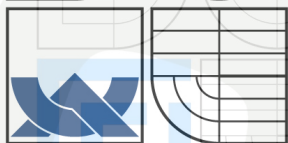




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



TECHNICKÉ  
V BRNĚ



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ



FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## DRAPÁK PRO MANIPULACI S DŘEVEM

GRAB SAMPLER FOR HANDLING WITH WOOD

DIPLOMOVÁ PRÁCE

DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

JAKUB KUČERA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2008

## Abstrakt

Zadáním této práce je návrh drapáku pro manipulaci s dřevní hmotou, určený pro malé hydraulické jeřáby.

Cílem je navrhnout drapák s nosností do 2000 kg, který bude studii pro rozšíření stávající nabídky drapáku firmy Agama a.s.. Hlavní požadavek je kladen na jeho nízkou hmotnost, výrobní nenáročnost, realizaci a finanční dostupnost.

## Klíčová slova

Drapák, manipulace se dřevem, hydraulický jeřáb, lesní hospodářství, nosnost

## Abstract

The assignment of this thesis is a design of the wood manipulation grab to be used with small hydraulic cranes.

The aim is to design a grab with lifting capacity of 2000 kg. The results of thesis can be used to diversify production of the company Agama a.s. Primarily, the grab should be lightweight, easy to manufacture and affordable.

## Keywords

Grab, manipulation of wood, hydraulic crane, forestry, lifting capacity

## Citace

KUČERA, J. Drapák pro manipulaci s dřevem. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 67 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopář, CSc.

# Drapák pro manipulaci s dřevem

## Prohlášení

Prohlašuji a svým podpisem stvrzuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením doc.Ing. Miroslava Škopána, CSc. Další informace mi poskytl Ing. Josef Juřík. Uvedl jsem všechny literární prameny a publikace, ze kterých jsem čerpal.

V Brně dne .....

.....

Jméno Příjmení

## Poděkování

Chtěl bych poděkovat především doc.Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za odborné rady, jeho čas a vstřícnost při konzultacích diplomové práce, vedení firmy Agama a.s. Ing. Josefu Juříkovi za praktické rady a Vítu Janíkovi za umožnění realizace projektu.

Poděkování patří i rodině, která mi poskytla zázemí a podporovala mne po celou dobu studia, přítelkyni Romaně za velkou trpělivost a oporu.

© Jakub Kučera, 2008

*Tato práce vznikla jako školní dílo na Vysokém učení technickém v Brně, Fakultě strojního inženýrství. Práce je chráněna autorským zákonem a její užití bez udělení oprávnění autorem je nezákonné, s výjimkou zákonem definovaných případů.*

# OBSAH

<b>1. Upřesnění zadání .....</b>	<b>1</b>
1.1. Použití drapáků .....	1
1.2. Stručný technický popis drapáku .....	1
<b>2. Rešerše stávajících řešení .....</b>	<b>3</b>
2.1. Výrobní program firmy Agama a.s .....	3
2.2. Výrobní programy ostatních světových firem .....	4
2.2.1. HULTDINS .....	4
2.2.2. KESLA .....	5
2.2.3. EPSILON .....	6
2.2.4. HSP GRIPEN .....	6
2.2.5. LIV HYDRAVLIKA .....	6
2.3. Shrnutí .....	7
<b>3. Problematika .....</b>	<b>8</b>
3.1. Volba kinematiky .....	8
3.1.1. Varianta 1 .....	8
3.1.2. Varianta 2 .....	9
3.1.3. Shrnutí .....	10
3.2. Hydraulika .....	10
3.3. Zajištění rotačních vazeb .....	11
3.4. Mazání .....	12
<b>4. Návrh drapáku .....</b>	<b>13</b>
4.1. Návrh rozměrů jednotlivých částí .....	13
4.2. Materiál .....	14
4.2.1. S 700 MC .....	14
4.2.2. Ocel CK 45 .....	14
4.2.3. S355J2 .....	15
4.3. Návrh mechanismu .....	15
4.3.1. Výpočet síly hydraulického válce .....	15
4.3.2. Výpočet potřebného momentu .....	16
4.4. Návrh táhla .....	18
4.4.1. Umístění táhel .....	18
4.4.2. Výpočet délky .....	19
4.4.3. Volba průřezu táhla .....	19
4.4.4. Vzpěr v první rovině táhla .....	20
4.4.5. Kontrola průřezu na vzpěr v druhé rovině .....	23
4.4.6. Kontrola na tah .....	24
4.4.7. Shrnutí silového působení v táhlech .....	24
4.5. Návrh průřezu čelistí .....	25
4.6. Návrh přípojovacích rozměrů .....	29
4.6.1. Připojení drapáku .....	29
4.6.2. Volba rotátoru a jeho přípojovací rozměry .....	30
4.6.3. Návrh připojení rotátoru k drapáku .....	31
4.6.4. Volba šroubů .....	31
4.6.5. Návrh velikosti sváru .....	34
4.7. Výpočet silového působení .....	35
4.7.1. Ložiska hydraulického válce .....	36
4.7.2. Ložiska táhel .....	36
4.7.3. Ložiska levé čelisti .....	36
4.7.4. Ložiska pravé čelisti .....	38

4.8.	Kluzná ložiska.....	40
4.8.1.	Volba typu ložisek a jejich vlastnosti.....	40
4.8.2.	Volba rozměrů ložisek.....	40
4.8.3.	Kontrola kluzné rychlosti.....	41
4.8.4.	Výpočet životnosti.....	42
4.9.	Síly v pevném uložení čepu a svých střížných rovinách.....	44
4.9.1.	Výpočet sil v uložení a střížných rovinách.....	45
4.9.2.	Kontrola čepů na stříh.....	47
4.9.3.	Kontrola čepů na otlačení.....	47
<b>5.</b>	<b>Pevnostní výpočet.....</b>	<b>49</b>
5.1.	Pevnostní výpočet čelistí.....	49
5.1.1.	Dynamické síly při běžném provozu.....	49
5.1.2.	Pevnostní analýza při běžném zatížení.....	50
5.1.3.	Mimořádné zatížení.....	52
5.1.4.	Pevnostní analýza při mimořádném zatížení.....	53
5.2.	Pevnostní výpočet hydraulického válce.....	54
5.3.	Skříň drapáku.....	56
<b>6.</b>	<b>Použití a údržba drapáku.....</b>	<b>57</b>
6.1.	Údržba drapáku.....	57
6.2.	Montáž a demontáž.....	57
6.3.	Mazání.....	58
<b>7.</b>	<b>Závěr.....</b>	<b>59</b>
<b>8.</b>	<b>Seznam použitých zdrojů.....</b>	<b>60</b>
<b>9.</b>	<b>Seznam použitých zkratek a symbolů.....</b>	<b>62</b>
<b>10.</b>	<b>Seznam příloh.....</b>	<b>63</b>

## 1. Upřesnění zadání

Cílem je navrhnout drapák určený hlavně pro malé hydraulické jeřáby. Jedná se především o zařízení pracující přímo v terénu, jako jsou vyvážecí stroje, kde je jeřáb součástí přívěsu nebo přímo traktoru. Je zde kladen velký důraz na jeho hmotnost. Tento drapák má být součástí rozšiřující nabídky stávajících nabízených drapaků firmy Agama a.s. ([www.agama-as.cz](http://www.agama-as.cz)), a to především z důvodu nedostatku typu malého drapaků. V sortimentu firmy by byl účelným zařízením pro montáže jako příslušenství k hydraulickým jeřábům, samozřejmě by byl nabízen jako samostatný sortiment k prodeji. Drapák by měl být co nejjednodušší, s co nejmenšími náklady na výrobu. Předpokládá se splnění problematiky: nosnost drapaků 2000kg, max. rozměr mezi rozevřenými čelistmi 1350 mm, minimální průměr manipulovatelné kulatiny 125 mm. Výsledkem by měla být celková sestava zařízení, která obsahuje veškerou výrobní výkresovou dokumentaci včetně pevnostního výpočtu a technická zpráva.

### 1.1. Použití drapaků

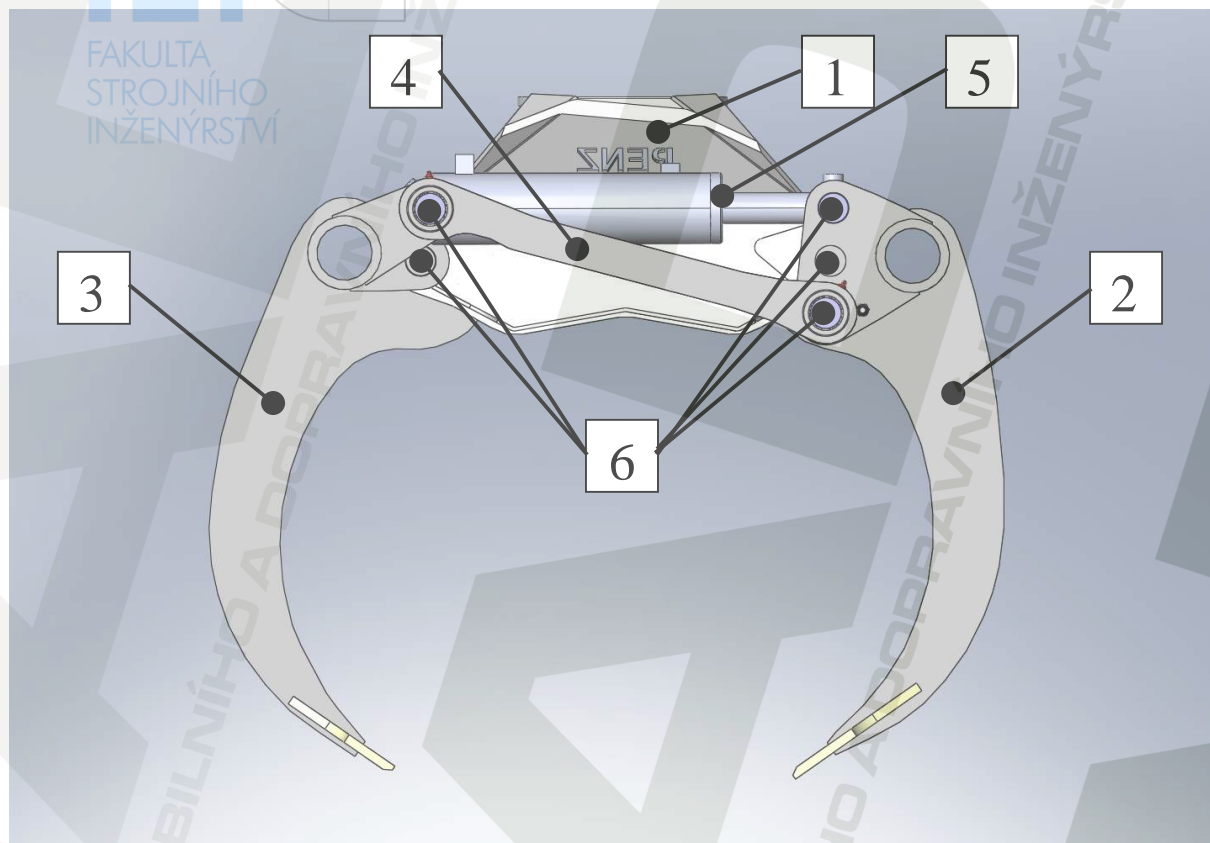
V dnešní době je drapák nedílnou součástí manipulace se dřevem. Je určen pro manipulaci s dlouhým i krátkým dřívím, a také s dřevním odpadem. Většinou je nedílnou součástí hydraulického jeřábu (ruky), ať už na nákladních dopravních prostředcích, tak i na jeřábech stacionárních na různých překladištích, pilách, apod. Dřevo je uchopováno do dvou čelistí, které se pomocí přímočarého hydromotoru otevírají a zavírají. Tyto drapáky se dle výrobce liší svojí konstrukcí. Existuje nepřeberné množství typů, rozlišují se velikostí, nosností, rozpětím čelistí a velikostí obsahu, který jsou schopny pojmout. Je to dáno rozmanitostí jeřábů, záleží pro které činnosti jsou určeny. Hlavním rozlišovacím elementem je jejich nosnost. Kinematika každého drapaků by měla zajišťovat snadnou manipulaci. Jde jak o pohodlné uchopování dřevní hmoty, kde je kladen důraz na správný tvar a polohu samotných čelistí, tak i samotnou vykládku materiálu, například na skládkách, nebo ukládání dřeva na odvozní soupravu při samotné nakládce.

### 1.2. Stručný technický popis drapaků

Popis modelu drapaků je uvedený na obr. 1. Jedná se o model drapaků L51. Je to stávající výrobek firmy Agama a.s [1], s nosností 5000kg.

Hlavní částí drapaků je skříň. V horní části je uložena základová deska, sloužící pro připojení samotného drapaků k rotátoru a následně k hydraulickému jeřábu. K základové desce jsou symetricky přivařené boční stěny, ve kterých jsou pouzdra pro uložení čepů a

připojení samotných drápů (čelistí). Samotné čelisti jsou hákovitého tvaru a nejsou symetricky shodné. Pravý dráp je menší a užší, při zavírání zachází vnitřně do levého drápu. Samotné drápy jsou propojené táhlem (ojnicí), která zabezpečuje kinematiku vzájemné polohy čelistí. Samotný pohyb čelistí zabezpečuje hydraulický válec. Čelisti mají na koncích příčné vzpěry na zachycování dřeva.



Obr.1 Drapak L51

- 1...Skříň drapáku
- 2...Dráp široký, kratší
- 3...Dráp úzký, delší
- 4...Tyč, táhlo
- 5...Hydraulický válec
- 6...Jednotlivé čepy

## 2. Rešerše stávajících řešení

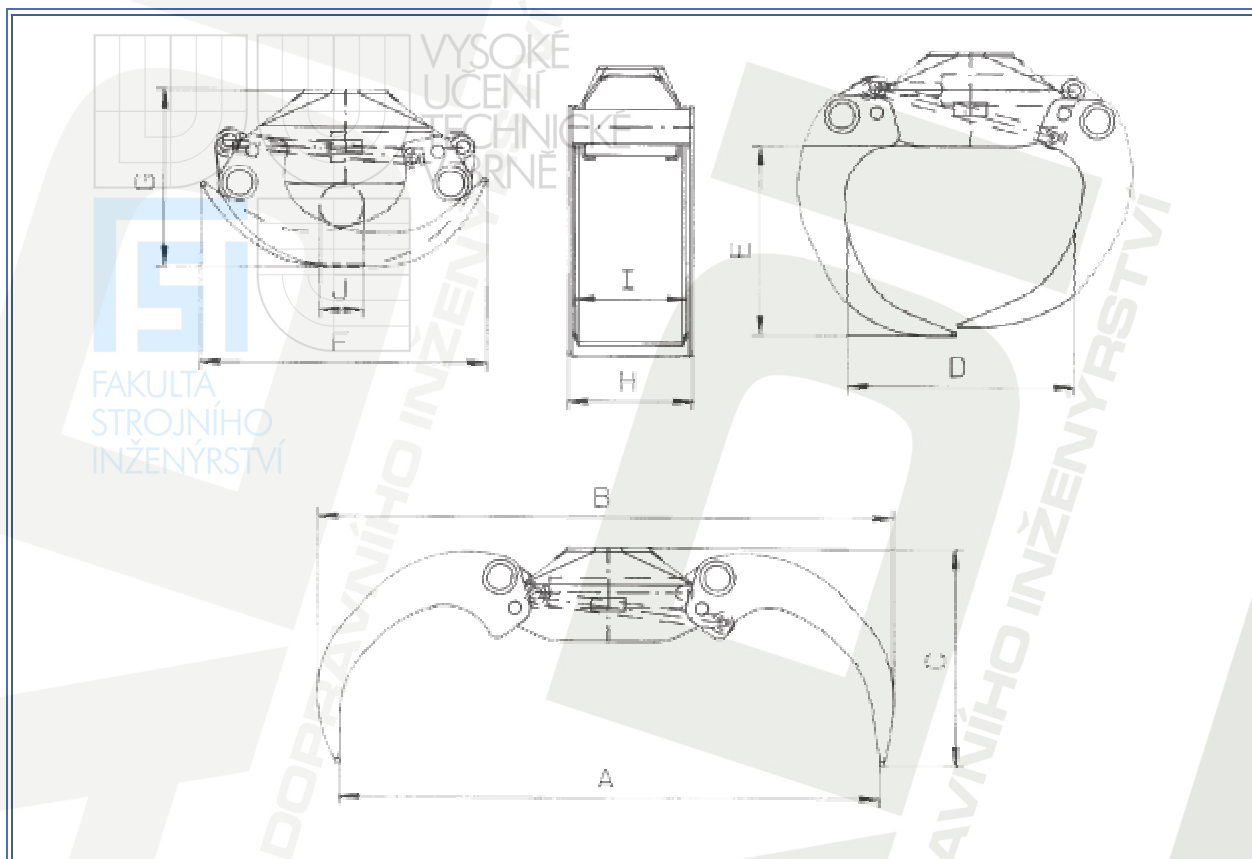
### 2.1. Výrobní program firmy Agama a.s

Firma Agama a.s vyrábí škálu drapáku, o nosnostech 3000, 4000, 5000kg, s měsíční produkcí asi třiceti kusů a je hlavním dodavatelem drapáků pro rakouskou firmu Penz ([www.penz-crane.at](http://www.penz-crane.at) [2]). Tato se zabývá výrobou samotných hydraulických jeřábů.

U typu s nosností 5000kg se vyrábí různé délky drápu, delší, jež vyhovují manipulaci s krátkým dřevem (dokáže obejmout větší plochu), a to hlavně na železničních skládkách při nakládce a vykládce samotných vagonů, kratší pro běžnou manipulaci s dlouhým dřevem, a to hlavně v terénu. Výrobní program se základními parametry je zřejmý z obr.2.

Dále je vyráběn celý sortiment drapáků bez spodní příčné vzpěry, vhodných hlavně pro manipulaci s klestím, a to z důvodů zamezení nabírání zeminy a uvíznutí klestí v čelistech drapáku. Odebrání této plotny je řešeno náhradou - vyztužením jednotlivých čelistí, a to tak, aby nedocházelo k jejich ohýbání

V dnešní době se zvyšuje počet malých jeřábů, které pracují přímo v terénu, s maximální nosností do 1500kg a je kladen důraz na rozšíření tohoto sortimentu o ještě menší drapák, s nosností do 2000kg. Větší drapáky jsou příliš předimenzované, ale největším záporem je jejich hmotnost, která výrazně snižuje celkovou nosnost jeřábu, a to zejména při plně vysunutém výložníku.



typ	pracovní rozsah	hmotnost	velikost										nosnost	pracovní tlak
	m <sup>2</sup>	kg	mm										kg	bar
			A	B	C	D	E	F	G	H	I	J		
L30	0,30 m <sup>2</sup>	130	1552	1673	680	688	557	812	550	383	339	138	3000	max 270
L41	0,40 m <sup>2</sup>	220	1806	1959	831	701	680	987	604	500	450	115	4000	max 230
L51	0,50 m <sup>2</sup>	240	2094	2094	773	858	703	1050	665	501	421	165	5000	max 230

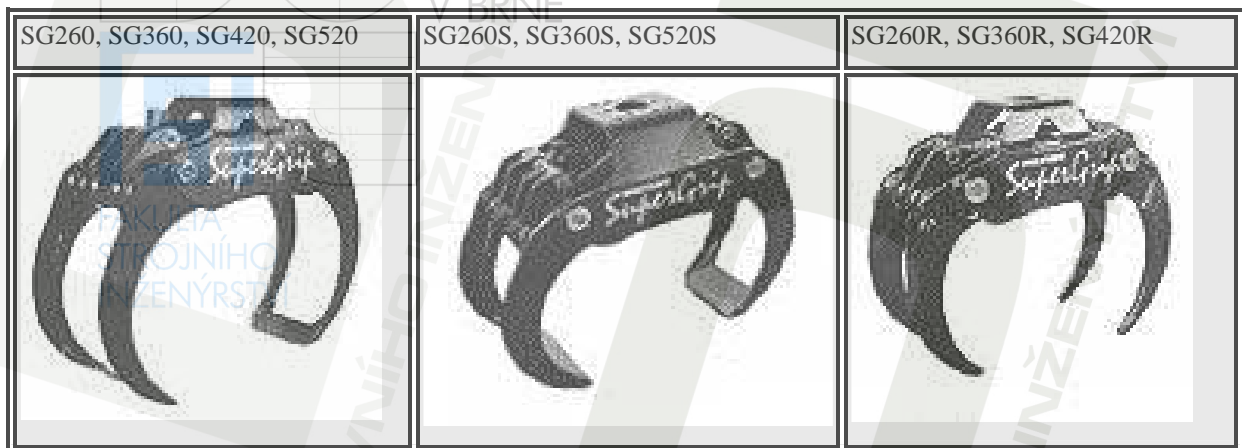
Obr.2 Výrobní program firmy Agama a.s.

