



**FAKULTA  
ŠTOJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Konstrukce čelního nakladače pro  
malotraktor**

**Design of Tractor Front Loader**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**2019**

**Lukáš TRŠ**

**Studijní program:** B2341 Strojírenství

**Studijní obor:** 3901R051 Konstruování podporované počítačem

**Vedoucí práce:** Ing. Roman UHLÍŘ Ph.D.





### Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Konstrukce čelního nakladače pro malotraktor“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Romana UHLÍŘE Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne .....

.....

**Lukáš Trš**



### **Poděkování**

Děkuji vedoucímu této bakalářské práce Ing. Romanu Uhlířovi Ph.D. za konzultace, připomínky a vysvětlení problematiky konstrukce nejen čelních nakladačů. V neposlední řadě chci poděkovat své rodině za podporu při celém studiu a psaní této bakalářské práce. Také děkuji p. Janu Kubátovi a všem, kteří mi umožnili prohlídku jimi používaných čelních nakladačů.

## Anotační list

Jméno autora:	Lukáš Trš
Název BP:	Konstrukce čelního nakladače pro malotraktor
Anglický název:	Design of Tractor Front Loader
Rok:	2019
Studijní program:	B2341 Strojírenství
Obor studia:	3901R051 Konstruování podporované počítačem
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Roman UHLÍŘ Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 51 počet obrázků 59 počet tabulek 1 počet příloh 2
Klíčová slova:	konstrukce, čelní nakladač, traktor, nakladač
Keywords:	design, front loader, tractor, loader
Anotace:	Tato bakalářská práce se zabývá návrhem čelního nakladače pro malotraktor. Obsahuje rešerši dostupných variant na trhu. Pro vybrané řešení jsou provedeny návrhové a kontrolní výpočty. Součástí bakalářské práce je sestavný výkres čelního nakladače
Abstract:	This bachelors thesis describe a desing of tractor front loader. It comprise research market options. For selected solution are made design and control calculations. Parth of this bachelors thesis are assembly drawings front loader.

## Obsah

<b>1. Úvod .....</b>	<b>1</b>
<b>1.1. Vývoj traktorů .....</b>	<b>1</b>
<b>1.2. Vývoj čelních nakladačů .....</b>	<b>2</b>
<b>2. Cíl práce .....</b>	<b>3</b>
<b>3. Rešerše dostupných variant na trhu .....</b>	<b>3</b>
<b>3.1. Čelní nakladač TUR2B .....</b>	<b>3</b>
<b>3.2. Čelní nakladač Pronar LC 2 .....</b>	<b>4</b>
<b>3.3. Čelní nakladač NAR 80 .....</b>	<b>4</b>
<b>3.4. Čelní nakladač Stool FC 450 H .....</b>	<b>5</b>
<b>3.5. Čelní nakladač Stool FC 350 P .....</b>	<b>5</b>
<b>4. Použití nakladačů .....</b>	<b>6</b>
<b>5. Konstrukce čelních nakladačů .....</b>	<b>6</b>
<b>5.1. Konzola s rámem k uchycení na traktor .....</b>	<b>6</b>
<b>5.2. Ramena nakladače .....</b>	<b>6</b>
<b>5.3. Uchycení nářadí .....</b>	<b>7</b>
<b>5.4. Nářadí .....</b>	<b>8</b>
<b>5.4.1. Lopata .....</b>	<b>8</b>
<b>5.4.2. Lopata na hnůj s drapákem .....</b>	<b>8</b>
<b>5.4.3. Paletizační vidle .....</b>	<b>9</b>
<b>5.4.4. Kleště na balíky .....</b>	<b>9</b>
<b>5.4.5. Vidle na balíky .....</b>	<b>10</b>
<b>5.4.6. Rampovač na kulatinu .....</b>	<b>10</b>
<b>5.4.7. Třetí hydraulický okruh .....</b>	<b>11</b>
<b>5.4.8. Paralelogram .....</b>	<b>11</b>
<b>5.4.9. Akumulátor pro kompenzaci rázů .....</b>	<b>11</b>
<b>5.4.10. Hydraulické rychlospojky .....</b>	<b>12</b>
<b>5.4.11. Hydraulické vedení .....</b>	<b>12</b>
<b>5.4.12. Hydraulické lineární motory .....</b>	<b>13</b>
<b>5.4.13. Hydraulický zámek .....</b>	<b>14</b>
<b>5.4.14. Závaží do zadních ramen traktoru .....</b>	<b>14</b>
<b>6. Výpočtová část .....</b>	<b>15</b>
<b>6.1. Stanovení vstupních parametrů .....</b>	<b>15</b>
<b>6.2. Základní schéma pohybu nakladače .....</b>	<b>15</b>
<b>6.3. Volba lineárních hydromotorů .....</b>	<b>15</b>
<b>6.3.1. Výpočet potřebné síly u lineárního hydromotoru 1 .....</b>	<b>16</b>
<b>6.3.2. Výpočet potřebné síly u Lineárního hydromotoru 2 .....</b>	<b>17</b>
<b>6.3.3. Výpočet potřebného průměru píst lineárního motoru 1 .....</b>	<b>18</b>
<b>6.3.4. Výpočet potřebného průměru píst lineárního motoru 2 .....</b>	<b>18</b>
<b>6.3.5. Parametry vybraných lineárních hydromotorů .....</b>	<b>19</b>
<b>6.3.6. Kontrola pístní tyče na vzpěr .....</b>	<b>20</b>
<b>6.4. Pevnostní kontrola čepů lineárních hydromotorů .....</b>	<b>21</b>
<b>6.4.1. Kontrola čepu na ohyb .....</b>	<b>21</b>



6.4.2.	Kontrola čepu na smyk.....	22
6.4.3.	Výpočet redukovaného napětí dle HMM .....	22
6.4.4.	Kontrola čepu na tlak.....	22
6.5.	Kontrola svaru.....	23
6.5.1.	1 poloha .....	23
6.5.2.	2 poloha .....	25
6.6.	Kontrola konzole na ohyb .....	29
6.7.	Kontrola paletovacích vidlí na ohyb .....	29
6.8.	Kontrola ramen nakladače na ohyb .....	30
7.	Mé konstrukční řešení čelního nakladače na malotraktor .....	31
7.1.	Rám s konzolou .....	31
7.2.	Radlice na sypké materiály .....	31
7.3.	Paletizační vidle .....	31
7.4.	Závaží na sypké hmoty .....	32
7.5.	Závaží betonové.....	32
7.6.	Ramena nakladače.....	33
7.7.	Lineární hydromotory .....	33
7.8.	Řešení krajních poloh radlice .....	33
7.8.1.	Krajní poloha zaklopená.....	33
7.8.2.	Krajní poloha vyklopená.....	34
8.	Závěr:.....	36
9.	Seznam obrázků.....	37
10.	Seznam tabulek.....	39
11.	Seznam použité literatury .....	41
12.	Seznam zkratk a symbolů.....	43

## 1. Úvod

### 1.1. Vývoj traktorů

Lidé si od pradávna usnadňují obtížnou a namáhavou práci, jak jen to je možné. Jako první začali využívat síly zvířat, dále pak nářadí, které práci zjednodušilo a ulehčilo. S vynalezením parního stroje a příchodem průmyslové revoluce se začala mechanizace využívat také v zemědělství. S vývojem mechanizace se do popředí významných strojů, nutných pro provoz zemědělství dostává traktor (obr. 1)[12],[18].



*Obr. 1.: Parní traktor Case [1]*

Vývoj traktorů souvisí s vývojem spalovacích motorů po roce 1870. U traktorů objevují po roce 1920 (benzínové a na petrolej), do té doby parní stroje s kovovými koly určené pouze na pole, které ale již mají vývodový hřídel pro pohon nářadí. V 30. letech 20. století se objevuje použití vznětového motoru, pneumatik a tříbodového závěsu ovládaného hydraulikou [18].

V současné době traktory mají řadu dalších funkcí, které usnadňují obsluhu. Jedná se např. o možnost řazení pod zatížením, automatické zapínání pohonu předních kol, řazení pomocí tlačítka na joysticku čelního nakladače, centrální regulace tlaku v pneumatikách a mnoho dalších [18].

Další neméně důležitou vlastností traktorů je jejich design. Výrobci často spolupracují s předními světovými designéry a výsledkem této spolupráce bývají velmi zajímavé exempláře (obr. 2).

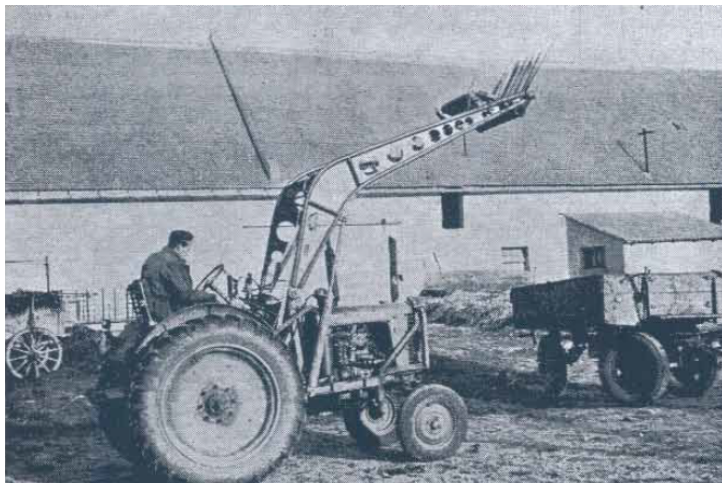


*Obr. 2.: Designový prototyp Zetor by Pininfarina [2]*



## 1.2. Vývoj čelních nakladačů

V roce 1953 a 1954 byl zkonstruován pro traktor Zetor 25 a Zetor 25K hydraulický nakladač hnoje (obr. 3).



