová reakčná sila od rotačnej väzby
$F_{ry}$ [N]	y-ová reakčná sila od rotačnej väzby
$F_{HP}$ [N]	sila pôsobiaca na hydromotor
$L_2$ [mm]	vzdialenosť sily od hydromotoru k rotačnej väzbe
$L_3$ [mm]	vzdialenosť pôsobenia tiažovej sily od rotačnej väzby

## 4 VOĽBA KONŠTRUKČNÝCH PRVKOV

### 4.1 VOĽBA HYDAULICKÉHO ROTÁTORU

Rotátory sa používajú pri hydraulických rukách ale taktiež aj pri mechanických žeriavoch pre neobmedzenú rotáciu. Pomocou rotátorov je možné plynulo dodávať hydraulický olej a súčasne umožňuje plynulo otáčať drapák okolo svojej osi o 360° bez obmedzenia rotácie. [10].

Pre toto riešenie bol zvolený rotátor od spoločnosti Indexator s označením GV 4/30 K (obr.7)



Obr.7 Rotátor GV 4/30 K [11]

	33 kg
	360°
	45 kN
	25 kN
	1150 Nm
	12 l/min
	25 MPa
	30 MPa
	30 MPa

Obr.8 Technické parameter Rotátoru GV 4/30K [11]

## 4.2 PREPOJOVACÍ PRVOK

Prepojovací prvok je umiestnený medzi koncom hydraulickej ruky a vrchným úchytom rotátoru. Zabraňuje kmitaniu, čo má za účinok, že napríklad obsluha hydraulickej ruky s drapákom nemusí po uchopení bremena čakať na ustálenie a ihneď môže pokračovať v ďalších úkonoch ako je napríklad uloženie na vyvážací vlek. [12]

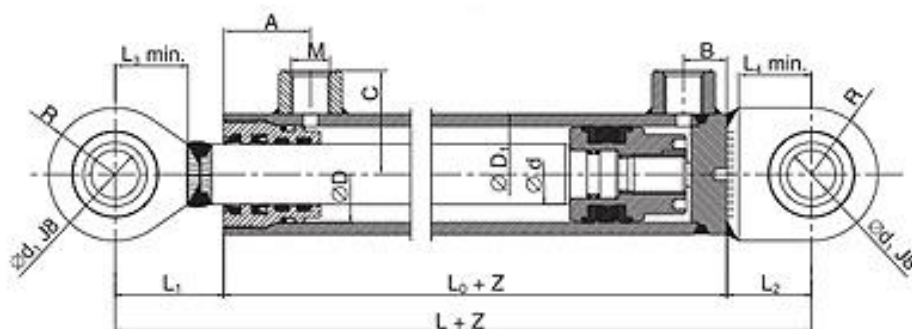
Z katalógu firmy Indexator bol vybraný prepojovací prvok vhodný pre zvolený typ hydraulického rotátoru Single swing damper 75-80 (obr.9). [13]



Obr.9 Single swing damper 75-80 [13]

## 4.3 VOLBA HYDROMOTORA

Dvojčinný priamočiary hydromotor bez tlmenia v koncových polohách (ZH2), ktorý bude zatvárať a otvárať kliešte bol volený pre jeho jednoduchú konštrukciu, ktorá si nevyžaduje zvláštne požiadavky na obsluhu ani údržbu. [14]



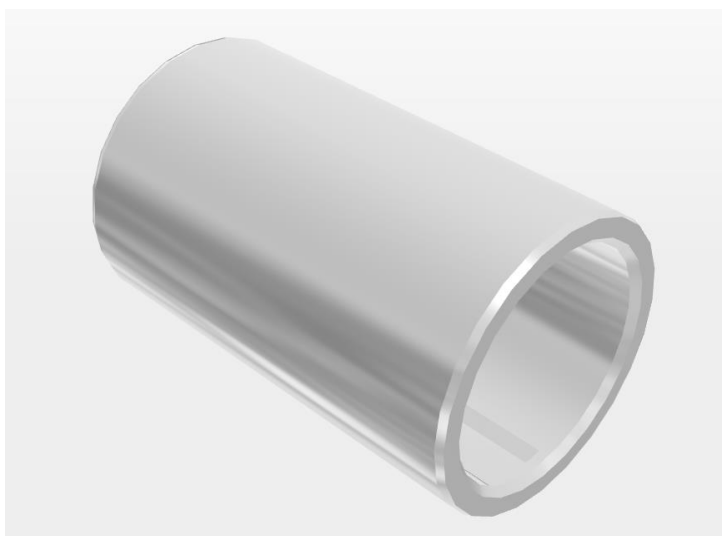
Obr.10 Hydromotor ZH2 Hydraulics [14]

#### 4.4 KLZNÉ PUZDRO

Klzné puzdro (obr.11) od spoločnosti SKF je vyrobené s masívneho cínového bronzu (CuSn10P), ktoré je vhodné pre použitie v náročných uloženiach a nepriaznivých podmienkach.