## 2.2. Výrobní programy ostatních světových firem

### 2.2.1. HULTDINS

Kanadská firma, která vyrábí nespočetné množství drapáků k různým účelům. Je vyhlášeným evropským výrobcem, pro své kvalitní drapáky, o kterých lze říci, že jsou předimenzované, ale bezporuchové. Jediné zápory shledávám v jejich samotné hmotnosti a ve vysoké ceně. Jejich sortiment taktéž neobsahuje drapáky pro malou nosnost. Mezi nejvyhledávanější drapáky patří výrobní řada s označením SUPER GRIP [3]. Obsahuje

drapáky s hmotností 180-420kg s nosností 3500kg počínaje, až do nosnosti 7000kg. Tato řada je znázorněna na obr.3.



Obr.3 SUPER GRIP

#### 2.2.2. KESLA

Finská firma [4] zabývající se výrobou vyvážecích přívěsů za traktory a výrobou malých hydraulických jeřábů. Právě pro tyto své jeřáby vyrábí drapáky s nosností do 2500kg.

Jedná se hlavně o sortiment drapáků s nosností 1500kg a 2500kg. Jsou velmi lehké, cenově dostupné a jednoduché. Zápory vidím v jejich poruchovosti vzhledem k poddimenzování, jde především o praskání jejich jednotlivých částí. Tyto nedostatky jsou neustále odstraňovány, avšak na úkor zvyšování ceny a hmotnosti. Drapák s nosností do 1500kg je na obr.4.



Obr.4 Drapák Kesla s nosností 1500kg

### 2.2.3. EPSILON

Je největším evropským výrobcem hydraulických jeřábů, pro lesní mechanizaci. Její podíl na evropském trhu zaujímá přibližně 80%. Jako příslušenství k těmto jeřábům neodmyslitelně patří drapáky. Avšak pro rozmanitou škálu hydraulických jeřábů, vyrábí pouze jeden typ drapáku [5], s nosností do 5000kg. jenž je pro použití u menších jeřábů značně velký a těžký.

### 2.2.4. HSP GRIPEN

Švédský koncern zabývající se pouze výrobou drapáků s využitím velmi moderních technologií, jako je použití svařovacích robotů, laserů, velmi dobrá výsledná kontrola výrobků. Velmi kvalitní produkty, hlavně bezporuchových. Přes tyto obrovské přednosti přesto u nás málo známý výrobce [6].

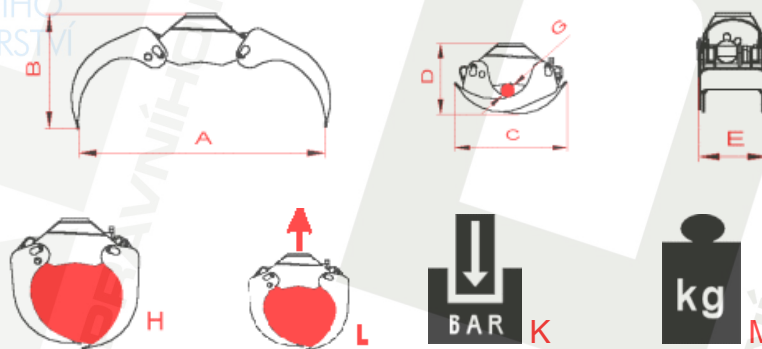
### 2.2.5. LIV HYDRAVLIKA

Slovenská firma zabývající se mimo výrobu hydraulických jeřábů výrobou drapáků pro dřevní hmotu.. Jejich sortiment nabízí 3 druhy drapáků, podle jejich nosností 3000, 4000 a 5000kg.

Nás avšak zajímá konstrukce nejmenšího s nosností do 3000kg. Označení G0-0.31 [7], je zobrazen na obr.5, včetně technických parametrů. Je dobře navržen jeho tvar, jak samotné bedny, tak čelistí. Avšak jako nevýhodu shledávám jeho vyšší hmotnost a cenu, i když je zde vyšší životnost a bezporuchovost.



FAKULTA  
STROJNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ



A	B	C	D	E	G
[m]	[m]	[m]	[m]	[m]	[m]
1,55	0,83	0,84	0,57	0,38	0,12

H	K	L	M
[m <sup>2</sup> ]	[MPa]	[kN]	[kg]
0,3	23	30	175

Obr.5 GO-0.31

### 2.3. Shrnutí

Setkáváme se s celou škálou drapaků, o kterých lze říci, že se liší převážně svým dílenským zpracováním a svými tvary. Princip otevírání a zavírání je u všech typů stejný, určitě se nepatrně liší zpracováním svojí kinematiky. Všeobecně se můžeme setkat s dvojitým provedením, o kterém bude pojednáno níže v předběžném návrhu. Správná kinematika je totiž “srdcem“ celého drapaků, a její návrh není jednoduchý. S největšími problémy se setkáváme v krajních polohách drapaků (otevřen, zavřen), kdy se dostává do tzv. mrtvých poloh. Hydraulický válec vyvíjí maximální sílu, ale ta je na koncích čelistí malá. Potom dochází k nadměrnému opotřebování samotných čepů a pouzder. Je snaha vytvořit takové konstrukce, aby se těmto polohám zabránilo v co možná největší míře.

### 3. Problematika

Možných řešení konstrukce drapáku se nabízí nepřeborné množství, avšak převážně se liší ve zpracování tvaru samotných čelistí, v konstrukci skříně, šířce celého drapáku. Také je kladen důraz na konstrukci přímočarého hydromotoru, zajišťující dostatečnou sílu jak při zavírání, tak i otvírání čelistí.

Navrhovaný typ drapáku bude používán v náročných podmínkách lesního hospodářství, kde jeho zatížení a samotné dynamické podmínky je složité určit a je pravděpodobná možnost jeho deformace, či dokonce porušení jednotlivých dílů.

Proto bude snahou navrhnout sestavu co nejjednodušší a s co nejmenší mírou údržby (jde především o jeho čistotu a periodičnost mazání, jež je velké míře velmi zanedbávané, avšak nezbytné). Z mého pohledu by měl být kladen největší důraz na pevnost samotných čelistí drapáku, na správnou konstrukci hydraulického válce a v neposlední řadě na táhla a samotné uložení jednotlivých částí do celé sestavy.

#### 3.1. Volba kinematiky

U drapáků se vyskytují 2 varianty řešení hlavního principu kinematiky pro otevírání a zavírání drapáku

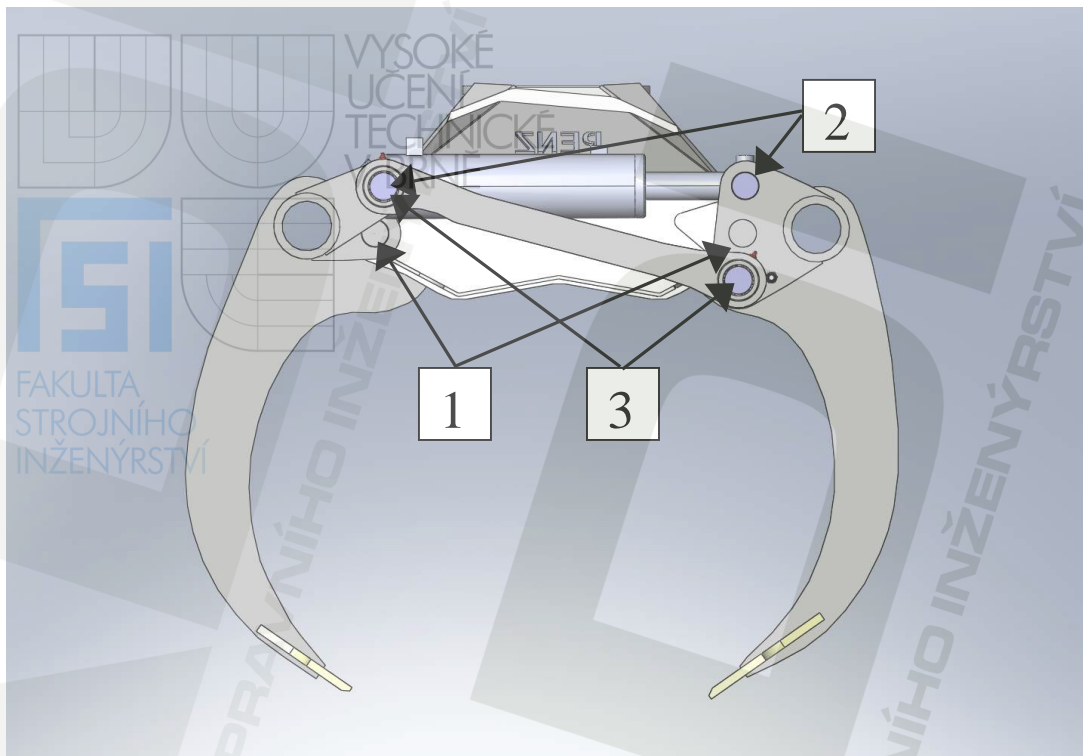
##### 3.1.1. Varianta 1

Je nejčastěji aplikována, jak u drapáků větších velikostí, tak i u malých. Tato varianta spočívá v tom, že oba konce hydraulického válce jsou pomocí čepů upevněny k jednotlivým čelistem. Ty jsou pomocí čepů spojeny s pevnou částí (skříně drapáku) s možností otáčení. V tomto případě zavírá hydraulický válec obě čelisti současně, samozřejmě jako první čelist s menším odporem. K vyvážení jejich vzájemné polohy vůči sobě slouží táhlo (ojnice), lze jej tedy považovat za prvek, který pouze vyrovnává vzájemnou polohu jednotlivých čelistí. Funkce je patrná z obrázku 5.

1...Čepy pevně uložené ve skříně, kolem kterých se otáčejí obě čelisti. Jedná se celkem o 4 čepy, z každé strany dva. Nemohou být průchozí, protože mezi nimi se otáčejí jednotlivé segmenty čelistí pro uložení táhla a hydraulického válce.

2...Čepy pevně uložené v čelistech, pro spojení s hydraulickým válcem.

3...Uložení táhla, pro zabezpečení vzájemné polohy. Na levé straně je patrné, že čep je společný pro hydraulický válec i samotné táhlo.

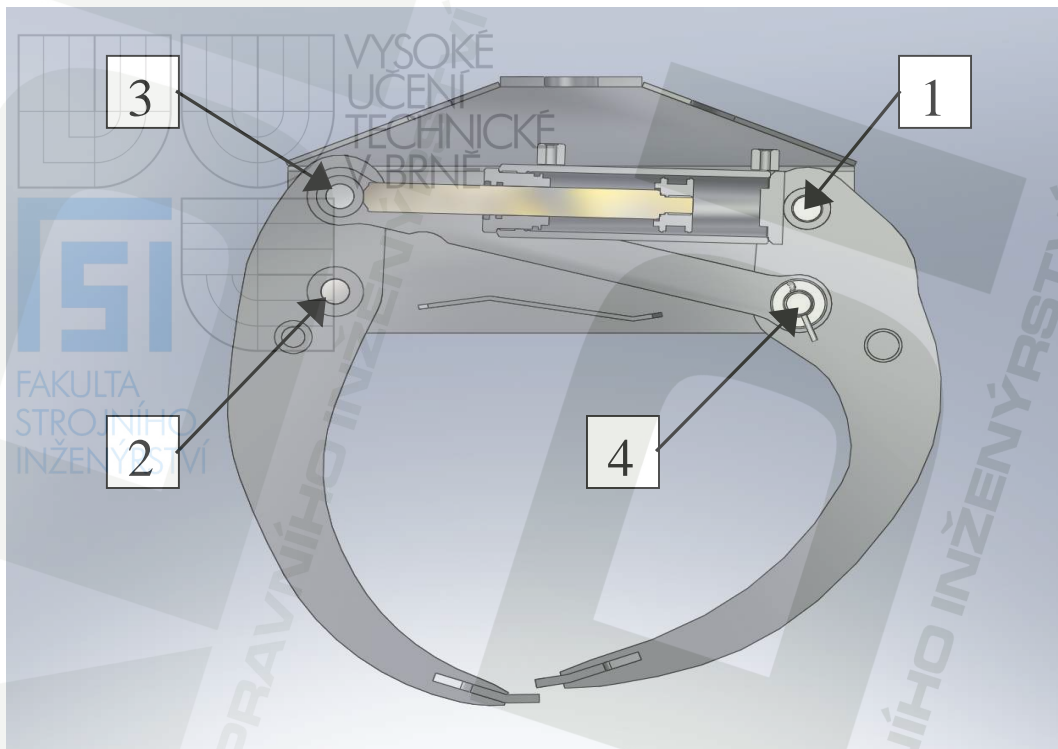


obr.6 První varianta řešení kinematiky, Drapák L51

### 3.1.2. Varianta 2

Málo aplikovaná, spočívá v tom, že jeden konec hydraulického válce je spojen čepem s čelistí, ale také s bednou drapáku a můžou se nezávisle na sobě otáčet. Druhý dráp je rotačně spojen čepem pouze se skříní. Hydromotor tedy zavírá a otevírá svým pohybem pouze jednu čelist. Pohyb druhé čelisti je zajištěn pomocí táhla, závislém od pohybu první. S touto variantou se setkáváme především u drapáků menších typů. Tuto variantu ukazuje obr.7 v řezu drapákem. Popis jednotlivých čepů dle obrázku:

- 1...Čep pevně uložený ve skříní, na kterém je rotačně pomocí kluzných ložisek spojena čelist a hydraulický válec. Čep je průchozí celou šířkou bedny.
- 2...Průchozí čep, který je pevně spojen se skříní drapáku a otáčí se kolem něj užší čelist
- 3...Čep pevně spojený s užší čelistí, na kterém je uložen hydraulický válec pro zajištění pohybu této čelisti a taktéž je zde uložení táhel pro přenos síly do širší čelisti.
- 4...Rotační spojení táhel s širší čelistí, pro zajištění jejího pohybu.



Obr.7 2.varianta řešení kinematiky drapáku, navrhovaný drapák

### 3.1.3. Shrnutí

Každá z těchto variant má své klady i zápory, a to především v namáhání jednotlivých částí sestavy. Osobně se přikláním k návrhu druhé varianty, z důvodu její jednoduchosti a z důvodu její ekonomičnosti, na kterou je kladen velký důraz. Samozřejmě vidím také její zápory. Jednak nesymetrické zatížení skříně, vyšší zatížení samotných čepů a jejich uložení, velké namáhání táhel, které přenášejí celou sílu do čelisti. Jsou zde použity pouze 4 čepy, oproti druhé variantě, kde je použito 7 čepů. Celý drapák není příliš symetrický, je to dáno tím, že osy otáčení čelistí nejsou v jedné horizontální úrovni.

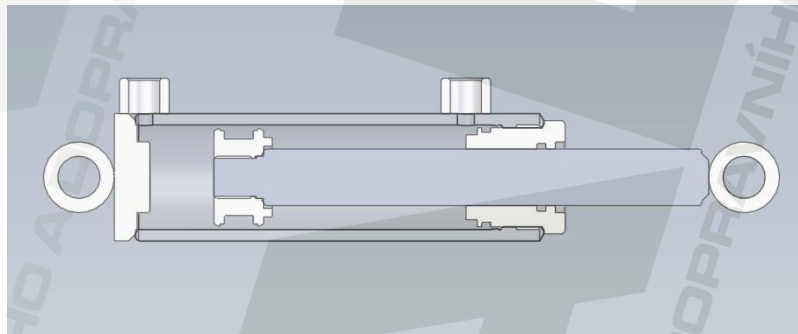
### 3.2. Hydraulika

Ve většině drapáků je použit jeden dvoučinný přímočarý hydromotor. Tlakový olej je přiváděn z rozvaděčů hydraulického jeřábu pomocí trubek a hadic až samotnému závěsu pro drapák. Drapák je k tomuto závěsu připojen pomocí rotátoru, což je v podstatě hydromotor, který zajišťuje drapáku libovolné otáčení. Tento hydromotor je uvnitř vybaven otočným převaděčem tlakového oleje právě pro hydraulický válec drapáku, proto není rotace drapáku nijak omezena a je takzvaně nekonečná.

Firma Agama a.s. si hydraulické válce vyrábí sama. Z těchto důvodů by měla být detailně rozpracovaná a navržena celá sestava samotného hydraulického válce. Naopak,

v případě dodávky hydraulických válců na zakázku jiným podnikem stačí její základní parametry.

S ohledem na ekonomickou stránku věci a s ohledem na to, aby nedocházelo k zbytečnému rozšiřování sortimentu materiálu v podnikovém hospodářství, budeme volit materiály dostupné ve skladových zásobách podniku. Jde o materiál na výrobu pístních tyčí o průměru 40mm a válců s vnitřním průměrem 70mm. Samotné délky těchto komponentů hydraulického válce budou určeny až podle požadovaných minimálních a maximálních rozměrů ve vysunutém a zasunutém stavu. Tyto rozměry volíme s ohledem na to, že hydraulické válce jsou ve velké míře vyráběny pro jiné mechanismy a již nebude rozšiřována výroba pístních hlav, matek obalů válců, dna a kompletní sady těsnění. Předběžný návrh hydraulického válce je na obr.8.

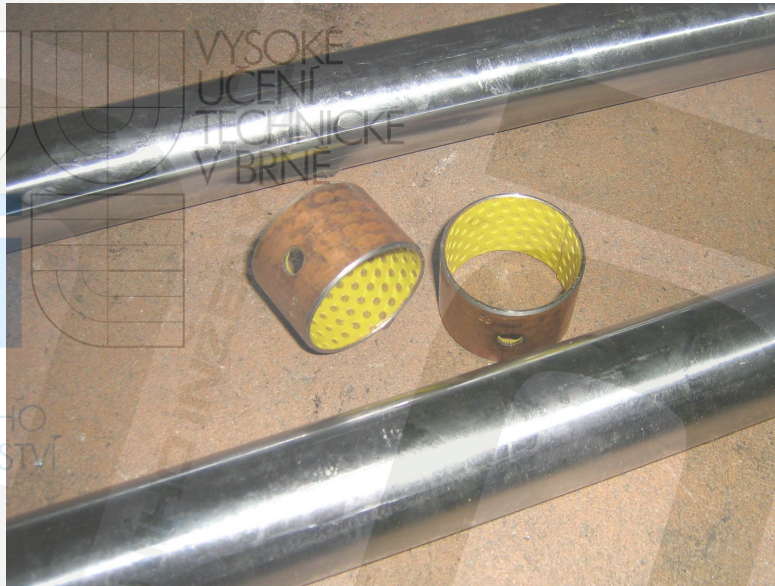


Obr.8 Řez hydraulickým válcem

### 3.3. Zajištění rotačních vazeb

Dle zkušeností se stávající výrobou a s porovnáním obdobných výrobků, otočný pohyb bude realizován pomocí kluzných ložisek a čepů, obr.9. Z nepřeberného množství kluzných ložisek budeme volit variantu použití ložisek se spěkaných bronzů, vzhledem ke své větší únosnosti a neposlední řadě k menší náchylnosti k zadírání při nedostatečném mazání. Navíc u tohoto typu pouzder je veliká rozmanitost rozměrů délek a také průměrů. Samotný rozměr budeme volit tak, aby nedocházelo k jejich deformaci a otlacení.