*Obr. 3.: Hydraulický nakladač hnoje na Zetor 25 [3]*

Zvedání ramen výložníku bylo pomocí hydraulického zařízení. Vyklápění nákladu na vlečný vůz bylo řešeno pomocí páky. Zkoušky prokázaly, že nakladač je velmi výkonný, průměrně 120 q chlévské mrvy za hodinu, takže dokázal nahradit práci asi deseti dělníků (tehdejší norma státních statků pro nakládání hnoje z krátké slámy byla na jednoho dělníka 80 až 95 q denně) [3].

Dnešní nakladače jsou vybaveny mnoha systémy pro pohodlné ovládání. Jedná se zejména o joystick, kterým se pomocí pohybu dopředu a dozadu zvedají ramena výložníku, pohybem do strany se vyklápí a zaklápí pracovní nářadí, a pomocí tlačítek se např. otevírají a zavírají vidle na balíky. Dále pak dnešní nakladače mají paralelogram a hydraulický tlumič rázů (obr. 4). V neposlední řadě mohou mít upínání nářadí EURO, které zajišťuje snadné rychlé a spolehlivé upnutí pracovního nářadí [18].



*Obr. 4.: Moderní traktor Class s čelním nakladačem [vlastní zdroj]*

## 2. Cíl práce

Cílem této bakalářské práce je navrhnout jednoduchý a zároveň spolehlivý čelní nakladač k upevnění na malotraktor Belarus 320.4, který bude sloužit pro práci na zahradě a kolem domu. Požadavek je, aby nakladač byl schopen zdvihnout minimálně 400 kg, a to do výškové výšky minimálně 2,5 metrů (hmotnost 400 kg odpovídá balíku suchého sena o průměru 150 cm (320 až 380 kg v závislosti na druhu trávy, vlhkosti a kvalitě slisování balíku (KUBÁT 2019, ústní sdělení), nebo 0,7 až 0,8 m<sup>3</sup> vysušeného smrkového dřeva na vlhkost 13%, i s paletou).

Vzhledem k tomu, že nakladač nebude provozován na pozemních komunikacích odpadájí problémy s potřebnou homologací. Takto z malotraktoru vytvořím univerzální nakladač k nakládání a přepravě různého druhu materiálu.

## 3. Rešerše dostupných variant na trhu

Dnes není problém zakoupit již hotový čelní nakladač tovární výroby od celé řady firem které se výrobou a montáží nakladačů zabývají.

Toto řešení je pro mě nevyhovující vzhledem k tomu že nepožaduji vysokou nosnost, ale požaduji vysoký zdvih a dále z důvodu, že aktuální cena čelního nakladače NAR 80 určeného na malotraktor Belarus 320.4 včetně montáže, joysticku a lžice je 107 000,-Kč bez DPH. Levnější variantou je čelní nakladač TUR2B. Tento nakladač je podle mého názoru masivní a velmi hmotné konstrukce (hmotnost 450 kg) a je pro větší traktor než Belarus 320.4. Pokud chci něco dle mého názoru lepšího a kvalitnějšího tak můžu zvolit např. Čelní nakladač Stoll FC 450 kde je ale cena již vyšší oproti nakladači TUR2B.

### 3.1. Čelní nakladač TUR2B

<b>Maximální zdvih</b>	3,4 m
<b>Nosnost</b>	700 Kg
<b>Cena bez DPH</b>	30 000 Kč
<b>Hmotnost nakladače</b>	450 kg



Obr. 5.: Čelní nakladač TUR2B [5]

### 3.2. Čelní nakladač Pronar LC 2

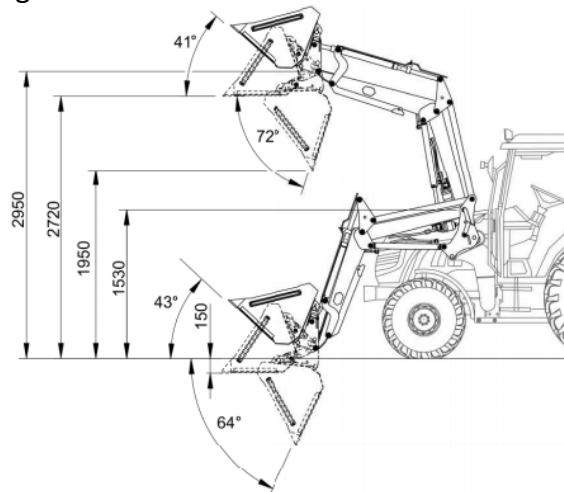
Překládací výška 2 720 mm

Výsypná výška 1 950 mm

Nosnost 800 Kg

Cena bez DPH 80 000 Kč

Hmotnost nakladače 356 kg



Obr. 6.: Čelní nakladač Pronar LC2 [6]

### 3.3. Čelní nakladač NAR 80

Překládací výška 2300 mm

Výsypná výška 1800 mm

Nosnost 800 Kg

Cena bez DPH 80 000 Kč

Hmotnost nakladače 450 Kg



Obr. 7.: Čelní nakladač NAR 80 s paralelogramem [7]



Obr. 8.: Čelní nakladač NAR 80 bez paralelogramu [8]

### 3.4. Čelní nakladač Stool FC 450 H

Nosnost	920 kg
Výsypná výška	1840 mm
Překládací výška	2425 mm
Cena	130 000 Kč
Hmotnost nakladače	260 Kg



Obr. 9.: Čelní nakladač Stool FC 450 H bez paralelogramu [9]

### 3.5. Čelní nakladač Stool FC 350 P

Nosnost	800 kg
Výsypná výška	1670 mm
Překládací výška	2260 mm
Cena	125 000 Kč
Hmotnost nakladače	210 Kg



Obr. 10.: Čelní nakladač Stool FC 350 P s paralelogramem [10]

## 4. Použití nakladačů

Použití čelních nakladačů je velmi universální. Uplatní se v celé řadě odvětví, počínaje zemědělstvím, dále pak zahradnictvím, lesnictvím, cestářstvím, až po úpravu terénu, práce na zahradě a kolem rodinného domku. Zcela zásadní výhodou je jejich nízká pořizovací cena, v porovnání s kolovými samojízdnými nakladači [12].

## 5. Konstrukce čelních nakladačů

**Čelní nakladač se skládá z několika prvků:**

### 5.1. Konzola s rámem k uchycení na traktor

Konzola s rámem slouží k přenesení zatížení z nakladače do rámu traktoru. Rám musí dodatečně zpevnit traktor po celé jeho délce, aby nedošlo k rozlomení traktoru při zdvihání břemena. Součástí konzole jsou u starších návrhů otvory pro čepy lineárních hydraulických motorů a otvory pro čepy které slouží k uchycení ramen nakladače. Nyní se již většina nakladačů připojuje pomocí páky rychloupínání, kdy stačí přijet k nakladači traktorem, nechat zapadnout čepy do drážek a zajistit pákou. Další požadavek je snadná a rychlá montáž a demontáž nakladače.

### 5.2. Ramena nakladače

Ramena nakladače jsou vyrobena z dutých ocelových profilů (obr. 11). Těmito profily jsou vedeny rozvody hydraulické tlaková kapaliny pomocí hydraulických hadic nebo trubek. Ramena musí být dostatečně pevná a tuhá, a zároveň mít i nízkou hmotnost. Velice důležité je také aby nakladač zvládla připojit na konzolu a odpojit z konzole upevněného na traktoru 1 osoba. Další součástí jsou podpěry, na které se nakladač odkládá při odpojování.



Obr. 11.: Návrh ramen čelního nakladače [vlastní zdroj]

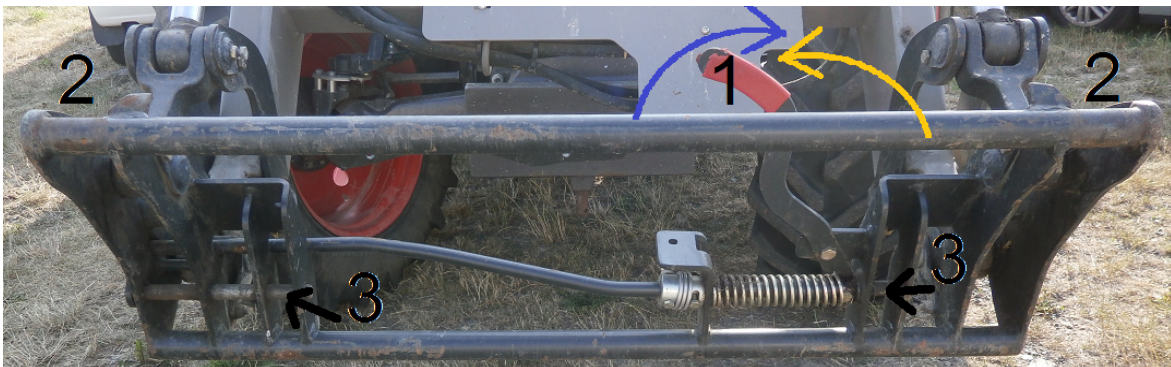
### 5.3. Uchycení nářadí

Výměna nářadí musí být rychlá a snadná. Nejrozšířenější systém upínání nářadí na čelní nakladač v ČR a státech EU je systém EURO. Tento systém je podle normy ISO 23 206, (obr. 13). Systém EURO nalezneme na téměř všech typech tuzemských i zahraničních čelních nakladačích. Výjimku tvoří malé nakladače, které výrobce vybavuje vlastním systémem uchycení. Pro systém Euro existuje na tuzemském trhu široká nabídka náhradních dílu od zavěšovacích ok až přes zajišťovací čepy lopaty [12].

