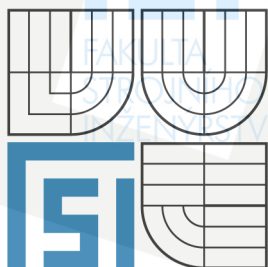


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

DRAPÁKOVÉ KLEŠTINY NAKLADAČE

GRAPPLE SAW FOR WHEEL LOADER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

ADAM ROGULJIĆ

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(ka): Adam Roguljić

který/která 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 nakladače

v anglickém jazyce:

Grapple saw for wheel loader

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte kleštiny na kulatinu a řezivo jako univerzální přídatné zařízení na kolový nakladač.

Technické parametry: Hmotnost stroje cca 15000kg

Výkon motoru cca 130kW

Tlak v hydraulické soustavě max 25MPa

Užitečná nosnost stroje cca 4500kg.

Ostatní parametry dle zvoleného nakladače této hmotnostní kategorie

Cíle bakalářské práce:

Proveďte:

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

Nakreslete:

sestavný výkres drapákových klestín, detailní výkresy jednotlivých dílů

Seznam odborné literatury:

Gajdůšek, J.; Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skript VUT Brno, 1988

Klimeš, P.: Části a mechanismy strojů, Akademické nakladatelství CERM, 2003

FEYERER, K.; MATTHIAS, K.; SCHEFFLER, M.: Fördermaschinen. Fördertechnik und Baumaschinen, Band 1, ed. Vieweg, 1998, p:476, ISBN-10:3-528-06626-1, ISBN-13:978-3-528-06626-0



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

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Zadání

Drapákové kleštiny nakladače

VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

Cíle, kterých má být dosaženo:

Proveďte:

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

Nakreslete:

sestavný výkres drapákových kleštin, detailní výkresy jednotlivých dílů

Rozsah grafických prací:

dle požadovaných cílů

Charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte kleštiny na kulatinu a řezivo jako univerzální přídavné zařízení na kolový nakladač.

Technické parametry:

Hmotnost stroje cca 15 000 kg

výkon motoru cca 130 kW

tlak v hydraulické soustavě max 25 MPa

užitečná nosnost stroje cca 4 500 kg

Ostatní parametry dle zvoleného nakladače této hmotnostní kategorie

Základní literární prameny:

Gajdůšek, J.; Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skript VUT Brno, 1988

Klimeš, P.: Části a mechanismy strojů, Akademické nakladatelství CERM, 2003

Abstrakt

Cílem práce bylo navrhnout a zkonstruovat drapákovou kleštinu pro zvolený kolový nakladač. Nakladač byl volen dle zadaných základních parametrů stroje (výkon motoru, užitečná nosnost stroje, tlak v hydraulické soustavě a hmotnost stroje). Kleštiny slouží k vykládce či nakládce dřevního materiálu, v tomto případě surového dřeva v podobě kulatin vytěžených a svezonych např. z uloženého místa na nákladní vozidlo či naopak. Nosnost kleštiny je zadána 4500kg. Pro výkresovou dokumentaci jsem využil grafických programů na platformě CAD. Konkrétně se jedná o program AutoCAD, od firmy Autodesk. Provedl jsem návrhový pevnostní výpočet kleštiny, kontrolu stability stroje. Dále byla vypracována kompletní výkresová dokumentace v podobě výkresu sestavení a následně narýsovány detailní výkresy jednotlivých součástí.

Klíčová slova:

Kleština, kolový nakladač, Volvo L90F

Abstract

The aim of this thesis was to design and construct a claw collector for a pre-selected wheel loader. The loader was chosen based on the basic parameters of the specified machine (engine power, the useable load of the machine, the hydraulic system pressure and weight of the machine). The collector is used for the unloading or loading of wood material, in this case, the raw wood in the form of logs harvested and stored on a freight truck or vice versa. The load capacity of the claw collector is specified at 4500 kg. For the drawing documentation I used the graphic programs based on the CAD platform. Specifically, the program that I have chosen was AutoCAD from the software company Autodesk. I performed a preliminary calculation of strength and stability control of the machine. In addition I also prepared the complete design documentation in the form of drawings which include the detailed shop drawings of individual parts of the machine.

Keywords:

Grapple saw, claw collector, wheel loader, Volvo L90F

Bibliografická citace

ROGULJIĆ, A. Drpákové kleštiny nakladače. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 41 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně a bez cizí pomoci.
Využil jsem získaných vědomostí ze studia, odborných konzultací a doporučené literatury.

V Brně dne 2.4.2010

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

.....
Adam Roguljić

Poděkování

Chtěl bych poděkovat lidem, kteří mi pomohli na základě svých zkušeností a znalostí při tvorbě mé bakalářské práce. Zejména mému vedoucímu panu Ing. Jaroslavu Kašpárkovi Ph.D. za jeho odborné rady náměty pro řešení dané problematiky.

Také děkuji mámě, za to že mě v době studia finančně podporovala a věřila mi, i když mé studijní výsledky nebyly vždy takové jaké by si představovala a chtěla ode mě.

Dále firmě Alpsport s.r.o, která mi umožnila při zaměstnání studium, v době kdy jsem to potřeboval.

OBSAH

1	Úvod.....	10
2	Volba.....	11
2.1	Volba kolového nakladače.....	11
2.1.1	Technické parametry Volvo L90F.....	12
2.1.2	Rozměrová charakteristika Volvo L90F.....	13
2.2	Volba přímočarého hydromotoru.....	13
2.3	Volba materiálu.....	14
2.3.1	Materiál základu kleštiny.....	15
2.3.2	Materiál pouzder čepů.....	15
2.3.3	Materiál čepů.....	16
3	Návrhový výpočet.....	17
3.1	Návrh přímočarého hydromotoru.....	17
3.2	Návrh čepů uchycení horní části kleštiny.....	20
3.3	Návrh čepů uchycení hydromotorů.....	21
3.3.1	Čep uchycen u pístu.....	21
3.3.2	Čep uchycen u pístní tyče.....	22
3.4	Zatížení spodní části kleštiny.....	22
3.5	Zatížení vrchní pohyblivé části kleštiny.....	24
3.6	zatížení částí připojovaných k výložníku.....	28
4	Kontrola stability stroje.....	31
4.1	Rozměrové parametry.....	31
4.2	Statická kontrola.....	32
4.3	Dynamická kontrola.....	33
5	Závěr.....	36
6	Seznam použitých zdrojů.....	37
7	Seznam zkratk a symbolů.....	38
8	Seznam výkresové dokumentace.....	40
9	Seznam obrázků.....	41

1 Úvod

Dřevní hmota se nachází všude kolem nás a to v mnoha podobách, ať už zpracovaná (nábytek, lavička v parku) tak nezpracovaná (strom v lese, parku). V surovém stavu, kdy je strom pokácen a poté nařezán na klády dané délky je nutné tyto klády naložit v místě těžby např. na vlak, či nákladní automobil, který je schopný je dále dovézt do místa zpracování, což jsou nejčastěji v prvním kroku pily na dřevo. Aby bylo možné, dřevní kulatinu (klády) naložit na dopravní prostředek, je nutné mít k tomu dostupnou mechanizaci, která člověku usnadní manipulaci s několika tun vážícím materiálem.

Prvním krokem při těžbě dřeva je vytyčená oblast pro těžbu, kde je nejčastěji využíván harvester, což je stroj, který zajistí pokácení stromu, následné odvětvení a v posledním kroku nakrácení na určitou délku. Poté je stažena vyvážecím strojem, tento stroj také obsahuje jeřáb s kleštinou. Tato kleština je s horním uchycením. Dřevo je pomocí tohoto stroje svezeno. K naložení této nakráčené kulatiny pak slouží různé jeřáby. Nebo kolové nakladače vybavené kleštinou na dřevo. Tyto kolové nakladače jsou buď s horním uchycením kleštiny, nebo s čelním. Nakladače s čelní kleštinou jsou samozřejmě univerzálnější, protože dovolují místo kleštiny namontovat klasickou lopatu na sypké a jiné materiály.

Mým cílem je návrh a poté konstrukce s výkresovou dokumentací drapákové kleštiny pro kolový nakladač s čelním uchycením. Pro zadané hodnoty, kterými jsou výkon a hmotnost nakladače, dále tlak v hydraulické soustavě a užitečná nosnost stroje.

Zadané parametry

Navrhněte kleštiny na kulatinu a řezivo jako univerzální přídavné zařízení na kolový nakladač.

