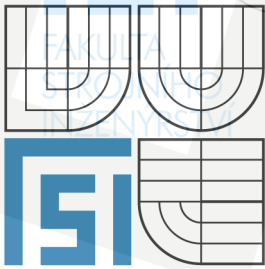


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

VYSOKÉ UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

DRAPÁKOVÉ KLEŠTINY NAKLÁDACÍ RUKY GRAPPLE SAW FOR LOADING CRANE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MARTIN KOUMAR

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. JAROSLAV KAŠPÁREK, Ph.D.

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student: Martin Koumar

který studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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:

Drapákové kleštiny nakládací ruky

v anglickém jazyce:

Grapple saw for loading crane

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte kleštiny na kulatinu a řezivo pro nakládací hydraulickou ruku. Nakládací ruka je součástí přípojného traktorového vleku s patkami Technické parametry zařízení:

Maximální dosah ruky cca 7,5m

Zdvihový moment cca 50kNm

Nosnost při vyložení 4m cca 1000kg

Ostatní parametry dle zvoleného traktorového vleku s nakládací rukou této kategorie

Cíle bakalářské práce:

Proveďte:

výpočet zatížení při zdvihu, určení hlavních rozměrů kleštin, návrh a výpočet hydromotorů zavírání kleštin a rotátoru, kontrolu stability stoje, pevnostní kontrolu součástí kleštin.

Nakreslete:

sestavný výkres drapákových kleštin, detailní výkresy jednotlivých dílů

Seznam odborné literatury:

KOVÁČ M., KLAPITA V.: Manipulácia s materiálom v doprave, 1. vyd., Žilina: EDIS, 2003, 242 s., ISBN: 80-8070-174-1

PAVLISKA, J., DANĚK, J.: Technologické ložných a skladových operací I, 1. vyd., Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 2002, 181 s., ISBN: 80-248-0063-2

NEPRAŽ, F. a kol.: Modelování systému s hydraulickými mechanizmy, Brno, 2002

ZÁLEŽÁK, M.: Technologické v prístavoch a prekladiskách. 3 – Drapáky, vyd. Žilina: Žilinská univerzita v Žiline, 2004, ISBN 80-8070-200-4

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne 20.11.2009

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakult

Abstrakt

Cílem předložené práce bylo vytvořit "Návrh drapákových kleštin na kulatinu a řezivo pro nakládací hydraulickou ruku". Zadaní obsahovalo tyto vstupní podmínky: maximální dosah ruky, zdvihový moment, nosnost při vyložení 4m, ostatní parametry dle zvoleného traktorového vleku s nakládací rukou této kategorie. Nejprve byl zpracován předběžný výpočet průřezové plochy drapáku a návrh základních rozměrů drapákových kleštin. Dále byl řešen model drapákových kleštin. Dalším krokem byli převážně kontrolní výpočty součástí drapákových kleštin a volba některých komponentů. Byl zpracován podrobný výkres sestavení drapákových kleštin, výkresy součástí a seznam položek. Také byla provedena volba jakosti materiálů a jejich polotovarů pro jednotlivé součásti drapákových kleštin.

Abstract

Aim was create "proposal grapple saw on round timber and sawn wood for loading hydraulic crane" of submitted work. Submission contained these entry conditions: maximum outreach, lifting moment, allowed load at setout 4m, other characteristics according to elect tractor trailer with loading crane those category. Estimate sectional surface grab and proposal basic proportions grapple saw was processed at first. Model was solved of grapple saw further. Check calculation of part of grapple saw were next step largely and option some components. Detailed assembly drawing was processed of grapple saw, drawings of parts and item list. Option quality materials and their ovenware were effected for individual single parts grapple saw also.

Klíčová slova

Drapákové kleštiny, přímočarý hydromotor, kontrola součástí, moment, síla

Key words

Grapple saw, linear hydraulic motor, control of components, moment, force

Bibliografická citace

KOUMAR, M. *Drapákové kleštiny nakládací ruky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 35 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.



Prohlášení autora o původnosti práce

Já, Martin Koumar, prohlašuji, že jsem bakalářskou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl všechny použité prameny a literaturu.



FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

V Brně dne: 29.4. 2010

.....

Obsah

1 Úvod	10
2. Výpočet průřezové plochy drapáku	12
3.1. Volba přímočarého hydromotoru	13
3.2. Volba rotátoru	15
4.1. Výpočet hmotností	16
4.2. Výpočet k přímočarému hydromotoru	16
4.3. Výpočet silových poměrů na kleštině	17
5. Pevnostní kontroly součástí drapáku	18
5.1. Kontrola kleštin na ohyb	18
5.2. Kontrola táhla na vzpěr	20
5.3. Kontrola čepů na otláčení a stříh	21
6. Kontrola stability stroje	24
7. Závěr	27
8. Použité zdroje	29
9. Slovník (seznam) symbolů a jednotek	30
10. Seznam příloh	34

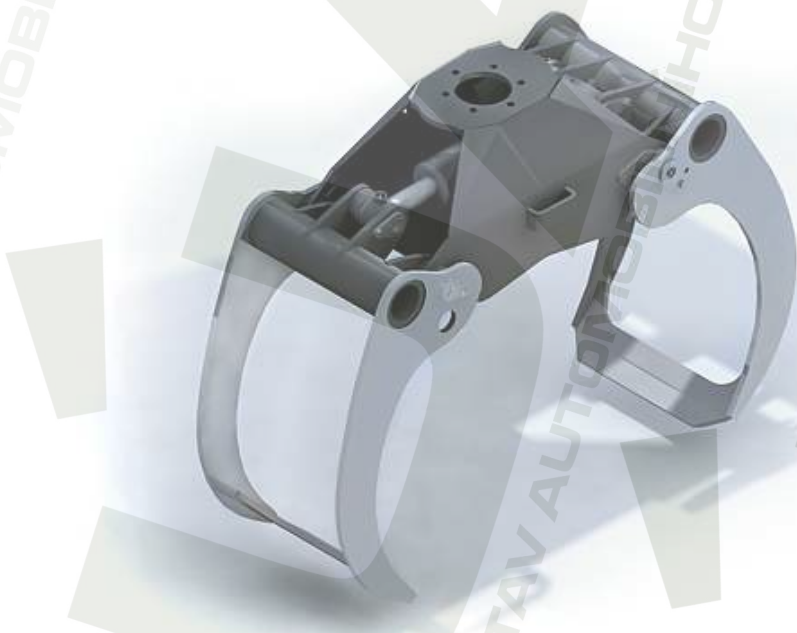
1 Úvod

Dle zadání mám kompletně navrhnout konstrukční řešení drapákových kleštín. Budu vycházet ze zadaných parametrů, z modelů a samotných drapákových kleštín více výrobců, Penz[7] a Kronos[1], a z podkladů těchto výrobců.

Je několik základních koncepcí, jak mohou být drapákové kleštiny zkonstruovány (obr. 1 až obr.4). Při tvorbě modelu se přiblížím koncepci firmy Penz(obr. 2), ale ne všechny součásti a prvky drapákových kleštín budou přesně konstruovány podle této koncepce. Výběr této koncepce zvolím kvůli její kompaktnosti. Další koncepce jsou odlišné v počtu přímočarých hydromotorů, mohou být dva nebo jeden. Pokud je jen jeden tak mechanismus drapákových kleštín obsahuje jedno nebo dvě táhla, a to kvůli rovnoměrnému zavírání a otevírání kleštín. Zvolil jsem si konstrukci drapákových kleštín s jedním přímočarým hydromotorem a dvěma táhly. Celé drapákové kleštiny budou zavěšeny na rotátoru.



Obr. 1: Drapákové kleštiny na kulatinu a řezivo (koncepte 1), [8]



Obr. 2: Drapákové kleštiny na kulatinu a řezivo (koncepte 2), [7]

Nejprve navrhnu předběžný model drapakových kleštín s přihlédnutím k teoretickému výpočtu průměru drapakových kleštín. Na modelu si ověřím realizovatelnost mnou navržené koncepce drapakových kleštín. Dále provedu volbu přímočarého hydromotoru a volbu rotátoru. Při kontrole součástí drapaků se zaměřím na pevnostní kontrolu kleštiny na ohyb, kontrolu táhla na vzpěr a kontrolu čepů na otláčení a stříh. K drapakovým kleštinám vytvořím výkresovou dokumentaci.