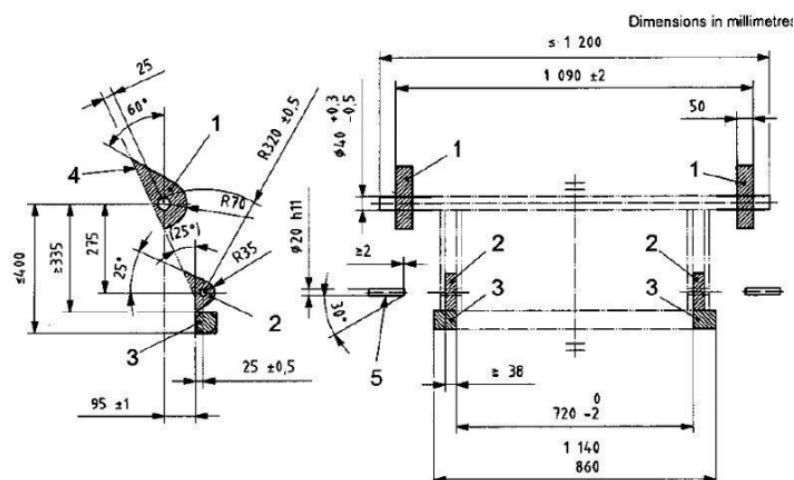
Unifikovaný systém upínání má pro zákazníka výhodu v tom, že nářadí od různých výrobců je kompatibilní se všemi čelními nakladači vybavených tímto systémem (obr. 12). Díky konkurenčnímu boji je cena tohoto nářadí tlačena dolů.

Popis funkce upnutí nářadí pomocí upínače EURO (obr. 12)

- 1) Překlopením páky 1 ve směru **modré šipky** dojde k otevření čepů 3
- 2) Přijedeme k nářadí a nářadí zahákneme na válcovou část 2
- 3) Nářadí zvedneme a zaklopíme tak aby zapadlo do čepů 3
- 4) Přehozením páky 1 ve směru **žluté šipky** nářadí zajistíme



Obr. 12.: Popis funkce upínače EURO [vlastní zdroj]

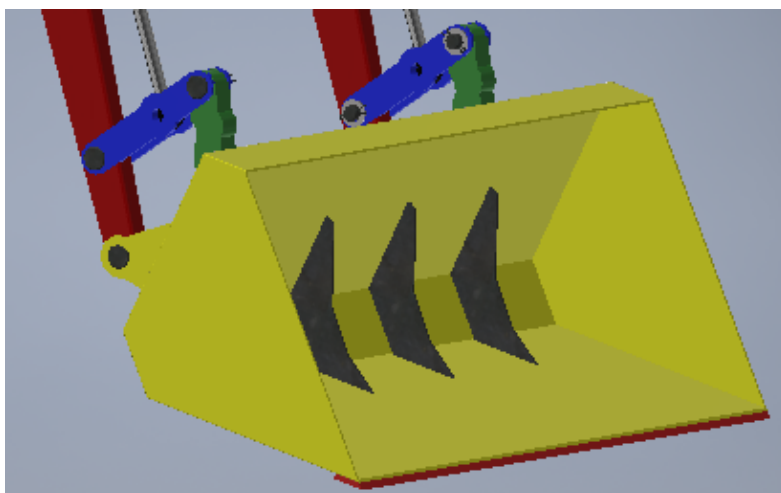


Obr. 13.: Norma rozměrů upínače EURO [12]

## 5.4. Nářadí

### 5.4.1. Lopata

Lopata slouží k nakládání sypkých materiálů jako je písek, zemina, kompost, štěrk, ale také např. sníh. Dále pomocí lopaty můžeme rozhrnovat navršenou zeminu. Lopata bývá zesílena žebry (obr. 14), aby se neprohýbala, a břít je velice často vyroben z kvalitnější oceli a bývá zesílen. Někdy je břít i výměnný.



Obr. 14.: Lopata k nakladači [vlastní zdroj]

### 5.4.2. Lopata na hnůj s drapákem

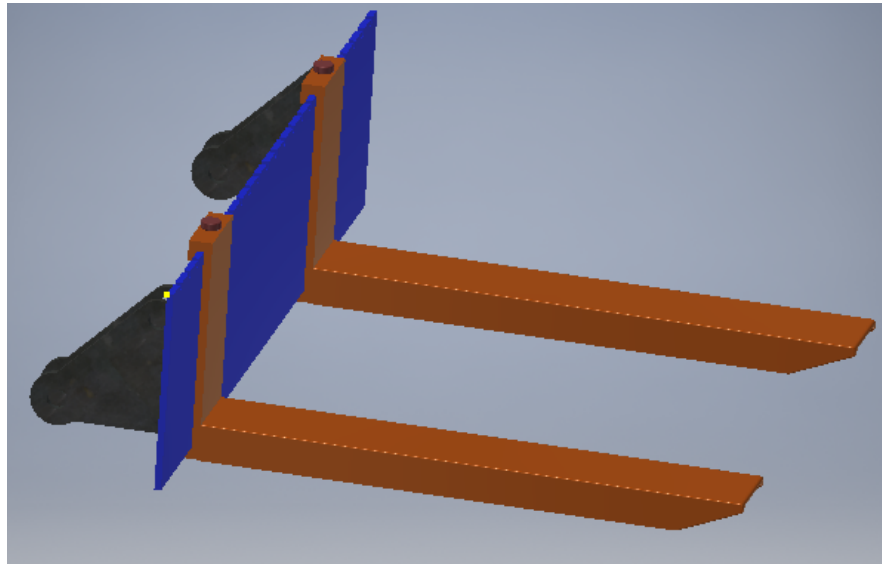
Lopata s drapákem slouží k nakládání hnoje (chlévkové mrvy), nebo k nakládání senáže a siláže (obr.15). Pro lepší vykusování z hromady se vybavují drapákem. Drapák je ovládán pomocí třetí funkce.



Obr. 15.: Lopata na hnůj s drapákem [vlastní zdroj]

### 5.4.3. Paletizační vidle

Paletizační vidle slouží k manipulaci s paletami a jiným kusovým materiálem. Důležité je, aby šla nastavovat rozteč vidlí ve velkém rozsahu, to kvůli zajištění stability překládaného, zejména dlouhého materiálu (například balíků řeziva, které mají délku přes 5 metrů a pokud netrefíme těžiště balíku mezi vidle, tak dojde k převrácení a k pádu balíku z vidlí a následně hrozí zranění osob nebo poškození okolí). Rozteč se mění posouváním vidlí po rámu (obr. 16).



*Obr. 16.: Návrh vidlí na palety [vlastní zdroj]*

### 5.4.4. Kleště na balíky

Slouží k manipulaci s balíky senáže. Při použití hrotů nebo paletizačních vidlí by se protrhla folie, která balík obaluje a došlo by ke znehodnocení balíku senáže. Balík by se zkazil v důsledku působení vzduchu. Kleště se otevírají a zavírají pomocí třetí funkce nakladače (obr. 17)



*Obr. 17.: Kleště na balíky [13]*



#### 5.4.5. Vidle na balíky

Vidle se používají se k přepravě balíků sena a slámy (obr. 18). Hroty jsou velmi často výměnné. Velkou výhodou vidlí oproti kleštím je to, že zvládnou převést i dva, občas i tři balíky najednou (KUBÁT 2019, ústní sdělení). Nevýhodou je, že vidle nelze použít na balíky senáže balené ve folii, to z důvodu poškození folie a následného znehodnocení balíku.



Obr. 18.: Vidle na balíky [zdroj vlastní]

#### 5.4.6. Rampovač na kulatinu

Používá se k manipulaci s kmeny stromů (kulatinou) na skládkách kulatiny po lesní těžbě. Uplatnění nalezne také na pile při manipulaci s kulatinou. Kulatina je přidržována ramenem, které je ovládáno třetí funkcí nakladače (obr. 19)



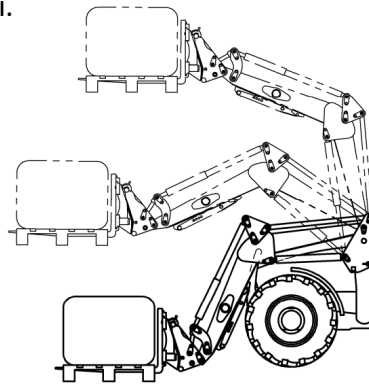
Obr. 19.: Rampovač na kulatinu [14]

### 5.4.7. Třetí hydraulický okruh

Třetí hydraulický okruh zajišťuje ovládání nářadí. Jedná se např. o rozevírání a zavírání kleští na balíky, ovládání háku rampovače a otevírání a zavírání drapáku. Třetí hydraulický okruh se ve většině případů ovládá elektrohydraulickým rozvaděčem, jenž se řídí dvěma tlačítky umístěnými na joysticku v kabině.