Výhody použitia puzdra z masívneho bronzu:

- odoláva nečistotám
- pri nízkych rýchlostiach má schopnosť odolávať rázovému zaťaženiu a vibráciám
- nepodlieha korózií
- umožňuje použitie hriadeľov s hrubým opracovaným povrchom
- vhodné hlavne pre kývavé pohyby [15]



Obr.11 Klzné puzdro [16]

#### VOLBA TYPU

Pre uloženie kliešti do rámu volím typ PBM 405060 M1G1 [16]

Pre uchytenie tiahla volím typ PBM 405040 M1G1 [16]

#### 4.5 MAZACIA HLAVICA

Pre daný drapák je volená mazacia hlavica guľová priama podľa normy DIN 71 412 – A



Obr.12 Mazacia hlavica podľa DIN 71 412-A [17]

## 5 VÝPOČET PARAMETROV HYDROMOTORU

Výpočet jednotlivých parametrov hydromotoru vychádza z výpočtu sily  $F_{HP}$  (rovnica 3.4) a tlak hydraulického obvodu  $p_j$ , ktorý je daný výrobcom hydromotoru

### 5.1 VNÚTORNÁ PLOCHA VALCA HYDROMOTORU

$$S_p = \frac{F_{HP}}{p_j} = \frac{83375,4}{20} = 4168,8 \text{ mm}^2$$

kde:

$S_p$  [mm<sup>2</sup>] vnútorná plocha válca  
 $p_j$  [MPa] menovitý tlak [14]

### 5.2 PRIEMER PIESTU

$$D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot S_p}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4168,8}{\pi}} = 72,86 \text{ mm}$$

kde:

$D_p$  [mm] priemer valca

Podľa výpočtu priemeru  $D_p=72,86\text{mm}$  bol zvolený najbližší vyšší priemer  $D=75\text{mm}$  z čoho získame označenie hydromotoru ZH2 75/45x 134R (tab.2) [14]

Tab.2. tabuľka rozmerov hydromotoru (v mm) [14]

$\varnothing D$	$\varnothing d$	$\varnothing D_1$	$\varnothing d_1$	L	$L_0$	$L_1$	$L_2$	$L_3$ $\pm 1$	$L_4$ $\pm 1$	M	A	B	C	E	$K_1$	R	Maximální doporučené zdvihy dle zvol. $\varnothing d$	Hmotnost při zdvihu Z (kg)
75	45	90	35	280	150	75	55	53	48	22x1,5	57	30	63	25	30	47,5	550	10,50+ Z x 0,02774

### 5.3 HMOTNOSŤ HYDROMOTORU

Zdvih je zvolený s ohľadom na konštrukčné potreby otvorenia kliešti, ktoré boli prevedené v 3D modely.

Zvolený zdvih:  $Z=134$

$$m_H = 10,5 + Z \cdot 0,02774 = 10,5 + 134 \cdot 0,02774 = 14,2 \text{ kg} \quad [14]$$

kde:

$m_H$  [kg] hmotnosť hydromotoru  
 $Z$  [mm] zdvih hydromotoru

### 5.4 MAXIMÁLNA VYSUVNÁ SILA

$$S_H = \frac{\pi D_H^2}{4} = \frac{\pi \cdot 75^2}{4} = 4417,86 \text{ mm}^2$$



kde:

$S_H$  [mm<sup>2</sup>] obsah hydromotoru

$$F_{max} = p_{max} \cdot S_H = 25.4417,86 = 110446,5N$$

kde:

$F_{max}$  [N] Maximálna výsuvná sila

$p_{max}$  [N] Maximálny tlak hydromotoru

### 5.5 VÝSUVNÁ SILA MENOVIÉHO TLAKU

$$F_j = p_j \cdot S_H = 20.4417,86 = 88357,2N$$

kde:

$F_j$  [N] Výsuvná sila menovitého tlaku

### 5.6 OBJEM NÁPLNE HYDRAULICKÉHO MOTORA

$$V_H = Z \cdot S_H = 260.4417,86 = 1,15 \cdot 10^6 \text{mm}^3 = 1,15l$$

kde:

$V_H$  [mm<sup>3</sup>] Objem náplne hydromotoru

### 5.7 POTREBNÝ PRIETOK HYDROMOTORU

$$Q_H = \frac{V_H}{t_H} = \frac{60 \cdot 1,15}{6} = 11,5l \cdot \text{min}^{-1}$$

kde:

$Q_H$  [l.min<sup>-1</sup>] potrebný prietok hydromotoru

$t_H$  [s] doba otvárania kliešti

### 5.8 RÝCHLOSŤ PIESTU

$$v_p = \frac{Q_H}{S_H} = \frac{11,5}{60 \cdot 10^{-3} \cdot 4417,86} = 0,043 \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde:

$v_p$  [m.s<sup>-1</sup>] rýchlosť piestu

### 5.9 KONTROLA RÝCHLOSTI PIESTU

$$v_{max} > v_p \Rightarrow 0,5 > 0,043$$

kde:

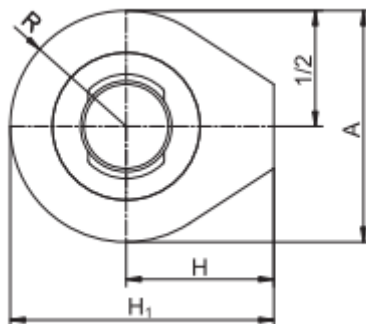
$v_{max}$  [m.s<sup>-1</sup>] Maximálna pracovná rýchlosť piestu hydromotoru [14]

vyhovuje

## 5.10 VOLĽBA ZÁVESNÝCH OK

### 5.10.1 ZO STRANY PIESTNICE

Závesné oko zo strany piestnice bolo zvolené podľa odporúčania výrobcu hydromotora návarové oko typu 1 [14]



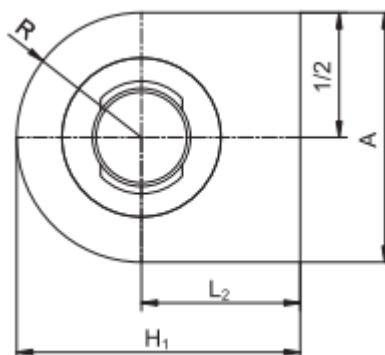
Obr.13 Závesné oko typu 1 [14]

Tab.3 Tabuľka rozmerov navarovaného závesného oka typu 1 [14]

Označení	$\varnothing d_1$	A	E	K	$K_1$	H	$H_1$	R	$d_2$
110	35	95	25		30	60	107,5	47,5	55