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ



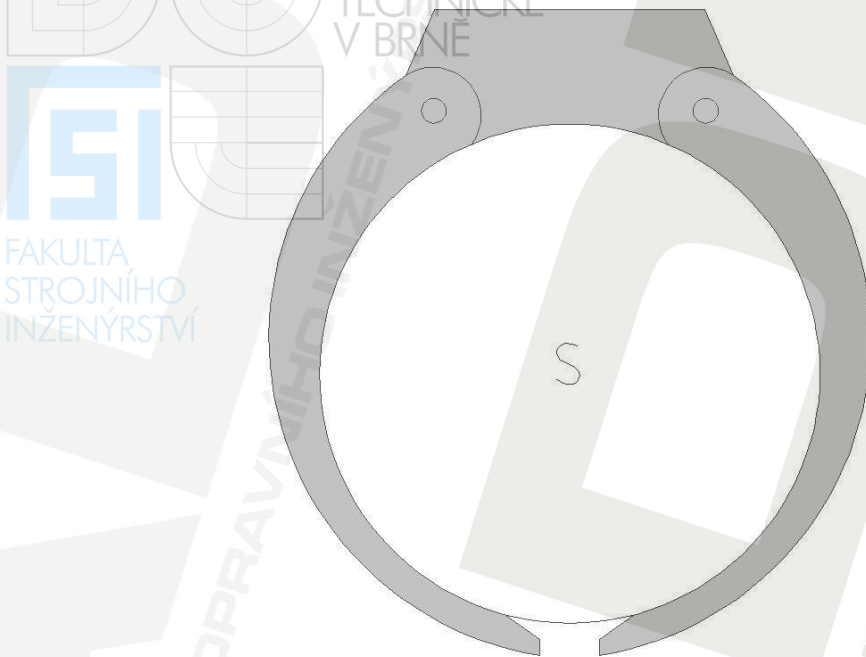
Obr. 3: Drapakové kleštiny na kulatinu a řezivo (koncepte 3), [10]



Obr. 4: Drapakové kleštiny na kulatinu a řezivo (koncepte 4), [9]

2. Výpočet průřezové plochy drapáku

Provádí se přibližně a to podle nákresu na obr. 5



Obr. 5: Schématický náčrt teoretické plochy S

Teoretický objem dřeva:

$$V = S \cdot l_k = \frac{m_4}{\rho} \quad [\text{m}^3] \quad (1)$$

ze vzorce (1) si vyjádříme plochu S :

$$\Rightarrow S = \frac{m_4}{\rho \cdot l_k} \quad [\text{m}^2] \quad (2)$$

kde:

měrná hmotnost pro dřevo je $\rho = 900 \text{ kg} / \text{m}^3$

nosnost je ze zadání $m_4 = 1000 \text{ kg}$

uvažovaná délka kulatiny je $l_k = 6 \text{ m}$

ze vzorce (2) vypočítáme plochu S_{teor} :

$$S_{\text{teor}} = \frac{m_4}{\rho \cdot l_k} \quad [\text{m}^2] \quad (3)$$

$$S_{\text{teor}} = \frac{1000}{900 \cdot 6}$$

$$S_{\text{teor}} = 0,185 \text{ m}^2$$

Skutečná plocha průřezu kleštin se od teoretického liší tím, že materiál zcela nezaplní průřez kleštin a mezi kulatinou vzniknou mezery, to je zohledněno koeficientem k_0 [6].

$$S_{skut} = \frac{S_{teor}}{k_0} \quad [m^2] \quad (4)$$

$$S_{skut} = \frac{0,185}{0,76}$$

$$S_{skut} = 0,244 \text{ m}^2$$

kde dle [6]:

$$k_0 = k_1 \cdot k_2 \quad [-] \quad (5)$$

$$k_0 = 0,8 \cdot 0,95$$

$$k_0 = 0,76$$

koeficient zaplnění plochy materiálem [6]

$$k_1 = 0,8$$

koeficient plnění kleštín [6]

$$k_2 = 0,95$$

ze vzorce(4) vyjádříme průměr D_k :

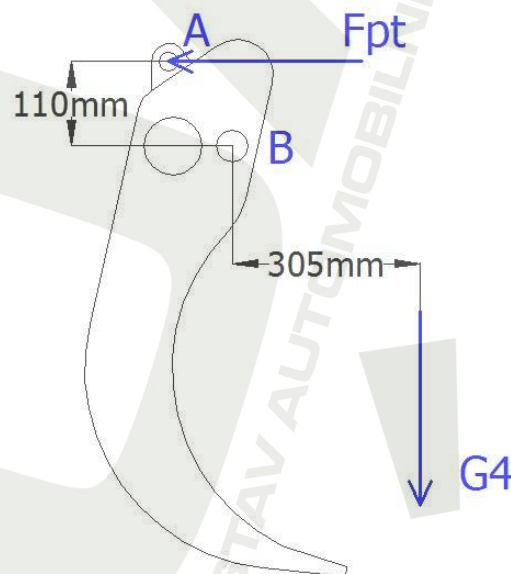
$$D_k = \sqrt{\frac{4S_{skut}}{\pi}} \quad [m] \quad (6)$$

$$D_k = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,244}{\pi}}$$

$$D_k = 0,557 \text{ m} = 557 \text{ mm}$$

3.1. Volba přímočarého hydromotoru

Přímočarý hydromotor volím podle síly potřebné k zavření drapákových kleštín při plném využití nosnosti hydraulické ruky[1], tzn. hmotnosti kulatiny G_4 . Momenty působící na kleštiny při zavírání jsou znázorněny na obr. 6, rozměry jsou určeny z předběžného návrhu.



Obr. 6: Určení teoretické síly od přímočarého hydromotoru

Z momentové podmínky k bodu B na obr. 6 určíme teoretickou sílu od přímočarého hydromotoru F_{pt}

Rozměry:

$$a_1 = 110 \text{ mm}$$

$$c_1 = 305 \text{ mm}$$

$$M_{oB} : 0 = F_{pt} \cdot a_1 - m_4 \cdot g \cdot c_1 \quad (7)$$

$$F_{pt} = m_4 \cdot g \cdot \frac{c_1}{a_1} \quad [N] \quad (8)$$

$$F_{pt} = 1000 \cdot 9,807 \cdot \frac{0,305}{0,110}$$

$$F_{pt} = 27192,136 \text{ N}$$

Ze síly F_{pt} vypočítám teoretický průměr pístu D_t při jmenovitém pracovním tlaku [1]:

jmenovitý pracovní tlak:

$$p_j = 17,5 \text{ MPa}$$

$$D_t = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{pt}}{\pi \cdot p_j}} \quad [\text{mm}] \quad (9)$$

$$D_t = \sqrt{\frac{4 \cdot 27192,136}{\pi \cdot 17,5}}$$

$$D_t = 44,49 \text{ mm}$$

Volím průměr pístu $D=70 \text{ mm}$.

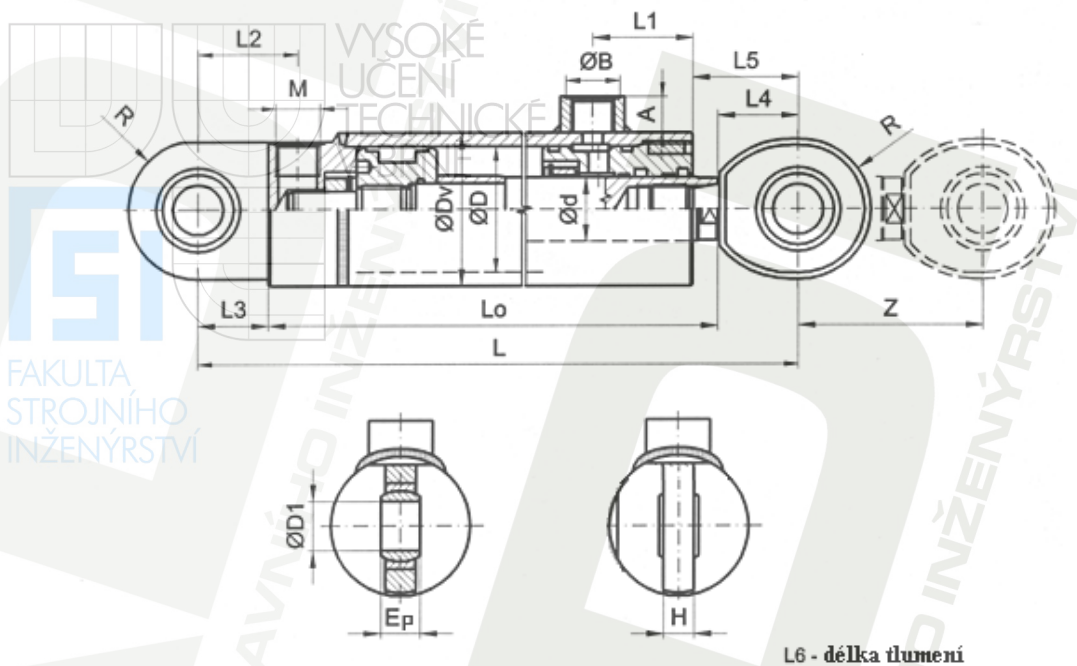
Délku zdvihu Z volím z předběžného návrhu drapákových kleštin.