### 5.4.8. Paralelogram

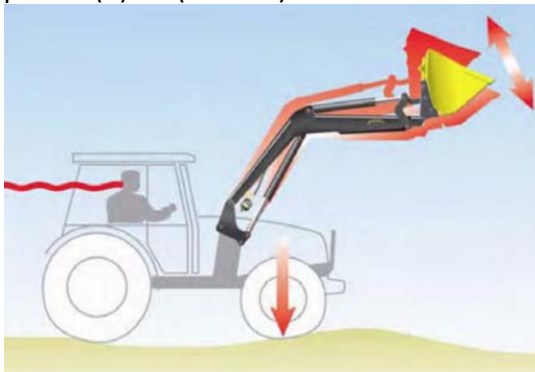
Ve slovníku cizích slov se dočteme, že paralelogram je „dvojklikový typ čtyřkloubého mechanismu, ve kterém se obě hlavní části otáčejí o plný úhel v souhlasném smyslu“ [19]. Funkcí paralelogramu je udržení pracovního nářadí ve stejné, zejména vodorovné poloze (obr. 20). Tato funkce je velmi výhodná, pokud překládáme palety, nebo manipulujeme např. s balíky řeziva (prkna, fošny, latě) z nákladního automobilu nebo traktorového přívěsu na místo uskladnění.



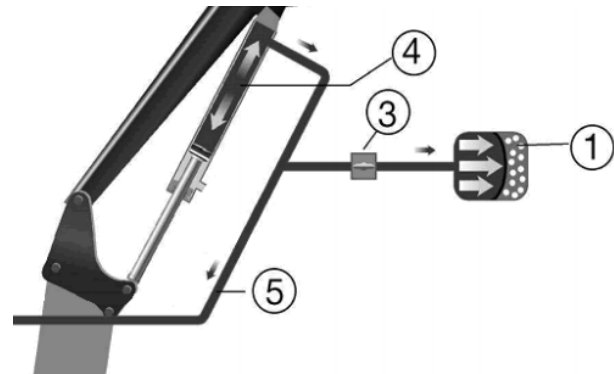
Obr. 20.: Znárodnění funkce paralelogramu při zvedání palety [15]

### 5.4.9. Akumulátor pro kompenzaci rázů

Akumulátor tlumí kmitání nakladače, které je způsobeno jízdou po nerovné komunikaci (obr. 21). Použitím akumulátoru pro kompenzaci rázů se zvyšuje především komfort obsluhy. Dusíkový akumulátor je částečně plněn olejem a částečně dusíkem. Vibrace, ke kterým dochází během jízdy, jsou tlumeny změnou tlaku mezi plynou a olejovou částí akumulátoru. Akumulátor aktivujeme a deaktivujeme otočením ventilu viz pozice (3) na (obr. 22).



Obr. 21.: Znárodnění kmitání nakladače při jízdě po nerovném terénu [15]



Obr. 22.: Princip funkce akumulátoru (1) tlakový plyn v nádrže, (2) Ovládání akumulátoru (3) Kolisání tlaku v pístech vlivem jízdy po nerovné vozovce (4) Tlakové vedení do traktoru [15]

#### 5.4.10. Hydraulické rychlospojky

Hydraulické rychlospojky slouží k rychlému a spolehlivému odpojení a připojení hydraulických obvodů nakladače k hydraulickým obvodům traktoru.

Hydraulické rychlospojky se mohou spojovat jednotlivě k sobě (obr. 24), nebo pomocí vícenásobných rychlospojek které umožní pomocí jedné páky zapojení všech spojek najednou (obr. 23).



Obr. 23.: Vícenásobná rychlospojka [vlastní zdroj]



Obr. 24.: Kuličková rychlospojka samec (vpravo) a samice (vlevo) [vlastní zdroj]

#### 5.4.11. Hydraulické vedení

Hydraulické vedení slouží k rozvodu tlakového oleje z traktoru k lineárním motorům nakladače.

Tlakový olej je možno vést hydraulickými hadicemi (obr. 26) nebo hydraulickými trubkami (obr. 27).

Hydraulické hadice a trubky jsou na svých koncích opatřeny koncovkami, díky kterým se spojují dohromady. Hydraulické vedení se obvykle rozděluje na několik částí a spojuje šroubením (obr 25). Je to z důvodu snadné montáže a výměny poškozené části.

Hydraulické hadice mají výhodu v tom že jsou ohebné a snadno vyměnitelné (ve většině specializovaných obchodů s příslušenstvím k zemědělským strojům na počkání udělají hydraulickou hadici požadované délky a průměru opatřenou koncovkami) a výhodu i nevýhodu v tom že mírně pruží. Tudíž dokáží tlumit mírné vibrace, ale vedení není tak tuhé. Pro svůj návrh nakladače použijte pouze hydraulické hadice, a to z důvodu snadné dostupnosti a dobré ohebnosti a jednoduché montáže.



Obr. 25.: Hydraulické šroubení [vlastní zdroj]



Obr. 26.: Hydraulická hadice s koncovkou [vlastní zdroj]

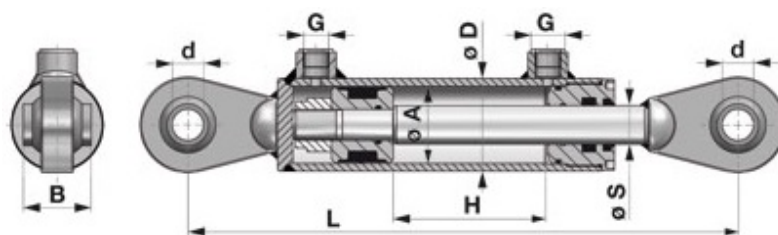


Obr. 27.: Hydraulická trubka s koncovkou [vlastní zdroj]

#### 5.4.12. Hydraulické lineární motory

Hydraulické lineární motory převádějí tlak hydraulického oleje na sílu.

Hydraulický motor se skládá z válce, ve kterém se pohybuje píst (obr. 28, obr. 29). Na píst je napojena pístní tyč. Na konci pístní tyče a hydraulického válce je navařen, nebo našroubován kulový čep, který kompenzuje natočení v čepu a díky kterému se síla přenáší pouze axiální přes čepy na ramena nakladače. Hydraulická kapalina, nejčastěji hydraulický olej si přivádí šroubením na jednu nebo obě strany pístu.



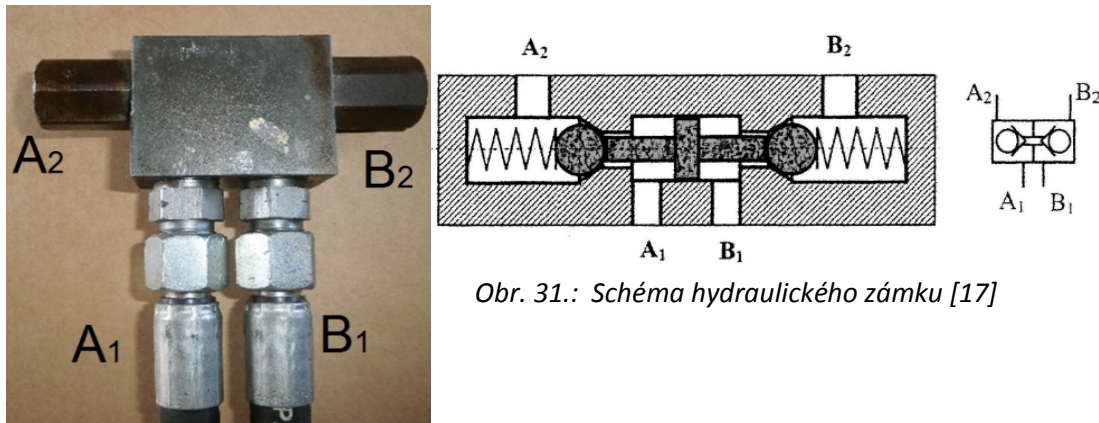
Obr. 28.: Řez lineárním hydromotorem [16]



Obr. 29.: Lineární hydromotor [vlastní zdroj]

### 5.4.13. Hydraulický zámek

Hydraulické zámky (obr.30, 31) složí k uzamčení pístu v požadované poloze. Pokud tlačíme hydraulickou kapalinu do zámku, zámek se otevře a umožní pohyb pístu. Pokud přestaneme působit tlakem, zámek se uzavře a nedovolí pohyb pístu. Hydraulický zámek použijí u lineárních hydromotorů 2. Zde nepožadují tzv. „plovoucí polohu“, ale naopak požadují, aby nářadí zůstalo v požadované poloze, i když nebudu přivádět tlakový olej.