### 5.10.2 ZO STRANY VALCA

Závesné oko zo strany valca bolo zvolené podľa odporúčania výrobcu hydromotora návarové oko typu 2 [14]



Obr.14 Závesné oko typu 2 [14]

Tab.4 Tabuľka rozmerov navarovaného závesného oka typu 2 [14]

Označení	$\varnothing d_1$	A	E	K	$K_1$	$L_2$	$H_1$	R	$\varnothing d_2$
210	35	95	25		30	55	102,5	47,5	55



## 5.11 VOĽBA LOŽÍSK POD ZÁVESNÉ OKÁ

Podľa odporúčania výrobcu hydromotoru bolo zvolené kĺbové ložisko podľa normy ISO 6124 ložisko GE 35 [14]

Tab.5 Rozmerové parametre ložiska GE [14]

### Ložisko GE

Ød <sub>1</sub>	12	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	70	80	90	100	110
Ød <sub>2</sub>	22	26	35	42	47	55	62	68	75	85	90	105	120	130	150	160
C	7	9	12	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	55	55
E	10	12	16	20	22	25	28	32	35	40	44	49	55	60	70	70

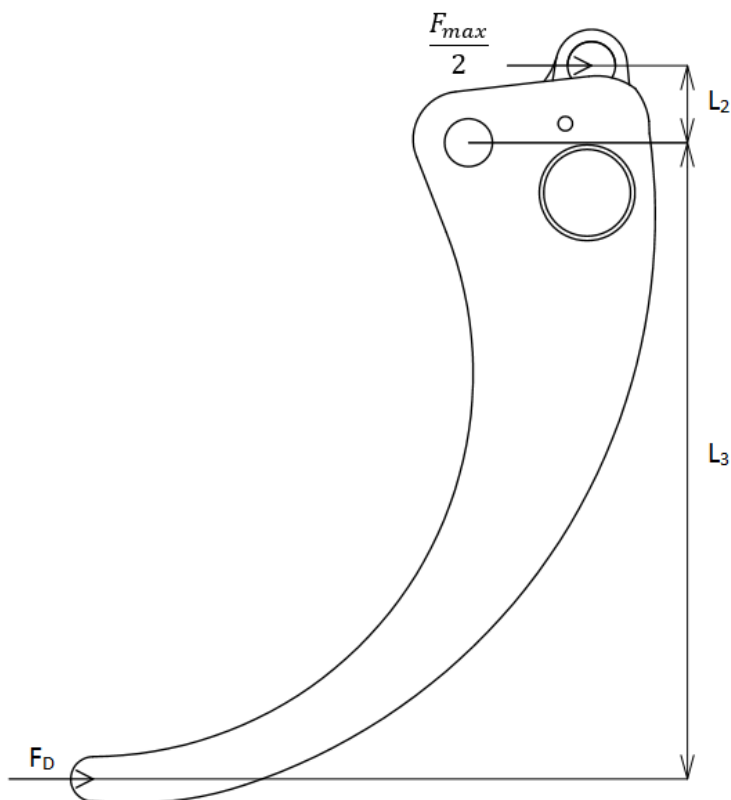
Rozměry dle ISO 6124, ČSN 02 3515

## 6 PEVNOSTNÁ KONTROLA

### 6.1 NÁVRH PRIEREZU KLIŠŤIN

Pri návrhu kliešťa sa vychádzalo z maximálnej sily hydromotoru a sily, ktorou pôsobí guľatina na kliešte.

#### 6.1.1 ROVNOVÁHA SÍL NA VNÚTORNU KLIŠŤINU



Obr.15 Rovnováha síl na vnútornú klieštinu

$$\sum M_r = 0: \frac{-F_{max}}{2} \cdot L_2 + F_D \cdot L_3 \quad (6.1)$$

$$F_D = \frac{F_{max} \cdot L_2}{2 \cdot L_3} = \frac{110446,565}{2 \cdot 2,531} = 6759,9N \quad (6.2)$$

kde:

$F_D$  [N] sila ktorou pôsobí drevo na kliešte

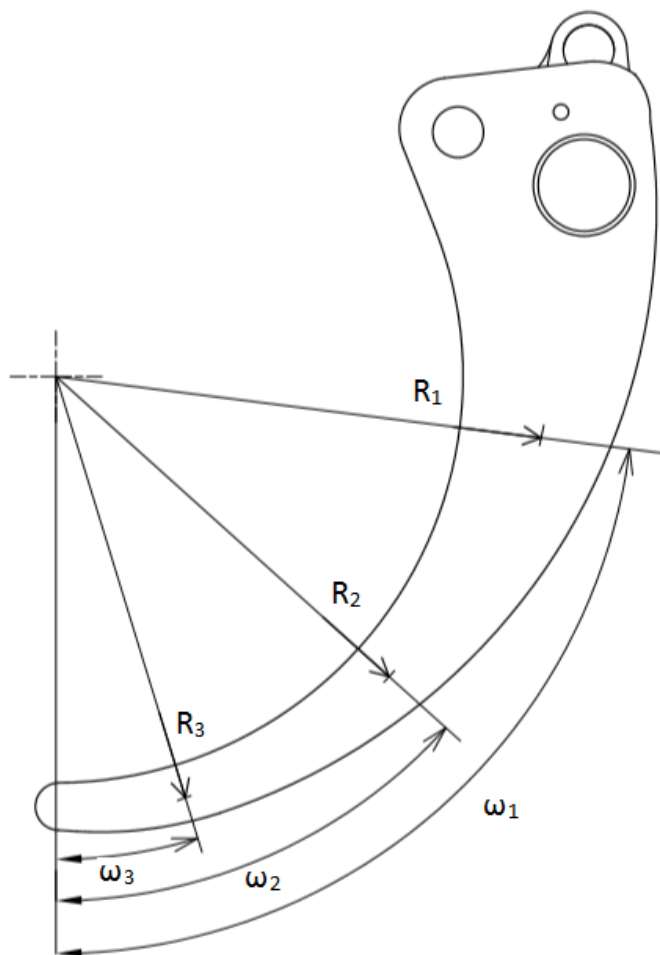
$L_2$  [mm] vzdialenosť medzi rotačnou väzbou a silou  $F_{max}$  (obr.15)

$L_3$  [mm] vzdialenosť medzi rotačnou väzbou a silou  $F_D$  (obr.15)

Za predpokladu, že obe klieštiny sú symetrické, tak bude predpokladané, že aj rozloženie síl je symetrické na oboch klieštinách.