Čepy do těchto pouzder zvolíme z pochromované kulatiny, která je určena pro pístní tyče hydraulických válců. Pochromování zajišťuje povrch s minimální drsností, jež je důležitý pro své uložení v kluzných pouzdrech, stejně jako pro svoji povrchovou tvrdost, ořezuvzdornost a v neposlední řadě pro odolnost proti korozi. Opět je zde velká rozmanitost průměrů a kvality materiálu.



Obr.9 Kluzná ložiska a materiál čepů

### 3.4. Mazání

Mazání je nezbytnou součástí údržby drapáku, které zabezpečuje jeho správnou funkci a prodlužuje životnost kluzných pouzder a taktěž jednotlivých čepů a snižuje odpor při jeho pracovním nasazení. Mazání budeme realizovat pomocí kulových přímých maznic pro mazací tuky, tedy maznice dle ČSN 23 1470, je to z mého pohledu nejlepší řešení z důvodu používání jednoho uceleného typu maznic tak jako je používáno na většině hydraulických jeřábů. Z celé rozměrové škály volíme maznici se závitem M10x1 s šestihranem 11mm, Maznice by měli být co možná na nejméně přístupných místech, proto se budeme snažit využít možnosti použití maznic přímo v jednotlivých 4 čepích, v nichž bude veden otvor do míst kde jsou kluzné pouzdra. Dalším kladem vidím, že jsou zde vyvarovány před mechanickým poškozením. Detail maznic je na obr.10.



Obr.10 Maznice

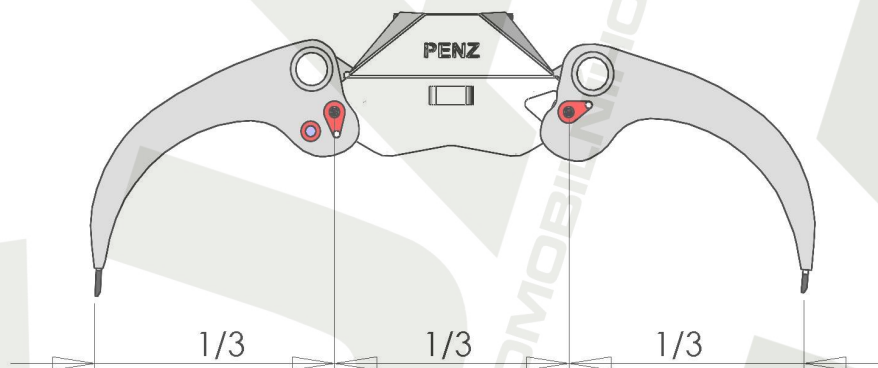
## 4. Návrh drapáku

### 4.1. Návrh rozměrů jednotlivých částí

Při návrhu rozměrů jednotlivých částí budeme vycházet z požadavku rozměru rozevřeného drapáku, to je 1350 mm. Pro dobrou manipulaci s drapákem je důležité, aby čelisti při rozevřeném drapáku směřovaly kolmo dolů, což je důležité při nabírání, kdy samotné čelisti musí proniknout mezi dřevní kulatinu.

V tomto stavu je šíře celého drapáku součtem tří rozměrů. Jeden rozměr šířky tvoří bedna s jejími otvory pro čepy, kolem kterých se otáčejí čelisti, druhé dva rozměry šířky tvoří čelisti, a to vzdálenost jejich os otáčení a jejich tečny ke koncovým bodům. Ze studie různých konstrukcí drapáků je patrné, že poměr těchto šířek je přibližně třetinový, jak ukazuje obr.11 s modelem drapáku L51. Budeme volit jednotlivé rozměry: 500mm pro vzdálenost os otáčení jednotlivých čelistí v bedně a 400mm pro každou čelist. Pro výšku bedny bude rozhodující celý pákový systém hydraulického válce, jenž bude uzavřen v bedně.

Délku čelistí zvolíme přibližně 600mm, aby při úplném uzavření přesahovaly délku skříně. Tento rozměr je přibližný pro předběžný výpočet ohybového momentu, potažmo napětí v nebezpečném místě pro návrh příčného průřezu (tloušťky plechu a jeho výšky)



Obr.11 Otevřený drapák L51

## 4.2. Materiál

Při volbě materiálu musíme brát zřetel na dostupnost materiálu a také na jeho mechanické vlastnosti. Pro maximální redukci hmotnosti budeme volit materiál s vysokou pevností, mezí kluzu a s malou náchylností ke křehkému chování. Jako vyhovující ocel pro vysoce namáhané konstrukce zvolíme ocel S 700 MC – QSTE690 TM, nebo označována jako DOMEX 700. Pro méně namáhané součásti použijeme materiál 11 523 – S355. Jako materiál čepů volíme pochromovanou kulatinu CK 45.

### 4.2.1. S 700 MC

Splňuje ve všech směrech protichůdné požadované vlastnosti. Na jedné straně je to vysoká pevnost a mez kluzu, na straně druhé dostatečná tažnost a svařitelnost. Vyšší mez kluzu a pevnosti nám zajistí dobrou tuhost konstrukce a taktéž při snížení její hmotnosti tažnost a svařitelnost nám bude vyhovovat zejména z důvodu technologického zpracování. Jedná se o mikrolegovanou ocel, válcovanou za vysokých teplot a dále tvářenou za teplot nižších.

Technické parametry [8]:

Mez pevnosti  $R_m=750-950\text{MPa}$

Mez kluzu  $R_e=\text{min}700\text{MPa}$

Jedná se o materiál pro volbu táhel, bedny, obou čelistí drapáku.

### 4.2.2. Ocel CK 45

Podle ČSN je podobná oceli 12 050. Jedná se o normalizovanou uhlíkovou ocel. Bude se jednat výhradně o materiál určený pro čepy drapáku, je vhodný díky své malé drsnosti povrchu, což zajišťuje pochromovaná vrstva. Taktéž nedílným požadavkem pro uložení v kluzných ložiscích je tolerance průměru materiálu, materiál CK 45 má ve všech průměrových rozměrech toleranci f7, což je přímo předepsáno výrobcí kluzných ložisek.

Technické parametry[9]

Mez pevnosti  $R_m=580-800\text{MPa}$

Mez kluzu  $R_e=370\text{MPa}$

Drsnost povrchu  $R_a=\text{max}0,0002\text{mm}$

Dovolený tlak pro volné uložení  $p_{\text{dov}}=321\text{MPa}$

Výborná odolnost proti korozi, dobrá schopnost obrábění, horší svařitelnost.

#### 4.2.3. S355J2

Dle ČSN značen jako materiál 11 523. pro méně namáhané části drapáku, jako jsou jednotlivé rozpěrky, navařované části na bednu a čelisti pro uložení kluzných ložisek pro oba konce přímočarého hydromotoru. Jedná se jak o plech, tak i válcovanou kulatinu.

#### Technické parametry[8]

Mez pevnosti  $R_m=510\text{MPa}$

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

#### 4.3. Návrh mechanismu

Celý systém můžeme považovat za jednoduchý pákový mechanismus. Při volbě jednotlivých rozměrů délek ramena táhel budeme vycházet z předběžných rozměrů vzdáleností jednotlivých os, síly hydraulického válce a sil od zatížení.

Při sledování funkce drapáku v provozu a současném měření průběhu tlaku je patrné, že největšího tlaku, potažmo síly od hydraulického válce, je potřeba při nabírání dřevní kulatiny v momentě, kdy čelisti přecházejí přibližně přes sebe. Dřevo je současně zvedáno a čelisti přechází přes sebe v místě, kde dochází ke tření materiálu o samotné čelisti.

V tomto případě musíme vyžadovat maximální sílu od čelistí, v momentě kdy se překrývají. To znamená, že rameno čelisti musí být v tomto okamžiku kolmé k ose hydraulického válce. Tím je zaručen maximální moment zavírání.

##### 4.3.1. Výpočet síly hydraulického válce

Pracovní tlak maximální..... $p=20\text{Mpa}(200\text{bar})$

Vnitřní průměr obalu válce....  $D=70\text{mm}$

Plocha hydraulického válce pod pístem je:

$$S_{hv} = \frac{\pi * D^2}{4} \quad (1)$$

$$S_{hv} = \frac{\pi * 0.07^2}{4} m^2 = 0.003848 m^2$$

Potom maximální síla od hydraulického válce bude:

$$F_{hv} = S_{hv} * p \quad (2)$$

$$F_{hv} = 0.003848 * 2 * 10^7 N = 76960 N$$



$$M_{F_g} = \frac{2 * 2000 * 9.81}{0.5} Nm = 4905 Nm$$

Moment způsobený třením je roven:

$$M_{F_s} = F_s * b \quad (4)$$

$F_s$  je třecí síla vyjádřená:

$$F_s = N * \mu \quad (5)$$

Součinitel smykového tření mezi ocelí a dřevem je podle fyzikálních tabulek [15]  $\mu=0.35$ , normálová síla odpovídá dle našeho předpokladu síle tíhové  $N=F_g=m * g$ , potom třecí síla bude

$$F_s = m * g * \mu \quad (6)$$

$$F_s = 2000 * 9.81 * 0.35 N = 6867 N$$

Moment pak bude roven:

$$M_{F_s} = 6867 * 0.55 Nm = 3777 Nm$$

Výsledný moment od působení materiálu a třecí síly je roven součtu výše uvedených momentů, protože působí stejným směrem.

$$M_{celk} = M_{F_s} + M_{F_g} \quad (7)$$

$$M_{celk} = 4905 + 3777 Nm = 8682 Nm$$

Výpočet délky ramena

Moment, který vyvolává hydraulický válec, musí být roven momentu potřebného, kde neznámým parametrem je právě délka ramene  $c$ .

Platí

$$M_{celk} = M_{hv} \quad (8)$$

$$M_{celk} = M_{Hv} * c \quad (9)$$

Právě odtud hledaná délka ramene

$$c = \frac{M_{celk}}{F_{hv}}$$

$$c = \frac{8682}{76960} m = 0.0113m$$

(10)

Pro návrh volíme délku 115mm, která je dostatečná z důvodu předimenzování vstupních veličin výpočtu, kdy uvažujeme maximální hmotnost 2000kg. Tě bude dosaženo v krajních případech, protože z praxe je zřejmé, že drapák je zavírán v okamžiku, kdy dřevní kulatina ještě z části leží na zemi.

#### 4.4. Návrh táhla

Táhlo slouží k přenosu síly od hydraulického válce z pravé čelisti na čelist levou a současně k udržení vzájemné polohy obou zmíněných čelistí. Pro samotnou konstrukci budeme volit dvě táhla, které budou umístěny uvnitř samotné skříně z důvodu ochrany před poškozením při manipulaci.

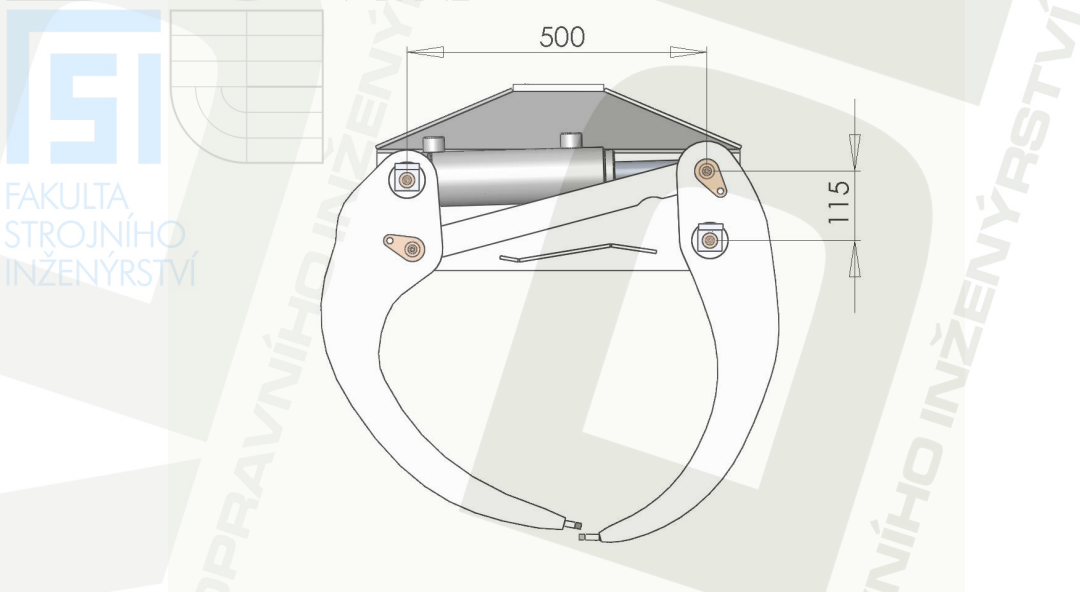
U nepřeborného množství drapáků se setkáváme s variantou, kdy je použito jedno táhlo. a to je především umožněno díky šířce drapáku, kdy je toto táhlo umístěno vedle hydraulického válce a s ohledem na šířku bedny a čelistí není příliš vzdáleno od středu bedny a čelistí

Z důvodu malé šířky navrhovaného drapáku použijeme táhla dvě, aby byl drapák symetrický. To hlavně z důvodu silového působení na druhou čelist, aby nedocházelo k nežádoucímu zvyšování napětí v levé čelisti, pokud by výsledná síla zavírající čelist nepůsobila v samotném středu této čelisti.

##### 4.4.1. Umístění táhel

Táhla jsou jedním svým koncem otočně umístěna na společném čepu spolu s pohyblivou částí hydraulického válce a pravou čelistí. To znamená že hydraulický válec současně zajišťuje pohyb pravé čelisti a pohyb táhel pro zajištění přenosu síly na levou čelist. Aby byl pohyb obou čelistí rovnoměrný, což znamená aby se pohybovaly stejnou rychlostí a síla od hydraulického válce byla rozložena přibližně mezi obě čelisti, z tohoto důvodu pro pravou čelist budeme taktéž volit rameno o délce  $c=115\text{mm}$ . Je však patrné, že síly a rychlost čelistí nebudou ve svých koncových bodech totožné. Důvodem jsou rozdílné pracovní délky

ramen čelistí a umístění jejich rotačních vazeb, kdy levá čelist je delší o hodnotu  $c=115\text{mm}$ . Návrh ukazuje obr.13, jenž zobrazuje polohu jednotlivých os otáčení.



Obr.13 Poloha jednotlivých čepů

#### 4.4.2. Výpočet délky

Vyjděme opět z polohy, kdy se jednotlivé čelisti dotýkají. Čepy drapáku tvoří krajní body obdélníku s již navrženými rozměry  $a=500\text{mm}$  a  $c=115\text{mm}$ . Pak jednoduchým výpočtem dle Pythagorovy věty dostáváme délku táhla  $d$ .

$$d^2 = a^2 + c^2 \quad (11)$$

$$d = \sqrt{a^2 + c^2} \quad (12)$$

$$d = \sqrt{500^2 + 115^2} \text{ mm} = 513\text{mm}$$

Osová rozteč otvorů táhla tím pádem bude  $d=513\text{mm}$ .

#### 4.4.3. Volba průřezu táhla

Při zavírání drapáku jsou táhla namáhána pouze na tah, naopak při otvírání jsou namáhána na tlak. Vzhledem k jejich délce a příčnému průřezu budeme pro návrh táhel vycházet z bezpečnosti vůči vzpěrné stabilitě[16]. Neznámou tvoří jejich příčný průřez, tlaková síla a materiál táhel. Po výpočtu zkontrolujeme na tah[16].

Tlaková síla je vyvolaná hydraulickým válcem při otvírání čelistí. Maximální síly dosáhneme, pokud bude otvírání realizováno s maximálním tlakem  $p_{\text{max}}=200\text{bar}=20\text{Mpa}$  a

při zamezení otevření čelistí. Aby byla bezpečnost vyhovující, vyjdeme z předpokladu že je zabráněno v pohybu pouze levé čelisti a táhla přenáší maximální sílu.

Pro zjednodušení budeme uvažovat, že táhla přenáší celou sílu od hydraulického válce. Ve skutečnosti je síla nepatrně menší, protože táhla spolu s válcem svírají nenulový úhel. Síla je od válce rozložena mezi táhlo a pravou čelist. Úhel je zanedbatelný, maximálně do  $15^\circ$ . Právě proto budeme brát v úvahu celou sílu, což nám nedílně přispěje k větší míře bezpečnosti vzpěrné stability.

Pro táhla volíme výpalek z plechu o tloušťce  $t=10\text{mm}$ , z materiálu S 700MC, stejně jako pro všechny ostatní plechové díly celého drapáku.

Je to materiál se zaručenou mezí pevnosti minimálně  $R_m=750\text{Mpa}$  a mezí kluzu  $R_e=700\text{Mpa}$ .

#### 4.4.4. Vzpěr v první rovině táhla

Jde o návrh parametru rozměru příčného průřezu. Je nutné určit kritickou sílu vzpěrné stability, kdy dochází k vybočení prutu ze své osy. Pro stanovení minimálního průřezu budeme požadovat minimální bezpečnost 2, což znamená, že síla kritická bude polovinou skutečné síly, jež v táhle bude působit. Kritická síla  $F_s$  je vyjádřena různými vztahy. Určení vztahu pro výpočet je dáno poměrem štíhlosti  $\lambda$  a mezní štíhlosti  $\lambda_L$ . Štíhlost je dána geometrií prutu, kdežto mezní štíhlost je vyjádřením materiálových charakteristik. V našem případě tudíž nedokážeme stanovit štíhlost  $\lambda$ , a tedy porovnat se štíhlostí mezní  $\lambda_M$ . Tedy nemůžeme stanovit vztah, podle kterého lze provést výpočet pro určení neznámého parametru příčného průřezu. V našem případě stanovíme rozměr z jednoduššího Eulerova vztahu, zpětně spočítáme štíhlost prutu a porovnáme s mezní štíhlostí. Pokud bude splněna podmínka pro použití Eulerova vztahu, pak jsme postupovali správně. Pokud podmínka splněna nebude, musíme výpočet zopakovat podle jiných teorií.

Eulerův vztah pro výpočet kritické síly:

$$F_s = \frac{\alpha * E * J_y}{d^2} \quad (13)$$

Kde:

E je modul pružnosti oceli  $E=2.1*10^5\text{MPa}$

$J_y$  je osový kvadratický moment v řezu táhla

d je délka táhla  $d=513\text{mm}$

$\alpha$  je veličina kterou určují vazby v koncích prutu

Pro náš případ, kdy máme vazby na jednom konci rotační, na druhém vazbu obecnou, je veličina  $\alpha$  dle tabulek[16] rovna hodnotě  $\pi$ . Podle vazeb je zřejmé, že táhla vyšetřujeme v rovině kolmé na osu kluzných ložisek.

Pro tuto rovinu je pak osový kvadratický moment:

$$J_y = \frac{t * k^3}{3} \quad (14)$$

pro obdélníkový průřez, kde  $t$  je tloušťka a  $k$  je šířka.

Po dosazení do vztahu pro kritickou sílu:

$$F_s = \frac{\pi^2 * E * t * k^3}{3 * d^2} \quad (15)$$

bezpečnost je dána vztahem:

$$k_k = \frac{F_{hv-in}}{F_s * 2} \quad (16)$$

odtud:

$$F_s = \frac{F_{hv-in}}{2 * k_k} \quad (17)$$

Sílu uvažujeme poloviční, protože je přenášena dvěma táhly.