Obr. 31.: Schéma hydraulického zámku [17]

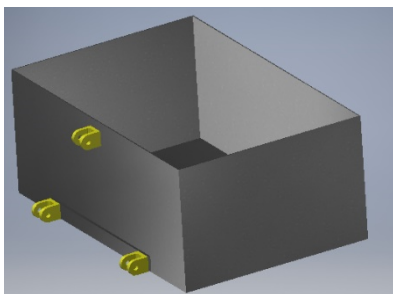
Obr. 30.: Hydraulický zámek [vlastní zdroj]

### 5.4.14. Závaží do zadních ramen traktoru

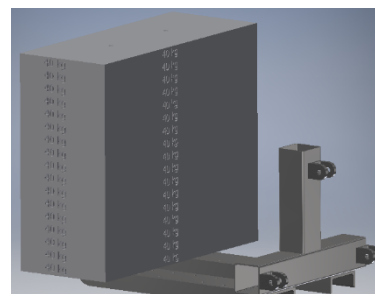
Pro zajištění ovladatelnosti traktoru na silnici se udává, že zatížení přední nápravy musí být alespoň 20 % z celkové hmotnosti traktoru (Uhlíř 2019 – ústní sdělení). Pokud toto nedodržíme hrozí, že traktor se stane neovladatelný, protože s traktorem nebudeme schopni zatočit. Pokud pracujeme na prostoru, kde nehrozí ohrožení okolí, zejména osob, tak se toto nechá vyřešit tím, že „rozpojíme brzdu“, a traktor ovládáme přibrzdováním pravého nebo levého kola. Z vlastní zkušenosti vím, že se jedná pouze o krajní nouzové řešení použitelné při malých rychlostech. Toto řešení má výhodu v tom, že značně zmenšíme poloměr otáčení traktoru.

Pokud naopak odlehčíme příliš zadní kola, zatížení se přeneso na přední nápravu. Přední nápravu přetížíme a hrozí poškození ložisek v předních kolech, nebo poškození pneumatik.

Závaží může být buď ve formě nádoby, která se podle potřeby plní pískem (obr. 32), nebo jako desky které se přidávají podle potřeby (obr. 33).



Obr. 32.: Protizávaží 1 [vlastní zdroj]



Obr. 33.: Protizávaží 2 [vlastní zdroj]

## 6. Výpočtová část

### 6.1. Stanovení vstupních parametrů

Nosnost	min. 400 kg
Výška zdvihu	min. 2,5 metru
Upevnění	na malotraktor Belarus 320.4
Rozsah použití	občasné hobby používání na zahradě a kolem domu

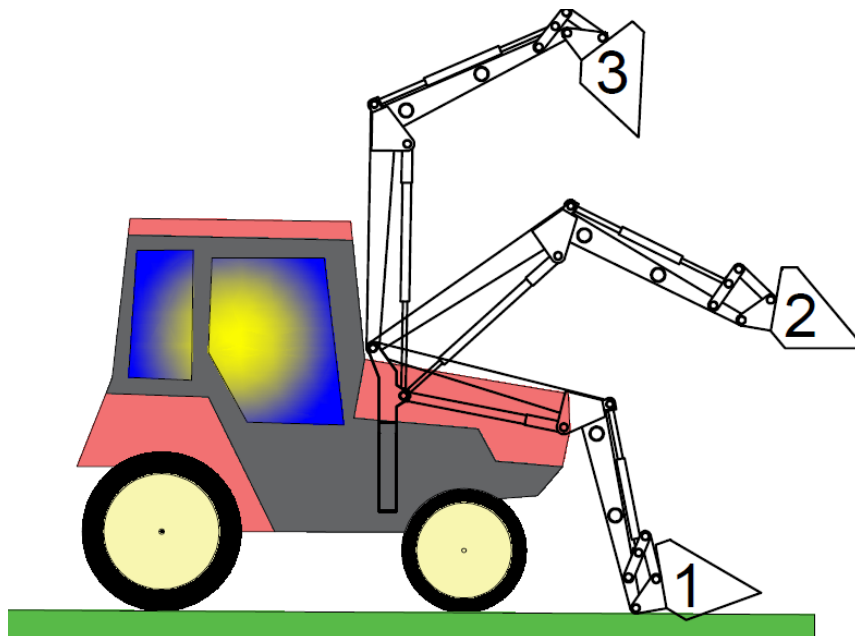
### 6.2. Základní schéma pohybu nakladače

(obr. 34)

**1 poloha:** Zaklopení radlice po nabrání materiálu

**2 poloha:** Překládání materiálu

**3 poloha:** Vysypání materiálu z maximálního zdvihu



Obr. 34.: Základní schéma pohybu nakladače [vlastní zdroj]

### 6.3. Volba lineárních hydromotorů

Při volbě lineárních hydromotorů, jsem vycházel z koncepčního návrhu a kinematického schématu.

Pro předběžný návrh pístů jsem uvažoval zatížení od nákladu 500 kg a zatížení od váhy ramen vlastního nakladače a lopaty, nebo jiného přípojného náradí 200 kg.

Pro zjednodušení ručního výpočtu uvažuji, že výsledná zatěžující síla se nachází ve vzdálenosti 400 mm od čepu otáčení radlice, protože toto zatížení předpokládám jako nejčastější

Zde uvádím výpočet pro polohu 2, kdy je radlice zvednuta 1500 mm nad terénem.

Z této polohy určím potřebné průměry pístů lineárních hydromotorů.

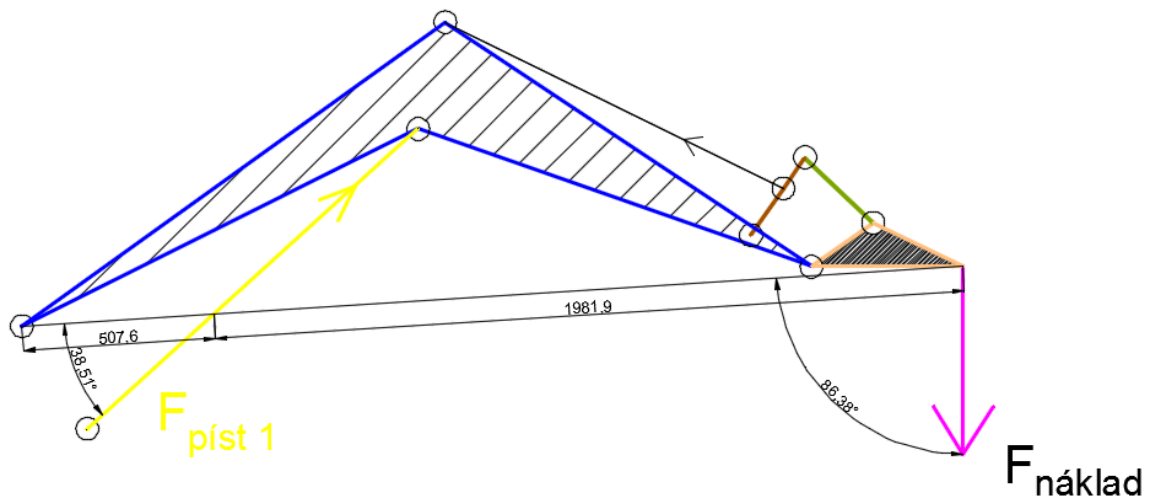
### 6.3.1. Výpočet potřebné síly u lineárního hydromotoru 1

Pro výpočet potřebné tlačné síly  $F_{píst\ 1}$  lineárního hydromotoru 1, uvažuji zatížení od nákladu  $m_{náklad}=500\text{ kg}$  a zatížení od vlastní hmotnosti ramen, hmotnosti náradí, třecích sil v lineárních hydromotorech a čepech  $m_{ramena}=200\text{ kg}$ . Dále uvažuji pro výpočet tíhové zrychlení  $g = 9,81\frac{N}{kg}$ . Uvažuji také pouze poloviční zatížení, a to proto, protože předpokládám, že síly se rozloží vcelku rovnoměrně do obou lineárních hydromotorů.

Takže polovina celkové síly působící na ramena nakladače

$$F_{náklad} = \frac{(m_{náklad} + m_{ramena}) \times 9,81}{2} = \frac{(500 + 200) \times 9,81}{2} = 3434\text{ [N]} \quad (1)$$

Pokud již známe zatěžující sílu a rozměry můžeme přes poměry délek ramen a úhlů působících sil (obr. 35) dopočítat potřebnou sílu  $F_{píst\ 1}$ , kterou musí vyvinout lineární hydromotor 1 k tomu, aby dokázal zvednout hlavní ramena nakladače, respektive aby nastala rovnováha sil.