### 6.1.2 NÁVRH PRIEREZU

Návrh prierezu kliešti vychádza z pevnostných výpočtov. Konečný rozmer kliešti je závislý na konštrukčnom riešení.



Obr.16 znázornenie prierezov pre kontrolu

### 6.1.3 NÁVRHOVÝ VÝPOČET V PRIEREZU I

#### OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{o1} = F_D \cdot R_1 \cdot (1 - \cos \omega_1) = 6759,9.380 \cdot (1 - \cos 82) = 2211259 \text{ Nmm} \quad (6.3)$$

kde:

$M_{o1}$  [Nm] ohybový moment v mieste prierezu I

$R_1$  [mm] priemer v mieste stredu klieštin v priereze I (obr.16)

$\omega_1$  [°] uhol v mieste prierezu I (obr.16)

#### MODUL PRIEREZU V OHYBE

Zvolené hodnoty:  $\sigma_D = 100 \text{ MPa}$

$$W_{o1} = \frac{M_{o1}}{\sigma_D} = \frac{2\,211\,259}{100} = 17\,690,1 \text{ mm}^3 \quad (6.4)$$

kde:

$W_{o1}$  [mm<sup>3</sup>] Modul prierezu v ohybe v mieste prierezu I  
 $\sigma_D$  [MPa] Dovoľené napätie v ohybe pre oceľ 11 523 [20] str.54

### NÁVRH ŠÍRKY REZU 1

Zvolené hodnoty:  $b=10\text{mm}$

$$h_1 = \sqrt{\frac{6 \cdot W_{o1}}{b}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 22\,113}{10}} = 115 \text{ mm} \quad (6.5)$$

kde:

$h_1$  [mm] šírka kliešti v mieste prierezu I  
 $b$  [mm] hrúbka kliešti zvolená podľa 3D modelu

Výpočet parametrov v reze 2. a 3. sa počíta obdobne a výsledky sú zhrnuté v Tab. 6.

Tab.6 zhrnutie výsledkov v rezoch 1, 2, 3

	$M_o$	$W_o$	$h$	$h_r$	$b$
	[Nmm]	[mm <sup>3</sup> ]	[mm]	[mm]	[mm]
Rez 1.	2 211 259	22 113	115	118,1	10
Rez 2.	664 032,2	6 640	63	65,3	10
Rez 3.	59 773,3	598	19	44,4	10

kde:

$h_r$  [mm] Skutočná šírka klieštiny v mieste

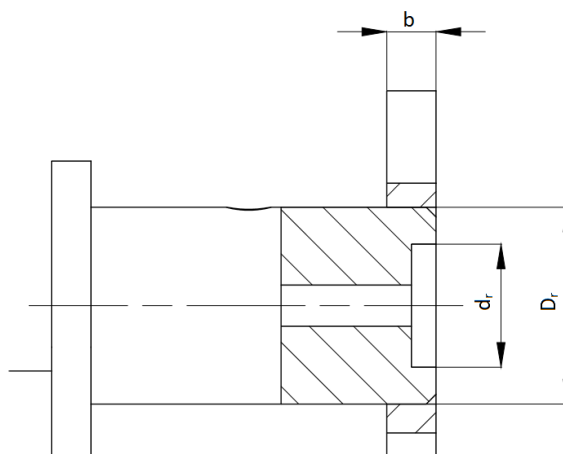
## 6.2 KONTROLA ČAPU ULOŽENIA KLIŠŤIN

Sila pôsobiaca na čap

$$F_r = \frac{F_{max} \cdot (L_2 + L_3)}{2 \cdot L_3} = \frac{110446,5 \cdot (65 + 531)}{2 \cdot 531} = 61\,983,2 \text{ N} \quad (6.6)$$

kde:

$F_r$  [N] Sila pôsobiaca na čap



Obr.17 čap uloženia klieštín

### 6.2.1 KONTROLA ČAPU ULOŽENIA KLIŠŤÍN NA STRIH

Zvolená hodnota:  $D_r=40\text{mm}$   
 $d_r=10\text{mm}$

$$\tau_s = \frac{2 \cdot F_r}{\pi(D_r^2 - d_r^2)} = \frac{2 \cdot 61983,2}{\pi(40^2 - 10^2)} = 26,3 \text{ MPa} \quad (6.7)$$

Zvolené hodnoty:  $\tau_D=55 \text{ MPa}$

$$\tau_s < \tau_D = 26,3 < 55 \text{ vyhovuje} \quad (6.8)$$

kde

$\tau_D$  [MPa] dovolené napätie v šmyku pre ocel 11 523 [20] str.54

### 6.2.2 KONTROLA ČAPU ULOŽENIA KLIŠŤÍN NA OTLAČENIE

$$p_r = \frac{F_r}{2 \cdot D_r \cdot b} = \frac{61983,2}{2 \cdot 40 \cdot 10} = 77,5 \text{ MPa} \quad (6.9)$$

kde:

$p_r$  [MPa] tlak v mieste uloženia kliešti

Zvolené hodnoty:  $p_{D1}=90 \text{ MPa}$

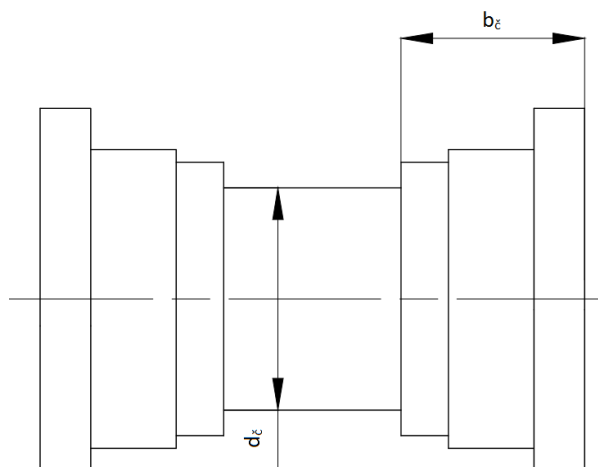
$$p_r < p_{D1} = 77,5 < 90 \quad (6.10)$$

kde:

$p_{D1}$  [MPa] dovolené napätie v ťahu pre 11 523 [20] str.54

### 6.3 KONTROLA ČAPU ULOŽENIA PIESTNICE HYDROMOTORU

Priemer čapu  $d_{\varepsilon}$  je volený podľa typu hydromotoru



Obr.18 čap uloženia piestnice hydromotoru

#### 6.3.1 KONTROLA ČAPU ULOŽENIA PIESTNICE HYDROMOTORU NA STRIH

$$\tau_D = \frac{F_{max}}{\pi \cdot d_{\varepsilon}^2} = \frac{110446,5}{\pi \cdot 35^2} = 28,7N \quad (6.11)$$

kde:

$d_{\varepsilon}$  [mm] priemer čapu v mieste uloženia piestnice hydromotoru (obr.18)

#### KONTROLA

$$\tau_s < \tau_D = 28,7 < 55 \quad (6.12)$$

Vyhovuje

#### 6.3.2 KONTROLA ČAPU ULOŽENIA PIESTNICE HYDROMOTORU NA OTLAČENIE

$$p_{\varepsilon} = \frac{F_{max}}{2 \cdot d_{\varepsilon} \cdot b_{\varepsilon}} = \frac{110446,5}{2 \cdot 35 \cdot 29} = 54,4MPa \quad (6.13)$$

kde:

$p_{\varepsilon}$  [MPa] tlak v mieste uloženia piestnice hydromotoru

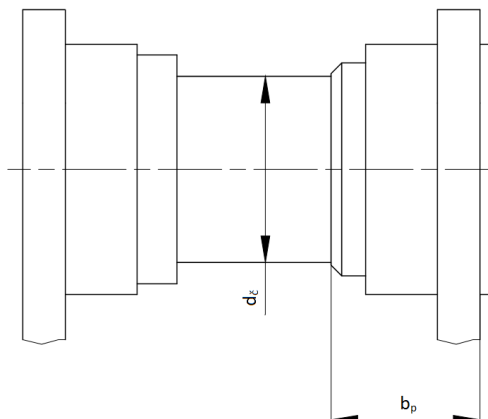
$b_{\varepsilon}$  [mm] šírka uloženia čapu piestnice hydromotoru (obr.18)

#### KONTROLA

$$p_{\varepsilon} < p_D = 54,4 < 90 \quad (6.14)$$

vyhovuje

## 6.4 KONTROLA ČAPU ULOŽENIA VALCA HYDROMOTORU



Obr.19 čap uloženia valca hydromotoru

### 6.4.1 KONTROLA ČAPU ULOŽENIA VALCA HYDROMOTORU NA STRIH

$$\tau_D = \frac{F_{max}}{\pi \cdot d_c^2} = \frac{110446,5}{\pi \cdot 35^2} = 28,7N \quad (6.15)$$

KONTROLA

$$\tau_s < \tau_D = 28,7 < 55 \quad (6.16)$$

Vyhovuje

### 6.4.2 KONTROLA ČAPU ULOŽENIA VALCA HYDROMOTORU NA OTLAČENIE

$$p_{\xi} = \frac{F_{max}}{2 \cdot d_c \cdot b_p} = \frac{110446,5}{2 \cdot 35 \cdot 29} = 54,4MPa \quad (6.17)$$

kde:

$p_p$  [MPa] tlak v mieste uloženia valca hydromotoru

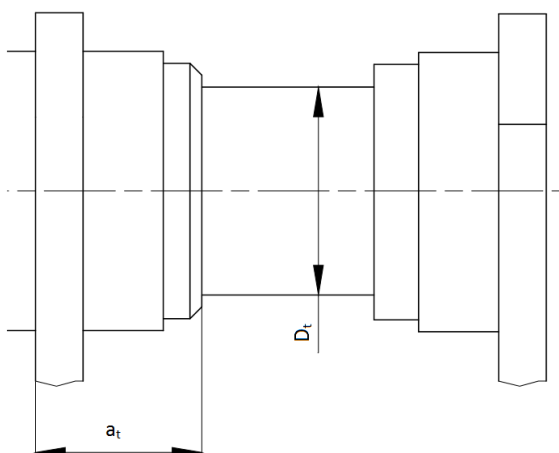
$b_p$  [mm] šírka uloženia čapu valca hydromotoru (obr.19)

KONTROLA

$$p_p < p_D = 54,4 < 90 \quad (6.18)$$

vyhovuje

## 6.5 KONTROLNÝ VÝPOČET TIAHLA



Obr.20 čap uloženia tiahla

### 6.5.1 KONTROLA ČAPU ULOŽENIA TIAHLA NA STRIH

$$\tau_D = \frac{F_{max}}{\pi \cdot D_t^2} = \frac{110446,5}{\pi \cdot 30^2} = 39,1N \quad (6.19)$$

kde:

$D_t$  [mm] priemer čapu v mieste uloženia tiahla (obr.20)

**KONTROLA**

$$\tau_s < \tau_D = 39,1 < 55 \quad (6.20)$$

### 6.5.2 KONTROLA ČAPU ULOŽENIA TIAHLA NA OTLAČENIE

$$p_t = \frac{F_{max}}{2 \cdot D_t \cdot a_t} = \frac{110446,5}{2 \cdot 30 \cdot 28} = 65,7MPa \quad (6.21)$$

kde:

$p_t$  [MPa] tlak v mieste uloženia tiahla

$a_p$  [mm] šírka uloženia čapu tiahla (obr.20)

**KONTROLA**

$$p_t < p_D = 65,7 < 90 \quad (6.22)$$

**vyhovuje**

### 6.5.3 KONTROLA ČAPU ULOŽENIA TIAHLA NA VZPER

#### PLOCHA PRIEREZU

$$S_t = b_t \cdot h_t = 25,55 = 1250 \text{ mm}^2 \quad (6.23)$$

kde:

$S_t$  [mm<sup>2</sup>] plocha prierezu tiahla

$h_t$  [mm] výška tiahla

$b_t$  [mm] šírka tiahla

#### KVADRATICKÝ MOMENT PRIEREZU

$$J_z = \frac{h_t \cdot b_t^3}{12} = \frac{55,25^3}{12} = 65104,2 \text{ mm}^4 \quad (6.24)$$

kde:

$J_z$  [mm<sup>4</sup>] kvadratický moment k ose y v mieste prierezu

#### ŠTÍHLOSŤ TIAHLA

$$\lambda_t = \frac{l_t}{\sqrt{\frac{J_z}{S_t}}} = \frac{585}{\sqrt{\frac{65104,2}{1250}}} = 81,1 \quad (6.25)$$

kde:

$\lambda_t$  [-] štíhlosť tiahla

$l_t$  [mm] dĺžka tiahla

#### KRITICKÁ ŠTÍHLOSŤ TIAHLA

$$\lambda_k = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_k}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{200}} = 101,8 \quad (6.26)$$

kde:

$\lambda_k$  [-] kritická štíhlosť

$E$  [MPa] modul pružnosti pre oceľ

$\sigma_k$  [MPa] medz pružnosti

#### KONTROLA

Štíhlosť tiahla sa posudzuje podľa Eulera na tiahlo kliešti pôsobí tlak

$$\lambda_t < \lambda_k = 81,1 < 101,8 \quad (6.27)$$

**vyhovuje**

**KRITICKÁ SILA TIAHLA**

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_z}{l_t^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 65104,2}{585^2} = 394290,5N \quad (6.28)$$

kde:

$F_{kr}$  [N] kritická sila tiahla

**BEZPEČNOSŤ KU KRITICKEJ SILE TIAHLA**

$$k_k = \frac{F_{kr}}{F_{max}} = \frac{394290,5}{110446,5} = 3,57 \quad (6.29)$$

kde:

$k_k$  [-] bezpečnosť ku kritickej sile

**NAPÄTIE V ŤAHU KLIŠŤIN**

$$\sigma = \frac{F_{max}}{S_t} = \frac{110446,5}{1250} = 88,36MPa \quad (6.30)$$

kde:

$\sigma$  [MPa] napätie v ťahu klieštín

**BEZPEČNOSŤ K MEDZNÉMU STAVU PRUŽNOSTI ŤAHU KLIŠŤIN**

$$k_m = \frac{\sigma_k}{\sigma} = \frac{200}{88,36} = 2,26 \quad (6.31)$$

kde:

$k_m$  [-] bezpečnosť k medznému stavu pružnosti ťahu klieštín

## 7 VOLBA VYVÁŽACEJ SÚSTAVY

### 7.1 HYDRAULICKÁ RUKA FARMA C7,0 G2

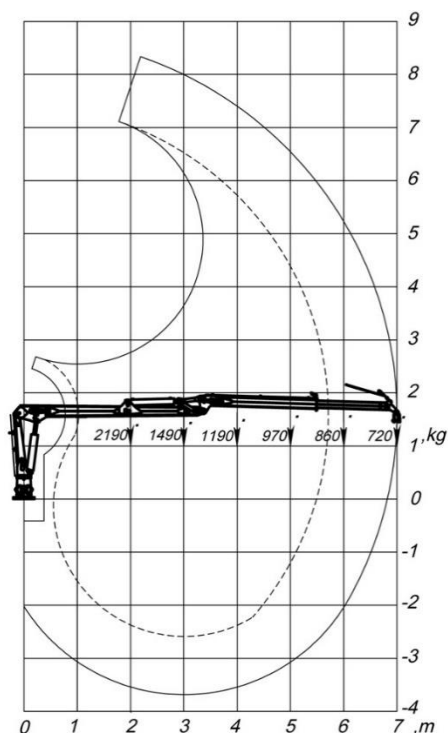
Hydraulická ruka Farma C7,0 G2 je vybavená jedným teleskopickým predĺženým ramenom s dĺžkou 1,3 m ktorého piestnica teleskopického predĺženia je rovnako ako hydraulické vedenie bezpečne ukryté vnútri ramena. [18]



Obr.21 Hydraulická ruka Farma C7,0 G2 [18]

Tab.7 technické parametre hydraulickej ruky Farma C7,0 G2 [18]

Nosnosť	kNm	48
Krútiaci moment	kNm	16
Uhol otáčania	°	360
Dosah	m	7
Dĺžka teleskopického ramena	m	1,3
Prietok oleja	l/min	40-70
Pracovný tlak	bar	190
Nosnosť pri maximálnom rozťahnutí	kg	720