Technické parametry:

hmotnost stroje cca 15 000 kg

výkon motoru cca 130 kW

tlak v hydraulické soustavě max. 25 MPa

užitečná nosnost stroje cca 4 500 kg

Ostatní parametry dle zvoleného nakladače této hmotnostní kategorie

2 Volba

Nejprve je nutné zvolit některé základní věci, první je volba kolového nakladače dle zadání, dále volba přímočarého hydromotoru (dále HM) který bude vyhovovat danému zatížení. Materiál jednotlivých částí ze kterých bude kleština vyrobena.

2.1 Volba kolového nakladače

Dle zadaných parametrů, kterými jsou výkon, nosnost stroje, jeho hmotnost a také tlak v hydraulické soustavě, jsem po průzkumu mezi výrobci, našel několik možných variant nakladačů mnoha předních světových výrobců. Kolové nakladače od firem JCB, Komatsu, CAT, John Deere, Liebherr, New Holland, Case atd. Zvolil jsem kolový nakladač švédské firmy Volvo, konkrétně model Volvo L90F (Obr. 2.1), který odpovídá zadaným parametrům. Volbu jsem provedl kvůli ucelenému spektru informací o daném kolovém nakladači. Ať už se jedná o parametry motoru, rozměry stroje, atd. Hlavním důvodem je, že Volvo byl jediný stroj, který byl na prospektu [1] přímo s drapákovou kleštinou. Jedná se o stroj určený pro použití s nakládací lopatou, vidlemi pro zvedání materiálu uloženého na europaletách, krátkou jeřábovou rukou a v poslední řadě také pro drapákovou kleštinu, která je předmětem mé bakalářské práce.

- | | |
|------------------------------------|-----------|
| ▪ hmotnost stroje cca | 15 850 kg |
| ▪ výkon motoru cca | 129 kW |
| ▪ tlak v hydraulické soustavě max. | 25 MPa |
| ▪ užitečná nosnost stroje cca | 4 500 kg |



Obr. 2.1: Volvo L90F [1].

2.1.1 Technické parametry Volvo L90F

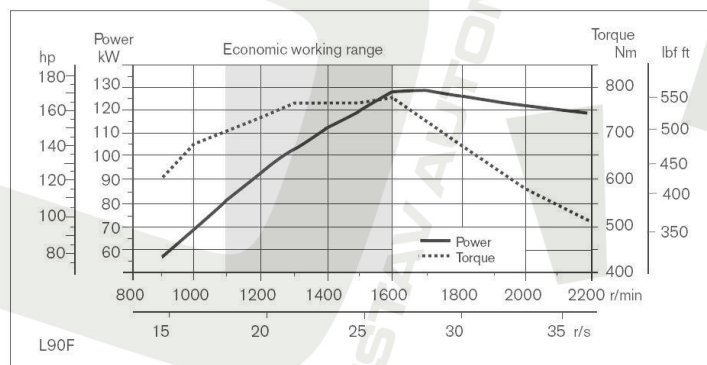
Z níže uvedených technických parametrů je patrné, že se jedná o kolový nakladač, který splňuje dané parametry dle zadání. V [1] je uvedeno i několik dalších informací, které budou přínosné a potřebné pro další výpočty dané problematiky. Např. označení pneumatik, které je důležité pro následné zjištění průměru pneumatiky při výpočtu stability stroje. Plocha kleštiny a také maximální rychlost stroje.

Tab. 1: Technické parametry Volvo L90F [1].

Volvo L90F	Jednotky	Specifikace dle [1]
Motor	(-)	Volvo D6E LAE3
Maximální výkon	(kW/hp)	129/175
Maximální kroutící moment	(N·m)	770
Drapák na kulatinu	(m ²)	2,4
Provozní hmotnost	(t)	15,0 – 17,0
Otáčky pro ekonomický provoz	(ot./min)	1 100 – 1 600
Pneumatiky	(-)	20,5 R25
Maximální rychlost	(km/h)	46,2
Max.tlak v hydraulickém okruhu	(MPa)	26
Pracovní tlak v hydraulickém okruhu	(MPa)	21

▪ Charakteristika motoru

Obrázek 2.2 udává momentovou a výkonovou charakteristiku motoru nakladače Volvo L90F a rovněž znázorňuje rozsah otáček pro ekonomický provoz stroje. Jedná se o řadový 6ti válcový motor o obsahu 6.0 litrů. Jak napovídá obrázek, je vidět, že max.výkon (power) a kroutící moment (torque) se nachází v těsné blízkosti 1 600 ot./min (na obrázku označeno jako r/min z anglického rounds/minute)



Obr. 2.2: Výkonová a momentová charakteristika motoru pro Volvo L90F [1]

2.1.2 Rozměrová charakteristika Volvo L90F

Pro další výpočty, zejména stability stroje je nutné vědět některé základní rozměry stroje. Tyto nabízí obr.2.3, další je poté pro kontrolu stability nutné dopočítat.

Z plochy kleštiny je možné odhadnout její průměr, protože má na první pohled téměř kruhový průřez.

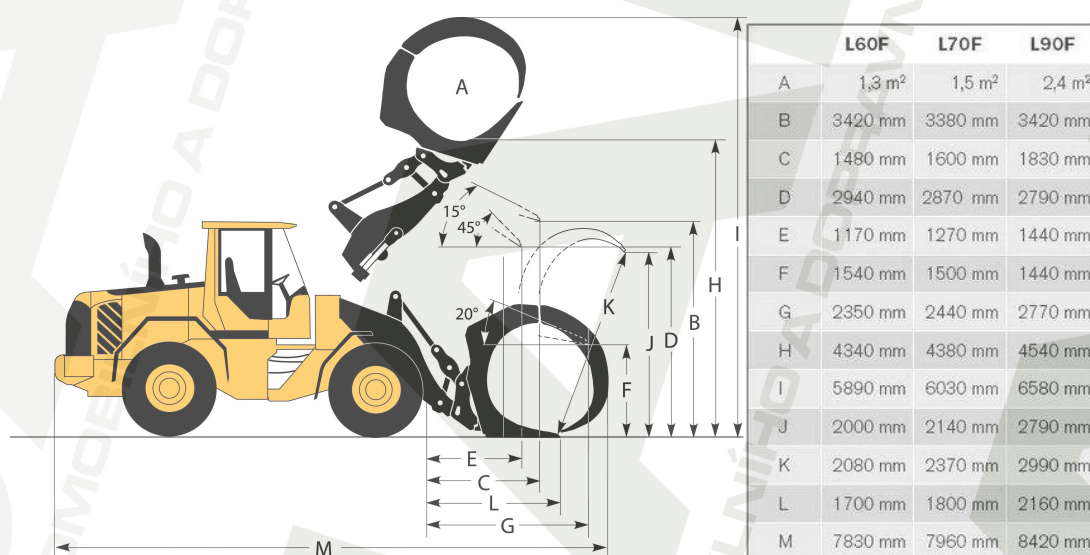
$$A = \frac{\pi \cdot D_K^2}{4} \quad [\text{m}^2] \quad (1)$$

Potom:

$$D_K = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} \quad [\text{m}] \quad (2)$$

$$D_K = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,4}{\pi}}$$

$$D_K = 1,748 \text{ m} \approx 1,75 \text{ m}$$



Obr. 2.3: Rozměrové údaje kolového nakladače Volvo L90F [1].

2.2 Volba přímočarého hydromotoru

Volba přímočarého hydromotoru (dále HM) je dána jeho zatížením, dle něhož je nutné vybrat vhodný HM, který bude vyhovovat v celém pracovním rozsahu.

Přímočaré hydromotory zavírání horní pohyblivé části kleštiny jsou v kleštině umístěny dva. Po obou stranách kleštiny jsou uloženy po jednom HM. V hydraulické soustavě je maximální tlak 25 MPa. Při předběžném výběru HM se tedy vycházelo z maximálního možného tlaku. Jedinou vhodnou variantou je přímočarý HM jednostranný dvojčinný (viz obr.2.4) kdy místa A, B jsou vstupy pro přívod tlakové kapaliny do prostoru nad a pod píst.



- Rozměrová charakteristika HM

Technical drawing of a shaft-hub assembly showing dimensions L_1 , L_2 , $L_3 \text{ min.}$, $L_4 \text{ min.}$, L_0+Z , $L+Z$, A , B , C , D_1 , d , and surface finish symbols.

Obr. 2.5: Rozměrové schéma hydromotoru [2].

Tab. 2: Rozměrová charakteristika hydromotoru [2].

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 ₁	R	Maximální doporučené zdvihy dle zvol. Ø d	Hmotnost při zdvihu Z (kg)
75	45	90	35	335	205	75	55	53	48	22x1,5	63	23	63	25	30	47,5	800	11,03 + Z × 0,02774
80	45	95	35	340	205	80	55	53	48	22x1,5	65	25	65,5	25	30	47,5	800	14,10 + Z × 0,02866

Kleština bude vyrobena z různých homogenních materiálů. Je nasnadě vybrat tedy pro různé součásti vhodné materiály, a zohledňovat při volbě např. svařitelnost, max. dovolené napětí, zda je materiál křehký, či houževnatý, atd.