Volím přímočarý hydromotor firmy Rerosa, označení HRI 70x40/265 212A212

Tab. 1: Technická data přímočarého hydromotoru firmy Rerosa, označení HRI 70x40/265 212A212, [2]

$\varnothing D$	$\varnothing d$	$\varnothing D_v$	L	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_0
70	40	85	544	52	62	43	45	58	456
$\varnothing B$	A	Z	R	L_6	H	E_p	$\varnothing D_1$	M	
27	18	265	43	25	19	22	30	22x1,5	

rozměry v [mm]



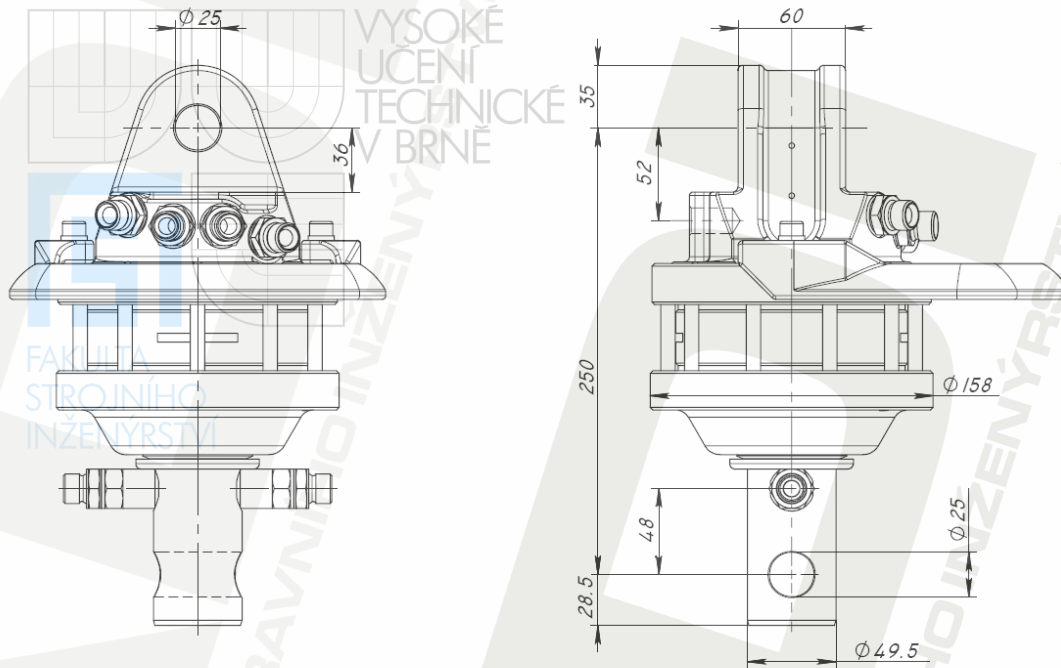
Obr. 7: Nákres přímočarého hydromotoru, [2]

3.2. Volba rotátoru

Volím rotátor firmy Baltrotors, označení Grapple rotator GR30

Technická data [3]:

rotace	neomezená
max. axiální zatížení statické	30 kN
max. axiální zatížení dynamické	15 kN
hmotnost	18 kg
točivý moment při 25MPa	900 Nm
doporučený průtok oleje	20 l/min
maximální pracovní tlak – rotátoru	25MPa
maximální pracovní tlak – otevírání kleštin	20MPa
maximální pracovní tlak – zavírání kleštin	30MPa



Obr. 8: Nákres rotátoru (rozměry v mm), [3]

4.1. Výpočet hmotnosti

Hmotnost drapáku (určena z modelu)

$$m_{dk} = 148 \text{ kg}$$

Hmotnost přímočarého hydromotoru, [2]

$$m_p = 14,305 \text{ kg}$$

Hmotnost rotátoru, [3]

$$m_r = 18 \text{ kg}$$

Celková hmotnost je součtem hmotnosti drapáku, hmotnosti přímočarého hydromotoru a hmotnosti rotátoru:

$$m_c = m_{dk} + m_p + m_r \quad [\text{kg}] \quad (10)$$

$$m_c = 148 + 14,305 + 18$$

$$m_c = 180,305 \text{ kg}$$

4.2. Výpočet k přímočarému hydromotoru

Maximální pracovní tlak, [2]

$$p_m = 20 \text{ MPa}$$

Zvolená pístnice má průměr pístu, [2]

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

Plocha pístu:

$$S_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad [\text{mm}^2] \quad (11)$$

$$S_p = \frac{\pi \cdot 70^2}{4}$$

$$S_p = 3846,5 \text{ mm}^2$$

Síla od přímočarého hydromotoru:

$$F_p = p_m \cdot S_p \quad [\text{N}] \quad (12)$$

$$F_p = 20 \cdot 3846,5$$

$$F_p = 76930 \text{ N}$$

zvolený čas zavírání kleštin:

$$t_z = 0,1 \text{ min}$$

Objem přímočarého hydromotoru:

$$V_p = S_p \cdot Z \quad [\text{mm}^3] \quad (13)$$

$$V_p = 3846,5 \cdot 265$$

$$V_p = 1019322,5 \text{ mm}^3 = 1,019 \text{ l}$$

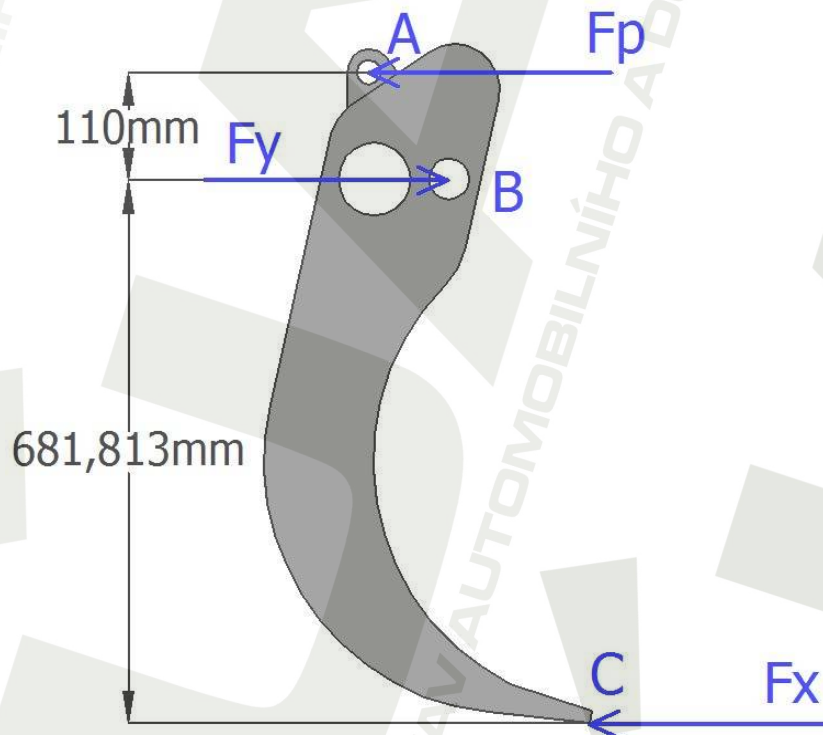
Požadovaný průtok:

$$Q_p = \frac{V_p}{t_z} \quad [\text{l/min}] \quad (14)$$

$$Q_p = \frac{1,019}{0,1}$$

$$Q_p = 10,19 \text{ l/min}$$

4.3. Výpočet silových poměrů na kleštině



Obr. 9: Náskres silových poměrů na kleštině, rozměry v mm

Výpočet síly F_x z momentové podmínky k bodu B, rozměry voleny z předběžného návrhu:

$$a_1 = 110 \text{ mm}$$

$$b_1 = 681,813 \text{ mm}$$

$$M_{oB} : \quad 0 = F_p \cdot a_1 - F_x \cdot b_1 \quad (15)$$

$$F_x = F_p \cdot \frac{a_1}{b_1} \quad [\text{N}] \quad (16)$$

$$F_x = 76930 \cdot \frac{0,11}{0,681813}$$

$$F_x = 12411,467 \text{ N}$$

Výpočet síly F_y z momentové podmínky k bodu C, rozměry voleny z předběžného návrhu:

$$a_1 = 110 \text{ mm}$$

$$b_1 = 681,813 \text{ mm}$$

$$M_{oC} : \quad 0 = F_p \cdot (a_1 + b_1) - F_y \cdot b_1 \quad (17)$$

$$F_y = F_p \cdot \frac{a_1 + b_1}{b_1} \quad [\text{N}] \quad (18)$$

$$F_y = 76930 \cdot \frac{0,11 + 0,681813}{0,681813}$$

$$F_y = 89341,467 \text{ N}$$

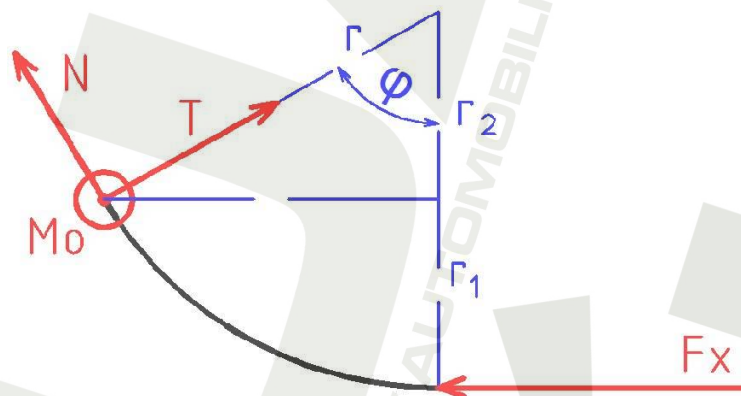
5. Pevnostní kontroly součástí drapáku

5.1. Kontrola kleštin na ohyb

Kleštinu kontrolují ve třech obecných řezech pod úhlem $\varphi = 30^\circ, 50^\circ$ a 80° .