Obr.22 Pohybový diagram Farma C7,0 G2 [18]

## 7.2 VYVÁŽACÍ VLEK FARMA CT 70-10 G2

Vyvážачka dreva Farma CT 7,0 – 10 G2 je jedna z najväčších vyvážачiek. Táto traktorová vyvážачka dreva vlastní podvozok druhej generácie s osemstranným rámom, ktorý je veľmi odolný voči nárazom pri nakládání, prejazdom terénom a pod.. Hydraulické a elektrické vedenie je ukryté a chránené vo vnútri tohto osemstranného rámu. Farma CT 7,0 – 10 G2 je vybavené polohovateľnými klanicami, ochrana šasi, polohovateľná oj výklopné podperné nohy a mnoho ďalšieho. [19]

Kombináciou ruky Farma C7,0 G2 a vleku T10 G2 vzniká plne profesionálna vyvážачka dreva, ktorá uspokojí aj tých najnáročnejších zákazníkov aj v tom najnáročnejšom teréne. [19]



Obr.23 Vyvážací vlek Farma CT 70-10 G2 [19]



Tab.8 Technické parametre vyvážacieho vleku Farma CT 70-10 G2 [19]

Maximálne zaťaženie náprav	kg	10 000
Ložná plocha	m <sup>2</sup>	2,3
Ložná dĺžka	m	2,61
Celková dĺžka	m	5,68
Celková šírka	m	2,3
Svetlá výška	mm	460
Celková hmotnosť vrátane hydr. ruky	kg	2915



## ZÁVER

Cieľom bakalárskej práce bolo navrhnutie drapákového zariadenia na drevenú guľatinu pre nakladací žeriav lesného stroja. Podľa zadaných maximálnych parametrov, bol predbežne zvolený typ konštrukcie z ktorého následne prebieha riešenie práce. Z porovnaných typov drapákov má najbližšie parametre drapák Farma 0,24.

Následne boli zvolené základné rozmery kliešti z ktorých bol získaný objem a hmotnosť naberaného dreva

Pri voľbe konštrukčných prvkov bol zvolený rotátor od firmy Indexátor, ktorý sa volil podľa potrebnej hmotnosti naberaného dreva. Prepojovací prvok bol odporúčaný priamo výrobcom k typu rotátoru.

Voľba typu priamočiareho hydromotoru vychádza zo silovej rovnováhy na kliešte. Z 3D modelu bol zistený potrebný zdvih hydromotoru, ktorý je potrebný pre úplné otvorenie kliešti. Z typu hydromotoru sme zistili maximálnu silu, ktorou pôsobí hydromotor na guľatinu dreva. Zo zistenej sily sme vyrátali minimálnu šírku v 3 zvolených prierezoch kliešti. Zhodnotenie voľby šírky kliešti v 3 prierezoch vyhovuje. Tiahlo kliešti, ktoré plní funkciu, aby sa jednotlivé ramená kliešti otvárali aj zatvárali súbežne bolo kontrolované na vzper a strih.

Hydraulická ruka bola vybraná Farma C7,0 G2, ktorá je vybavená teleskopickým koncom a celkovým dosahom 7m. Nosnosť danej hydraulickej ruky je 2190kg pri vzdialenosti 2m. Hydraulická ruka bude pripojená na vyvážací vlek Farma CT 7,0 – 10 G2. Vyvážací vlek vďaka svojej konštrukcie pojme až 10 000 kg nákladu. Vyvážací vlek s podvozkom druhej generácie má dobrú prejazdnosť aj v nepriaznivom teréne čo pomáha aj veľká svetlá výška až 460mm.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VYVOZKA SK: Veľká hydraulická ruka [online]. [cit. 2017-05-01]. Dostupné z: <http://www.vyvozky.sk/velka-hydraulicka-ruka/>.
- [2] AVANTSLOVAKIA: drapák na drevo s rotátorom [online]. [cit. 2017-05-01]. Dostupné z: <http://avantslovakia.sk/pridavne-zariadenia/drapak-na-drevo-s-rotatorom/>
- [3] VYVÁŽANIE DREVA. In: Vyvozka [online]. [cit. 2017-05-01]. Dostupné z: <http://www.vyvozky.sk/wp-content/uploads/2013/10/Vyv%C3%A1%C5%BE%C4%8Dka-d%C5%99eva-Farma-CT-85-16-4WD-G2-1024x832.jpg>
- [4] Lesnícky drapák Farma 0,24. In: Vyvážačka dreva [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.vyvazekadreva.cz/lesnicke-drapaky/lesnicky-drapak-farma-022-2/>
- [5] PENZ L25. In: Agama-as [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.agama-as.cz/l25-drapak-na-drevo>
- [6] Kesla Prog 25p. In: Kesla [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.kesla.fi/products/category/product/timber-grapples/prog25-prog25p/#tekniset-tiedot>
- [7] Drapák TG 25. In: Intermercato [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.intermercato.com/en/product/tg-25/>
- [8] NERUDA, Jindřich a kol. Harvestorové technologie lesní těžby / 1. vyd. Brno :Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, 2008. 149 s. ISBN 978-80-7375-146-3
- [9] OBJEMOVÁ HMOTNOSTĚ DREVA [online]. [cit. 2017-05-01]. Dostupné z: <http://www.bspholding.cz/hmotnost.html>
- [10] Rotátor. In: Rotátory [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.rotatory.sk/baltrotors-pila/hydraulicky-rotator-grs16-s203/>
- [11] Rotátor GV 4/30 K. In: Indexator [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.indexator.se/en-GB/rotatorer/gv-rotatorer/gv-4/gv-430-k/>
- [12] Prepojenie. In: Rotátory [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.rotatory.sk/prepojenie-bez-brzdy/br3/>
- [13] Single swing damper 75-80. In: Indexator [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.indexator.se/en-GB/lankar--svangdampare/enkel-svangdampare/enkel-svangdampare/enkel-svangdampare-gv-34-80/>
- [14] Priamočiary hydromotor. In: Hydraulics [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.hydraulics.cz/cz/vyroba/vyroba-katalogovych-hydromotoru/zh2>
- [15] Klzne puzdra. In: Exvalos [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.exvalos.cz/kluzna-loziska---pouzdra/kluzna-loziska---pouzdra-skf/>