Obr. 35.: Kinematické schéma nakladače pro výpočet síly LH 1 [vlastní zdroj]

Výpočet síly  $F_{píst\ 1}$  vychází z rovnice (1), kde suma všech momentů k bodu A se musí rovnat 0 (obr. 36)

$$\sum M_{iA} = 0 \quad (2)$$

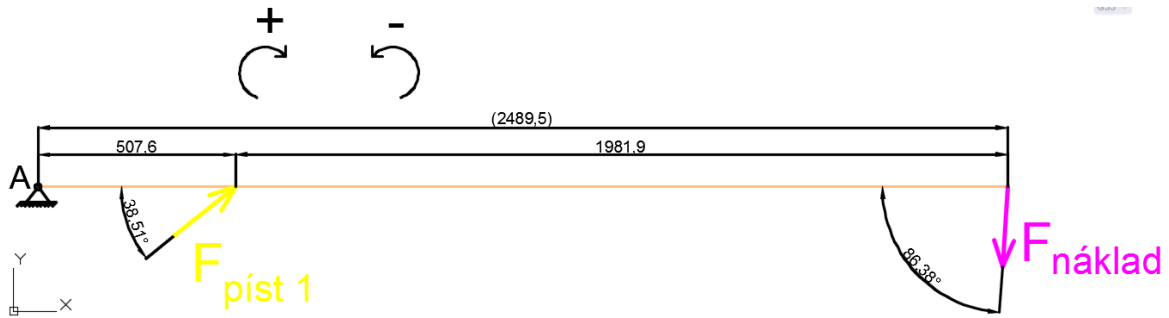
$$\sum M_{iA} = F_{náklad} \cdot (507,6 + 1981) \cdot \sin 86,38^\circ - F_{píst\ 1} \cdot (507,6) \cdot \sin 38,51^\circ = 0 \quad (3)$$

Z rovnice (3) vyjádříme  $F_{píst\ 1}$

$$F_{píst\ 1} = \frac{F_{náklad} \times (507,6 + 1981) \cdot \sin 86,38^\circ}{507,6 \cdot \sin 38,51^\circ} \quad (4)$$

A do rovnice (4) dosadíme číselné hodnoty

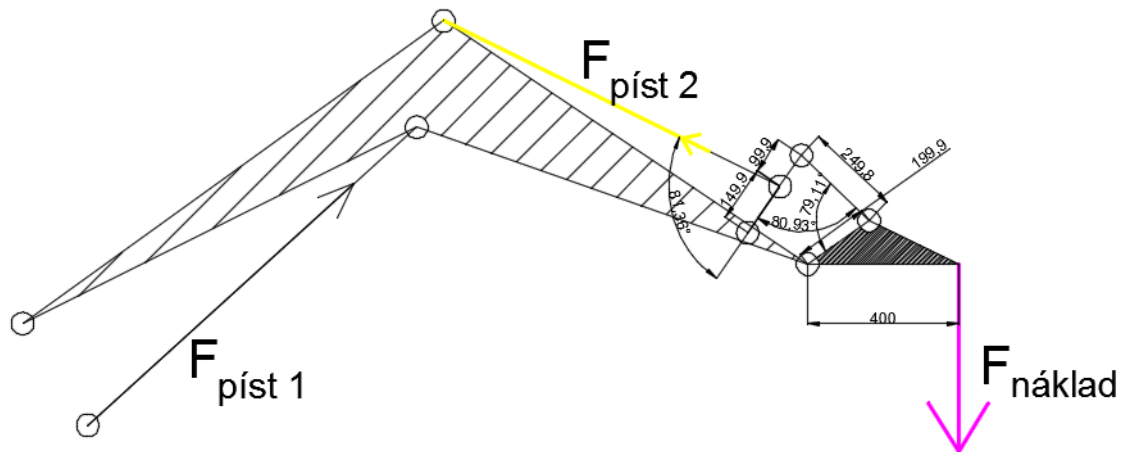
$$F_{píst\ 1} = \frac{3\ 434 \cdot (507,6 + 1981) \cdot \sin 86,38^\circ}{507,6 \cdot \sin 38,51^\circ} = 27\ 000\text{ [N]} \quad (5)$$



Obr. 36.: Zakreslení sil na nosník pro výpočet  $F_{píst\ 1}$  [vlastní zdroj]

### 6.3.2. Výpočet potřebné síly u Lineárního hydromotoru 2

Ze znalosti rozměrů a zatěžující síly  $F_{náklad}$  (obr 37.) dopočítám potřebnou tahovou sílu  $F_{píst2}$  lineárního hydromotoru 2, která je potřebná k tomu, aby udržela nářadí nakladače v požadované poloze.



Obr. 37.: Kinematické schéma pro výpočet síly LH 2 [vlastní zdroj]

Z rovnice rovnováhy sil na mechanismu (3), kterou sestavíme podle (obr. 37)

$$\frac{F_{náklad} \cdot 400}{199,9 \cdot \sin 79,11^\circ} - \frac{F_{píst\ 2} \cdot 149,9 \cdot \sin 80,93^\circ}{(149,9 + 99,9) \cdot \sin 81,36^\circ} = 0 \quad (6)$$

Vyjádříme sílu  $F_{píst\ 2}$

$$F_{píst\ 2} = \frac{F_{náklad} \cdot 400 \cdot \sin 81,36^\circ \cdot (149,9 + 99,9)}{149,9 \cdot \sin 80,93^\circ \cdot 199,9 \cdot \sin 79,11^\circ} \quad (7)$$

A po dosazení číselných hodnot do rovnice (7) dostaneme výsledek

$$F_{píst\ 2} = \frac{3\ 434 \cdot 400 \cdot \sin 81,36^\circ \cdot (149,9 + 99,9)}{149,9 \cdot \sin 80,93^\circ \cdot 199,9 \cdot \sin 79,11^\circ} = 11\ 674 \text{ [N]} \quad (8)$$

Síla, kterou musí vytvořit Lineární hydromotor 2 musí být minimálně 11 474 N.



### Výpočet potřebných průměrů válců

Na hydraulickém obvodu traktoru jsem naměřil manometrem tlak  $p_h = 15 \text{ MPa}$ .

Plochy pístů lineárních hydromotorů odvodíme z rovnice (9) pro tlak

$$p = \frac{F}{S} \quad (9)$$

Průměry pístů vypočteme z rovnice pro plochu kruhu (10)

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (10)$$

A rovnice pro výpočet plochy mezikruží (11)

$$S = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \quad (11)$$

#### 6.3.3. Výpočet potřebného průměru píst lineárního motoru 1

Vyjádření minimálního průměru pístu  $D_1$  získáme z rovnic (9) a (10).

$$D_{1 \min} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{píst 1}}}{\pi \cdot p_h}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 27\,000}{\pi \cdot 15}} = 47,87 \text{ mm} \quad (12)$$

#### 6.3.4. Výpočet potřebného průměru píst lineárního motoru 2

Pro tento výpočet je nutno si předběžně zvolit poměr průměru pístu a pístní tyče.

Já tento poměr  $\frac{D}{d}$  volím předběžně  $\frac{3}{1}$ , takže průměr pístu bude 3x větší než průměr pístní tyče.

Z rovnic (9) a (10) získám následující vztah

$$\frac{F}{p} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \quad (13)$$

Po dosazení poměru  $\frac{D}{d} = \frac{3}{1}$ , který jsem si zvolil, získám následující tvar pro vyjádření průměru pístní tyče.

$$d_{2\text{před}} = \sqrt{\frac{F_{\text{píst 2}}}{2 \cdot \pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{11\,674}{2 \cdot \pi \cdot 15}} = 11,13 \text{ mm} \quad (14)$$

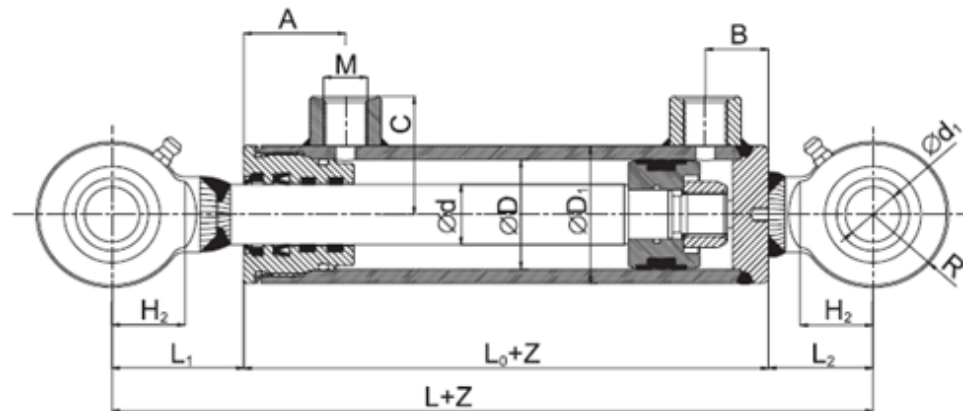
$$D_{2\min} = 3 \cdot d_{2\min} = 3 \cdot 11,13 = 33,39 \text{ mm} \quad (15)$$

Z důvodu bezpečnosti a vzhledu zvolím u obou lineárních hydromotorů průměr pístu 50 mm a průměr pístní tyče 32 mm.

Výrobce lineárních hydromotorů firma Hydraulics udává maximální doporučený zdvih 520 mm, ale já potřebuji u LH1 zdvih 560 mm. Podle výrobce je bezpečnost na vzpěr 2. Jelikož provoz nakladače při maximálním zdvihu bude minimální a nepředpokládám maximální zdvih při plném zatížení, tak můžu koeficient bezpečnosti mírně snížit a větší zdvih si dovolit.

### Výběr lineárních motorů z katalogů z katalogu

Z výrobního katalogu firmy Hydraulics (obr. 38) vyberu přímočaré motory o požadovaných parametrech.