Dle výpočtového vztahu z [5] a zvolené bezpečnosti dostaneme σ_{DOV} pro dané materiály.

2.3.1 Materiál základu kleštiny

Pro hlavní části kleštiny, které budou na mnoha místech svařovány, je dobré zvolit materiál, který bude mít zaručenu dobrou svařitelnost. Dle strojnických tabulek [6] je volena ocel třídy 11, s přesným označením 11 373.

Jedná se o běžnou konstrukční ocel, se zaručenou svařitelností, vhodnou pro statické namáhání a mírné dynamické namáhání dle [6].

Základní vlastnosti materiálu jsou $R_{e\ min} = 186\ MPa$, dále $R_m = 340 \sim 440\ MPa$.

▪ Dovolené napětí

$$\sigma_{DOV} = \frac{R_e}{k_k} \quad [MPa] \quad (3)$$

$$\sigma_{DOV} = \frac{186}{1,8}$$

$$\sigma_{DOV} = 103,3 \cong 100\ MPa$$

k_K bezpečnost $k_K=1,3 \div 2$ volím 1,8

2.3.2 Materiál pouzder čepů

Jako materiál pro pouzdra čepů, která budou zachytávat síly od HM, je vhodné zvolit ocel, kterou je možné případně cementovat pro větší povrchovou tvrdost kvůli otlacení. Zároveň bude zaručena svařitelnost z důvodu připojování k základu kleštiny. Opět dle strojnických tabulek [6] je volena ocel třídy 12 a to 12 060.

Jde o konstrukční ocel k zušlechťování, kalení při 820°C/olej a následně popouštění při 600°C/vzduch.

Základní vlastnosti materiálu jsou $R_{e\ min} = 345\ MPa$, dále $R_{m\ min} = 600\ MPa$.

▪ Dovolené napětí

$$\sigma_{DOV} = \frac{R_e}{k_k}$$

$$\sigma_{DOV} = \frac{345}{1,3}$$

$$\sigma_{DOV} = 265,4 \text{ MPa}$$

k_K bezpečnost $k_K=1,3 \div 2$ volím 1,3

- Dovolené otačení

Dle [6]

$$P_{DOV} = 90 \text{ Mpa}$$

2.3.3 Materiál čepů

Jediným důležitým parametrem pro výběr čepů je jeho vysoká pevnost a odolnost na otačení. Proto je volen materiál 14 220.

Jedná se o ocel vhodnou k cementování, pro součásti s velmi tvrdou cementovanou vrstvou a velkou pevností v jádře pro kalení. Je vhodná pro součásti jako trny, zubové spojky a hlavně pístní čepy a čepy všeobecně.

Základní vlastnosti materiálu dle [6] jsou $R_{e \min} = 590 \text{ MPa}$, dále $R_{m \min} = 785 \text{ MPa}$

- Dovolené napětí

$$\sigma_{DOV} = \frac{R_e}{k_k}$$

$$\sigma_{DOV} = \frac{590}{1,6}$$

$$\sigma_{DOV} = 368,75 \text{ MPa}$$

k_K bezpečnost $k_K=1,3 \div 2$ volím 1,6

- Dovolené otačení

Dle [6]

$$P_{DOV} = 90 \text{ Mpa}$$

3 Návrhový výpočet

Návrhový výpočet, je důležité provést z důvodu předběžného navržení potřebných rozměrů kleštiny a jeho dalších konstrukčních částí. Návrhovým výpočtem dostaneme ve většině případů vypočtené hodnoty lehce předimenzované.

Postup při návrhovém výpočtu je následující. Nejprve je nutné ze zatížení břemene na horní pohyblivou část kleštiny spočítat jakou silou bude ze silové rovnováhy působit břemeno na HM. Z této síly se pak zvolí rozměr HM, tak aby vyhověl při jmenovitém pracovním tlaku. Vypočte se také síla pro maximální hodnotu tlaku v hydraulické soustavě, se kterou dále bude pracovat, při výpočtu čepů uchycení HM a čepů pro uchycení horní části kleštiny k části dolní.

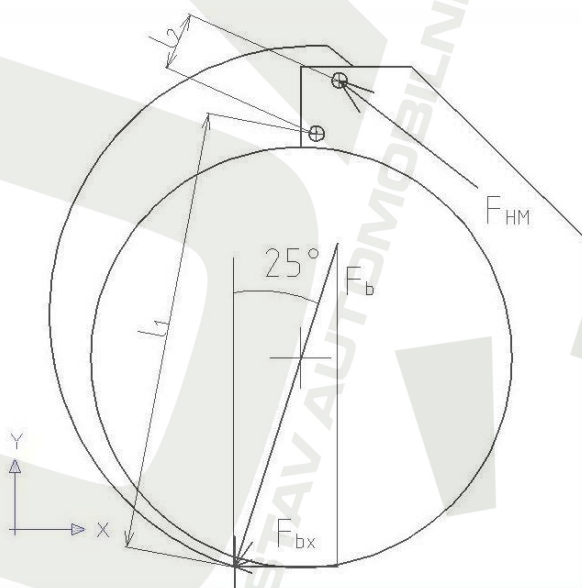
Další částí návrhového výpočtu je návrh průřezu spodní pevné části kleštiny, a také horní pohyblivé části kleštiny.

A v poslední řadě, také návrh čepů uchycení HM a čepů uchycení horní pohyblivé části kleštiny.

3.1 Návrh přímočarých hydromotorů

Jelikož je HM jednostranný, je tudíž jasné, že HM bude v jednom směru pomalejší. A to ve směru při zavírání kleštiny, je to dáno tím, že v komoře kde se nenachází pístní tyč je větší objem pro tlakovou kapalinu. A předpokládá se, že rychlost proudění přívodní tlakové kapaliny bude stejná, jelikož je přiváděna ze stejného zásobníku pod stejným tlakem. Proto také bude mít HM větší sílu při zavírání kleštiny, což je důležitý aspekt při konstrukci kleštiny.

V první řadě je zvolen rozměr HM, z toho se vypočítá, zda snese dané zatížení, nebo zda bude nutné ho zvětšit případně výrazně předimenzovaný HM zmenšit.



Obr. 3.1: Síla působící na HM.

▪ Síla vyvolaná tíhou břemene

Síla na HM je vyvolaná tíhou břemene. Sestaví se rovnice momentové rovnováhy (dle obr.3.1) a z ní se vypočítá síla, kterou musí být schopen vyvinout HM. Musí však být nižší než síla od HM při pracovním tlaku. Jelikož jsou HM dva, které jsou v rovnováze s tíhou břemene, na daném rameni, je nutné uvést tuto skutečnost do výpočtového vztahu.

$$2 \cdot F_{HM\text{ teor}} \cdot l_2 = F_{Bx} \cdot l_1$$

Rameno na kterém působí síla od břemene, zvětšené o délku 80mm tak aby bylo možné nainstalovat čep pro uchycení pohyblivé části kleštiny

$$l_1 = D_k + 80 \quad [\text{mm}] \quad (4)$$

$$l_1 = 1750 + 80$$

$$\underline{l_1 = 1830 \text{ mm}}$$

Rameno působení HM, od čepu uchycení horní části kleštiny

$$l_2 \text{ volím } 200 \text{ mm}$$

Síla F_B vyvolaná tíhou břemene

$$F_B = m_B \cdot g \quad [\text{N}] \quad (5)$$

$$F_B = 4500 \cdot 9,81$$

$$\underline{F_B = 44145 \text{ N}}$$

Protože síla F_B nepůsobí ve stejném směru, jako síla působící na HM, je nutné vypočítat její složku ve směru osy x

$$F_{Bx} = F_B \cdot \sin \alpha \quad [\text{N}] \quad (6)$$

$$F_{Bx} = 44145 \cdot \sin 25^\circ$$

$$\underline{F_{Bx} = 16893,560 \text{ N} = 16,9 \text{ kN}}$$

Potom:

$$F_{HM\text{ teor}} = \frac{F_{Bx} \cdot l_1}{2 \cdot l_2} \quad [\text{N}] \quad (7)$$

$$F_{HM\text{ teor}} = \frac{16900 \cdot 1830}{2 \cdot 200}$$

$$\underline{F_{HM\text{ teor}} = 77\,285,475 \text{ N}}$$

Pro větší bezpečnost v případě, že by došlo k přetížení kleštiny je zvolena bezpečnost $k_1=1,2$ z čehož vyplývá:

$$F_{HM} = F_{HM\text{ teor}} \cdot k_1 \quad [N] \quad (8)$$

$$F_{HM} = 77\,285,475 \cdot 1,2$$

$$F_{HM} = 92\,742,57\,N$$

▪ Síla od HM při pracovním tlaku

Síla vyvozená hydromotorem při jmenovitém pracovním tlaku $P_{PR} = 20\text{ MPa}$. Je nutné aby síla $F_{PR\text{ HM}}$ byla větší než síla F_{HM} . Předběžně jsou zvoleny 2 HM a průměrech $D_{HM1} = 80\text{ mm}$ a $D_{HM2} = 75\text{ mm}$ aby se zjistilo, který z nich bude vyhovovat.