Zatěžující síla (určena z obr. 9):

$$F_x = 12411,467 \text{ N}$$



Obr. 10: Obecný řez prutem, zobrazující kleštinu pro řešení průběhu ohybového momentu M_o

ohybový moment M_o :

$$M_o = F_x \cdot r_1 \quad [\text{Nm}] \quad (19)$$

kde dle obr. 10 si vyjádřím vzdálenost r_1 :

$$r_1 = r - r_2$$

$$r_2 = r \cdot \cos \varphi$$

$$r_1 = r \cdot (1 - \cos \varphi)$$

po dosazení za r_1 do vzorce (19) dostaneme:

$$M_o = F_x \cdot r \cdot (1 - \cos \varphi) \quad [\text{Nm}] \quad (20)$$

Řez ω_1 pro úhel $\varphi_1=30^\circ$:

$$M_{o1} = F_x \cdot r \cdot (1 - \cos \varphi_1) \quad [\text{Nm}] \quad (21)$$

$$M_{o1} = 12411,467 \cdot 0,35 \cdot (1 - \cos 30^\circ)$$

$$M_{o1} = 581,987 \text{ Nm}$$

vyjádření rozměru h ze vzorce pro výpočet napětí v ohybu a ze vzorce pro výpočet průřezového modulu v ohybu [4]:

$$\sigma_D = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} \Rightarrow W_{o1} = \frac{M_{o1}}{\sigma_D} \quad (22)$$

$$W_{o1} = \frac{b \cdot h_1^2}{6} \quad (23)$$

$$\frac{b \cdot h_1^2}{6} = \frac{M_{o1}}{\sigma_D} \Rightarrow h_1 = \sqrt{\frac{M_{o1} \cdot 6}{\sigma_D \cdot b}} \quad [\text{m}] \quad (24)$$

po dosazení do vzorce (24) dostáváme hodnotu h_1 :

$$h_1 = \sqrt{\frac{581,987 \cdot 6}{120 \cdot 10^6 \cdot 0,012}}$$

$$h_1 = 0,04924 \text{ m} = 49,24 \text{ mm}$$

kde:

hodnotu b jsem zvolil v předběžném návrhu

$$b=12 \text{ mm}$$

hodnota dovoleného napětí v ohybu σ_D je z [4]

$$\sigma_D=120 \text{ MPa}$$

Řez ω_2 pro úhel $\varphi_2=50^\circ$ a řez ω_3 pro úhel $\varphi_3=80^\circ$ jsou zpracovány v následující tabulce.

Tab. 2: Hodnoty parametrů kleštiny na ohyb

	φ	M_o	h	σ_D
	[°]	[Nm]	[mm]	[MPa]
ω_1	30	581,987	49,24	120
ω_2	50	1551,735	80,40	120
ω_3	80	3589,683	122,29	120

S ohledem na konstrukci jsou hodnoty h upraveny, aby byl průběh tvaru kleštín plynulý. Pro kontrolu jsou s těmito hodnotami h_{skut} vypočítány dovolená napětí v ohybu. Výpočet je proveden dle vzorce (24) ze kterého je σ_{Dv} vyjádřeno. Vše je pro přehlednost zpracováno v následující tabulce.

Tab.3: Hodnoty skutečných parametrů kleštiny na ohyb

	φ [°]	M_o [Nm]	h_{skut} [mm]	σ_{Dv} [MPa]
ω_1	30	581,987	50,843	112,569
ω_2	50	1551,735	93,111	89,492
ω_3	80	3589,683	127,317	110,727

Ve všech třech průřezích jsou dostatečné hodnoty h_{skut} .

5.2. Kontrola táhla na vzpěr

Uložení vzpěry je na obou koncích v rotační vazbě, proto je hodnota l_0 podle Eulera následující [4]:



Obr. 11: Uložení táhla kleštín

$$l_0 = l = 0,575 \text{ m}$$

Výpočet štíhlosti prutu podle[4]:

$$\lambda = \frac{l_0}{i} \quad [-] \quad (25)$$

$$\lambda = \frac{0,575}{8,660}$$

$$\lambda = 66,397$$

kde:

$$i = \sqrt{\frac{J_{yt}}{S_t}} = \sqrt{\frac{b_t \cdot h_t^3}{12 \cdot b_t \cdot h_t}} = \sqrt{\frac{h_t^2}{12}} \quad [\text{m}] \quad (26)$$

$$i = \sqrt{\frac{0,03^2}{12}}$$

$$i = 8,660 \text{ m}$$

Rozměry zvolené z předběžného návrhu:

$$b_t = 0,038 \text{ m}$$

$$h_t = 0,030 \text{ m}$$

Výpočet kritické štíhlosti prutu podle [4]:

$$\lambda_{kr} = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_k}} \quad [-] \quad (27)$$

$$\lambda_{kr} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^{11}}{195 \cdot 10^6}}$$

$$\lambda_{kr} = 103,044$$

kde podle [4]:

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_k = 195 \text{ MPa}$$

$\lambda < \lambda_{kr} \Rightarrow$ podle Eulera nedojde ke vzpěru, proto budu dále táhlo kontrolovat podle Tetmajera.

Tetmajerova – Jasinského rovnice pro σ_{kr} [4]:

$$\sigma_{kr} = 289 - 0,82 \cdot \lambda \quad [\text{MPa}] \quad (28)$$

$$\sigma_{kr} = 289 - 0,82 \cdot 66,397$$

$$\sigma_{kr} = 234,554 \text{ MPa}$$

Výpočet kritické síly:

$$F_{krit} = \sigma_{kr} \cdot S_t = \sigma_{kr} \cdot b_t \cdot h_t \quad [\text{N}] \quad (29)$$

$$F_{krit} = 234,554 \cdot 10^6 \cdot 0,038 \cdot 0,030$$

$$F_{krit} = 267392,084 \text{ N}$$

Síla zatěžující táhlo (určena dle obr. 9):

$$F = \frac{F_p}{2} = 38465 \text{ N}$$

Kritická síla je větší než síla, která táhlo zatěžuje. Proto ke vzpěru nedojde. Proto táhlo kontroluji pouze na prostý tlak.

Výpočet napětí v táhle:

$$\sigma = \frac{F}{S_t} \quad [\text{MPa}] \quad (30)$$

$$\sigma = \frac{38465}{1140}$$

$$\sigma = 33,741 \text{ MPa}$$

Výpočet bezpečnosti k_k :

$$k_k = \frac{\sigma_k}{\sigma} \quad [-] \quad (31)$$

$$k_k = \frac{195}{33,741}$$

$$k_k = 5,779$$

5.3. Kontrola čepů na otláčení a stříh

Materiál čepů volím ocel 11 600

Materiál nábojů čepů volím ocel 11 523 a bronz 42 3018

Pro tyto materiály určím podle [5] dovolený tlak a dovolené napětí ve smyku pro uložení točné mříživě. Dovolené napětí v ohybu určovat nemusím, protože čepy nesplňují prutové předpoklady.