$\varnothing D$	$\varnothing d$	$\varnothing D_1$	$\varnothing d_1$	L	$L_0$	$L_1$	$L_2$	$H_2$	M	A	B	C	R	K	E	Maximální doporučené zdvihy dle zvol. $\varnothing d$	Hmotnost při zdvihu Z (kg)
40	22	50	20	177	91	48	38	26,5	16x1,5	37	23	43	26,5	13	16	280	1,73 + Z x 0,00900
40	25	50	20	177	91	48	38	26,5	16x1,5	37	23	43	26,5	13	16	380	1,75 + Z x 0,01000
40	28	50	20	177	91	48	38	26,5	16x1,5	37	23	43	26,5	13	16	510	1,77 + Z x 0,01080
50	25	60	25	207	105	57	45	32	16x1,5	40	23	48	32	17	20	280	2,93 + Z x 0,01080
50	28	60	25	207	105	57	45	32	16x1,5	40	23	48	32	17	20	370	2,95 + Z x 0,01160
50	32	60	25	207	105	57	45	32	16x1,5	40	23	48	32	17	20	520	2,95 + Z x 0,01310
63	32	73	25	224	119	60	45	32	16x1,5	46	28	54,5	32	17	20	380	4,11 + Z x 0,01651
63	36	73	25	224	119	60	45	32	16x1,5	46	28	54,5	32	17	20	510	4,12 + Z x 0,01821
63	40	73	25	224	119	60	45	32	16x1,5	46	28	54,5	32	17	20	660	4,29 + Z x 0,01821
70	36	82	30	251	134	66	51	36,5	22x1,5	51	30	59	36,5	19	22	440	5,93 + Z x 0,02200

Obr. 38.: Výběr lineárních hydromotorů z katalogu [16]

#### 6.3.5. Parametry vybraných lineárních hydromotorů

Tabulka 1.: Parametry lineárních hydromotorů z katalogu [16]

	Lineární hydromotor 1	Lineární hydromotor 2
Průměr pístu D	50 mm	50 mm
Průměr pístní tyče d	32 mm	32 mm
Zdvih Z	560 mm	490 mm
Průměr oka $d_{oko}$	25 mm	25 mm
Přípojný závit	M 16x1,5	M 16x1,5
Hmotnost	10,29 kg	9,39 kg
Vzdálenost mezi oky v zasunutém stavu $L_{zas}$	767 mm	467 mm
Vnější poloměr oka	32 mm	32 mm
Vnější průměr válce	60 mm	60 mm
Šířka oka	20 mm	20 mm

Z důvodu dalších možností konstrukčních úprav volím zdvih u lineárního hydromotoru 2 větší. Zdvih bude 490 mm namísto požadovaných 265 mm. To z důvodu možných pozdějších úprav uchycení náradí.

### 6.3.6. Kontrola pístní tyče na vzpěr

Kontrolu na vzpěr provádíme podle Eulera

V katalogu výrobce pístů se udává diagram závislosti redukované délky a síly kterou píst dokáže zvládnout přenést, aniž by došlo ke ztrátě stability.

#### Výpočet maximální síly pístu

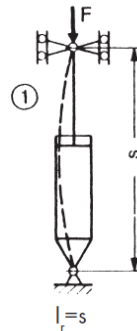
Maximální síla pístu je dána průměrem pístu a tlakem, na který je nastaven přepouštěcí a pojistný ventil na hydraulickém obvodu traktoru.

Maximální tlak  $p_{max} = 15 \text{ MPa}$

Průměr pístu  $D = 50 \text{ mm}$

Výpočet síly pístu vychází z rovnic (9) a (10).

$$F_{max} = p_{max} \cdot S = p_{max} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 15 \cdot \frac{\pi \cdot 50^2}{4} = 29\,452 \text{ N} \quad (16)$$



Obr. 39.: Schéma uložení lineárního hydromotoru [16]

Můj píst je uložen na obou koncích v kloubech, takže redukovaná délka je maximální vzdálenost mezi klouby.

Výpočet redukované délky

$$L_r = L_{zas} + Z = 767 + 560 = 1\,327 \text{ mm} \quad (17)$$

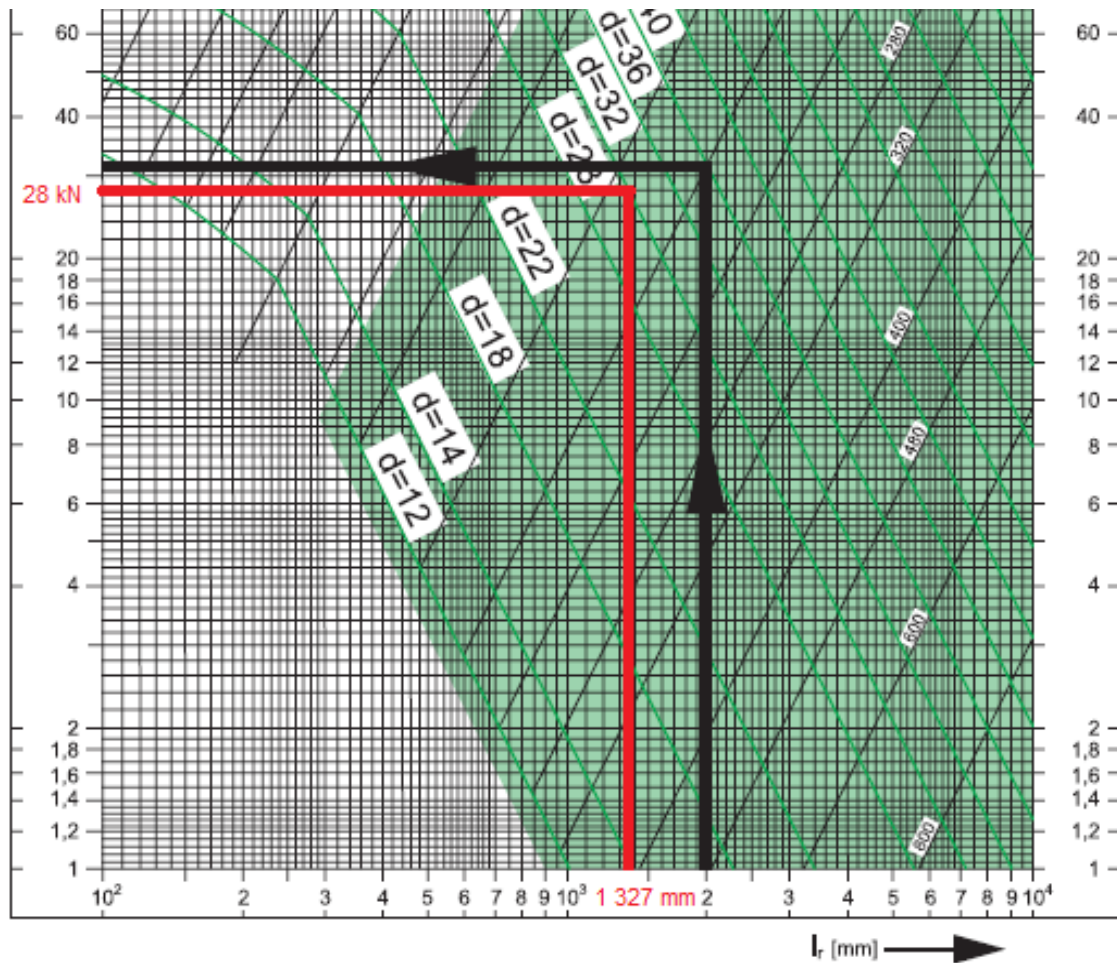
Do grafu na obr. 40 zaneseme naši redukovanou délku  $L_r$  a podle toho kde se nám protne s čarou pro průměr pístní tyče, tak odečteme doporučenou maximální sílu.

Graf je uváděn s koeficientem bezpečnosti 2, ale protože nepředpokládám příliš časté zdvihání maximálního zatížení do maximálního zdvihu, můžu si dovolit koeficient bezpečnosti mírně snížit.

#### VÝPOČET SKUTEČNÉHO KOEFICIENTU BEZPEČNOSTI

$$k_{vzpěr\ skut} = k_{vzpěr\ VÝR} \cdot \frac{F_{max\ VÝR}}{F_{max}} = 2 \cdot \frac{28\,000}{29\,452} = 1,9 \quad (18)$$

Koeficient bezpečnosti na vzpěr  $k_{vzpěr\ skut} = 1,9$  je pro mě dostačující.



Obr. 40.: Graf pro odečet síly na vzpěr (červená čára) [16]

## 6.4. Pevnostní kontrola čepů lineárních hydromotorů

### 6.4.1. Kontrola čepu na ohyb

Všechny čepy u pístů jsou průměr  $d_{\text{čep}}=25$  mm.

Délky čepů  $l_{\text{čep}}=40$  mm.

Síla  $F_{\text{max}} = 29\,452$  N

Materiál čepu je ocel třídy 16 440. U tohoto materiálu je pro můj případ namáhání

$$\sigma_{D0\ 16\ 440} = 100\ \text{N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad [20]$$

Z rovnice pro ohybový moment

$$M_o = \frac{1}{8} \cdot F \cdot l \quad (19)$$

A vztahu pro výpočet napětí v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad [\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (20)$$

A modulu průřezu kruhu v ohybu

$$W_{o\text{kruh}} = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 \quad [\text{mm}^3] \quad (21)$$

Dostanu vztah pro napětí v ohybu v čepu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi}{32} \cdot d^3} = \frac{\frac{1}{8} \cdot F_{max} \cdot l_{\check{c}ep}}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{\check{c}}^3} = \frac{\frac{1}{8} \cdot 29\,452 \cdot 40}{\frac{\pi}{32} \cdot 25^3} = 96,01 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (22)$$

Porovnáním ohybového napětí s dovoleným ohybovým napětím zjistím, že

$$\sigma_{D_o\ 16\ 420} = 100 > \sigma_o = 96,01 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (23)$$

čepy na ohyb vyhovují.