- [16] Klzné púzdro. In: SKF [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/table-bushings/index.html?designation=PBM%20405080%20M1G1&unit=metricUnit>
- [17] Klbová hlavica. In: Slovtrade [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.slovtrade.sk/resize/e/250/300/files/hlavice-kulova-se-zavitem-1.jpg>
- [18] Farma C-70. In: Hydraulická ruka [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.hydraulickaruka.cz/farma/farma-c-70/>
- [19] Vyvažací vlek. In: Vyvažáčka [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.vy vazacka.sk/farma/vyvazacie-vlek-farma-ct-70-10-g2/>
- [20] LEINVEBER, Jan. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 3. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2006, xiv, 914 s. ISBN 80-7361-033-7.

## ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

$a_t$	[mm]	Šírka uloženia čapu tiahla
$b$	[mm]	Hrúbka kliešti
$b_{\tilde{c}}$	[mm]	Šírka uloženia čapu piestnice hydromotoru
$b_p$	[mm]	Šírka uloženia čapu valca hydromotoru
$b_t$	[mm]	Šírka tiahla
$d_{\tilde{c}}$	[mm]	Priemer čapu v mieste uloženia piestnice hydromotoru
$D_t$	[mm]	Priemer čapu v mieste uloženia tiahla
$E$	[MPa]	Modul pružnosti pre ocel
$F_D$	[N]	Sila ktorou pôsobí drevo na kliešte
$F_j$	[N]	Výsuvná sila menovitého tlaku
$F_{kr}$	[N]	Kritická sila tiahla
$F_{max}$	[N]	Maximálna výsuvná sila
$F_r$	[N]	Sila pôsobiaca na čap
$h_1$	[mm]	Šírka kliešti v mieste prierezu I
$h_t$	[mm]	Výška tiahla
$J_z$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment k ose y
$k_0$	[-]	Súhrnný koeficient naplnenia kliešti
$k_1$	[-]	Koeficient zaplnenia plochy materiálom
$k_2$	[-]	Koeficient plnenia kliešti
$k_k$	[-]	Bezpečnosť ku kritickej sile
$k_m$	[-]	Bezpečnosť k medzným stavom pružnosti v ťahu
$L_2$	[mm]	Vzdialenosť medzi rotačnou väzbou a silou $F_{max}$
$L_3$	[mm]	Vzdialenosť medzi rotačnou väzbou a silou $F_D$
$l_k$	[m]	Dĺžka naberaného dreva
$l_t$	[mm]	Dĺžka tiahla
$m_H$	[kg]	Hmotnosť hydromotoru
$m_k$	[kg]	Hmotnosť naberaného dreva
$M_{oI}$	[Nm]	Ohybový moment v prierezu I
$p_{\tilde{c}}$	[MPa]	Tlak v mieste uloženia piestnice hydromotoru
$p_{DI}$	[MPa]	Dovolené napätie v ťahu pre ocel 11 523
$p_j$	[MPa]	Menovitý tlak hydromotoru
$p_{max}$	[Pa]	Maximálny tlak hydromotoru
$p_p$	[MPa]	Tlak v mieste uloženia valca hydromotoru



$p_r$	[MPa]	Tlak v mieste uloženia kliešti
$p_t$	[MPa]	Tlak v mieste uloženia tiahla
$Q_H$	[l.min <sup>-1</sup> ]	Potrebný prietok hydromotoru
$R_t$	[mm]	Priemer v mieste stredu klieštin v prierezu I
$S_H$	[mm <sup>2</sup> ]	Obsah hydromotoru
$S_p$	[mm <sup>2</sup> ]	Vnútorná plocha valca
$S_{skut}$	[m <sup>2</sup> ]	Skutočná prierezová plocha kliešti
$S_t$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha prierezu tiahla
$S_{teor}$	[m <sup>2</sup> ]	Teoretická prierezová plocha kliešti
$t_H$	[s]	Soba otvárania kliešti
$V_H$	[mm <sup>3</sup> ]	Objem náplne hydromotoru
$v_{max}$	[m.s <sup>-1</sup> ]	Maximálna pracovná rýchlosť piestu
$v_p$	[m.s <sup>-1</sup> ]	Rýchlosť piestu hydromotoru
$V_t$	[m <sup>3</sup> ]	Objem naberaného dreva
$W_{oI}$	[mm <sup>3</sup> ]	Modul prierezu v ohybe v mieste prierezu I
$Z$	[mm]	Zdvih hydromotoru
$\lambda_k$	[-]	Kritická štíhlosť
$\lambda_t$	[-]	Štíhlosť tiahla
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Hustota naberaného dreva
$\sigma$	[MPa]	Napätie v ťahu klieštin
$\sigma_D$	[MPa]	Dovolené napätie v ohybe pre ocel 11 523
$\sigma_k$	[MPa]	Medz pružnosti
$\tau_D$	[MPa]	Dovolené napätie v šmyku pre ocel 11 523
$\omega_I$	[°]	Uhol v mieste prierezu I



## ZOZNAM PŘÍLOH

Drapák	0-BP/01
Klieština_1	1-BP/02
Prepážka_1	3-BP/03
Výstuha_2	4-BP/14