Po dosazení je pak neznámý parametr  $k_k$  roven

$$k_k = \sqrt[3]{\frac{3 * d^2 * k_k * F_{hv-in}}{2 * \pi^2 * E * t}} \quad (18)$$

Síla  $F_{hv-in}$  je síla při zasouvání hydraulického válce. Je dána součinem plochy nad pístem a maximálního tlaku  $p$ .

$$F_{hv-in} = \frac{p * \pi * (D^2 - d^2)}{4} \quad (19)$$

Kde:  $D$  je vnitřní průměr hydraulického válce

$d$  je průměr pístní tyče

$$F_{hv-in} = \frac{2 * 10^7 * \pi * (0.07^2 - 0.04^2)}{4} N = 51836N$$

Pak po dosazení do vztahu pro šířku táhla k:

$$k = \sqrt[3]{\frac{3 * 0.513^2 * 2 * 51836}{2 * \pi^2 * 2.1 * 10^{11} * 0.01}} m = 0.012 m = 12 mm$$

Štíhlost je pak:

$$\lambda = l * \sqrt{\frac{S}{J_y}} \quad (20)$$

$$\lambda = 0.513 * \sqrt{\frac{0.012 * 0.01 * 3}{0.01 * 0.012^3}} = 74.05$$

Kritická štíhlost:

$$\lambda_k = \alpha * \sqrt{\frac{E}{\sigma_{dov}}} \quad (21)$$

Pro určení přibližného dovoleného napětí pro materiál Domex vyjdeme z doporučení [8], které uvádí, že dovolené napětí je:

$$\sigma_{dov} = 0.7 * Re \quad (22)$$

$$\sigma_{dov} = 0.7 * 700 MPa = 490 MPa$$

po dosazení do kritické štíhlosti:

$$\lambda_k = \pi * \sqrt{\frac{2.1 * 10^{11}}{490 * 10^6}} = 65.04$$

Po porovnání  $\lambda$  a  $\lambda_k$ , kdy  $\lambda > \lambda_k$ , jsme ověřili správnost použití Eulerova vztahu pro kritickou vzpěrnou sílu. Jedná se o výpalek z plechu o tloušťce 10mm. Nami vypočítaná šířka 12mm sice vyhovuje s dvounásobnou bezpečností, avšak z hlediska technologického je toto špatně realizovatelné. I když by se jednalo o samotné dělení materiálu plasmou, popřípadě laserem, může dojít k prohnutí výpalku. Bezpečnost by nebyla zaručena, protože by táhlo nemělo osu procházející středem. Dalším důvodem je důvod konstrukční, kdy na koncích táhel musí být otvor pro kluzná ložiska a táhlo musí být v místě ložiska rozšířeno na požadovanou šířku již zmíněného ložiska. To bude realizováno navařením kulatiny dostatečného průměru na samotné táhlo. Jako rozumnou a vyhovující šířku volíme  $k=40mm$ .

#### 4.4.5. Kontrola průřezu na vzpěr v druhé rovině

Jedná se o rovinu, která je dána osami obou pouzder. Je kolmá na první vyšetřovanou rovinu. Pro kontrolu budeme postupovat již z daných a vypočtených hodnot průřezu táhla. Potřebujeme znát bezpečnost vůči meznímu stavu vzpěrné stability. Pokud by byla bezpečnost příliš nízká, máme dvě možnosti: buď zvětšíme šířku táhla, navrženou v prvním výpočtu, nebo, a to snad ještě příznivějším řešením, je zvětšení tloušťky táhla z důvodu větší míry zásahu do výpočtu, což je patrné ze vztahu pro osový kvadratický moment  $J_z$ . kdy:

$$J_z = \frac{t^3 * k}{3} \quad (23)$$

$$J_z = \frac{0.01^3 * 0.04}{3} m^4 = 1.333 * 10^{-8} m^4.$$

Porovnáme štíhlost kritickou se štíhlostí táhla, pro volbu vztahu pro výpočet kritické síly.

$$\lambda = d * \sqrt{\frac{S}{J_z}} \quad (24)$$

$$\lambda = 0.513 * \sqrt{\frac{0.04 * 0.01}{1.333 * 10^{-8}}} = 88.85$$

Kritická štíhlost je z předchozího řešení:

$$\lambda = 75.04$$

Po porovnání  $\lambda > \lambda_k$ , z toho vyplývá, že můžeme pro výpočet kritické síly použít Eulerův vztah:

$$F_s = \frac{\alpha * E * J_z}{d^2} \quad (25)$$

Pro náš případ  $\alpha = 2\pi$  (kdy předpokládáme v jednom konci táhla vetknutí a v druhém vazbu posuvnou v naší vyšetřované rovině), pak tedy:

$$F_s = \frac{2 * \pi * 2.1 * 10^{11} * 1.333 * 10^{-8}}{0.513^2} N = 66834 N$$

Hledaná bezpečnost je dána poměrem:

$$k_k = \frac{F_s * 2}{F_{hv-in}} \quad (26)$$

Bereme v úvahu jen polovinu maximální síly, která je rozložena mezi obě táhla:

$$k_k = \frac{66834 * 2}{51836} = 2.58,$$

což je příznivá bezpečnost.

#### 4.4.6. Kontrola na tah

Při kontrole na tah vyjdeme z maximální síly  $F_{hv}=76960\text{N}$ , průřezu táhla  $t^*k$ ,  $t=10\text{mm}$ ,  $k=40\text{mm}$  a dovoleného napětí  $\sigma_{dov}=490\text{MPa}$ .

Napětí v táhle při maximální síle je:

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{hv}}{2 * S} \quad (27)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{hv}}{2 * t * u} \quad (28)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{76960}{2 * 10 * 40} \text{MPa} = 96.2 \text{MPa}$$

a výsledná bezpečnost:

$$k_k = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_{\max}} \quad (29)$$

$$k_k = \frac{490}{96.2} = 5.1.$$

Bezpečnost je vyhovující, spíše vysoká, ale musíme brát v úvahu, že výpočet je pro maximální konstantní sílu, kdežto při provozu jsou táhla namáhána cyklickým zatěžováním.

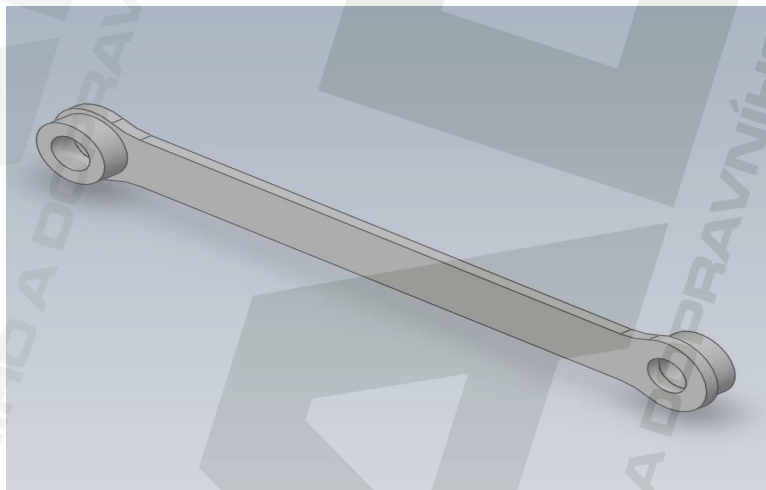
#### 4.4.7. Shrnutí silového působení v táhlech

Táhla jsou navržena tak, aby čelila vysokému silovému namáhání s vysokou mírou bezpečnosti. V táhlech jsme stanovili maximální sílu, jak v tahu, tak i tlaku. Tyto síly jsou závislé na silách od hydraulického válce při maximálním tlaku, ten nebude překonán díky funkci pojišťovacích ventilů, kterými je opatřen samotný rozvaděč tlakového oleje. Navíc se nejedná o zařízení pracující v dosahu osob, takže hydraulický válec nemusí být opatřen hydraulickým zámkem.

V dalších kapitolách se nebudeme k výpočtu táhel vracet, protože jsme definovali maximální síly pro celý provoz při zavírání i otvírání. Z těchto sil jsme určili samotný průřez s dostatečnou bezpečností.

Otvory pro kluzná ložiska, hlavně jejich průměr a potřebnou délku, spočítáme z maximální síly v táhle, jež je rovna polovině maximální síly od hydraulického válce. Pro celý drapák se budeme snažit navrhnout jednotný rozměr kluzných ložisek, proto budeme vycházet z porovnání veškerých sil v pouzdrech celého drapáku.

Zároveň se budeme snažit navrhnout táhlo tak, abychom se vyhnuli co nejvíce vrubům na celém táhle, především na jeho koncích, kde budou navařeny již zmíněné kusy kulatiny pro rozšíření konců na uložení kluzných ložisek. Předběžný návrh táhla vidíme na obrázku 14.



Obr.14 Táhlo

#### 4.5. Návrh průřezu čelistí

Jak již bylo zmíněno, čelisti jsou hákovitého tvaru. Průběh napětí v čelistech není lineární závislostí. Po celém průřezu čelistí se plynule mění tlakové, tahové, smykové a ohybové zatížení. Pro návrh průřezu budeme uvažovat především ohybové namáhání, které se nejvíce podílí na velikosti napětí v čelisti. Tahové, tlakové a smykové napětí zahrneme do výsledné bezpečnosti.

Při návrhu mechanismu jsme vypočítali maximální sílu hydraulického válce, kterou je schopen vyvinout, dále jsme určili kolmé rameno čelisti, na které působí. Z této podmínky můžeme vypočítat maximální ohybový moment. Je zřejmé, že největší ohybový moment v tomto okamžiku bude v průřezu čelisti kolem čepu. Budeme uvažovat, že celá síla hydraulického válce bude působit pouze na jednu čelist drapáku. Tím bude zvýšena míra

bezpečnosti, i za předpokladu, že se tato situace, kdy bude namáhána pouze jedna čelist, může v praxi vyskytnout ojediněle.

Vstupní údaje:

Délka ramene  $c=115\text{mm}$

Síla hydraulického válce  $F_{hv}=76960\text{N}$

Tloušťka plechu materiálu čelistí  $t=10\text{mm}$

Požadovaná bezpečnost  $K_k=2$

Potom ohybový moment spočítáme jako síla na rameni:

$$M_o = F_{hv} * c \quad (30)$$

$$M_o = 76960 * 0.115\text{Nm} = 8850.4\text{Nm}$$

Napětí na příčném průřezu je:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{J_y} * z \quad (31)$$

kde:  $J_y$  je kvadratický osový moment, podle osy shodné s nositelkou momentu,  
 $z$  je vzdálenost od středu příčného průřezu po horní nebo dolní kraj prutu.

Extrémní hodnoty napětí jsou dosaženy na okrajích prutu, tzn.:

$z_{\max} = h/2$  kde  $h$  je naše celková hledaná šířka:

$$J_y = \frac{t * h^3}{3} \quad (32)$$

Dosazením do základního vztahu pro výpočet  $\sigma_o$ :

$$\sigma_{o\max} = \frac{3M_o}{t * h^3} * \frac{h}{2} \quad (33)$$

$$\sigma_{o\max} = \frac{3}{2} * \frac{M_o}{t * h^2}$$

Požadovaná bezpečnost je:

$$K_k = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_{o\max}} \quad (34)$$

Po dosazení vztahu pro  $\sigma_{\max}$ :

$$K_k = \frac{\sigma_{dov}}{\frac{3 * M_o}{2 * t * h^2}} \quad (35)$$

Pak hledaný parametr šířky h je:

$$h = \sqrt{\frac{K_k * 3 * M_o}{2 * \sigma_{dov} * t}} \quad (36)$$

$$h = \sqrt{\frac{2 * 3 * 8850.4}{2 * 490000000 * 0.01}} = 0.0736m = 74mm$$

Nejmenší šířka drápu by tedy neměla být menší než  $h=74mm$ . Musíme zkontrolovat, jakou část zaujímá tahové napětí z napětí ohybového. Ohybové maximální napětí bude:

$$\sigma_{o \max} = \frac{\sigma_{dov}}{K_k} \quad (37)$$

Při výpočtu tahového natětí budeme předpokládat maximální břemeno  $m=2000kg$ , pak napětí bude :

$$\sigma_{tah} = \frac{m * g}{h * t} \quad (38)$$

$$\sigma_{tah} = \frac{2000 * 9.81}{74 * 10} Mpa = 26.5Mpa$$

Výsledkem je zanedbatelná hodnota vzhledem k požadované bezpečnosti a skutečnosti, že bylo počítáno zatížení jednoho průřezu čelisti.

Požadovaná bezpečnost je tedy ještě dvakrát vyšší díky tomu, že čelist má tyto průřezy dva. Avšak z hlediska cyklického zatěžování, které jsme nebrali v úvahu, je pro předběžný návrh vyhovující bezpečnost blízká se 4. Tato hodnota šířky bude shodná jak pro levou, tak pro pravou čelist, kde je zatížení v krajních podmínkách rovnocenné.

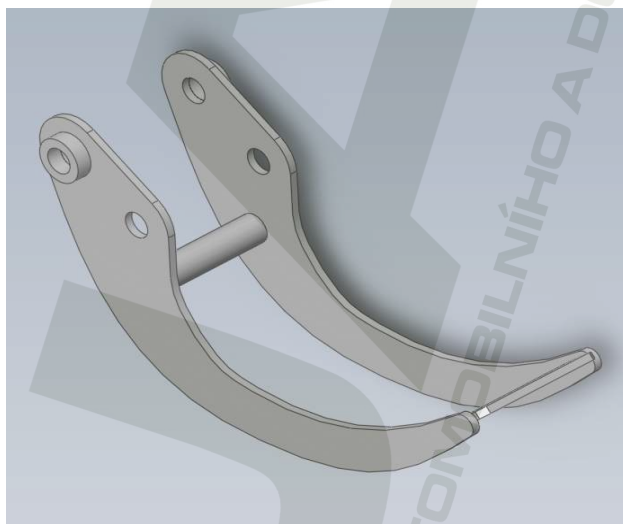
Na koncích čelistí bude navařena příčná hrana, která slouží k zachytávání dřeva. Musí být vhodně umístěna, aby nebránila zavírání drapáku. Měla by být zabezpečena i určitá vůle. Zvolíme její velikost, přibližně 10mm. Dochází totiž k ohybu čelistí při zatížení, jednotlivé příčné hrany se nesmí do sebe zaseknout .

Jak již bylo zmíněno, levá čelist bude kratší, aby byla schopna při zavírání projít nad první čelistí. Taktěž musí být levá čelist užší, s dostatečnou vůlí, aby jednotlivé čelisti o sebe

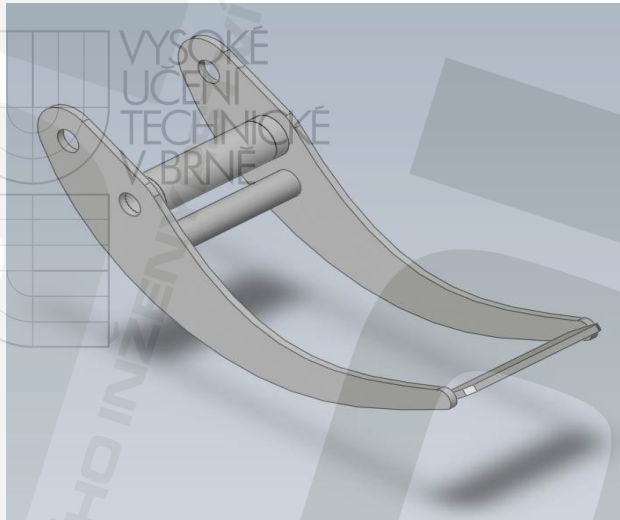
nedřely bočními hranami a nedocházelo k jejich kontaktu. Jako dostatečnou vůli budeme uvažovat taktéž 10mm. Při svařování může dojít k deformaci svařovaných materiálů, například k ohybu jednotlivých plechů svařence, proto z technologického hlediska je vhodné vůli volit spíše větší. U drapaků taktéž může dojít k bočnímu zatížení, například při zarovnávání dřeva pohybem a setrvačností drapaků. Toto zatížení není velké. Celý drapak je upevněn k hydraulickému jeřábu přes takzvaný křížový závěs, pomocí kterého se dokáže samotný drapak jakkoli vychýlit od své svislé polohy zavěšení.

Šířku jednotlivých čelistí musíme navrhnout tak, aby mezi samotné čelisti mohl být umístěn mechanismus hydraulického válce a táhel. Není účelné volit příliš velkou šířku čelistí z důvodu zatěžování. Materiál není ideálně válcovitého tvaru, tím pádem může dojít k zatížení jen jedné strany čelisti. Aby toto zatížení bylo v co největší míře přeneseno na druhou část čelisti, musí mít samotná čelist co nejmenší šířku.

Šířku užší, levé čelisti zvolíme 200mm, kdy vnitřní světlost je 180mm, což je po odečtení tloušťky materiálu dostatečný prostor pro umístění hydraulického válce a táhel. Širší, pravá čelist musí mít tedy šířku 240mm, tím bude zajištěna boční vůle 10mm. Konstrukce jednotlivých čelistí je zřejmá z obrázku 15 a 16, kde obrázek 15 ukazuje levou čelist, obrázek 16 čelist pravou, širší.



Obr.15 Levá čelist



Obr.16 Pravá čelist

#### 4.6. Návrh přípojovacích rozměrů

##### 4.6.1. Připojení drapáku

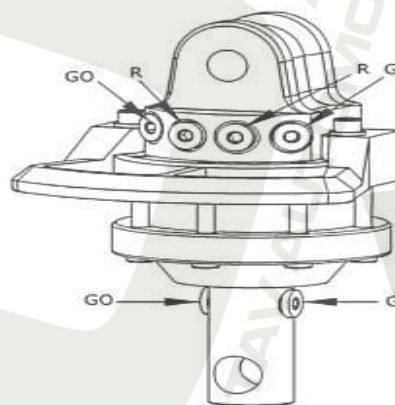
Drapák je připojený k hydraulickému jeřábu pomocí křížového závěsu a rotátoru. Křížový závěs je jedním koncem spojen čepem s koncem výložníku jeřábu, druhým koncem je spojen pomocí čepu s rotátorem. Křížový závěs je opatřen kluznými ložisky z důvodu otáčení na jednotlivých čepích. Tyto čepy jsou navzájem na sebe kolmé, což zajišťuje schopnost drapáku vychýlit se všemi směry, a tím udržet svoji svislou polohu. Rotátor slouží k zajištění rotačního pohybu drapáku. Navíc je rotátor uvnitř vybaven otočným převaděčem pro tlakový olej, v našem případě pro ovládání hydraulického válce drapáku. Díky vybavení rotátoru otočným převaděčem je velikost úhlu rotace neomezená. Spojení hydraulického jeřábu s drapákem je názorně zobrazeno na obr.17.



obr.17 Připojení drapáku k jeřábu

#### 4.6.2. Volba rotátoru a jeho připojovací rozměry

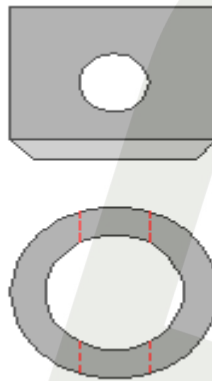
Nabízí se celá škála výrobců rotátorů, mezi nejvýznamnější patří Finn-rotor [10], Baltrotors [11] a Indexator [12]. Pro náš drapák s nosností do dvou tun, doporučují jednotliví výrobci rotátor s nosností do 3 tun. Většinou se jedná o nejmenší rotátory vyráběné k těmto účelům. U všech výrobců jsou taktéž shodné rozměry pro připojení drapáku. Jedná se o tyč o průměru 49,5mm, která je opatřena příčným otvorem pro čep o průměru 24mm. Většinou se používá šroub s tělem a patřičnou délkou. Připojovací rozměry jsou patrné z obr.18, na kterém je zobrazen rotátor GV3-30, výrobcem je firma Indexator.



obr.18 Rotátor GV3-30

#### 4.6.3. Návrh připojení rotátoru k drapáku

Drapak musí na své základové desce skříně být opatřen tlustostěnnou trubkou s vnitřním průměrem 50mm a příčným otvorem 24mm, jak předepisují výrobci rotátorů. Jako postačující délka pro uložení je 60mm, kde je otvor pro čep umístěn ve středu. Návrh je patrný z obr.19.



Obr.19 připojovací trubka

Nabízí se dvě možnosti řešení. Trubka může být přivařena přímo na základovou desku skříně drapáku nebo může být přivařena na přírubu s otvory a následně šrouby spojena se základovou deskou, která musí být opatřena otvory pro tyto šrouby.