dovolený tlak pro ocel

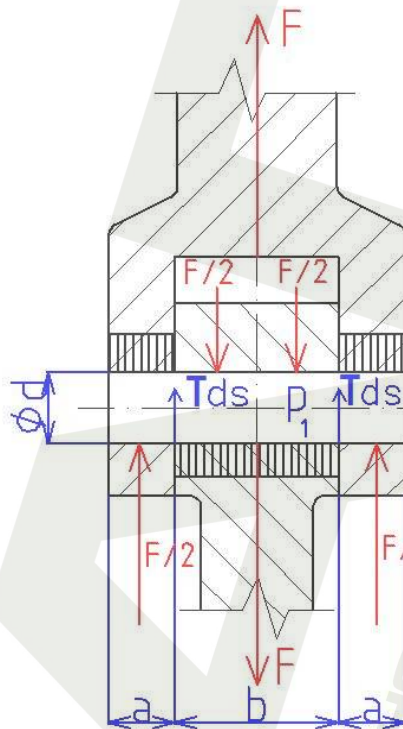
dovolený tlak pro bronz

dovolené napětí ve smyku

$$p_{D0}=24 \text{ MPa}$$

$$p_{Db}=16 \text{ MPa}$$

$$\tau_{Ds}=63 \text{ MPa}$$



Obr. 12: Schéma uložení čepu, [5]

Kontrola čepu uložení kleštiny:

Rozměry uložení čepu:

$$a_{\check{c}1}=24 \text{ mm}$$

$$b_{\check{c}1}=75 \text{ mm}$$

$$\varnothing d_{\check{c}1}=40 \text{ mm}$$

Zatěžující síla (určena dle obr. 9):

$$F_{\check{c}1} = \frac{F_y}{2} = 44670,730 \text{ N}$$

Tlak v táhle [5]:

$$p_{11} = \frac{F_{\check{c}1}}{d_{\check{c}1} \cdot b_{\check{c}1}}$$

$$p_{11} = \frac{44670,730}{40 \cdot 75}$$

$$p_{11} = 14,890 \text{ MPa}$$

[MPa]

(32)

Tlak ve vidlici [5]:

$$p_{21} = \frac{F_{\check{c}1}}{2 \cdot d_{\check{c}1} \cdot a_{\check{c}1}} \quad [\text{MPa}] \quad (33)$$

$$p_{21} = \frac{44670,730}{2 \cdot 40 \cdot 24}$$

$$p_{21} = 23,266 \text{ MPa}$$

Napětí ve smyku [5]:

$$\tau_{s1} = \frac{2 \cdot F_{\check{c}1}}{\pi \cdot d_{\check{c}1}^2} \quad [\text{MPa}] \quad (34)$$

$$\tau_{s1} = \frac{2 \cdot 44670,730}{\pi \cdot 40^2}$$

$$\tau_{s1} = 17,783 \text{ MPa}$$

Kontrola čepu uložení táhla:

Rozměry uložení čepu:

$$a_{\check{c}2} = 21 \text{ mm}$$

$$b_{\check{c}2} = 60 \text{ mm}$$

$$\phi d_{\check{c}2} = 40 \text{ mm}$$

Zatěžující síla (určena z obr. 9):

$$F_{\check{c}2} = \frac{F_p}{2} = 38465 \text{ N}$$

Tlak v táhle [5]:

$$p_{12} = \frac{F_{\check{c}2}}{d_{\check{c}2} \cdot b_{\check{c}2}} \quad [\text{MPa}] \quad (35)$$

$$p_{12} = \frac{38465}{40 \cdot 60}$$

$$p_{12} = 15,932 \text{ MPa}$$

Tlak ve vidlici [5]:

$$p_{22} = \frac{F_{\check{c}2}}{2 \cdot d_{\check{c}2} \cdot a_{\check{c}2}} \quad [\text{MPa}] \quad (36)$$

$$p_{22} = \frac{38465}{2 \cdot 40 \cdot 21}$$

$$p_{22} = 22,895 \text{ MPa}$$

Napětí ve smyku [5]:

$$\tau_{s2} = \frac{2 \cdot F_{\check{c}2}}{\pi \cdot d_{\check{c}2}^2} \quad [\text{MPa}] \quad (37)$$

$$\tau_{s2} = \frac{2 \cdot 38465}{\pi \cdot 40^2}$$

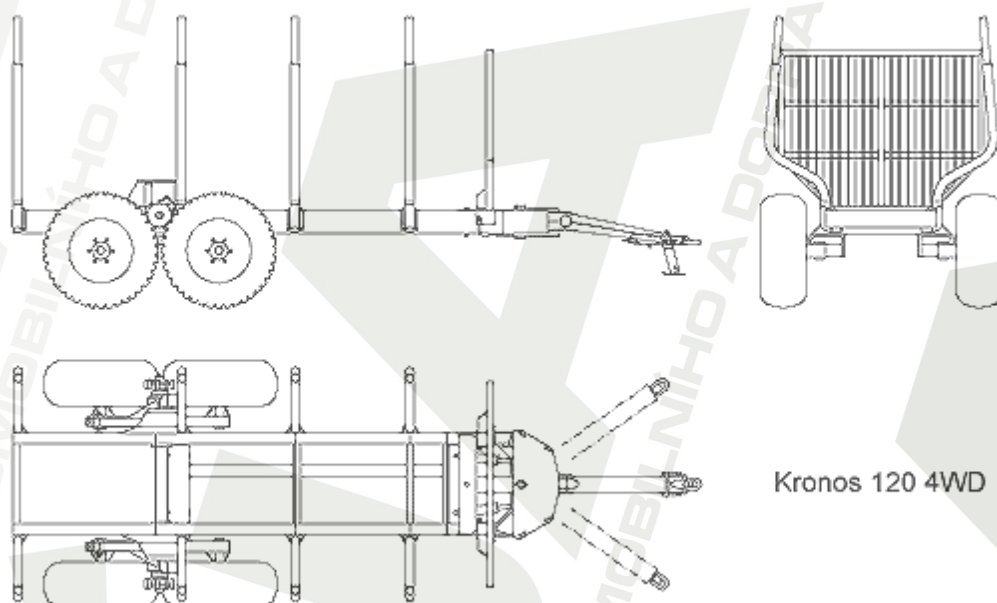
$$\tau_{s1} = 15,312 \text{ MPa}$$

Tab. 4: Porovnání dovolených hodnot tlaků a napětí s vypočítanými hodnotami

	vypočítané hodnoty	dovolené hodnoty	vyhovuje/nevyhovuje
	[MPa]	[MPa]	[-]
p_{11}	14,890	16	vyhovuje
p_{21}	23,266	24	vyhovuje
τ_{s1}	17,783	63	vyhovuje
p_{12}	15,932	16	vyhovuje
p_{22}	22,895	24	vyhovuje
τ_{s2}	15,312	63	vyhovuje

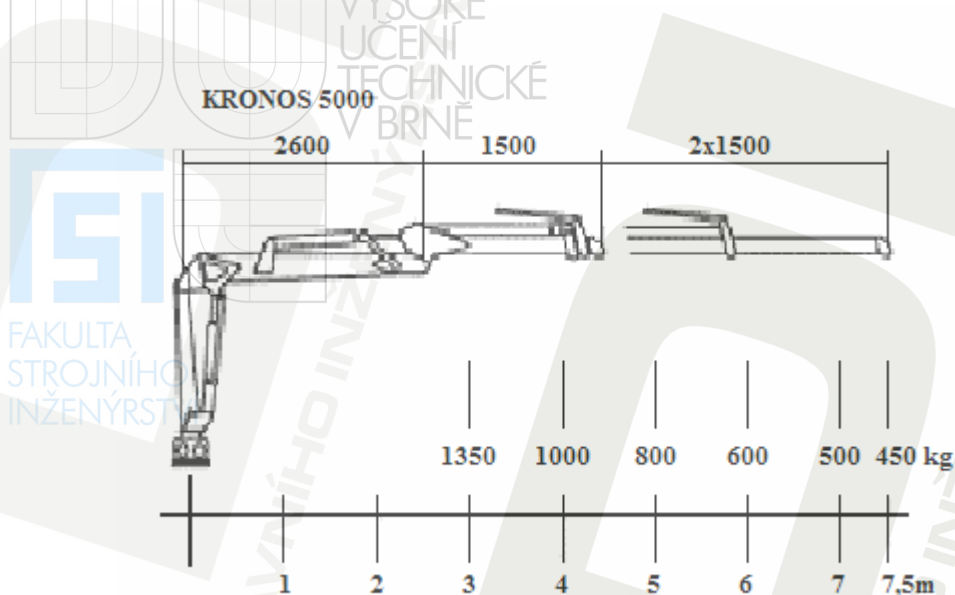
6. Kontrola stability stroje

Před vlastní kontrolou stability volím přípojný traktorový vlek a hydraulickou ruku. Traktorový vlek jsem zvolil firmy Kronos, označení 120H 4WD. Jako přídatné zařízení jsem zvolil opěru vleku od firmy Kronos, označení W03.



Obr. 13: Náčrt přípojného traktorového vleku, [1]

Hydraulickou ruku jsem volil také od firmy Kronos, označení 5000.