- $D_{HM1} = 80\text{ mm}$

$$F_{PRHM1} = p_{PR} \cdot S_{HM1} \quad [N] \quad (9)$$

$$F_{PRHM1} = p_{PR} \cdot \frac{\pi \cdot D_{HM1}^2}{4}$$

$$F_{PRHM1} = 20 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4}$$

$$F_{PRHM1} = 100\,530,965\,N$$

- $D_{HM2} = 75\text{ mm}$

$$F_{PRHM2} = p_{PR} \cdot S_{HM2}$$

$$F_{PRHM2} = p_{PR} \cdot \frac{\pi \cdot D_{HM2}^2}{4}$$

$$F_{PRHM2} = 20 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot 0,075^2}{4}$$

$$F_{PRHM2} = 88\,357,293\,N$$

Z výsledku je patrné, že HM o průměru $D_{HM2} = 75\text{ mm}$ je již malý, takže voleným HM je HM s průměrem $D_{HM1} = 80\text{ mm}$

▪ Síla od HM při max.tlaku

Síla vyvozená hydromotorem při maximálním tlaku v hydromotoru, který je $P_{\max} = 25\text{ MPa}$

$$F_{\max\text{ HM}} = p_{\max} \cdot S_{HM1} \quad [N] \quad (10)$$

$$F_{\max HM} = p_{\max} \cdot \frac{\pi \cdot D_{HM1}^2}{4}$$

$$F_{\max HM} = 25 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4}$$

$$F_{\max HM} = 125663,706 \text{ N} = 125,6 \text{ kN}$$

Protože $92,7 \text{ kN} < 100,5 \text{ kN} < 125,6 \text{ kN}$ je jasné, že navržený HM tedy vyhovuje v celém rozsahu zatížení, a to jak pro běžný pracovní tlak, tak samozřejmě pro maximální tlak.

Výsledný HM nese označení:

HYDRAULICS SEHRADICE
ZH2T 80 / 45 x 300 47,5 / 30
20 MPa

3.2 Návrh čepů uchycení horní části kleštiny

Čepy kleštiny, na kterých je uchycena pohyblivá část kleštin jsou namáhány na otlačení. Proto je nutné je nadimenzovat tak aby nedošlo k meznímu zatížení. V kapitole 2.3.3 jsem provedl volbu materiálu pro čepy. Zvoleným materiálem je dle strojnických tabulek [6] ocel 14 220.

Z rovnice silové rovnováhy se zjistí síla působící na čep. Dále se zvolí průměr čepu a také šířka uchycení v pouzdře.

$$\sum F_x = 0 : -F_{Bx} + F_{CK} - F_{\max HM} = 0$$

$$\sum F_y = 0 : 0$$

Potom:

$$F_{CK} = F_{\max HM} + F_{Bx}$$

$$F_{CK} = 125700 + 16900$$

$$F_{CK} = 142600 \text{ N} = 142,6 \text{ kN}$$

▪ Otlačení:

$$p = \frac{F}{S} \quad [\text{MPa}] \quad (11)$$

$$p = \frac{F_{CK}}{d_2 \cdot j_2}$$

Zvolen průměr čepu $d_2 = 50 \text{ mm}$ a šířku pouzdra $j_2 = 35 \text{ mm}$

Potom:

$$p = \frac{124\,600}{0,05 \cdot 0,035}$$

$$p = 81,485 \text{ MPa}$$

3.3 Návrh čepů uchycení hydromotorů

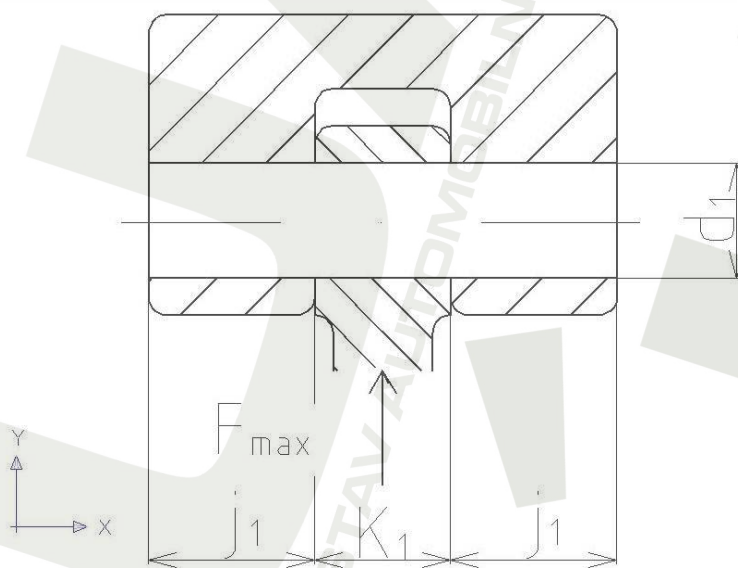
Čepy, které připevňují přímočaré hydromotory ke kleštině, jsou stejně jako čepy uchycení pohyblivé části kleštin namáhány na otlacení. Jejich rozměry, zejména průměr, jsou však dány přípojovacími rozměry daného hydromotoru. Z důvodu dodržení rozměru pro průměr, je tedy nutné zvolit a zkontrolovat daný materiál.

Z obr.3.5 a tab.1 je tedy důležitý rozměr $\varnothing d_1$ který je zapsán v [2] s tolerancí J8. Skutečný rozměr $d_1 = 35 \text{ mm}$

3.3.1 čep uchycen u pístu

Pro další výpočet je nutné stanovit délkový rozměr čepu, aby bylo možné ho zkontrolovat na otlacení. Maximální síla, kterou bude HM působit na čep je ta, která je vyvozena maximálním tlakem v hydraulickém obvodu, tedy $p_{\max} = 25 \text{ MPa}$. Síla při tomto tlaku tedy z předchozího výpočtu v kapitole 3.1 je $F_{\max HM} = 125,7 \text{ kN}$.

Potřebné parametry pro výpočet jsou šířka oka pro uchycení HM k čepu $K_1 = 30 \text{ mm}$, také jeho průměr $d_1 = 35 \text{ mm}$. A šířka pouzder, která je zvolena $j_1 = 20 \text{ mm}$.



Obr. 3.2: Čep pro uchycení HM

▪ Otlačení čepu

$$p = \frac{F}{S}$$

$$[\text{MPa}] \quad (12)$$

$$p = \frac{F_{\max HM}}{2 \cdot d_1 \cdot j_1}$$

$$p = \frac{125700}{2 \cdot 0,035 \cdot 0,035}$$

$$p = 51306122,45 \text{ Pa} = 51,3 \text{ MPa}$$

3.3.2 čep uchycen u pístní tyče

Rozměry, materiál a namáhání čepu u pístní tyče jsou shodné, jako čepu u pístu. Z toho plyne, že i tento čep vyhovuje na otlačení.

3.4 Zatížení spodní části kleštiny

Spodní část kleštiny, která je pevnou částí celku. Při zatížení je namáhána na ohyb, působením tíhy břemene. Spodek kleštiny se rozdělil několika řezy a v nich provedl výpočet zatížení na ohyb. Z výpočtu vzešli minimální průřezy, které snesou dané zatížení. Kleština je v této části tvořena dvěma plochými deskami svařenými k sobě. Tloušťku ploché desky je zvolena 16 mm, kdy při dvojím krytí na jedné straně kleštiny je tloušťka 32 mm. A obě strany kleštiny tak tvoří průřez o celkové tloušťce 64 mm.

Dle obrázku 3.4 je vidět, že se kontrola v ohybu provedla ve třech řezech označených t_1 , t_2 , t_3 .