První možnost řešení je jednoduchá a nenáročná, druhá možnost je náročnější na výrobu. Avšak při provozu dochází k otláčování trubky, protože výstupní hřídel rotátoru je velmi tvrdá a to z toho důvodu, aby nedocházelo k poškozování rotátoru. Proto se spíše přikláníme k druhé variantě řešení, i přes její nákladnější a delší výrobu. Je nutné vypočítat počet a rozměr šroubů s dostatečnou bezpečností pro připojení příruby k drapáku. Dalším problémovým místem je samotný svár mezi přírubou a trubkou.

#### 4.6.4. Volba šroubů

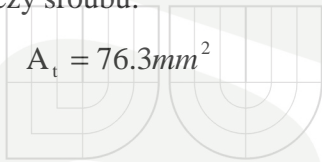
Pro šrouby budeme volit roztečnou kružnici o průměru 120mm, což je dostačující při zohlednění vnějšího průměru trubky, samotného sváru a velikosti hlav šroubů. Vyhovující počet šroubů je 6ks. Tloušťku příruby volíme 15mm, tloušťku základové desky drapáku také 15mm. Při průzkumu již funkčního řešení na trhu se setkáváme s použitím šroubů M12, s pevností 8.8. Vypočítáme tedy bezpečnost šroubového předepjatého spoje s šesti šrouby M12.

Výpočet bezpečnosti šroubového spojení [17]

Pro použité šrouby M12 s pevností 8.8 je dle norem mez pevnosti  $R_m=830\text{MPa}$  a mez kluzu  $R_e=660\text{MPa}$ .

-Průřezy šroubu:

$$A_t = 76.3 \text{ mm}^2$$

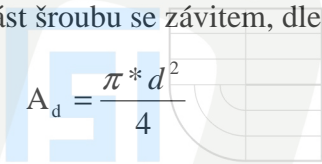


VYSOKÉ  
UCENÍ  
TECHNICKÉ  
V BRNĚ

pro část šroubu se závitem, dle tabulkových hodnot

$$A_d = \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$A_d = \frac{\pi * 12^2}{4} \text{ mm}^2 = 113.1 \text{ mm}^2$$



FAKULTA  
STROJNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

(39)

pro část šroubu bez závitu

-Volba délky šroubu:

$$L = L_g + L_{matice} + 2 * p \quad (40)$$

kde:

$L_g$  je délka sevření, v našem případě součet tloušťky příruby a základové desky.

$$L_g = 2 * t \quad (41)$$

$$L_g = 2 * 15 \text{ mm} = 30 \text{ mm}$$

$L_{matice}$  je výška matice, dle platných norem ČSN volíme pojistnou matici M12 a pevnostní třídou 8, s výškou  $L_{matice}=15 \text{ mm}$

$P$  je rozteč závitu, kdy pro šroub M12 je rozteč  $p=1.75 \text{ mm}$

Po dosazení:

$$L = 30 + 15 + 2 * 1.75 \text{ mm} = 48.5 \text{ mm}$$

Dle normy ČSN 02 1101 volím nejbližší delší šroub s délkou  $L=50 \text{ mm}$  s délkou závitu  $30 \text{ mm}$ , a délkou části šroubu bez závitu  $20 \text{ mm}$ .

Délka sevření  $L_g=30 \text{ mm}$ , z toho délka závitové části v sevření je  $l_t=10 \text{ mm}$ , délka šroubu bez závitu v sevření  $l_d=20 \text{ mm}$

-tuhost šroubu

$$k_b = \frac{A_d * A_t * E}{A_d * l_t + A_t * l_d} \quad (42)$$

$$k_b = \frac{113.1 * 76.3 * 2.1 * 10^5}{113.1 * 10 + 76.3 * 20} \text{ Nmm}^{-2} = 682.048 \text{ kNmm}^{-2}$$

-Tuhost spojovaných součástí

Pokud jsou spojované součásti ze stejného materiálu, pak bylo experimentálně zjištěno:

$$k_m = E * d * A * e^{\frac{B*d}{L_g}} \quad (43)$$

parametry A,B jsou materiálové charakteristiky, dle tabulek pro ocel jsou jejich hodnoty A=0.78715 a B=0.62873, pak:

$$k_m = 2.1 * 10^5 * 12 * 0.78715 * e^{\frac{0.62873 * 12}{30}} \text{ Nmm}^{-2} = 2550.812 \text{ kNmm}^{-2}$$

-Konstanta šroubového spoje tudíž je:

$$c = \frac{k_b}{k_m + k_b} \quad (44)$$

$$c = \frac{682.048}{2550.812 + 682.048} = 0.211.$$

-Provozní síla pro jeden šroub

$$F_p = \frac{m * g}{6}, \quad (45)$$

kde m je hmotnost kterou šrouby musí udržet, v našem případě budeme počítat s hmotností 4000kg, i když je nosnost drapáku jen 2000kg. V této nosnosti však nejsou zahrnuty dynamické účinky při zvedání či spouštění břemena.

$$F_p = \frac{4000 * 9.81}{6} \text{ N} = 6540 \text{ N}$$

-Velikost předpětí ve šroubu pro rozebíratelný spoj by mělo vyhovovat předpisu

$$F_i = 0.75 * R_e * A_t \quad (46)$$

$$F_i = 0.75 * 660 * 76.3 \text{ N} = 37769 \text{ N}.$$

Výsledná bezpečnost vůči vzniku plastických deformací ve šroubu pak je:

$$k_k = \frac{R_e * A_t - F_i}{c * F_p} \quad (47)$$

$$k_k = \frac{660 * 76.3 - 37769}{0.211 * 6540} = 9.1.$$

Tato bezpečnost je nadměru vyhovující. Nebudeme volit šrouby menší pro snížení této bezpečnosti, protože šrouby nejsou zatěžovány statickým zatěžováním, ale jsou vystaveny dynamickým účinku. Taktéž dochází k otáčení drapáku pomocí rotátoru s nenulovým zrychlením, kdy je důležitá bezpečnost vůči zániku sevření šroubů, aby nedocházelo k jejich otlacení. Dále je nezbytné spočítat utahovací moment pro tyto šrouby, aby bylo zajištěno dostatečné předpětí.

$$M_u = k * F_i * d \quad , \quad (48)$$

kde k je součinitel tření v závitech šroubu. Pro klasický černý šroub k=0.3.

$$M_u = 0.3 * 37769 * 12Nm = 136Nm .$$

#### 4.6.5. Návrh velikosti sváru

Svár bude spojovat přírubu s trubkou pro nasunutí rotátoru. Příruba bude mít tloušťku 15mm a půjde o výpalek z materiálu DOMEX 700. Trubka bude zhotovena z materiálu S355J2, aby docházelo raději k poškozování samotné trubky, než výstupní hřídele rotátoru.

Dle stávajících zkušeností se svařováním budeme vycházet z doporučených a osvědčených metod pro svařování mikrolegovaného materiálu DOMEX 700[17]. Svařování v ochranné atmosféře s obsahem 82%Ar a 18%CO<sub>2</sub>. Jako přídatný materiál volíme tvrdý drát s průměrem 1mm, dle EN 12534 s označením GMn4Ni2CrMo, například Bohler X90. Ze zkoušek svárů je experimentálně zjištěno, že mez kluzu není nižší než R<sub>e</sub>=550Mpa za různých podmínek svařování. Použitý materiál trubky vykazuje nižší mez kluzu R<sub>e</sub>=355MPa, proto pro výpočet vyjdeme z této nižší hodnoty meze kluzu a ze vztahů popsanych v [17].

-Volba typu svaru a jeho délka

Svár bude koutový, jeho délka je obvodem svařované trubky s vnějším průměrem D=70mm.

$$L_{s\text{ varu}} = \pi * D \quad (49)$$

$$L_{s\text{ varu}} = \pi * 70mm = 220mm$$

Délka sváru tedy bude 220mm.

-Dovolené smykové napětí ve sváru

Je experimentálně zjištěno že je přibližně 40% z meze kluzu:

$$\tau_{dov} = 0.4 * R_e \quad (50)$$

$$\tau_{dov} = 0.4 * 355MPa = 142MPa$$

-Výpočet velikosti sváru

Vydeme ze vztahu pro výpočet délky sváru, která je definována:

$$L_{s\text{ varu}} = \frac{F}{\tau_{dov} * 0.707 * h}, \quad (51)$$

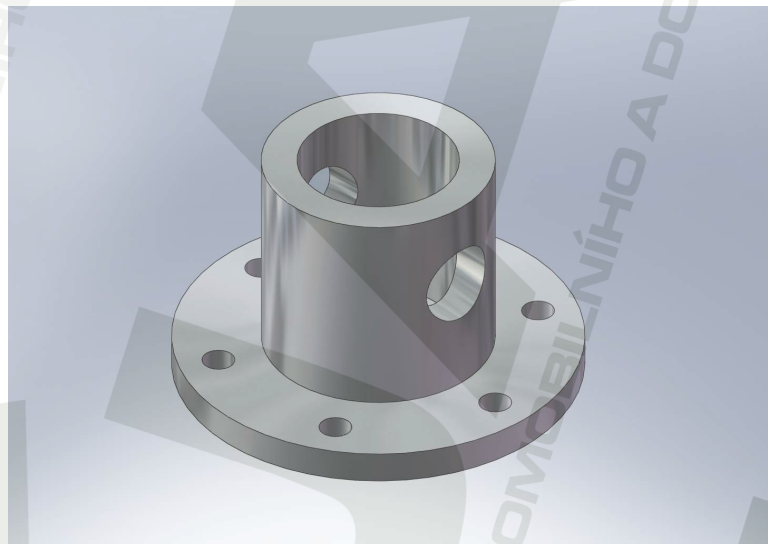
kde h je velikost svaru a hodnota 0.707\*h je nejmenším průřezem sváru. Odtud:

$$h = \frac{m * g}{\tau_{dov} * 0.707 * l_{s\text{ varu}}}. \quad (52)$$

Velikost hmotnosti m volíme opět 4000kg, jako u předešlého výpočtu šroubů.

$$h = \frac{4000 * 9.81}{142 * 0.707 * 220} \text{ mm} = 1.8 \text{ mm}$$

Jedná se o velmi malý svár s bezpečností 1, technologicky špatně realizovatelný. Proto zvolíme svár o velikost h=6mm, pro zvýšení bezpečnosti a lepší realizaci. Výsledný návrh připojovací příruby je na obrázku 20.



Obr.19 Příruba

#### 4.7. Výpočet silového působení

Jak bylo již dříve zmíněno při návrhu táhel, snahou je, aby byly jednotlivé části drapáku osazeny totožnými velikostmi kluzných ložisek, potažmo průměrově stejnými čepy. Z tohoto důvodu je nutné vypočítat silové působení ve všech místech uložení jednotlivých dílů při maximálním zatížení. Z největší síly musíme spočítat rozměry kluzných ložisek s dostatečnou bezpečností a životností a provést kontrolu na otlacení čepů. U čepů musíme

následně provést kontrolu na smyk ve střížných rovinách. V místech, kde jsou čepy pevně uloženy, například v skříni drapáku nebo v čelistech s dostatečnou bezpečností na otlacení jak čepů, tak otvorů pro čepy, zvolíme dostatečnou šířku pro toto pevné uložení. Budeme vycházet z maximální síly, kterou vyvolává hydraulický válec, kdy  $F_{hv}=76960N$ . jednotlivé díly drapáku (jednotlivé čelisti, hydraulický válec, skříň, táhla) jsou uloženy vždy na dvou kluzných ložiscích. A právě tato maximální síla je mezi tyto dvě ložiska rozložena. Pro zjednodušení řešení budeme počítat s maximální silou, a to vždy na jedno ložisko. Tím pádem budou ložiska navržena s dostatečnou dvounásobnou bezpečností.

#### 4.7.1. Ložiska hydraulického válce

Jak již bylo řečeno, maximální síla v hydraulickém válci je dána maximálním tlakem a plochou pístu. Vypočet této síly je v kapitole 4.3.1.

$$F_{hv} = 76960N$$

#### 4.7.2. Ložiska táhel

Maximální síla v táhlech je při nejkrajnějším a nejmíň příznivějším zatížení totožná se silou hydraulického válce. Viz kapitola 4.4.

$$F_{tahlo} = F_{hv} = 76960N$$

#### 4.7.3. Ložiska levé čelisti

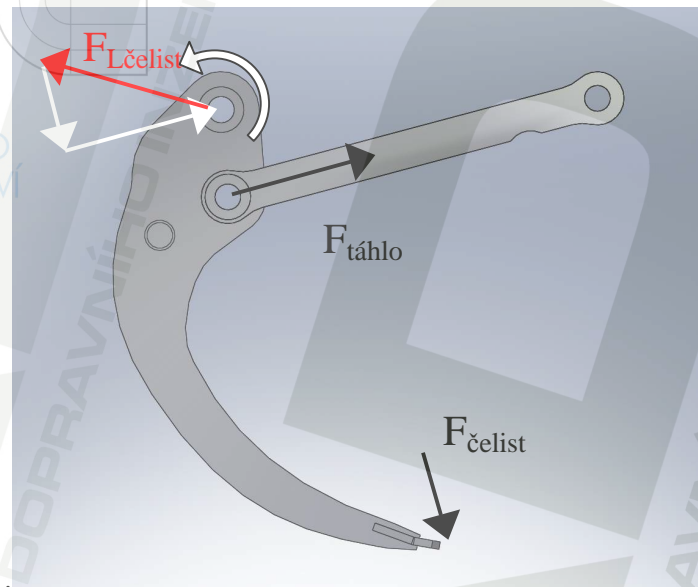
Silové působení v levé čelisti je vyvoláno od táhel, které jsou kluzně uloženy na spodních otvorech pomocí čepu. Celá čelist se otáčí okolo horních otvorů umístěných v jejím konci.

Maximální síla v ložiscích nastane za předpokladu, kdy síla působící proti síle vyvolané od táhel bude na co nejdelším rameni za předpokladu, že jsou síly rovnoběžné. Výsledná síla v čepu bude výslednicí obou sil. Tato situace může nastat při zaseknutí čelistí, v okamžiku jejich přesouvání přes sebe. Je zřejmé, že síla v pouzdrech bude vždy nižší než síla táhlech, a to z důvodu jejich odčítání, jak je patrné z obr.21.



odpovídalo břemenu o hmotnosti přibližně 3500kg, které menší hydraulický jeřáb není schopen zvednout.

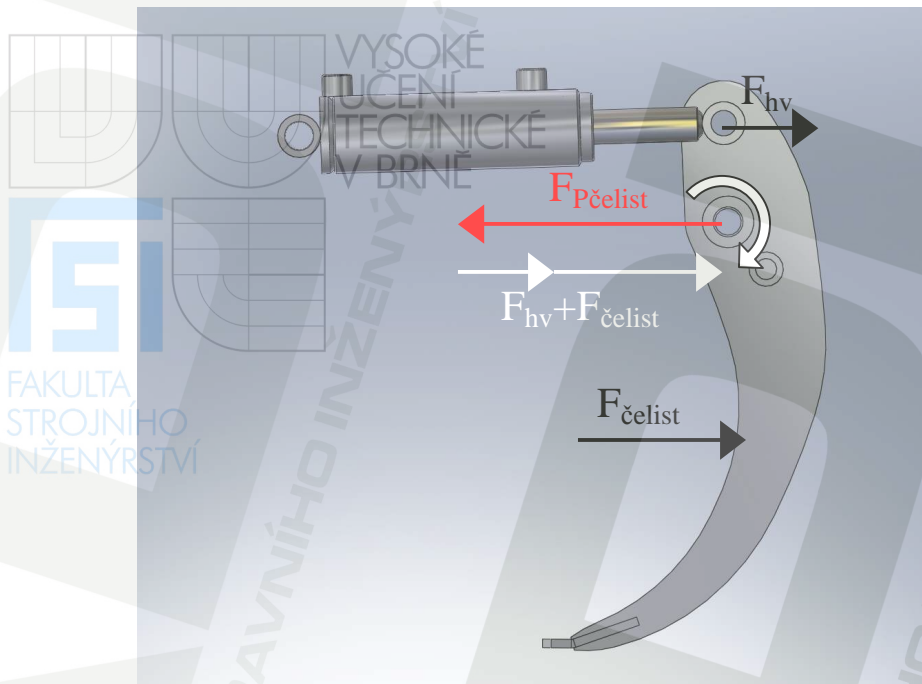
Ale tato maximální síla může nastat například při přerušení spouštění břemene, kdy se k síle břemene přičítá dynamická síla, kterou vyvolá zrychlení zastavení pohybu.



Obr.22 Působící síly

#### 4.7.4. Ložiska pravé čelisti

Oproti levé čelisti, je rozdíl v uložení čepu, kolem kterého se čelist otáčí. Ten je ve spodním otvoru. V horním otvoru je čelist spojena otočně s hydraulickým válcem, který svou silou působí na pohyb čelisti, jak je uvedeno na obr.23. Při hledání maximálního zatížení čepu vyjdeme z předpokladu, že síla jak hydraulického válce, tak působící síla na drapák, mohou mít stejný směr při zachování momentové rovnováhy. Největší zatížení tedy nastane tehdy, když hydraulický válec bude působit na největším rameni, aby vyvolal největší moment. Naopak, čelist bude působit největší silou na co nejkratším rameni. Nejmíň příznivá situace nastává, pokud síly jsou rovnoběžné. Jako nejmenší rameno zvolíme rameno o délce  $r=200\text{mm}$ , protože drapák může uchopit dřevní kulatinu s průměrem 50cm, což je přibližně maximální průměr, jež je drapák schopen obejmout při překrytí čelistí. Pak čelist působí na tuto kulatinu přibližně ve vzdálenosti 250mm od osy otáčení. Rameno délky 200mm volíme z důvodu zvýšení bezpečnosti a pokrytí nepříznivých vlivů.



Obr. 23 Síly působící na pravou čelist

Z momentové rovnováhy je pak síla působící na čelist:

$$F_{\text{čelist}} = \frac{F_{\text{hv}} * c}{r} \quad (56)$$

$$F_{\text{čelist}} = \frac{76960 * 115}{200} \text{ N} = 44252 \text{ N}$$

Výsledná síla je pak součtem sil:

$$F_{\text{pčelist}} = F_{\text{hv}} + F_{\text{čelist}} \quad (57)$$

$$F_{\text{pčelist}} = 76960 + 44252 \text{ N} = 121212 \text{ N} .$$

Porovnání jednotlivých silových působení v kluzných ložiscích je shrnuto v tabulce 2. Největší zatížení je v pouzdrech pravé čelisti. Podle něj bude nutné dimenzovat pouzdra drapáku.

Místo ložiska	kluzného	Maximální síla
Hydraulický válec		76960N
Táhla		76960N
Uložení levé čelisti		84721N
Uložení pravé čelisti		121212N

Tab. 2 Silové působení v jednotlivých částech drapáku

#### 4.8. Kluzná ložiska

##### 4.8.1. Volba typu ložisek a jejich vlastnosti

Pro náš drapák budeme volit kluzná ložiska od výrobce ZKL, zabývající se výrobou velkého sortimentu ložisek. Ze sortimentu ložisek volíme ložiska typu KU.

Materiál KU tvoří ocelový podklad, na který je nanášena vrstva pórovitého cínového bronzu CuSn10 do hloubky přibližně 0.25mm. Do této kostry je naválcována směs polytetrafluorethylenu (PTFE) s 20% oxidovaného olova, následně vytvrzena při teplotě 327°C.

Mezi nejdůležitější vlastnosti patří:

- možný chod na sucho (bez mazání)
- nízký koeficient tření
- velmi malé opotřebování
- velmi vhodné pro kývavé pohyby
- prakticky žádné nároky na údržbu

Technické vlastnosti:

- maximální přípustné měrné zatížení pro kývavý pohyb  $p_M=250\text{MPa}$
- maximální kluzná rychlost  $v=2\text{ms}^{-1}$
- hodnota součinu  $p*v=3.6\text{Mpams}^{-1}$

##### 4.8.2. Volba rozměrů ložisek

Při volbě ložisek vyjdeme s maximálního měrného zatížení, jenž předepisuje výrobce, a provedeme kontrolu na požadavek maximální kluzné rychlosti a provedeme výpočet životnosti. Tyto výpočty přímo předepisuje výrobce[18].