Obr. 14: Schéma hydraulické ruky s hodnotami hmotnosti při různých hodnotách vysunutí ruky, [1]

Aby byla kontrola stability splněna musí platit podmínka stability:

$$M_s \geq M_k$$

hmotnost přípojného traktorového vleku [1]

$$m_v = 1950 \text{ kg}$$

hmotnost hydraulické ruky [1]

$$m_R = 970 \text{ kg}$$

maximální hmotnost dřeva a drapáku při vysunutí hydraulické ruky na 7,5m (maximální vysunutí) je dle obr. 14

$$m_k = 450 \text{ kg}$$

výpočty tíhových sil z hmotnosti přípojného traktorového vleku, hydraulické ruky, dřeva a drapáku (hmotnost drapáku je spočítána ve vzorci č.10):

$$G_v = m_v \cdot g \quad [\text{N}] \quad (38)$$

$$G_v = 1950 \cdot 9,807$$

$$G_v = 19123,65 \text{ N}$$

$$G_R = m_R \cdot g \quad [\text{N}] \quad (39)$$

$$G_R = 970 \cdot 9,807$$

$$G_R = 9512,79 \text{ N}$$

Pro určení samotné tíhy dřeva při maximálním vysunutí hydraulické ruky musím z hmotnosti m_k odečíst hmotnost drapákových kleštin:

$$m_d = m_k - m_c \quad [\text{kg}] \quad (40)$$

$$m_d = 450 - 180,305$$

$$m_d = 269,695 \text{ kg}$$

$$G_d = m_d \cdot g \quad [\text{N}] \quad (41)$$

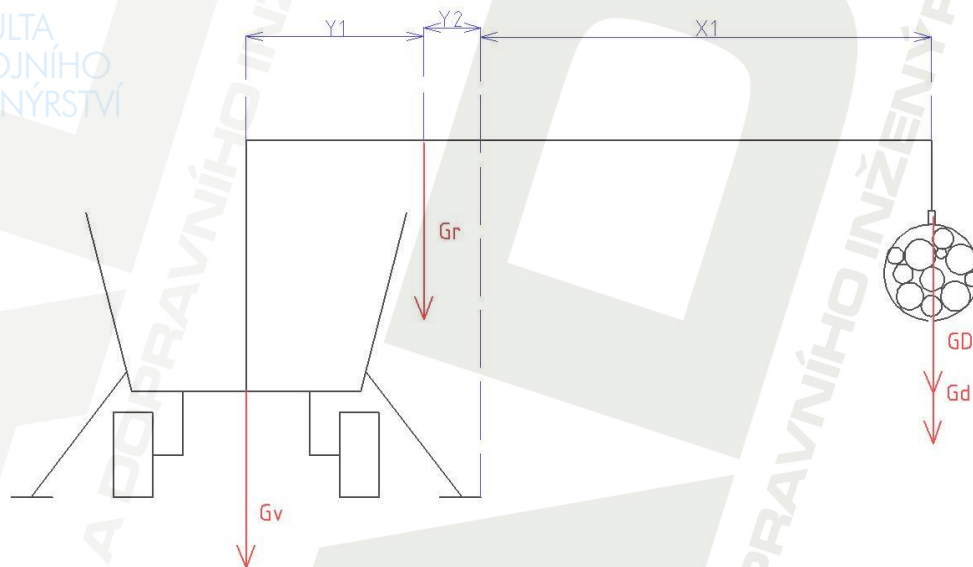
$$G_d = 269,695 \cdot 9,807$$

$$G_d = 2644,899 \text{ N}$$

$$G_D = m_c \cdot g \quad [\text{N}] \quad (42)$$

$$G_D = 180,305 \cdot 9,807$$

$$G_D = 1768,251 \text{ N}$$



Obr. 15: Schéma sil působících na traktorový vlek a hydraulickou ruku při plném vysunutí

Vzdálenosti těžiště:

$$Y_1 = 1,2 \text{ m}$$

$$Y_2 = 0,55 \text{ m}$$

Poté při celkové vzdálenosti 7,5m zřejmé ze schématu na obr. 11 je vzdálenost X_1 :

$$X_1 = 7,5 - Y_1 - Y_2 \quad [\text{m}] \quad (43)$$

$$X_1 = 7,5 - 1,2 - 0,55$$

$$X_1 = 5,75 \text{ m}$$

Výpočet klopného momentu:

$$M_k = (G_D + G_d) \cdot X_1 \quad [\text{Nm}] \quad (44)$$

$$M_k = (1768,251 + 2644,899) \cdot 5,75$$

$$M_k = 25375,612 \text{ Nm}$$

Výpočet stabilizujícího momentu:

$$M_s = G_v \cdot (Y_1 + Y_2) + G_R \cdot Y_2 \quad [\text{Nm}] \quad (45)$$

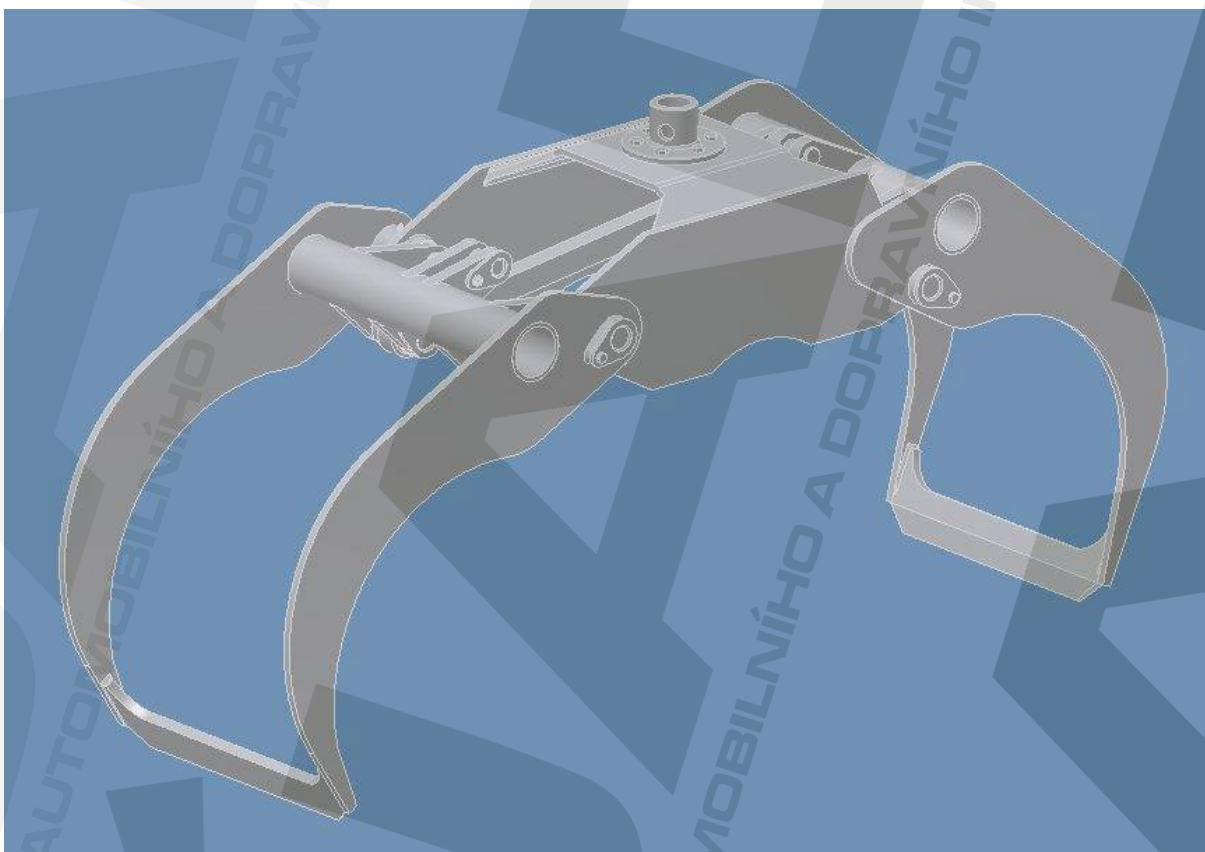
$$M_s = 19123,65 \cdot (1,2 + 0,55) + 9512,79 \cdot 0,55$$