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{DOV}$$

$$[\text{MPa}] \quad (13)$$

z tohoto základního vzorce pro výpočet ohybového zatížení se odvodí výpočet průřezu t

$$\frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{DOV}$$

$$\frac{F_B \cdot r_K}{b_C \cdot t_1^2} \leq \sigma_{DOV}$$

$$\frac{6 \cdot F_B \cdot r_K}{b_C \cdot t_1^2} \leq \sigma_{DOV}$$

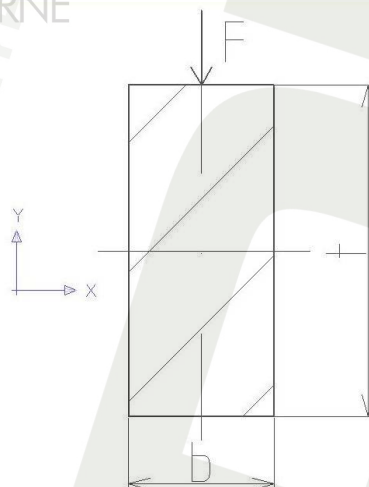
Potom:

$$t_1 = \sqrt{\frac{6 \cdot F_B \cdot r_K}{b_C \cdot \sigma_{DOV}}}$$

[mm] (14)



VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



Obr. 3.3: Průřezový profil spodní částí kleštiny

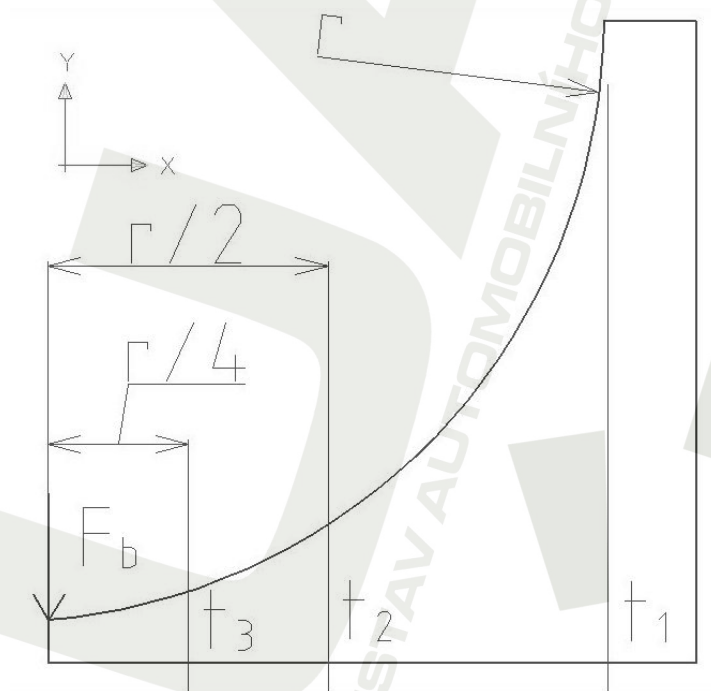
$\sigma_{dov} = 100 \text{ MPa}$; W_0 pro obdélníkový průřez dle tabulek [6]

Síla vyvolaná břemenem na konci kleštiny znásobená o bezpečnost $k_1 = 1,2$

$$F_B = (m_b \cdot g) \cdot k_1 \quad [\text{N}] \quad (15)$$

$$F_B = (4500 \cdot 9,81) \cdot 1,2$$

$$\underline{F_B = 52974 \text{ N}}$$



Obr. 3.4: Zatížení a řezy spodní částí kleštiny.

Minimální hodnota průřezu v řezu t_1

$$t_1 = \sqrt{\frac{6 \cdot F_B \cdot r_K}{b_C \cdot \sigma_{DOV}}}$$

$$t_1 = \sqrt{\frac{6 \cdot 52974 \cdot 875}{64 \cdot 100}}$$

$$t_1 = 205,459 \text{ mm}$$

Minimální hodnota průřezu v řezu t_2

$$t_2 = \sqrt{\frac{6 \cdot F_B \cdot r_K / 2}{b_C \cdot \sigma_{DOV}}}$$

$$t_2 = \sqrt{\frac{6 \cdot 52974 \cdot 437,5}{64 \cdot 100}}$$

$$t_2 = 145,282 \text{ mm}$$

Minimální hodnota průřezu v řezu t_3

$$t_3 = \sqrt{\frac{6 \cdot F_B \cdot r_K / 4}{b_C \cdot \sigma_{DOV}}}$$

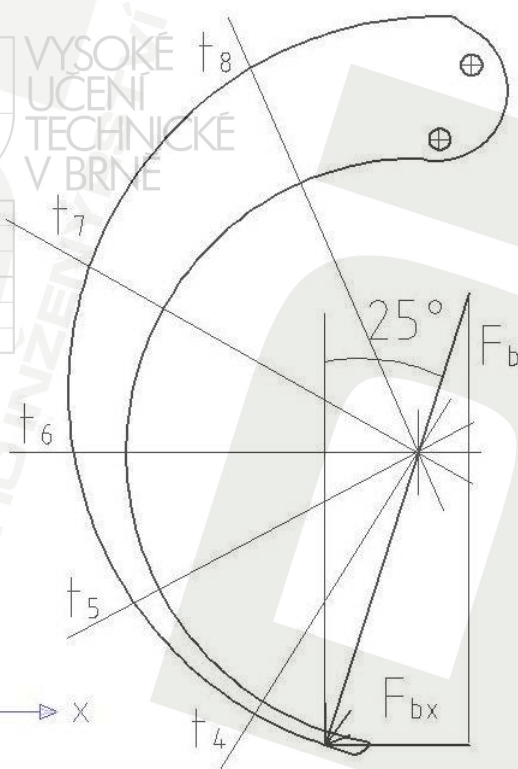
$$t_3 = \sqrt{\frac{6 \cdot 52974 \cdot 218,75}{64 \cdot 100}}$$

$$t_3 = 102,851 \text{ mm}$$

3.5 Zatížení vrchní pohyblivé části kleštiny

Vrchní část kleštiny je stejně jako spodní část přibližně kruhového průřezu. Je namáhána na ohyb silou vyvozenou tíhou břemene. Stejně jako u spodní části kleštiny, i zde se provede kontrola na ohyb v několika řezech.

Síla zatěžující je dána tíhou břemene, jedná se o sílu F_B stejně, jako v kapitole 3.1 je síla F_B rozložena do složek F_{Bx} a F_{By} kdy pro výpočet se uvažuje její x-ová složka.



Obr. 3.5: Zatížení a řezy horní části kleštiny.

$$F_B = m_B \cdot g \quad [\text{N}] \quad (16)$$

$$F_B = 4500 \cdot 9,81$$

$$\underline{F_B = 44145 \text{ N}}$$

Potom:

$$F_{Bx} = F_B \cdot \sin \alpha \quad [\text{N}] \quad (17)$$

$$F_{Bx} = 44145 \cdot \sin 25^\circ$$

$$\underline{F_{Bx} = 16893,560 \text{ N} = 16,9 \text{ kN}}$$

Řezy se provedli v úhlech 30° , 60° , 90° , 120° a 150°

■ Normálová síla:

Základní vzorec:

$$N_i = -F_{Bx} \cdot \cos \varphi_i \quad [\text{N}] \quad (18)$$

$$N_1 = -F_{Bx} \cdot \cos \varphi_1$$

$$N_1 = -16900 \cdot \cos 30^\circ$$

$$\underline{N_1 = -14635,8 \text{ N}}$$

Dále:

Řez	$\varphi_i [^\circ]$	$N_i [N]$
1	30	-14 635,8
2	60	- 8 450
3	90	0
4	120	8 450
5	150	14 635,8

▪ Tečná síla:

Základní vzorec:

$$T_i = -F_{Bx} \cdot \sin \cdot \varphi_i \quad [N] \quad (19)$$

$$T_1 = -F_{Bx} \cdot \sin \cdot \varphi_1$$

$$T_1 = -16900 \cdot \sin \cdot 30$$

$$\underline{T_1 = -14635,8 N}$$

Dále:

Řez	$\varphi_i [^\circ]$	$T_i [N]$
1	30	- 8 450
2	60	-14 635,8
3	90	- 16 900
4	120	- 14 635,8
5	150	- 8 450

▪ Ohybový moment

Základní vzorec pro $\varphi 0-90^\circ$:

$$M_{Oi} = F_{Bx} \cdot r_K \cdot \sin \cdot \varphi_i \quad [N] \quad (20)$$

$$M_{O1} = F_{Bx} \cdot r_K \cdot \sin \cdot \varphi_1$$

$$M_{O1} = 16900 \cdot 875 \cdot \sin \cdot 30^\circ$$

$$\underline{M_{O1} = 7393,8 N}$$

Základní vzorec pro $\varphi 91-180^\circ$:

$$M_{Oi} = F_{Bx} \cdot ((r_K \cdot \sin \cdot \varphi_i) + r_K) \quad [N] \quad (21)$$

$$M_{O4} = F_{Bx} \cdot ((r_K \cdot \sin \varphi_4) + r_K)$$

$$M_{O4} = 16900 \cdot ((875 \cdot \sin 120^\circ) + 875)$$

$$M_{O4} = 27593851 N$$

Dále:

Řez	$\varphi_i [^\circ]$	$M_{O_i} [N \cdot mm]$
1	30	7 393 750
2	60	12 806 350
3	90	14 787 500
4	120	27 593 851
5	150	22 181 250

- Výpočet minimálního průřezu horní části kleštiny

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{DOV}$$

Potom:

$$\frac{M_{oi}}{W_o} \leq \sigma_{DOV}$$

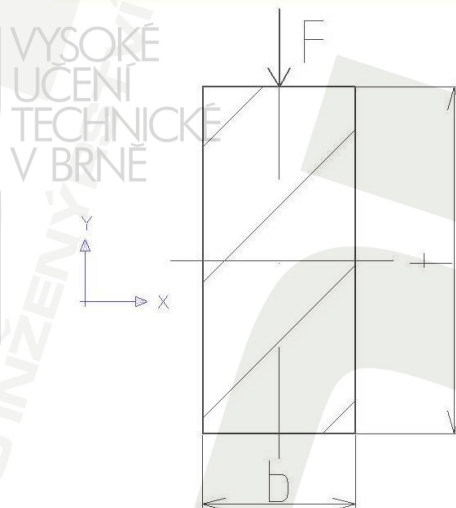
$$\frac{M_{oi}}{\frac{b_{C2} \cdot t_i^2}{6}} \leq \sigma_{DOV}$$

$$\frac{6 \cdot M_{oi}}{b_{C2} \cdot t_i^2} \leq \sigma_{DOV}$$

Potom:

$$t_i = \sqrt{\frac{6 \cdot M_{oi}}{b_{C2} \cdot \sigma_{DOV}}}$$

[mm] (22)



Obr. 3.6: Průřezový profil horní části kleštiny.

$$t_4 = \sqrt{\frac{6 \cdot M_{O1}}{b_{C2} \cdot \sigma_{DOV}}}$$

$$t_4 = \sqrt{\frac{6 \cdot 7393750}{32 \cdot 100}}$$

$$t_4 = 117,74 \text{ mm}$$

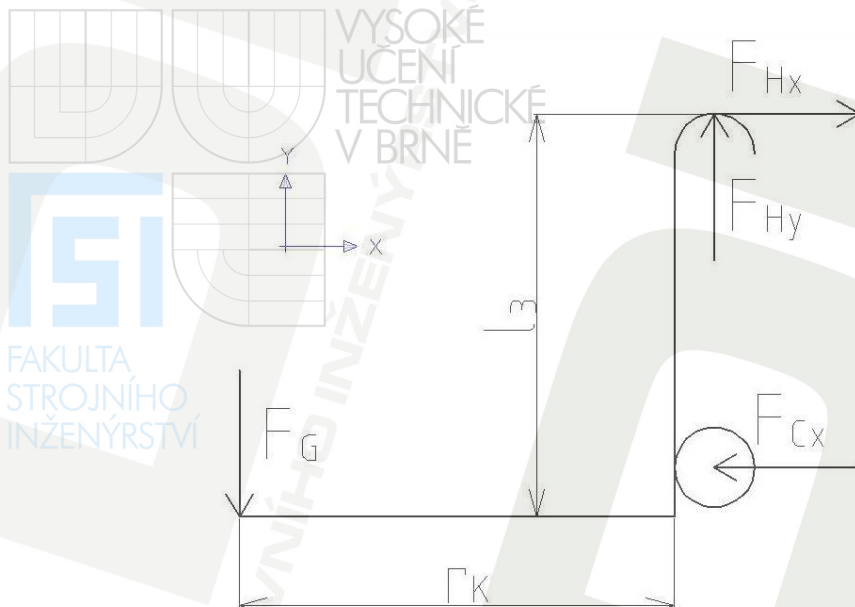
Průřez	M_{O_i} [N·mm]	t_i [mm]
t_4	7 393 750	117,74
t_5	12 806 350	154,96
t_6	14 787 500	166,51
t_7	27 593 851	227,46
t_8	22 181 250	203,94

Z výsledku je patrné, že průřez horní části kleštiny postupně od konce k místu uchycení roste z nejmenší hodnoty 118 mm až na 227 mm.

3.6 Zatížení částí připojovaných k výložníku

Kleština je navržena jako univerzální, pro kolový nakladač Volvo L90F. Rozteč výložníku výškovou i šířkovou jelikož není zadána od výrobce zvolím. Pro nás je důležité vypočítat zatížení, které způsobí případný ohyb háku, na kterém kleštiny visí, a v krajním případě otlacení čepu, který ji v dolní poloze zajišťuje na výložníku.

Dle obr. 3.6 jsem stanovil podmínky momentové a silové rovnováhy, z nich vypočetl zbývající neznámé zatěžující síly.



Obr. 3.7: Zatížení připojovacích částí kleštiny.

Rovnice silové a momentové rovnováhy

$$\sum F_x = 0: F_{Hx} - F_{Cx} = 0$$

$$\sum F_y = 0: -F_G + F_{Hy} = 0$$

$$\sum M_{OA} = 0: F_G \cdot r - F_{Hx} \cdot l_3 = 0$$

Síla vyvozená břemenem a samotnou tíhou kleštiny

$$F_G = (m_B + m_K) \cdot g$$

$$F_G = (4500 + 500) \cdot 9,81$$

$$\underline{F_G = 49050 \text{ N}}$$

[N] (23)

Z momentové rovnováhy:

$$F_{Hx} = \frac{F_G \cdot r_1}{l_3}$$

kde: zvoleno $l_3 = 875 \text{ mm}$

potom:

$$F_{Hx} = \frac{49050 \cdot 875}{600}$$

$$\underline{F_{Hx} = 71531,25 \text{ N}}$$

Ze silové rovnováhy v ose x:

$$F_{Cx} = F_{Hx} = 71531,25 \text{ N}$$

Ze silové rovnováhy v ose y:

$$F_{Hy} = F_G = 49050 \text{ N}$$

■ Ohyb háku

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}$$

$$\sigma_o = \frac{F_{Hy} \cdot r_1}{\frac{b_4 \cdot h_4^2}{6}}$$

$$\sigma_o = \frac{6 \cdot 49050 \cdot 0,08}{0,06 \cdot 0,06^2}$$

$$\sigma_o = 109000000 \text{ Pa} = 109 \text{ MPa} \leq \sigma_{dov}$$

■ Otlačení pojišťovacího čepu

$$p = \frac{F}{S}$$

$$p = \frac{F_{Cx}}{b_5 \cdot d_4}$$

$$p = \frac{71500}{0,06 \cdot 0,06}$$

$$p = 19861111 \text{ MPa} = 19,9 \text{ MPa}$$

4 Kontrola stability stroje

Kontrola stability stroje se provádí ve dvou variantách výpočtu. Jedná se o stabilitu statickou (tedy za klidu stroje s výložníkem plně naloženým a vyzvednutým do maximální polohy pro vyložení) druhá kontrola stability je dynamická (nakladač je opět plně naložen kulatinou, výložník je v přepravní poloze a stroj prudce brzdí) Důvodem pro kontrolu stability nakladače, je aby nedošlo při naložení k převrácení nakladače a tudíž zničení stroje, či nějaké další nepříjemnosti.

4.1 Rozměrové parametry

Pro kontrolu stability stroje je dále nutné znát některé rozměrové parametry stroje. Tyto hodnoty je možné vyčíst z rozměrových údajů nakladače. Viz obrázek 2.3

Pro další výpočet, zde nejsou zadány všechny potřebné rozměrové hodnoty, proto ty, které jsou dále potřebné je nutné je dopočítat.

Pneu stroje je v jeho technických parametrech [1] označeno jako 20,5 R25, pro toto označení jsem dohledal v katalogu pneumatik pro stavební stroje firmy TechkingTM [3], že tato pneumatika má průměr 1490 mm.