Měrné zatížení je dáno vztahem:

$$p_M = \frac{F}{d * L} \quad , \quad (58)$$

kde:  $p_M$  je maximální měrné zatížení

$F$  je maximální síla působící v ložisku, podle tab.2  $F=121212\text{N}$

$D$  je průměr pouzdra

$L$  jeho délka.

Vystupují nám dva neznámé parametry  $d$ ,  $L$ . Dle našich možností dispozičního řešení uložení pouzder budeme volit délku pouzdra  $L=30\text{mm}$ . Pak minimální průměr pouzdra bude:

$$d = \frac{F}{p_M * L} \quad (59)$$

$$d = \frac{121212}{250 * 30} = 16.6\text{mm}.$$

Minimální požadovaný průměr pouzdra je tedy 16,6mm. Dle možností řešení a sortimentu výrobků budeme volit kluzné ložiska s průměrem 30mm.

#### 4.8.3. Kontrola kluzné rychlosti

Z předběžného návrhu je patrné, že nejvíce se otáčejí čelisti drapáku, jejich výkyv dosahuje přibližně úhlu  $120^\circ$ . Avšak neznáme frekvenci kývání. Tu bude určovat čas, za jaký vykoná hydraulický válec jeden svůj cyklus vysunutí a následně zasunutí. Tento čas závisí na objemovém toku  $Q$  oleje do hydromotoru. Ze zkušeností s montáží hydraulických jeřábů předpokládáme maximální průtok přibližně 60l/min, což je přibližně objemový tok hydraulického čerpadla určeného pro hydraulické jeřáby. Chod hydraulického válce je přibližně 200mm. vycházíme z délky ramena, kterým hydromotor otáčí. Je dlouhé 115mm. Pro objemový tok platí relace:

$$Q = \frac{V}{t}. \quad (60)$$

Odtud:

$$t = \frac{V}{Q},$$

kde:  $t$  je hledaný čas jednoho cyklu,

$V$  je jednotkový objem hydraulického válce, tj. objem který je potřebný pro vysunutí a následně zasunutí válce,

$Q$  je objemový tok oleje vstupující do hydraulického válce.

Objem  $V$  je dán součtem objemů pod pístem hydraulického válce v jeho roztažené poloze a objemem nad pístem v jeho zasunuté poloze. Tento objem je závislý na průměru válce  $D=70\text{mm}$ , průměru pístní tyče  $d=40\text{mm}$  a délky chodu  $l=200\text{mm}$ .

$$V = \frac{\pi * D^2}{4} * l + \left( \frac{\pi * D^2}{4} - \frac{\pi * d^2}{4} \right) * l \quad (61)$$

$$V = \frac{\pi * 70^2}{4} * 200 + \left( \frac{\pi * 70^2}{4} - \frac{\pi * 40^2}{4} \right) * 200\text{mm}^3 = 1.3\text{dm}^3.$$

Pak po dosažení pro čas:

$$t = \frac{1.3}{60} \text{min} = 1.3\text{s}$$

frekvence kmitavého pohybu je pak:

$$f = \frac{1}{t} = \frac{1}{1.3} \text{s}^{-1} = 0.77\text{s}^{-1} = 46.2 \text{min}^{-1}. \quad (62)$$

Kluzná rychlost se vypočítá dle rovnice:

$$v = \frac{\pi * d * f * \theta}{2.88 * 10^7}, \quad (63)$$

kde:  $d$  je vnitřní průměr ložiska,  $d=30\text{mm}$

$f$  je frekvence kývání [ $\text{min}^{-1}$ ]

$\theta$  je úhel kývání,  $\theta=120^\circ$

$$v = \frac{\pi * 30 * 46.2 * 120}{2.88 * 10^7} \text{ms}^{-1} = 0.018\text{ms}^{-1}.$$

Tato rychlost vyhovuje podmínce  $0,018\text{ms}^{-1} < 2\text{ms}^{-1}$  s dostatečnou bezpečností, nicméně velikost kluzné rychlosti je důležitá pro výpočet životnosti.

#### 4.8.4. Výpočet životnosti

Pro výpočet základní životnosti  $H_0$  v závislosti na součinu  $a_E * p * v$ , byly experimentálně zjištěny na základě opotřebení ložisek další upravující koeficienty, pro výpočet reálné životnosti  $H$ .

$$H = b_T * b_M * b_R * b_L * H_0, \quad (64)$$

kde:  $b_T$  je koeficient teploty a odvodu tepla, pro pracovní teplotu okolo 50°C a dobrý odvod tepla  $b_T=0.9$ ,  
 $b_M$  je koeficient materiálu hřídele, kdy pro náš případ vrstvy tvrdého chromu na povrchu oceli je koeficient  $b_M=2$ ,  
 $b_R$  je koeficient drsnosti povrchu, pro náš případ  $R_a=0.2\mu m$ , viz kapitola 4.2.2, je  $b_R=1.5$ .  
 $b_L$  je koeficient velikosti ložiska, pro vnitřní průměr do 40mm je  $b_L=0.9$ .

Výpočet součinu  $a_E * p * v$  pro určení základní životnosti:

Měrný tlak  $p$ :

$$p = \frac{F}{2 * d * L} \quad (65)$$

Uvažujeme poloviční sílu, protože síla je rozložena mezi dvě ložiska

$$p = \frac{121212}{2 * 30 * 30} MPa = 67.4 MPa.$$

Koeficient základní životnosti:

$$a_E = \frac{p_M}{p_M - p} \quad (66)$$

$$a_E = \frac{250}{250 - 67.4} = 1.37,$$

pak součin  $a_E * p * v$  bude roven:

$$a_E * p * v = 1.37 * 67.4 * 0.018 MPa m s^{-1} = 1.66 MPa m s^{-1}. \quad (67)$$

Podle velikosti tohoto součinu, dle grafu je hodnota základní životnosti  $H_0=600$  hodin.

Skutečná životnost:

$$H = 0.9 * 2 * 1.5 * 0.9 * 600 \text{ hodin} = 1458 \text{ hodin}.$$

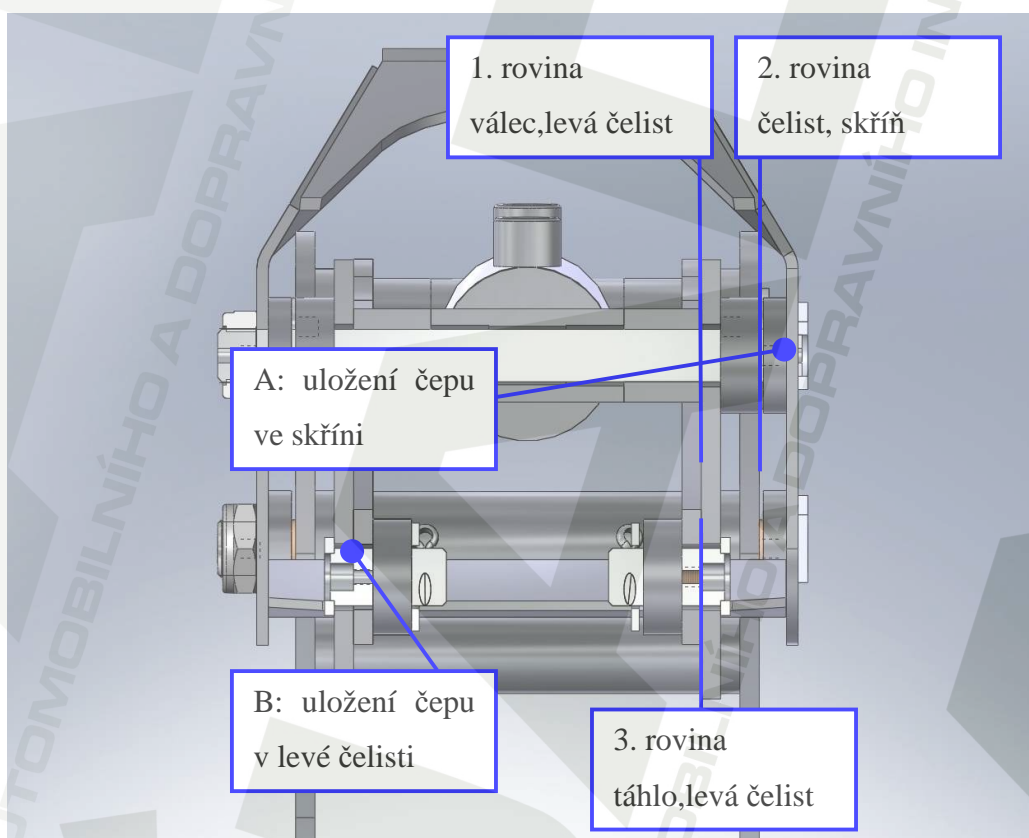
Životnost kluzných ložisek tedy bude 1456 hodin, což je spíše nižší hodnota. Tato životnost je však počítána při maximálním zatížení ložiska, toto zatížení se bude vyskytovat při provozu v krajních podmínkách. Z těchto důvodů je životnost mnohonásobně vyšší.

#### 4.9. Síly v pevném uložení čepu a svých střížných rovinách

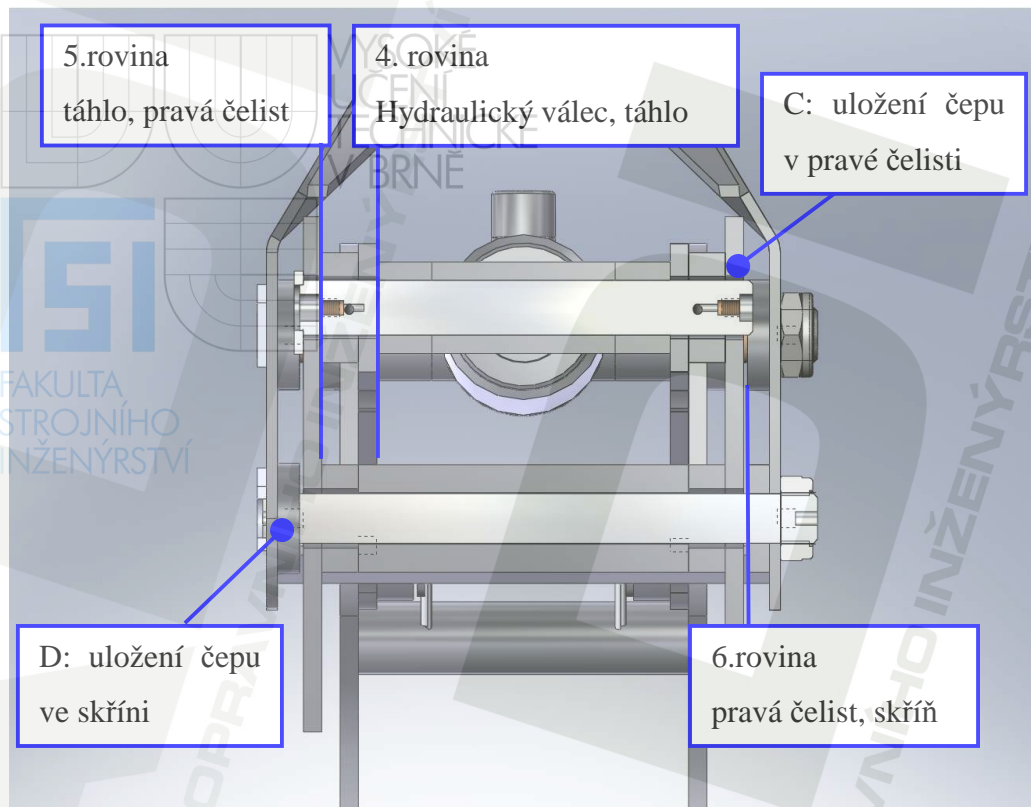
Z tabulky 2 v kapitole 4.7.4 známe maximální sílové působení v jednotlivých uloženích v částech drapáku. Každý čep je pevně uložen, bez možnosti otáčení v samotném materiálu drapáku. Zde je nutné zjistit výslednou sílu a zkontrolovat navržené čepy na bezpečnost proti otláčení.

Taktéž je nutné vyšetřit jednotlivé roviny, ve kterých může docházet ke stříhu, a porovnat smykové napětí s napětím dovoleným.

Jednotlivé roviny stříhu a uložení budou patrné z řezu levé části drapáku obr.24 a řezu pravé části drapáku obr.25.



Obr.24 Levý řez



Obr.25 Pravý řez

#### 4.9.1. Výpočet sil v uložení a střižných rovinách

##### 1. rovina

Na čep může působit maximální síla hydraulického válce .

$$F_1 = F_{hv} = 76960N$$

##### 2. rovina

Na čep působí síla hydraulického válce a čelisti, která se zde otáčí. Jak je patrné z obr.21 a 22, síla od uložení čelisti působí s přibližně opačnou orientací, takže se síly odečítají. Jako nejhorší případ budeme brát v úvahu zaseknutí čelistí o sebe. V drapáku bude materiál o maximální nosnosti  $m=2000kg$ . Hydraulický válec bude působit svou maximální silou na čep, který bude navíc namáhán silou čelisti a tíhou břemene. Síly jsou na sebe navzájem kolmé, jejich výslednici spočítáme pomocí Pythagorovy věty.

$$F^2_2 = F^2_{hv} + (m * g)^2, \quad (68)$$

odtud hledaná síla  $F_2$ :

$$F_2 = \sqrt{F_{hv}^2 + (m \cdot g)^2} \quad (69)$$
$$F_2 = \sqrt{76960^2 + (2000 \cdot 9.81)^2} N \approx 79421 N .$$

Toto je maximální sřížná síla mezi skříní a levou čelistí drapáku. Taktéž je to maximální síla, která může působit v uložení čepu ve skříní v místě A, jak je patrné z obrázku 24.

3. rovina

Maximální sřížná síla zde může být vyvinuta od táhla. Z obr. 24 je evidentní, že tato síla je taktéž v uložení čepu v místě B. V kapitole 4.3.3 jsme definovali, že maximální síla v táhle je totožná s maximální silou v hydraulickém válci. Můžeme tedy psát:

$$F_3 = F_{hv} = 76960 N .$$

4. rovina

Je totožná s první rovinou, kde působí síla od hydraulického válce.

$$F_4 = F_{hv} = F_1 = 76960 N .$$

5. rovina

Výsledná síla je dána součtem sil působících od hydraulického válce a táhel. Tyto síly působí s opačnou orientací, tím se odčítají. Maximální síla nastane za předpokladu, že veškerá síla válce je přenesena na pravou čelist drapáku. Pak platí:

$$F_5 = F_{hv} = 76960 N .$$

Tato síla opět odpovídá síle v uložení čepu C, obr.25.

6. rovina

Jedná se o rotační uložení pravé čelisti ve skříní. Maximální sílu jsme si uvedli v kapitole 4.7.4. Tato síla bude taktéž v uložení D čepu ve skříní, dle obr.25.

$$F_6 = F_{pčelist} = 121212 N .$$

Je patrné, že maximální síla, která namáhá čepy na stříh, je  $F_6=121212\text{N}$ . Taktéž je to maximální síla působící v uložení čepu ve skříni. Avšak uložení ve skříni je širší než v samotných čelistech. Budeme tedy hledat minimální šířku uložení ve skříni s maximální silou  $F_6$  a silou  $F_3=76960\text{N}$  pro uložení v čelistech s dostatečnou bezpečností na otláčení.

#### 4.9.2. Kontrola čepů na stříh

Bereme v úvahu polovinu maximální síly  $F_6=121212\text{N}$  z důvodu dvou střížných rovin, průměr čepů 30mm, a materiál CK45 s mezí kluzu  $R_e=370\text{MPa}$ , jak je uvedeno v kapitole 4.2.2. Smykové napětí v čepu je dáno vztahem:

$$\tau = \frac{F_6}{2 * S} = \frac{2 * F_6}{\pi * d^2} \quad (70)$$

$$\tau = \frac{2 * 121212}{\pi * 30^2} \text{MPa} = 85.5 \text{MPa},$$

bezpečnost pak je:

$$k_k = \frac{\tau_{dov}}{\tau} \quad (71)$$

$$k_k = \frac{170}{85.5} = 1.98.$$

Bezpečnost je tedy vyhovující.

#### 4.9.3. Kontrola čepů na otláčení

Je patrné, že čepy jsou uloženy ve skříni drapáku a čelistech. Tyto díly jsou zhotoveny z vysokopevnostní oceli, která má v otláčení mnohem vyšší dovolený tlak, než samotné čepy. Dovolенý tlak pro volné uložení pro materiál čepů  $p_{dov}=321\text{MPa}$  (jak je uvedeno v kapitole 4.2.2.)

Pro uložení v čelistech zde působí maximální síla  $F_{hv}=76960\text{N}$ . Šířka čelistí je  $t=10\text{mm}$ . Zde provedeme kontrolu otláčení. Tlak je dán vztahem:

$$p = \frac{F_{hv}}{d * 2 * t} \quad (6) \quad (72)$$

$$p = \frac{76960}{30 * 2 * 10} \text{MPa} = 128.3 \text{MPa},$$

pak výsledná bezpečnost uložení:

$$k_k = \frac{p_{dov}}{p} \quad (73)$$

$$k_k = \frac{321}{128.3} = 2.5.$$

Můžeme konstatovat, že toto spojení z hlediska bezpečnosti na otláčení čepu a otvoru čelisti vyhovuje v dostatečné míře.

Pro uložení čepů ve skříni vycházíme z maximální síly, jež zde může působit. Tato síla  $F_6=121212\text{N}$ . Opět jsou zde dvě uložení, na jedno působí polovina síly. Nnebudeme hledat bezpečnost uložení, ale jeho šířku  $l$ . Jako dostačující bezpečnost bude vyhovovat  $k_k=2$ . Bezpečnost je dána rovnicí:

$$k_k = \frac{p_{dov}}{p}, \quad (74)$$

tlak  $p$  v uložení je dán vztahem:

$$p = \frac{F_6}{d * 2 * l}, \quad (75)$$

po dosazení do rovnice bezpečnosti je  $l$ :

$$l = \frac{k_k * F_6}{p_{dov} * 2 * d} \quad (76)$$

$$l = \frac{2 * 121212}{321 * 2 * 30} \text{ mm} = 12.6 \text{ mm}.$$

Minimální požadovaná šířka uložení je tedy 12,6mm. Pro návrh, se zaměřením na technologické hledisko, budeme volit šířku minimálně 16mm, kdy k tloušťce materiálu skříně bude navařen plech pro rozšíření uložení a vymezení čelistí.

## 5. Pevnostní výpočet

Při pevnostním výpočtu budeme brát v úvahu různé zatěžovací stavy. Ty budeme předpokládat s maximálním břemenem o hmotnosti 2000kg, pro které je drapák navrhován. Zde je nutné zvažovat dynamické účinky, které na drapák a jeho břemeno působí. Mohou nastat tyto případy:

- zvedání břemene při maximálním výkonu hydraulického jeřábu
- otáčení s břemenem při maximální rychlosti
- náhlé zastavení při spouštění.

Případy budeme hodnotit jako stálé zatížení drapáku, které odpovídá běžnému provozu hydraulického jeřábu.

Dále je nutné uvažovat mimořádné zatížení, které může při provozu nastat:

- zarovnávání dřeva
- zaseknutí čelistí při nabírání.

### 5.1. Pevnostní výpočet čelistí

#### 5.1.1. Dynamické síly při běžném provozu

Při výpočtu dynamických sil vyjdeme z předpokladu, že drapák bude namontován na nejvýkonnější hydraulický jeřáb tak, aby nemohlo docházet k jeho přetížení. Jedná se například o jeřáb 5500H od výrobce Penz [2]. Tento jeřáb je schopen zvedat maximální zátěž o hmotnosti 2050kg. Jeho technické parametry pro výpočet dynamických účinků jsou:

- maximální moment zvedání  $M_{zvedání}=55\text{kNm}$
- maximální moment otáčení  $M_{otoč}=14.3\text{kNm}$
- rychlost otáčení  $n=3.2\text{min}^{-1}$
- minimální vzdálenost drapáku od osy hydraulického jeřábu  $r=1.4\text{m}$
- maximální vyložení ramene  $R=6979\text{mm}$ .