$$M_s = 38698,422 \text{ Nm}$$

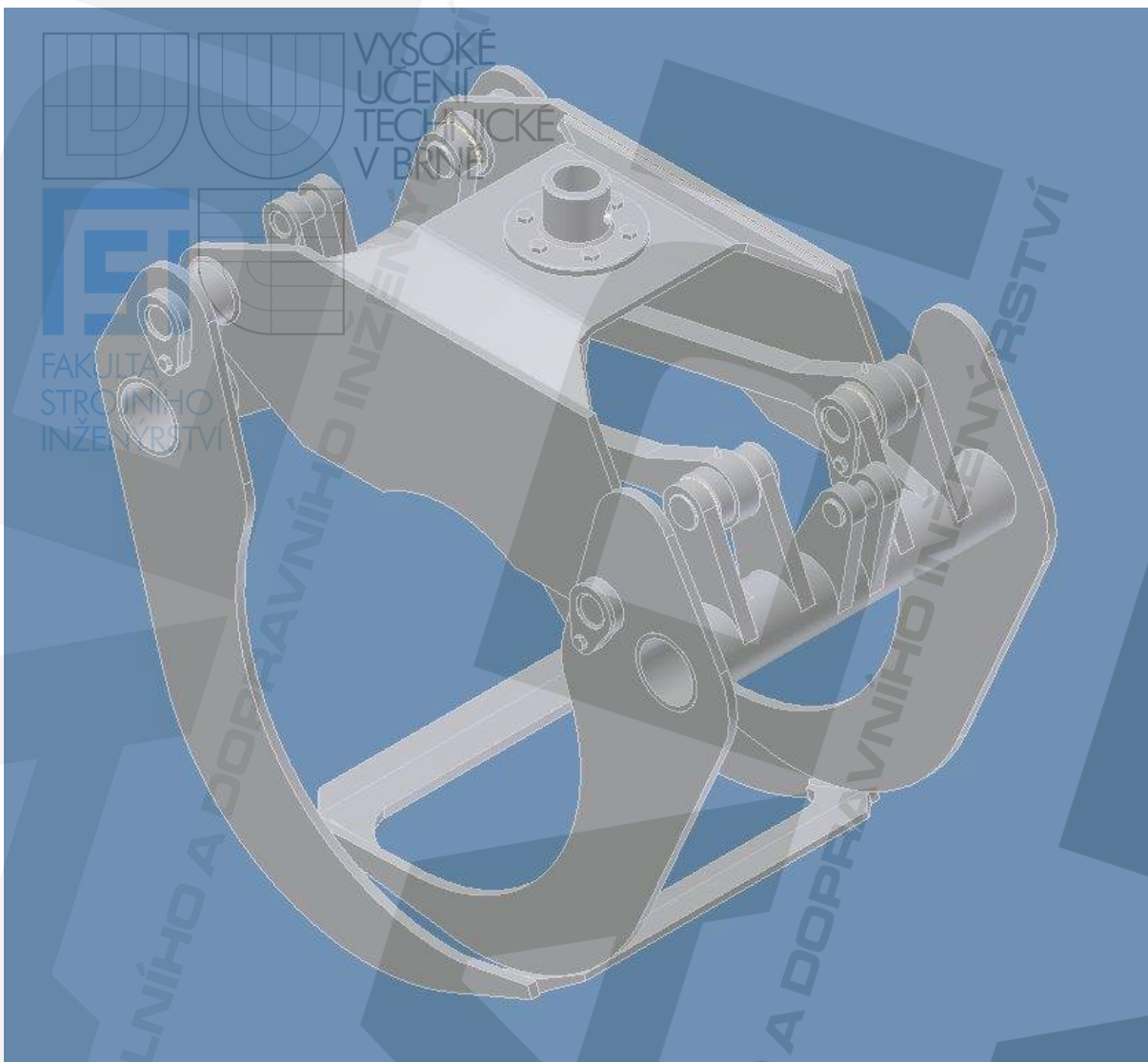
$$M_s > M_k \Rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

7. Závěr

Ve své bakalářské práci jsme se v prvním kroku zaměřil na výběr správné koncepce drapákových kleštín. Po jejím výběru jsem vytvořil model drapákových kleštín (obr. 16 a 17), na kterém jsem ověřil realizovatelnost této koncepce při splnění zadaných parametrů. Model drapákových kleštín splňuje základní předpoklady, a proto jsem postupoval dále ve volbě přímočarého hydromotoru a rotátoru. Ze základních parametrů přímočarého hydromotoru jsem vypočítal sílu od přímočarého hydromotoru, která byla stěžejní pro další postup ve výpočtech. Po kontrole nejvíce namáhaných součástí drapákových kleštín jako jsou čepy, kleštiny a táhlo, jsem ještě zkontroloval stabilitu stroje. Na závěr byla vytvořena výkresová dokumentace ke všem součástem drapákových kleštín a sestavný výkres drapákových kleštín. Pro každou součást byl zvolen vhodný materiál s ohledem na namáhání a zpracování součástí jako je zejména svařování.



Obr. 16: Model drapákových kleštín



Obr. 17: Model drapákových kleštin

8. Použité zdroje

- [1] Kronos [online], 2008 [cit. 2010-04-05],
Dostupné z WWW: <<http://www.kronos.fi/eng/main.htm>>
- [2] Rerosa [online], 2007 [cit. 2010-04-05],
Dostupné z WWW: <<http://www.rerosa.cz/>>
- [3] Baltrotors [online], 2009 [cit. 2010-05-05],
Dostupné z WWW: <<http://www.baltrotors.lv/>>
- [4] Ing. LEINVEBER J. a Ing. VÁVRA P.: Strojnické tabulky,
vyd. Pedagogické nakladatelství Albra, 2008, ISBN 978-80-7361-051-7
- [5] J. ŘASA a Kol.: Strojnické tabulky,
vyd. Nakladatelství Scientia, 2004, ISBN 80-7183-312-6
- [6] ZÁLEŽÁK, M.: Technológia v prístavoch a prekladiskách. 3 - Drapáky,
vyd. Žilina: Žilinská univerzita v Žilině, 2004, ISBN 80-8070-200-4
- [7] Hydraulické ruky PENZ – Agama a.s. [online], 2009 [cit. 2010-04-05],
Dostupné z WWW: <<http://www.penz.cz/>>
- [8] K.T.S. [online], 2009 [cit. 2010-04-05],
Dostupné z WWW: <<http://www.kts.nu/>>
- [9] Ww.davon.cz [online], 2003 [cit. 2010-04-05],
Dostupné z WWW: <<http://www.davon.cz/>>
- [10] Equipmentland.com – Attachments and tools for construction, farm and home [online], 2010 [cit. 2010-04-05],
Dostupné z WWW: <<http://www.equipmentland.com/>>

9. Slovník (seznam) symbolů a jednotek

Symbol veličiny	Jednotka	Význam veličiny
A	[mm]	Výška vstupu do přímočarého hydromotoru
a_1	[mm]	Vzdálenost čepů na menší kleštině v y-ovém směru
$a_{\xi 1}$	[mm]	Šířka ramene vidlice čepu uložení kleštiny
$a_{\xi 2}$	[mm]	Šířka ramene vidlice čepu uložení táhla
B	[mm]	Vnější průměr vstupu do přímočarého hydromotoru
b	[mm]	Tloušťka plechu kleštiny
b_1	[mm]	Vzdálenost čepu od konce kleštiny v y-ovém směru
$b_{\xi 1}$	[mm]	Šířka ramene táhla čepu uložení kleštiny
$b_{\xi 2}$	[mm]	Šířka ramene táhla čepu uložení táhla
b_t	[mm]	Rozměr táhla ve směru osy y
c_1	[mm]	Vzdálenost čepu od teoretického středu drapákových kleštin
D	[mm]	Průměr pístu
d	[mm]	Průměr pístní tyče
D_1	[mm]	Průměr oka přímočarého hydromotoru
$d_{\xi 1}$	[mm]	Průměr čepu uložení kleštiny
$d_{\xi 2}$	[mm]	Průměr čepu uložení táhla
D_k	[m]	Výpočtový průměr drapáku
D_t	[mm]	Teoretický průměr pístu přímočarého hydromotoru
D_v	[mm]	Vnější průměr přímočarého hydromotoru
E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu pro ocel
E_p	[mm]	Šířka oka přímočarého hydromotoru
F	[N]	Síla zatěžující táhlo
$F_{\xi 1}$	[N]	Síla zatěžující čep uložení kleštiny
$F_{\xi 2}$	[N]	Síla zatěžující čep uložení táhla
F_{krit}	[N]	Kritická síla
F_p	[N]	Síla od přímočarého hydromotoru
F_{pt}	[N]	Teoretická síla od přímočarého hydromotoru
F_x	[N]	Síla v bodě B na menší kleštině
F_y	[N]	Síla v bodě C na menší kleštině
g	[m/s ²]	Gravitační zrychlení
G_d	[N]	Tíhová síla od dřeva při vysunutí hydraulické ruky na maximum
G_D	[N]	Tíhová síla od drapáku
G_R	[N]	Tíhová síla od hydraulické ruky