Poloměr kola:

$$f = \phi_{pneu} / 2 \quad [\text{mm}] \quad (24)$$

$$f = 1490 / 2$$

$$\underline{f = 745 \text{ mm}}$$

Vzdálenost těžiště výložníku poloha 1 od osy předního kola:

$$l_4 = f + \frac{E}{2} \quad [\text{mm}] \quad (25)$$

$$l_4 = 745 + \frac{1440}{2}$$

$$\underline{l_4 = 1465 \text{ mm}}$$

Vzdálenost těžiště výložníku poloha 2 od osy předního kola:

$$l_5 = f + C \quad [\text{mm}] \quad (26)$$

$$l_5 = 745 + 1830$$

$$\underline{l_5 = 2575 \text{ mm}}$$

Rozvor náprav:

$$c \cong B \quad [\text{mm}] \quad (27)$$

$$c = 3420 \cong 3500 \text{ mm}$$

Těžiště stroje:

přibližně odhadnutá hodnota, pouze pro statickou kontrolu

$$t_s = c/3 \quad [\text{mm}] \quad (28)$$

$$t_s = 3500/3$$

$$t_s = 1166,6 \text{ mm}$$

Vzdálenost těžiště od osy přední nápravy:

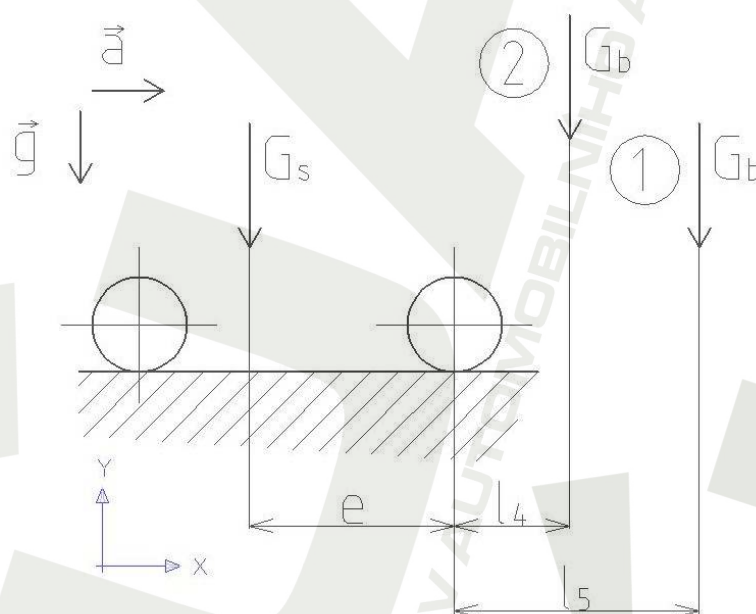
$$e = c - t_s \quad [\text{mm}] \quad (29)$$

$$e = 3500 - 1166$$

$$e = 2334 \text{ mm}$$

4.2 Statická kontrola

Statickou kontrolu stability provedu ve dvou polohách a to v poloze 1: výložník v přepravní poloze. A poloze 2: maximálně zvednutého výložníku. Při výpočtu vycházíme z momentové rovnováhy, kdy musí být větší moment v těžišti stroje, tj. zhruba mezi přední a zadní nápravou, nikoliv před přední nápravou, kde leží váha břemene



Obr. 4.1: Rozměry pro statickou kontrolu

- Horní poloha výložníku:

$$(m_s \cdot g) \cdot e > ((m_B + m_K) \cdot g) \cdot (h_1)$$

$$(15850 \cdot 9,81) \cdot 2334 > ((4500 + 500) \cdot 9,81) \cdot (1465)$$

$$362910159 > 71858250 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

Z výsledku je patrné, že moment je podstatně větší (cca 5x) právě v těžišti stroje, takže k překlacení přes osu přední nápravy zde nedojde.

▪ Dolní poloha výložníku:

$$(m_s \cdot g) \cdot e > ((m_B + m_K) \cdot g) \cdot (h_2)$$

$$(15850 \cdot 9,81) \cdot 2334 > ((4500 + 500) \cdot 9,81) \cdot (2575)$$

$$362910159 > 126549000 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

I zde v poloze 2, nedojde k překlacení stroje, je zde však již znát podstatně větší vzdálenost těžiště břemene, které je posunuto dále od osy přední nápravy. Vzhledem k odhadem zvolené vzdálenosti těžiště stroje se nedá tomuto výpočtu přikládat 100% správnost.

4.3 Dynamická kontrola

Výpočtové vztahy jsou dány původní Českou normou ČSN 27 8150 jako norma: Brzdové systémy zemních strojů. Vydána Ministerstvem dopravy roku 1997 v MD 102/95 sbírky. Nově je tato norma značena jako ČSN EN ISO 3450 nebo také ISO 3450/1984.

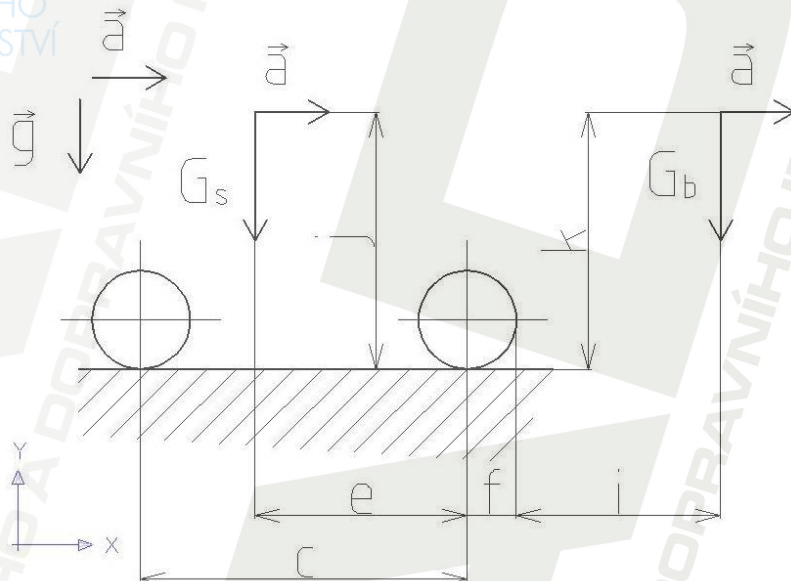
Vycházím z poslední platné normy ČSN EN ISO 3450 Stroje pro zemní práce – brzdové soustavy stroje na kolovém podvozku s pneumatikami. Norma udává tyto výpočtové vztahy, viz tab.1 a tab.2.

tab.2 Brzdná dráha – stroje zkoušené bez užitečného zatížení [7]

Brzdná dráha při provozním brzdění [m]	Brzdná dráha při nouzovém brzdění [m]
$\frac{v^2}{150} + 0,2 \cdot (v + 5)$	$\frac{v^2}{150} + 0,4 \cdot (v + 5)$
Pozn.: $v > 0$ a je měřeno v km/h	

tab.3 Brzdná dráha – stroje zkoušené s užitečným zatížením s výjimkou damprů s tuhým kloubovým rámem o hmotnosti stroje do 32 000 kg [7]

Brzdná dráha při provozním brzdění [m]	Brzdná dráha při nouzovém brzdění [m]
$\frac{v^2}{44} + 0,1 \cdot (32 - v)$	$\frac{v^2}{30} + 0,1 \cdot (32 - v)$
Pozn. 1: $v > 0$ a je měřeno v km/h	
Pozn. 2: člen $0,1(32-v)$ se ze vzorce vypouští při rychlosti přes 32 km/h	



Obr. 4.2: Rozměry pro dynamickou kontrolu

Maximální rychlost dosažitelná nakladačem je omezena normou ECU na 46,2km/h (12,83 m/s). Pro výpočet brzdné dráhy použijí vzorce z tab.2 Kontrola se provede pro obě varianty brzdění jak provozní tak nouzové. Dle pozn.2, která udává nutnost vypustit část výpočtového vztahu pokud je rychlost stroje vyšší jak 32 km/h, což v tomto případě je. Výsledný vztah tedy je velmi jednoduchý. Dle výsledků se pak vybere ten, který bude mít větší hodnotu zpomalení, aby se tak v dalších výpočtech počítalo s tou nejhorší možnou variantou, do které se stroj může dostat.

- Brzdná dráha při provozním brzdění
- brzdná dráha stroje z maximální rychlosti

$$s_1 = \frac{v^2}{44}$$

$$s_1 = \frac{46,2^2}{44}$$

$$s_1 = 48,51m$$

- střední zpomalení

$$a_1 = \frac{v^2}{2 \cdot s}$$

$$a_1 = \frac{12,83^2}{2 \cdot 48,51}$$

$$a_1 = 1,697 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

▪ Brzdná dráha při nouzovém brzdění

- brzdná dráha stroje z maximální rychlosti

$$s_2 = \frac{v^2}{30}$$

$$s_2 = \frac{46,2^2}{30}$$

$$s_2 = 71,148 \text{ m}$$

- střední zpomalení

$$a_2 = \frac{v^2}{2 \cdot s}$$

$$a_2 = \frac{12,83^2}{2 \cdot 71,148}$$

$$a_2 = 1,157 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Dle výsledků jsme došli k závěru, že vyšší hodnotu zpomalení má stroj při provozním brzdění a to $a = 1,687 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ a tato hodnota bude dále využita ve výpočtech. Sestavím se rovnice momentové rovnováhy kde bodem otáčení je kolo přední nápravy.