Zvedání s maximálním výkonem a zastavení při spouštění mají stejný dynamický účinek. Zvedání s maximálním momentem je dáno maximálním tlakem v hlavním přímočarém hydromotoru. Při spouštění tento tlak není přesážen díky pojišťovacím ventilům, ty zabraňují přetížení jeřábu. Moment zvedání je dán vztahem:

$$M_{zvedání} = F_{max} * r \quad (77)$$

Odtud:

$$F_{max} = \frac{M_{zvedání}}{r} \quad (78)$$

$$F_{\max} = \frac{55000}{1.4} N = 39286 N$$

$F_{\max}$  je největší síla, jakou dokáže jeřáb působit na drapák. Tato síla je v podstatě součtem tíhové síly břemene a síly, která vyvolává jeho zrychlení. Hmotnost drapáku zanedbáváme, tvoří přibližně dvacetinu hmotnosti břemene. Tuto sílu, jež bude působit na čelisti při zvedání či zastavení při spouštění, budeme považovat za maximální.

Při otáčení hydraulického jeřábu vzniká odstředivá síla, která se přičítá k tíhové síle břemene. Jsou na sebe navzájem kolmé, výslednice je velikostně jejich přeponou, síly tvoří odvěsny pravoúhlého trojúhelníku. Odstředivá síla je dána vztahem:

$$F_o = m * R * \omega^2, \quad (79)$$

kde  $\omega$  je uhlová rychlost otáčení:

$$\omega = \frac{n * 2 * \pi}{60} \quad (80)$$

$$\omega = \frac{3.2 * 2 * \pi}{60} s^{-1} = 0.335 s^{-1}$$

po dosazení do vztahu pro odstředivou sílu:

$$F_o = 2000 * 6.979 * 0.335^2 N = 1566 N$$

Výslednice odstředivé a tíhové síly je:

$$F_{\max o} = \sqrt{(m * g)^2 + F_o^2} \quad (81)$$

$$F_{\max o} = \sqrt{(2000 * 9.81)^2 + 1566^2} N = 19682 N$$

Můžeme konstatovat, že odstředivá síla je zanedbatelná. Pro pevnostní výpočet budeme vycházet z maximální síly  $F_{\max}=39286N$ . Pro tuto sílu vyšetříme drapák v poloze čelist na čelist a při úplném zavření.

#### 5.1.2. Pevnostní analýza při běžném zatížení

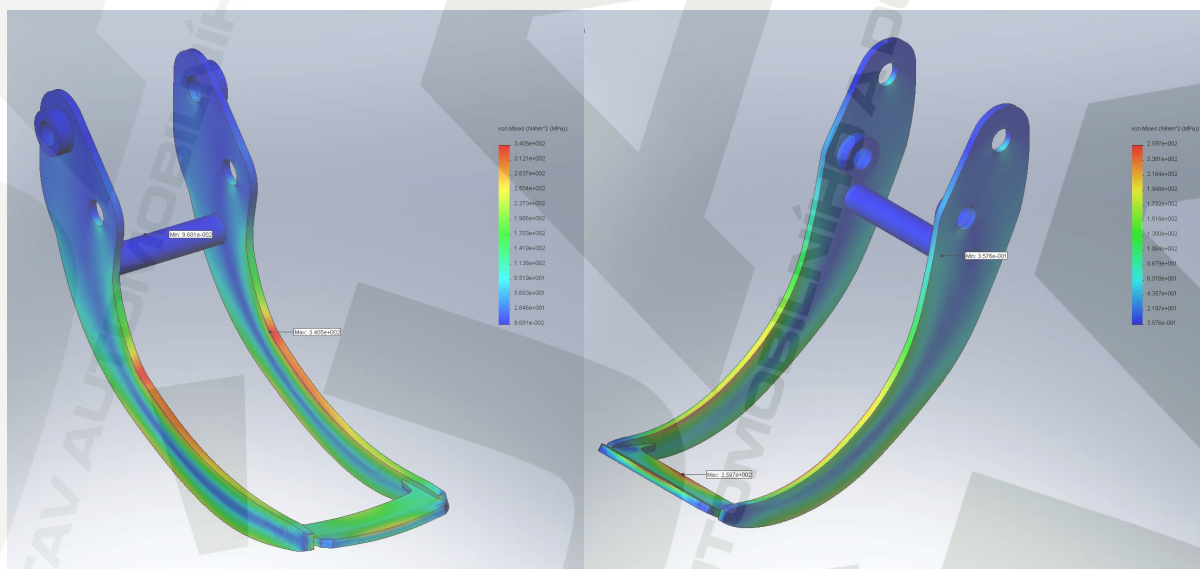
Pevnostní výpočet jednotlivých čelistí bude proveden metodou konečných prvků (MKP). Jako software pro výpočet byl použit program SolidWorks 2007.

Z jednotlivých čelistí byl vytvořen jeden model jako jednotný díl, oproti složení a zavazbení s jednotlivých dílů. Toto zjednodušení si můžeme dovolit, protože jednotlivé čelisti jsou vyráběny jako svarky.

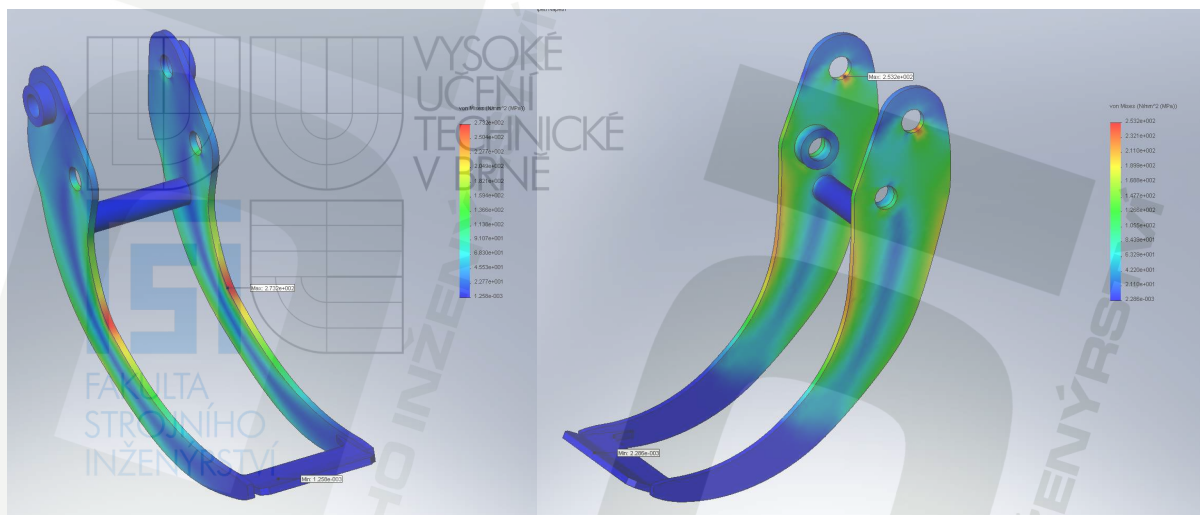
Pro výpočet je nezbytné definovat vazby čelistí. Otvory ve kterých se čelisti otáčejí jsme definovaly rotační vazby. V místech pro kluzné uložení táhel (levá čelist) a v místech uložení hydraulického válce (pravá čelist) jsme definovaly obecné vazby se zamezením posuvu ve směru táhel a hydraulického válce.

Zatížení čelistí bylo provedeno podle vypočteného zatížení celého drapáku uvedeného v kapitole 5.1.1. Pro okamžik kdy se čelisti překrývají je působí jejich příčná hrana a zatížení směřuje svisle dolů. Ve výpočtu zavřeného drapáku byla síla rozložena na liniové zatížení s délkou 300mm rovnoměrně po zakřivené části středu čelisti. Zatížení má opět směr tíhové síly.

Velikost elementu pro MKP byla zvolena 0.005m, což je dostačující vzhledem k velikosti čelistí. Vznikla síť přibližně 100 tisíc elementů. Pomocí programu byla provedena s danými typy vazeb a silovým zatížením napěťová analýza. Tyto výsledná napětí jednotlivých čelistí nám zobrazují obr. 26 v okamžiku kdy se čelisti překrývají a obr. 27 který ukazuje zatížený zavřený drapák.



Obr. 26 Napětí na čelistech (čelisti u sebe)



Obr. 27 Napětí na čelistech (zavřený drapák)

Nejvyšších hodnot dosahuje napětí na zakřivených částech čelistí. V těchto místech je čelist namáhána především ohybem. Maximální napětí je na levé čelisti a má hodnotu přibližně 350 MPa. Pro známé maximální napětí a napětí dovolené můžeme určit koeficient bezpečnosti pro běžný provoz.

$$k_k = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_{max}} \quad (82)$$

$$k_k = \frac{490}{350} = 1.4$$

Výsledná bezpečnost pro běžný provoz je vyhovující. Je určena z maximální síly, kterou může hydraulický jeřáb vyvolat. Ta avšak nastává pouze v případě, pokud je břemeno zvedáno na nejmenším možném rameni tohoto jeřábu, což není v praxi příliš pravděpodobné.

### 5.1.3. Mimořádné zatížení

Při zarovnávání dřeva obsluha hydraulického jeřábu dynamicky otáčí dřevo do vertikální polohy, drapák otevře, zarovná dřevo o zem, zavře drapák. Při opětovném zvednutí se materiál vrátí zpět do horizontální polohy. Při tomto úkonu budeme předpokládat maximální hmotnost zarovnávaného dřeva 1000kg. Není možné takto zarovnávat dřevo u drapáku s maximálním zatížením s ohledem na potřebný rychlý pohyb. Jako nejhorší variantu budeme hodnotit nazvednutí drapáku se dřevem ve vertikální poloze, kdy tíha dřeva působí příčně na čelisti drapáku. Jedná se o boční sílu, která působí jen chvilkově, než se drapák vrátí do své svislé polohy. Tato síla je způsobena hmotností břemene  $m=1000\text{kg}$ , pak:

$$F_z = m * g \quad (83)$$

$$F_z = 1000 * 9.81 N = 9810 N .$$

Jako další možné zatížení předpokládejme, že při nabírání dřeva o maximální nosnosti se mezi čelisti dostane tvrdý předmět a na čelisti bude působit i maximální síla hydraulického válce. Síla hydraulického válce je stanovena  $F_{hv}=76960N$ , působící síla břemene je:

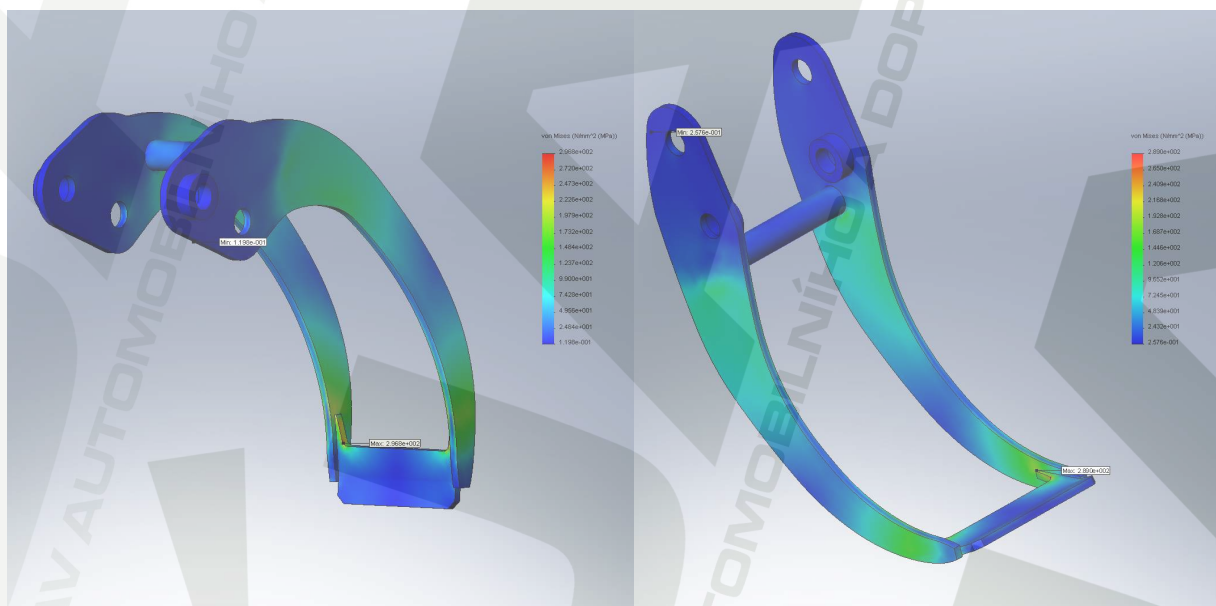
$$F_B = m_{max} * g \quad (84)$$

$$F_B = 2000 * 9.81 N = 19620 N .$$

Oba tyto případy budeme pevnostně řešit v okamžiku, kdy čelisti přecházejí přes sebe.

#### 5.1.4. Pevnostní analýza při mimořádném zatížení

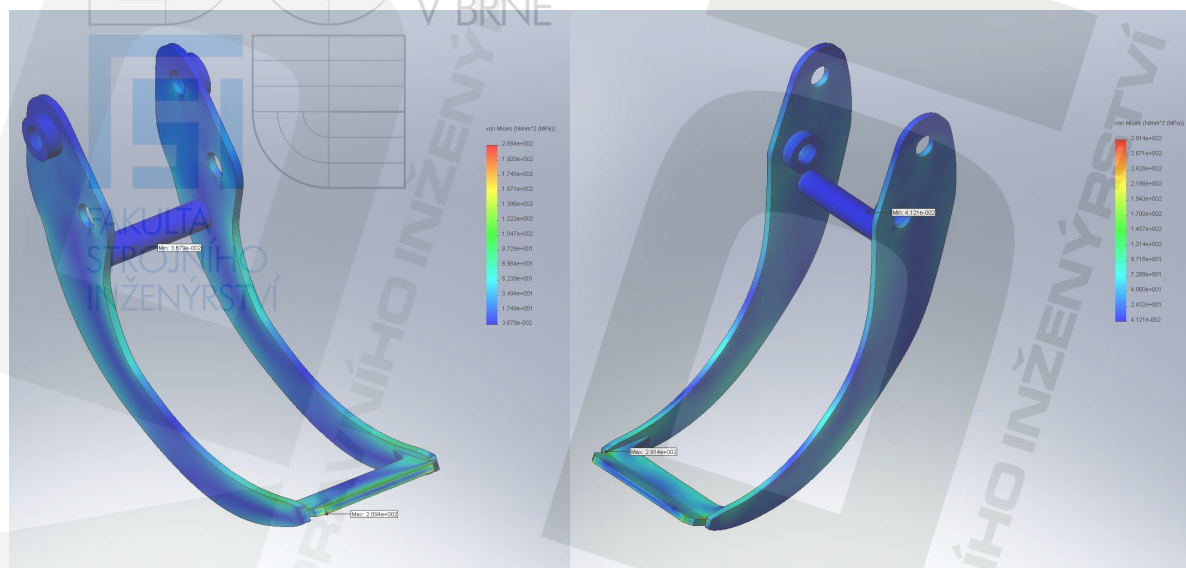
Pro první případ studie bočního zatížení budou vazby obdobné jako při pevnostní analýze v předešlé kapitole 5.1.2. Avšak silové zatížení bude působit kolmo ke konci čelisti, což je nejhorsí varianta, protože v čelisti způsobuje nejvyšší ohybový moment. Výsledné napětí na levé a pravé čelisti je patrné z obr. 28.



Obr.28 Napětí na čelistech (boční zatížení)

V druhém případě, kdy uvažujeme působení břemene s maximální nosností, při maximálním tlaku v hydraulickém válci a zaseknutých čelistech je výsledné napětí patrné z obr. 29. Zde volíme rotační vazby v otvorech čelistí pro jejich otáčení. Zaseknutí čelistí simulujeme podporou na jejich koncích. Síla od břemene má působiště na příčné hraně čelistí

a působí svisle dolů. Maximální síla od hydraulického válce, potažmo táhel má působiště v jejich uložení. Směr síly je totožný s podélnou osou táhel a hydraulického válce.



Obr. 29 Napětí na čelistech (zaseknutí čelistí)

V případě bočního zatížení jsou nejvíce namáhány místa, ve kterých jsou navrženy vzpěry spojující obě části čelisti. Maximálních hodnot dosahuje napětí u spojení příčné vzpěry s boční částí čelisti. Při zaseknutí čelistí a maximální silou od hydraulického válce je taktéž nejvíce namáháno spojení jednotlivých částí čelisti. Maximální napětí z obou případů mimořádného zatížení je na příčné hraně čelisti a má hodnotu přibližně 290 MPa. Výsledná bezpečnost je tedy:

$$k_k = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_{max}} \quad (84)$$

$$k_k = \frac{490}{290} = 1.7$$

Což je příznivější hodnota než při běžném provozu a dynamických účincích. Avšak silové účinky mohou být ještě větší, hlavně při přetěžování a neodborné manipulaci, kdy může docházet k nárazům drapáku o pevné předměty.

## 5.2. Pevnostní výpočet hydraulického válce

U hydraulického válce je především nezbytná kontrola mezního stavu vzpěrné stability jeho pístní tyče. Samotný hydraulický válec je tlaková nádoba, kdy pro náš průměr je dovolený tlak  $p_{dov}=50\text{MPa}$ [9]. V našem případě má maximální tlak hodnotu 20MPa, což

dostatečně vyhovuje. Při kontrole bezpečnosti na mezní stav vzpěrné stability budeme postupovat obdobně jako v kapitole 4.4.5. Kvadratický moment setrvačnosti pro kruhový průřez pístní tyče s průměrem  $d=40\text{mm}$  je:

$$J_z = \frac{\pi * d^4}{64} \quad (86)$$

$$J_z = \frac{\pi * 0.04^4}{64} \text{m}^4 = 1.26 * 10^{-7} \text{m}^4 .$$

Porovnáme štíhlost kritickou se štíhlostí táhla, volíme vztah pro výpočet kritické síly

$$\lambda = l * \sqrt{\frac{\pi * d^2}{J_z * 4}} , \quad (87)$$

kde:  $l$  je délka pístní tyče, dle výkresové dokumentace  $l=314\text{mm}$ , pak štíhlost je:

$$\lambda = 0.314 * \sqrt{\frac{\pi * 0.04^2}{1.26 * 10^{-7}}} = 81.35 .$$

Kritická štíhlost je:

$$\lambda_k = \alpha * \sqrt{\frac{E}{\sigma_{dov}}} , \quad (88)$$

kde:  $\alpha=\pi$ , určují vazby v koncích pístní tyče, vetknutí-obecná vazba

$\sigma_{dov}=370\text{MPa}$  pro materiál CK45 pístní tyče, pak:

$$\lambda_k = \pi * \sqrt{\frac{2.1 * 10^{11}}{370 * 10^6}} = 74.84 .$$

Z porovnání  $\lambda > \lambda_k$  vyplývá, že můžeme pro výpočet kritické síly použít Eulerův vztah:

$$F_s = \frac{\alpha * E * J_z}{l^2} \quad (89)$$

$$F_s = \frac{\pi * 2.1 * 10^{11} * 1.26 * 10^{-7}}{0.314^2} \text{N} = 443103 \text{N} .$$

Hledaná bezpečnost je dána poměrem:

$$k_k = \frac{F_s}{F_{hv}}$$

$$k_k = \frac{443103}{76960} = 5.75,$$

(90)

což je vyhovující bezpečnost.

### 5.3. Skříň drapáku

Jsou zde uloženy obě čelisti pomocí čepů. Celá skříň drapáku přenáší především tíhu břemene na svou základovou desku silou hydraulického válce. Celá skříň je volena z vysoce pevnostního materiálu DOMEX 700 o tloušťce 6mm. Silové působení jednotlivých čepů popisuje kapitola 4.3, kde je kontrolováno uložení čepů ve skříni.