G_v	[N]	Tíhová síla od přípojného traktorového vleku
H	[mm]	Šířka uchycení oka přímočarého hydromotoru
h	[mm]	Vypočtený rozměr kleštiny v řezech 1, 2 a 3
h_1	[mm]	Vypočtený rozměr kleštiny v řezu 1
h_2	[mm]	Vypočtený rozměr kleštiny v řezu 2
h_3	[mm]	Vypočtený rozměr kleštiny v řezu 3
h_{skut}	[mm]	Skutečný rozměr kleštiny v řezech 1, 2 a 3
h_t	[mm]	Rozměr táhla ve směru osy z
i	[m]	Poloměr osového kvadratického momentu
J_{yt}	[mm ⁴]	Kvadratický moment táhla k ose y
k_0	[-]	Koeficient pro výpočet S_{skut}
k_1	[-]	Koeficient zaplnění plochy materiálem
k_2	[-]	Koeficient plnění kleštin
k_k	[-]	Bezpečnost táhla
L	[mm]	Vzdálenost ok přímočarého hydromotoru
l	[m]	Délka táhla
L_0	[mm]	Délka válce přímočarého hydromotoru
l_0	[m]	Redukovaná délka prutu
L_1	[mm]	Vzdálenost vstupu 1 tlakového oleje do přímočarého hydromotoru od konce válce přímočarého hydromotoru
L_2	[mm]	Vzdálenost vstupu 2 tlakového oleje do přímočarého hydromotoru od oka přímočarého hydromotoru
L_3	[mm]	Vzdálenost oka přímočarého hydromotoru od konce válce přímočarého hydromotoru
L_4	[mm]	Vzdálenost oka přímočarého hydromotoru od konce pístní tyče přímočarého hydromotoru
L_5	[mm]	Vzdálenost oka přímočarého hydromotoru od konce válce přímočarého hydromotoru
L_6	[mm]	Délka tlumení přímočarého hydromotoru
l_k	[m]	Délka kulatiny (dřeva)
M	[mm]	Vnitřní průměr vstupu do přímočarého hydromotoru
m_4	[kg]	Dovolená hmotnost dřeva při vysunutí hydraulické ruky na 4m
m_c	[kg]	Celková hmotnost
m_d	[kg]	Hmotnost dřeva při vysunutí hydraulické ruky na maximum
m_{dk}	[kg]	Hmotnost drapáku
M_k	[Nm]	Klopný moment

m_k	[kg]	Hmotnost dřeva a drapáku při vysunutí hydraulické ruky na maximum
M_o	[Nm]	Obecný ohybový moment
M_{o1}	[Nm]	Ohybový moment v řezu 1
M_{o2}	[Nm]	Ohybový moment v řezu 2
M_{o3}	[Nm]	Ohybový moment v řezu 3
M_{oB}	[Nm]	Moment k bodu B na menší kleštině
M_{oC}	[Nm]	Moment k bodu C na menší kleštině
m_p	[kg]	Hmotnost přímočarého hydromotoru
m_r	[kg]	Hmotnost rotátoru
m_R	[kg]	Hmotnost hydraulické ruky
M_s	[Nm]	Stabilizující moment
m_v	[kg]	Hmotnost přípojného traktorového vleku
p_{11}	[MPa]	Tlak v táhle čepu uložení kleštiny
p_{12}	[MPa]	Tlak v táhle čepu uložení táhla
p_{21}	[MPa]	Tlak ve vidlici čepu uložení kleštiny
p_{22}	[MPa]	Tlak ve vidlici čepu uložení táhla
p_{Db}	[MPa]	Dovolený tlak pro bronz
p_{Do}	[MPa]	Dovolený tlak pro ocel
p_j	[MPa]	Jmenovitý pracovní tlak
p_m	[MPa]	Maximální pracovní tlak
Q_p	[l/min]	Průtok oleje za jednu minutu
$Q_{pož}$	[l/min]	Požadovaný průtok oleje
R	[mm]	Poloměr vnějšku uchycení oka přímočarého hydromotoru
r	[m]	Poloměr kleštiny
r_1	[m]	Rozdíl poloměru r a odvěsny pravoúhlého trojúhelníku v obecném řezu
r_2	[m]	Odvěsna pravoúhlého trojúhelníku v obecném řezu
S	[m ²]	Výpočtová plocha dřeva v drapáku
S_p	[mm ²]	Plocha pístu přímočarého hydromotoru
S_{skut}	[m ²]	Výpočtová skutečná plocha dřeva v drapáku
S_t	[mm ²]	Plocha táhla
S_{teor}	[m ²]	Výpočtová teoretická plocha dřeva v drapáku
t_z	[min]	Čas zavírání kleštin
V	[m ³]	Výpočtový objem dřeva v drapáku
V_p	[l]	Objem přímočarého hydromotoru
W_{o1}	[mm ³]	Průřezový modul v ohybu v řezu 1

W_{o2}	[mm ³]	Průřezový modul v ohybu v řezu 2
W_{o3}	[mm ³]	Průřezový modul v ohybu v řezu 3
X_1	[m]	Vzdálenost drapáku ke klopnému bodu
Y_1	[m]	Vzdálenost těžiště přípojného traktorového vleku k těžišti hydraulické ruky
Y_2	[m]	Vzdálenost těžiště hydraulické ruky ke klopnému bodu
Z	[mm]	Zdvih přímočarého hydromotoru
λ	[-]	Štíhlost prutu
λ_{kr}	[-]	Kritická štíhlost prutu
ρ	[kg/m ³]	Hustota dřeva
σ	[MPa]	Napětí v tlaku v táhle
σ_D	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu
σ_{DV}	[MPa]	Vypočtené dovolené napětí v ohybu
σ_k	[MPa]	Napětí na mezi vzpěrné pevnosti
τ_{Ds}	[MPa]	Dovolené napětí ve smyku
τ_{s1}	[MPa]	Napětí ve smyku u čepu uložení kleštiny
τ_{s2}	[MPa]	Napětí ve smyku u čepu uložení táhla
φ	[°]	Obecný úhel řezu
φ_1	[°]	Úhel řezu 1
φ_2	[°]	Úhel řezu 2
φ_3	[°]	Úhel řezu 3
ω_1	[-]	1. řez kleštinou
ω_2	[-]	2. řez kleštinou
ω_3	[-]	3. řez kleštinou

10. Seznam příloh

0-Bcx-00/00	Výkres sestavy – Drapákové kleštiny
2-Bcx-01/00	Výkres svarku – Rám
1-Bcx-02/00	Výkres svarku – Větší kleština
1-Bcx-03/00	Výkres svarku – Menší kleština
3-Bcx-04/00	Výkres svarku – Táhlo
4-Bcx-05/00	Výkres svarku – Čep kleštin
4-Bcx-06/00	Výkres svarku – Čep táhla
4-Bcx-07/00	Výkres svarku – Čep hydromotoru
3-Bcx-08/00	Výkres svarku – Úchyt drapáku
3-Bcx-09/00	Výkres svarku – Úchyt čepu VK-T,P
3-Bcx-10/00	Výkres svarku – Úchyt čepu VK-T,L
2-Bcx-01/01	Výkres součásti – Vršek
3-Bcx-01/02	Výkres součásti – Strana vršku
4-Bcx-01/03	Výkres součásti – Obal pouzdra ložiska MK
4-Bcx-01/04	Výkres součásti – Obal pouzdra ložiska VK
3-Bcx-02/01	Výkres součásti – Strana větší kleštiny
4-Bcx-02/02	Výkres součásti – Střed spodní větší
4-Bcx-02/03	Výkres součásti – Trubka větší
4-Bcx-02/04	Výkres součásti – Úchyt čepu hydromotoru
4-Bcx-02/05	Výkres součásti – Úchyt čepu táhla, VK
4-Bcx-02/06	Výkres součásti – Podložka pod čep
3-Bcx-03/01	Výkres součásti – Strana menší kleštiny
4-Bcx-03/02	Výkres součásti – Střed spodní menší
4-Bcx-03/03	Výkres součásti – Trubka menší
4-Bcx-03/04	Výkres součásti – Úchyt čepu menší kleštiny
4-Bcx-03/05	Výkres součásti – Úchyt čepu táhla, MK
3-Bcx-04/01	Výkres součásti – Vzpěra
4-Bcx-04/02	Výkres součásti – Obal pouzdra ložiska táhla
4-Bcx-05/01	Výkres součásti – Samotný čep kleštin
4-Bcx-05/02	Výkres součásti – Destička čepu
4-Bcx-06/01	Výkres součásti – Samotný čep táhla
4-Bcx-07/01	Výkres součásti – Samotný čep hydromotoru
4-Bcx-07/02	Výkres součásti – Destička čepu hydromotoru
4-Bcx-08/01	Výkres součásti – Příruba
4-Bcx-08/02	Výkres součásti – Úchyt
3-Bcx-09/01	Výkres součásti – Úchyt čepu VK, P

3-Bcx-10/01	Výkres součásti – Úchyt čepu VK, L
4-Bcx-11/01	Výkres součásti – Pouzdro ložiska kleštiny
4-Bcx-11/02	Výkres součásti – Pouzdro ložiska táhla
4-Bcx-11/03	Výkres součásti – Plastová podložka



FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