Tímto krokem se dostáváme do situace kdy není možné provést další výpočet z důvodu neznalosti těžiště stroje, a to jak v ose X, tak ose Y. Brožura [1] totiž tyto údaje nenabízí a my nejsme schopni je dostatečně přesně spočítat. Proto tedy je zde další výpočet dynamické stability stroje znemožněn.

5 Závěr

Provedl se návrhový výpočet součástí kleštiny (spodní a horní část kleštiny, čepy uchycení HM a čepy pro spojení horní a spodní části kleštiny), tak aby byly všechny jeho součásti navrženy s co nejefektivnější užitnou hodnotou, ale zároveň byli schopné vydržet maximální zatížení, které by měli. Hlavní zatěžující síly jsou vypočítány s bezpečností 1,2 tak aby byla zajištěna možná přetížitelnost kleštiny.

Při výpočtech se využilo několika málo zdrojů, které jsou uvedeny v seznamu literatury, dále seznam zkratk a symbolů obsahuje veškeré použité symboly, jejich vysvětlení a jednotky. Seznam obrázků a příloh je také vypsán.

6 Seznam použitých zdrojů

▪ Katalogové zdroje

- [1] Katalog VOLVO. Volvo L90F product brochure EN pdf. [online] 36 s. [cit. 2010-04-01] Dostupný na [www: <http://www.volvo.com/dealers/en-gb/vcegb/products/wheelloaders/wheelloaders/L90F/introduction.htm?TAB=0>](http://www.volvo.com/dealers/en-gb/vcegb/products/wheelloaders/wheelloaders/L90F/introduction.htm?TAB=0)
- [2] Katalog HYDRAULICS. Hydraulics přímočarý hydromotor ZH2T pdf. [online] 1s. [cit. 2010-04-02] Dostupný na [www: <http://www.hydraulics.cz/cz/vyroba/vyroba-katalogovych-hydromotoru/zh2T>](http://www.hydraulics.cz/cz/vyroba/vyroba-katalogovych-hydromotoru/zh2T)
- [3] Katalog TECHKINGTM. *Off the road radial tire*. 2008. 14 s.

▪ Literatura

- [4] ŠKOPÁN, M.; *Hydraulické pohony strojů*. Brno. 2004. 166 s.
- [5] KLIMEŠ, P.; *Části a mechanismy strojů I*. 1. vydání Brno : CERM, 2003. 98 s. ISBN 80-214-2421-4
- [6] LEINVEBER, J.; *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4.doplněné vydání. Úvaly : ALBRA, 2008. 913 s. ISBN 978-80-7361-051-7
- [7] ČSN EN ISO 3450: 2009. *Stroje pro zemní práce – Brzdové soustavy strojů na kolovém podvozku s pneumatikami – Soustavy, požadavky a zkušební postupy*

7 Seznam zkratek a symbolů

a	střední zpomalení	$[m \cdot s^{-2}]$
α	úhel svírající síla F_B a F_{Bx}	$[^\circ]$
A	plocha kleštiny	$[m^2]$
c	rozvor náprav stroje	$[mm]$
C	vzdálenost od předního kola do středu kleštiny pol.1	$[mm]$
b	tloušťka stěny kleštiny	$[mm]$
b_4	tloušťka háku	$[mm]$
b_5	tloušťka pojišťovacího oka	$[mm]$
b_C	celková tloušťka stěn spodní části kleštiny	$[mm]$
b_{C2}	celková tloušťka stěn horní části kleštiny	$[mm]$
d_1	průměr oka pro uchycení HM	$[mm]$
d_2	průměr čepu uchycení horní části kleštiny	$[mm]$
d_5	průměr pojišťovacího oka	$[mm]$
$D_{HM1,2}$	vnitřní průměr hydromotoru 1,2	$[m]$
D_K	průměr kleštiny	$[m]$
e	vzdálenost těžiště stroje od přední nápravy	$[mm]$
E	vzdálenost od předního kola do středu kleštiny pol.2	$[mm]$
σ_o	zatížení v ohybu	$[MPa]$
σ_{dov}	dovolené zatížení	$[MPa]$
f	poloměr pneumatiky	$[mm]$
$F_{max\ HM}$	max.síla od hydromotoru	$[N]$
$F_{PR\ HM}$	síla od hydromotoru při běžném pracovním tlaku	$[N]$
$F_{HM\ teor}$	síla na hydromotoru bez bezpečnosti proti přetížení	$[N]$
F_{HM}	síla na HM s bezpečností	$[N]$
F_B	síla od tíhy břemene	$[N]$
F_{Bx}	x-ová složka síly F_B	$[N]$
F_G	síla od břemene a tíhy kleštiny	$[N]$
F_H	síla působící v háku na výložníku	$[N]$
F_C	síla působící v oku na výložníku	$[N]$
g	tíhové zrychlení	$[m \cdot s]$
HM	přímočarý hydromotor	$[-]$
h_4	tloušťka háku	$[mm]$
i	vzdálenost působíště břemene od přední nápravy	$[mm]$
j_1	šířka oka pro čep uchycení HM	$[mm]$
j_2	šířka pouzdra pro čep uchycení horní části kleštiny	$[mm]$
k_1	bezpečnost přetížení kleštiny	$[-]$

k_K	bezpečnost vůči mezi kluzu	[-]
K_1	šířka oka HM pro čep	[mm]
l_1	vzdálenost působení síly F_b a čepu uchycení kleštiny	[mm]
l_2	vzdálenost čepu HM a uchycení horní části kleštiny	[mm]
l_3	výška výložníku	[mm]
l_4	vzdálenost břemene od osy přední nápravy pol.1	[mm]
l_5	vzdálenost břemene od osy přední nápravy pol.2	[mm]
m_S	hmotnost stroje	[kg]
m_B	hmotnost břemene	[kg]
m_K	hmotnost kleštiny	[kg]
M_o	ohybový moment	[N·mm]
N	normálová síla	[N]
p_{max}	maximální tlak v hydraulické soustavě	[MPa]
p_{PR}	běžný pracovní tlak v hydraulické soustavě	[MPa]
p	otlačení, tlak	[Pa]
p_{DOV}	dovolené otlačení	[MPa]
r_K	poloměr kleštiny	[mm]
r_1	poloměr háku	[mm]
R_m	mez pevnosti v tahu	[Mpa]
R_e	mez pevnosti v kluzu	[Mpa]
$R_{e\ min}$	minimální mez pevnosti v kluzu	[Mpa]
$R_{m\ min}$	minimální mez pevnosti v tahu	[Mpa]
s	brzdná dráha	[m]
t_1, t_2, t_3	průřez spodní části kleštiny v řezu 1, 2, 3	[mm]
t_S	vzdálenost těžiště stroje od zadní nápravy	[mm]
T	tečná síla	[N]
v	rychlost	[m·s]
s	brzdná dráha stroje	[m]
$S_{HM1,2}$	plocha vnitřního průměru hydromotoru 1,2	[m ²]
W_O	modul průřezu v ohybu	[mm ⁴]
φ	úhel řezu horní části kleštiny	[°]

8 Seznám výkresové dokumentace

- Výkresy sestavení

1-3-CŽV-SE

0-3-CŽV-SV

- Výrobní výkresy

4-3-CŽV-01

4-3-CŽV-02

4-3-CŽV-03

4-3-CŽV-04

4-3-CŽV-05

4-3-CŽV-06

3-3-CŽV-07

4-3-CŽV-10

4-3-CŽV-11

4-3-CŽV-12

4-3-CŽV-13

4-3-CŽV-14

4-3-CŽV-15

4-3-CŽV-16

4-3-CŽV-17

9 Seznam obrázků

Obr. 2.1	Volvo L90F	9
Obr. 2.2	Výkonová a momentová charakteristika motoru Volvo L90F	10
Obr. 2.3	Rozměrové údaje kolového nakladače Volvo L90F	11
Obr. 2.4	Přímočarý hydromotor, jednostranný dvojčinný	12
Obr. 2.5	Rozměrové schéma hydromotoru	12
Obr. 3.1	Síla působící na HM	15
Obr. 3.2	Čep pro uchycení HM	19
Obr. 3.3	Průřezový profil spodní části kleštiny	21
Obr. 3.4	Zatížení a řezy spodní části kleštiny	20
Obr. 3.5	Zatížení a řezy horní části kleštiny	23
Obr. 3.6	Průřezový profil horní části kleštiny	26
Obr. 3.7	Zatížení připojovacích částí kleštiny	27
Obr. 4.1	Rozměry pro statickou kontrolu	30
Obr. 4.2	Rozměry pro dynamickou kontrolu	32