Je patrné, že celá skříň bude namáhána především tahovým a tlakovým napětím. Toto napětí vzhledem k tloušťce materiálu skříně je nízké. Vyplývá to z bezpečného uložení čepů, kde na skříň působí síly čelistí. Pro materiál čepů byla vypočítána šířka uložení přibližně 12mm s dvojnásobnou bezpečností, avšak materiál bedny má vyšší dovolené napětí. V místě otvorů pro uložení je skříň navíc vyztužena navařenými plotnami kruhovitěho tvaru, kdy přenos síly je realizován ještě na větší plochu materiálu skříně.

Při provozu dochází k nečekaným nárazům celého drapáku do dřevní kulatiny, taktéž do různých ocelových částí konstrukce podvozku, na který je materiál manipulován. Proto nemůžeme skříň hodnotit jako předimenzovanou, spíše se snažíme zabránit možné deformaci při provozu.

## 6. Použití a údržba drapáku

Drapák je určen výhradně pro manipulaci s dřevní hmotou. Na drapák nesmí být zavěšeny žádné jiné předměty. Při manipulaci s drapákem je přísně zakázáno, aby se v pracovní zóně pohybovaly osoby. Pokud k této situaci dojde, je nutné neprodleně zastavit práci, protože může dojít k náhlému uvolnění břemene, nebo k nečekanému pohybu hydraulického jeřábu, potom hrozí zranění samotných osob. Hydraulický jeřáb opatřený drapákem nesmí obsluhovat nezaškolení pracovníci. Před započítím práce je nutné provést vizuální kontrolu drapáku, jako je těsnost hydraulických hadic, únik oleje z hydromotoru, upevnění drapáku a v neposlední řadě vizuální poškození jednotlivých dílů. Při provozu musí být dodržováno maximální přípustné zatížení.

### 6.1. Údržba drapáku

Je zcela nedílnou součástí pro provoz jakýchkoliv zařízení. Správná údržba vede k jeho dlouhé životnosti a bezporuchovosti:

- kontrola správného nastavení tlaku v rozvaděčích drapáku
- pevné dotažení šroubových spojení mezi drapákem a rotátorem
- kontrola možné deformace veškerých částí drapáku
- kontrola těsnosti hydraulického válce a šroubení vysokotlakých hadic, popřípadě tato spojení upravit dotažením
- mazání.

Dalším faktorem pro dlouhou životnost je snaha se v co největší míře vyhnout nárazům při manipulaci s drapákem, dbát na jeho čistotu a dodržovat předepsané servisní prohlídky.

### 6.2. Montáž a demontáž

Při montáži drapák pevně připevněte šesti šrouby M12\*50 s třídou pevnosti 8.8 k přírubě s rotátorem a dotáhněte momentem 136 Nm. Rotátor spojte s hydraulickým válcem vysokotlakými hadicemi předepsaných parametrů. Zkontrolujte správné uložení hadic, proveďte zkoušku těsnosti a funkčnosti.

Při demontáži nejprve několikanásobným pohybem páky rozvaděče zbavte okruh drapáku tlaku, opatrně uvolněte šroubení vysokotlakých hadic a hadice odpojte. Následně rozpojte šrouby mezi přírubou a drapákem.

Je nutné používat předepsané nářadí a dbát na čistotu při montáži i demontáži, aby se do okruhu tlakového oleje nedostaly nežádoucí částičky, což by mohlo vést k poškození hydraulického okruhu.

### 6.3. Mazání

Je nedílnou součástí provozu drapáku. Snižuje tření a chrání proti zadírání na styčných plochách kluzných ložisek. Mazání provádíme mazacím tukem dle klasifikace ISO 6743. Příkladem je mazací tuk firmy OMV s označením M283. K mazání je určeno 8 mazniček v jednotlivých čepch drapáku. Pro správné mazání používáme tlakového lisu. Mazání končí vytlačení mazacího tuku z pouzdra. Přebytečný mazací tuk odstraníme. Dostatečný mazací interval nesmí překročit 10 hodin provozu drapáku. Mazání je taktéž nezbytné při delším odstranění z provozu, nebo po umytí tlakovou vodou.

## 7. Závěr

Sestava celého drapáku byla navrhována s dostatečnou bezpečností. A to především s ohledem na náročné podmínky, ve kterých bude provozován. Pro maximální redukci hmotnosti jsme navrhli vysocepevnostní ocel. Celá sestava drapáku byla navrhována tak, aby nebyla složitá výměna jednotlivých dílů při jejich případném poškození.

Realizace tohoto návrhu je ve firmě Agama a.s. na velmi dobré cestě. Je vyráběn první prototyp, který bude prověřován a budou sledována problematická místa pro jeho případnou úpravu. Firma taktéž pracuje na úpravách tohoto drapáku pro nabírání především kleslých, kdy je odstraněna příčná hrana čelistí a tyto jsou následně vyztuženy.

Z hlediska zadání diplomové práce byl navržen drapák, který odpovídá požadovaným parametrům. A to především jeho nosnost 2000kg, jednoduchost a v neposlední řadě ekonomickou nenáročnost výroby. Jediná změna zadání je v šířce rozevřených čelistí. A to z požadovaných 1350mm na 1150mm, což nijak neomezuje jeho funkci. Požadovaná šířka, pro jeho nosnost do 2000kg, je dostatečně velká.

## 8. Seznam použitých zdrojů

### Internetové zdroje

- [1] Výrobní program drapáků. Agama a.s. [online]. [cit. 2008-7-8]. Dostupné na WWW: <<http://www.agama-as.cz/penz/drapakynadřevo>>
- [2] Hydraulické jeřáby a drapáky. Penz-crane GmbH. [online]. [cit. 2008-7-8]. Dostupné na WWW: <<http://www.penz-crane.at/en/start.htm>>
- [3] Drapáky řady SuperGrip od výrobce Hultdins. Hultdins Inc. [online]. [cit. 2008-9-14]. Dostupné na WWW :<<http://www.hultdins.com/material.php?itemID=1>>
- [4] Drapáky s malou nosností F29. Kesla. [online]. [cit. 2008-9-14]. Dostupné na WWW :<<http://www.kesla.cz/download/hydraulickeruky/drapaky.pdf>>
- [5] Drapák FG56. Epsilon Kran GmbH. [online]. [cit. 2008-9-15]. Dostupné na WWW :<[http://www.palfinger.com/palfinger/3235\\_EN.529D8E393100afbf57f81bd9583c1d551ee197?pdb\\_gber\\_id=2&pdb\\_pgrp\\_id=3](http://www.palfinger.com/palfinger/3235_EN.529D8E393100afbf57f81bd9583c1d551ee197?pdb_gber_id=2&pdb_pgrp_id=3)>
- [6] HSP drapák 028. [online]. Hassela Skogsprodukter AB. [cit. 2008-9-16]. Dostupné na WWW :<[http://hsp.se/index.php?option=com\\_content&task=view&id=46&Itemid=28](http://hsp.se/index.php?option=com_content&task=view&id=46&Itemid=28)>
- [7] Drapák G0-0.31. Liv Hydraulika, d.o.o. [online]. [cit. 2008-9-20]. Dostupné na WWW :<<http://www.liv-hidravlika.si/ang/indexang.htm>>
- [8] Materiál S690QL. Universal ocel s.r.o. [online]. [cit. 2008-9-20]. Dostupné na WWW :<<http://www.uniocel.cz/html/Plech/P06.html>>
- [9] Materiál CK 45. Hydraulics s.r.o.[online]. [cit. 2008-9-22]. Dostupné na WWW :<[http://www.hydraulics.cz/czech/katalog2\\_new/ram.htm](http://www.hydraulics.cz/czech/katalog2_new/ram.htm)>
- [10] Rotátor FR 7. Finn-rotor oy. [online]. [cit. 2008-9-30]. Dostupné na WWW :<<http://www.finn-rotor.com/main-en.ht>>
- [11] Rotátor Baltrotors GR30. Hans Aumer GmbH. [online]. [cit. 2008-10-1]. Dostupné na WWW :<<http://www.aumer-forstkrane.de/index.php?sid=500&pid=32&firma=Baltrotors>>
- [12] Rotátor GV 3. Indexator AB. [online]. [cit. 2008-10-1]. Dostupné na WWW :<<http://www.indexator.se/default.asp?parent=5036&family=944&type=1001&familytype=1&id=5819&ptid=>>>
- [13] Svařování materiálu DOMEX 700. Strojní fakulta ZČU v Plzni. [online]. [cit. 2008-10-2]. Dostupné na WWW :<[http://www.ateam.zcu.cz/fraktografie\\_prednaska1.pdf](http://www.ateam.zcu.cz/fraktografie_prednaska1.pdf)>

- [14] Výběr materiálů a odvozených parametrů. Technická univerzita Liberec. [online]. [cit. 2008-10-8]. Dostupné na WWW :<[http://www.kst.vslib.cz/podklady/principy\\_navrhu/Priloha2.pdf](http://www.kst.vslib.cz/podklady/principy_navrhu/Priloha2.pdf)>

### **Monografické publikace**

- [15] Doubravová, M., Nováková, M., Matematické, fyzikální a chemické tabulky. Praha: státní pedagogické nakladatelství, 1979. 348 s. ISBN 14-294-79
- [16] Janíček, P., Ondráček, P., Vrbka, J., Mechanika těles – pružnost a pevnost I. Brno: VUT Brno, 2004. 287 s. ISBN 80-214-2592-X
- [17] Klimeš, J., Části a mechanismy strojů II. Brno: VUT Brno, Akademické nakladatelství CERM, 2005. 145 s. ISBN 81-214-3294-X
- [18] Hrabovec, R., Koch, J., Valivé a kluzné ložiska ZKL. Martin: Neografia, š.p., 1992. 363 s. ISBN 80-85419-09-02
- [19] Jířů, M., Jeřáby, nakládací jeřáby, Norma ČSN EN 12999. Brno: Český normalizační institut. 2003. 86 s.
- [20] Leinveber, J., Vávra, P., Strojnické tabulky čtvrté doplněné vydání. Úvaly: ALBRA-pedagogické nakladatelství, 2008. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7

## 9. Seznam použitých zkratk a symbolů

Symbol	Název	Jednotka	Název jednotky	Rozměr SI
F	síla	N	newton	$\text{kg.m.s}^{-2}$
g	tíhové zrychlení	$\text{m.s}^{-2}$	metr za sekundu na druhou	
k	koeficient bezpečnosti	-		
a,b,c,d,l	délka	M	metr	
M	moment síly	Nm	newtonmetr	$\text{kg.m}^2.\text{s}^{-2}$
m	hmotnost	kg	kilogram	
p	tlak	Pa	pascal	$\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-2}$
Re	mez kluzu	Pa	pascal	$\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-2}$
Rm	mez pevnosti	Pa	pascal	$\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-2}$
S	plocha	$\text{m}^2$	metrčtvereční	
$\sigma$	normálové napětí	Pa	pascal	$\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-2}$
$\tau$	Smykové napětí	Pa	pascal	$\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-2}$
E	modul pružnosti	Pa	pascal	$\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-2}$
J	osový kvadratický moment	$\text{m}^4$	metr na čtvrtou	
$\lambda$	štíhlost	-		
k	tuhost	$\text{Nm}^{-2}$	Newton na metr čtvereční	$\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-2}$
Q	průtok	$\text{m}^3.\text{s}^{-1}$	metr krychlový za sekundu	
t	čas	s	sekunda	
f	frekvence	$\text{s}^{-1}$	Sekunda na méně první	
$\theta$	úhel kývání	$^\circ$	stupeň	
v	rychlost	$\text{ms}^{-1}$	metr za sekundu	
H	životnost	hod	hodina	3600.s

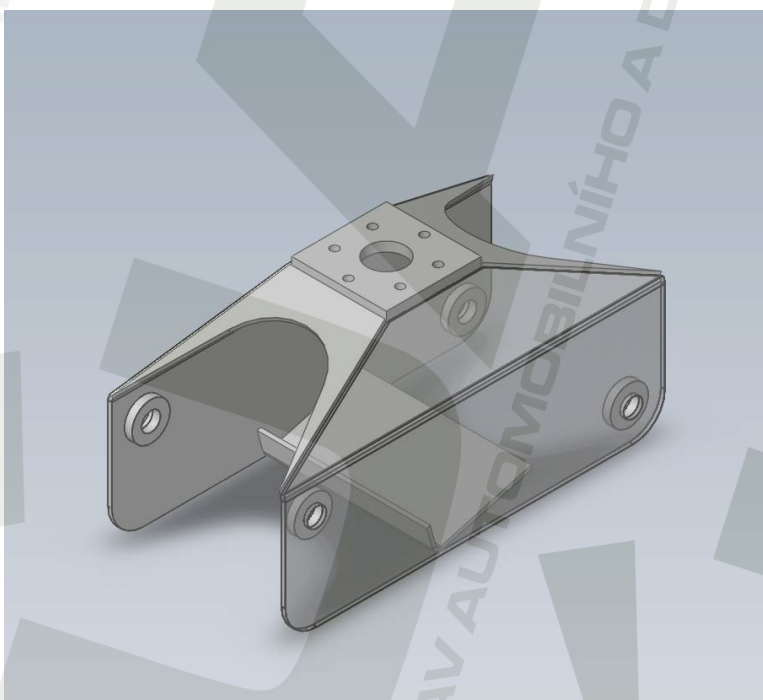
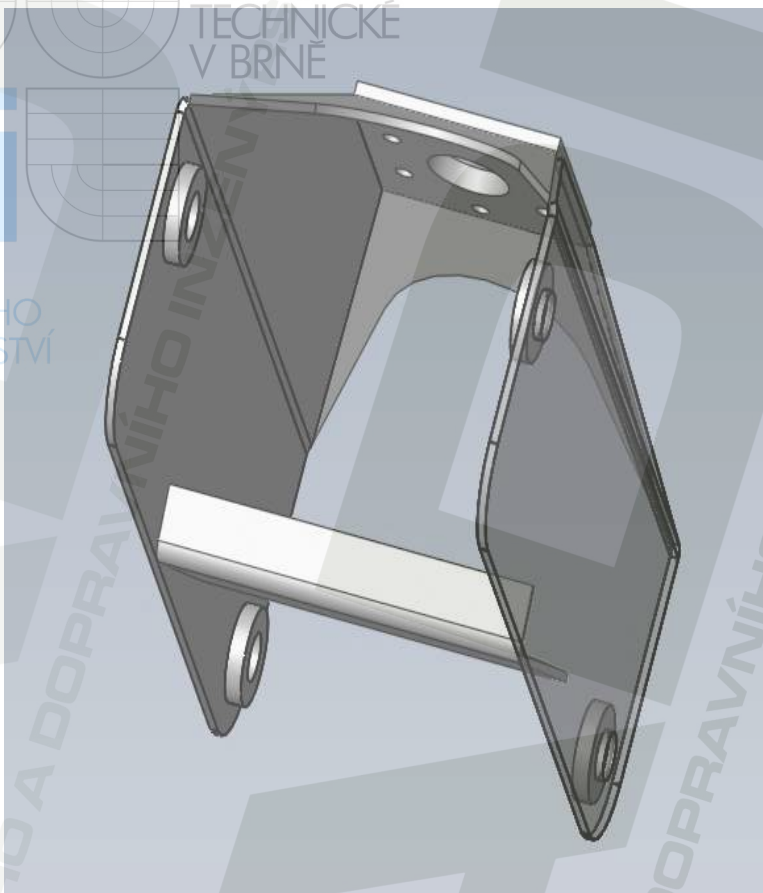
## 10. Seznam příloh

- 1 – Skříň drapáku
- 2 – Model drapáku, otevřený
- 3 – Model drapáku, zavřený
- 4 – hydraulický válec
- 5 – montážní sestava
- 6 – svařované a obráběné podsestavy
- 7 – výrobní výkresy

VYSOKÉ  
UCENÍ  
TECHNICKÉ  
V BRNĚ

STROJNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

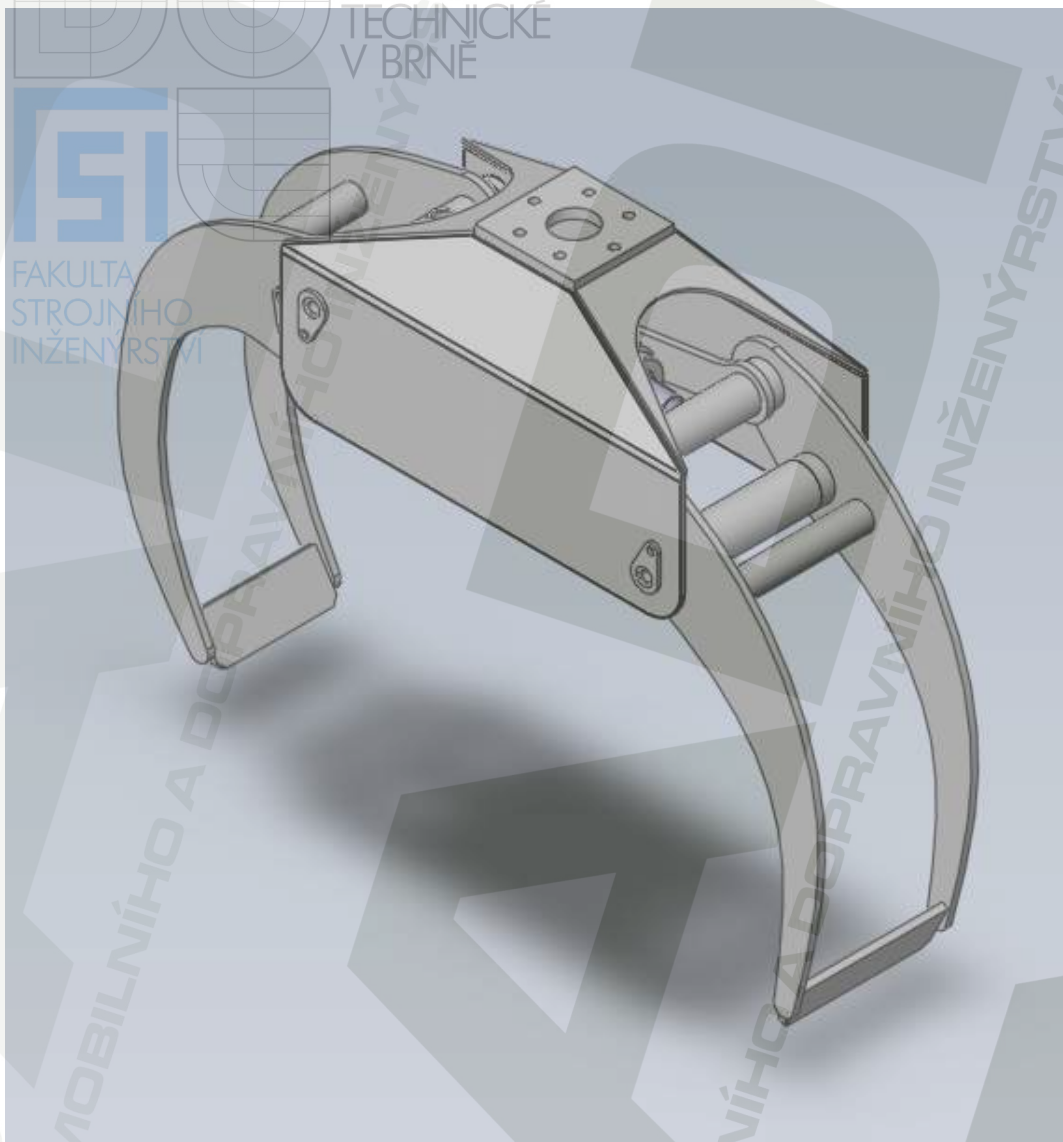




VYSOKÉ  
UCENÍ  
TECHNICKÉ  
V BRNĚ



FAKULTA  
STROJNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ





VYSOKÉ  
UCENÍ  
TECHNICKÉ  
V BRNĚ

FAKULTA  
STROJNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