#### 6.4.2. Kontrola čepu na smyk

Materiál čepu ocel třídy 16 440 má dovolené smykové napětí  $\tau_D = 80 \text{ MPa}$

Smykové napětí v čepu  $\tau_{\check{c}ep}$  vypočteme ze vztahu (24).

$$\tau_{\check{c}ep} = \frac{F_{max}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}ep}^2}{2}} \leq \tau_D \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (24)$$

Po číselném dosazení

$$\tau_{\check{c}ep} = \frac{29\,452}{\frac{\pi \cdot 25^2}{2}} = 30 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (25)$$

$$\tau_{\check{c}ep} = 30 < \tau_D = 80 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (26)$$

Čepy na smyk vyhovují

#### 6.4.3. Výpočet redukovaného napětí dle HMM

Materiál čepu ocel třídy 16 440 má minimální mez kluzu  $R_e = 580 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \alpha \cdot \tau_{\check{c}ep}^2} = \sqrt{96,1^2 + 3 \cdot 30^2} = 109,25 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (27)$$

Výpočet koeficientu bezpečnosti vůči mezi kluzu

$$k_{HMM} = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{580}{109,25} = 5,3 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (28)$$

#### 6.4.4. Kontrola čepu na tlak

V oblíně čepu kontrolujeme tlak ve stykových plochách.

Materiál čepu ocel třídy 16 440

Materiál vidlice ocel třídy S355. U těchto materiálů je dovolený tlak ve stykových plochách  $p_D = 66 \text{ MPa}$ .

Z rovnice pro výpočet tlaku ve stykových plochách čepu

$$p_1 = \frac{F}{(l_{\check{c}} - 2 \cdot b) \cdot d_{\check{c}}} \leq p_D \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (29)$$

Po číselném dosazení zjistíme  $p_1$

$$p_1 = \frac{29\,452}{(40 - 2 \cdot 10) \cdot 25} = 58,9 \leq p_D \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (30)$$

Porovnáním s dovoleným tlakem

$$p_1 = 58,9 \leq p_D = 66 [N \cdot mm^{-2}] \quad (31)$$

Čepy na otažení vyhovují

## 6.5. Kontrola svaru

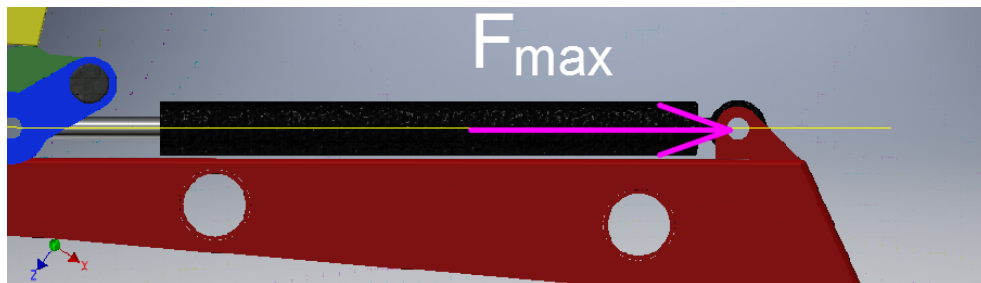
### Působení sil na ucha nosníku

Síla od pístu působí na obě ucha symetricky, tudíž sílu od pístu  $F_{max} = 29\,452\,N$  dělím 2.

Složky sil počítám pro 2 polohy

#### 6.5.1. 1 poloha

Síla od lineárního hydromotoru působí vodorovně s rovinou ramen na ucho (obr. 38), (nastane při maximálním zasunutí nebo vysunutí lineárního hydromotoru).



Obr. 41.: Zakreslení síly  $F_{max}$  [vlastní zdroj]

Složky síly  $F_{max}$  jsou:

V ose „x“:  $F_{x1} = \frac{F_{max}}{2} \quad [N]$

V ose „y“: neuvažujeme

V ose „z“: neuvažujeme

Pro výpočet uvažuji

Tloušťka plechu:  $T = 10\,mm$

Šířka svaru:  $t = 6\,mm$

délka svaru:  $a = 95,3\,mm$

Svar je oboustranný

síla  $F_{max} = 29\,452\,N$

V ose „x“:  $F_x = \frac{29452}{2} = 14\,726\,N$

### Výpočty jednotlivých typů namáhání

#### Namáhání smykové

uvažujeme šířku svaru  $t = 6\,mm$

délka svaru:  $a = 95,3\,mm$

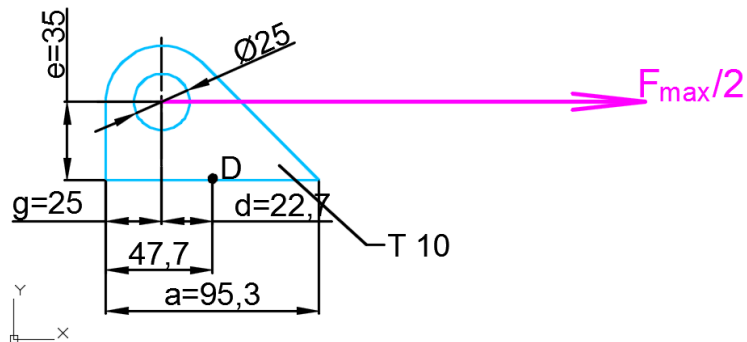
Napětí smykové zjistím ze vztahu

$$\tau_{s1} = \tau_{\parallel} = \frac{F_x}{2 \cdot t \cdot a} [N \cdot mm^{-2}] \quad (32)$$

Po číselném dosazení do vztahu (30)

$$\tau_{s1} = \tau_{\parallel} = \frac{14\,726}{2 \cdot 6 \cdot 95,3} = 12,87 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (33)$$

### Namáhání ohybové



Obr. 42.: Zakreslení síly  $F_{max}/2$  působící na ucho v poloze 1 [vlastní zdroj]

Poloha osy díry od okraje ucha:

$$e = 35 \text{ mm}$$

Šířka svaru:

$$t = 6 \text{ mm}$$

Kvadratický moment:

Pozn. Násobíme 2, protože se jedná o koutový svar oboustranný

$$I_x = 2 \cdot \frac{1}{12} \cdot t \cdot a^3 = 2 \cdot \frac{1}{12} \cdot 6 \cdot 95,3^3 = 865\,523 \text{ mm}^4 \quad (34)$$

Průřezový modul v ohybu:

$$W_{ox} = \frac{I_x}{\frac{a}{2}} = \frac{865\,523}{47,65} = 18\,164 \text{ mm}^4 \quad (35)$$

Napětí:

$$\tau_{\perp} = \tau_{o1} = \frac{F_x \cdot e}{W_{ox}} \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (36)$$

Po číselném dosazení do vztahu (34)

$$\tau_{\perp} = \tau_{o1} = \frac{14\,685 \cdot 35}{18\,164} = 28,3 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (37)$$

Výpočet výsledného napětí ve svaru:

Převodní součinitel svarů:

Svary koutové namáhané čelně:  $\alpha_{\tau_{\perp}} = 0,75 \text{ [1]}$

Svary koutové namáhané bočně:  $\alpha_{\tau_{\parallel}} = 0,65 \text{ [1]}$

Výsledné napětí:

$$\tau_v = \sqrt{\left(\frac{\tau_{o1}}{\alpha_{\tau\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{s1}}{\alpha_{\tau\parallel}}\right)^2} \quad [N \cdot mm^{-2}] \quad (38)$$

Po číselném dosazení do vztahu (36).

$$\tau_v = \sqrt{\left(\frac{28,3}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{12,87}{0,65}\right)^2} = 42,6 \quad [N \cdot mm^{-2}] \quad (39)$$

**Ověření pevnostní podmínky:**

$$\tau_{v1} = \sqrt{\left(\frac{\tau_o + \tau_d}{\alpha_{\tau\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_s}{\alpha_{\tau\parallel}}\right)^2} \leq \sigma_D \quad [N \cdot mm^{-2}] \quad (40)$$

Kde  $\sigma_D$  je dovolené napětí základního materiálu svařence; získá se ze vztahu

$$\sigma_D = \frac{\sigma_{Kt}}{k} \quad (41)$$

Když součinitel  $k = 2$  a mez kluzu v tahu materiálu S235JR  $\sigma_{Kt} = 200 \quad [N \cdot mm^{-2}]$

$$\sigma_D = \frac{200}{2} = 100 \quad [N \cdot mm^{-2}] \quad (42)$$

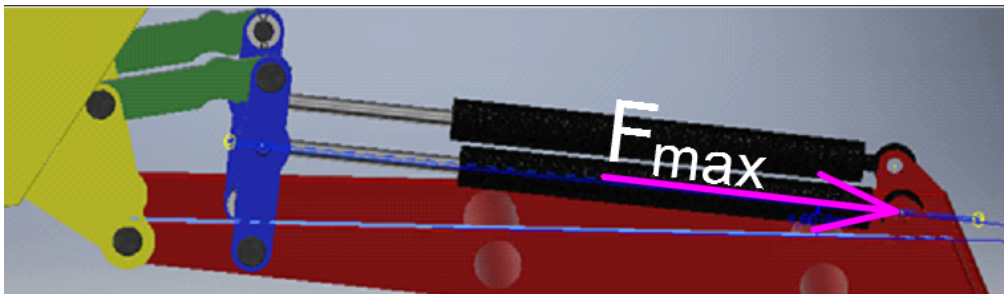
Porovnáním vztahu (38)

$$\tau_{v1} = 42,6 < \sigma_D = 100 \quad [N \cdot mm^{-2}] \quad (43)$$

Pevnostní podmínka je splněna

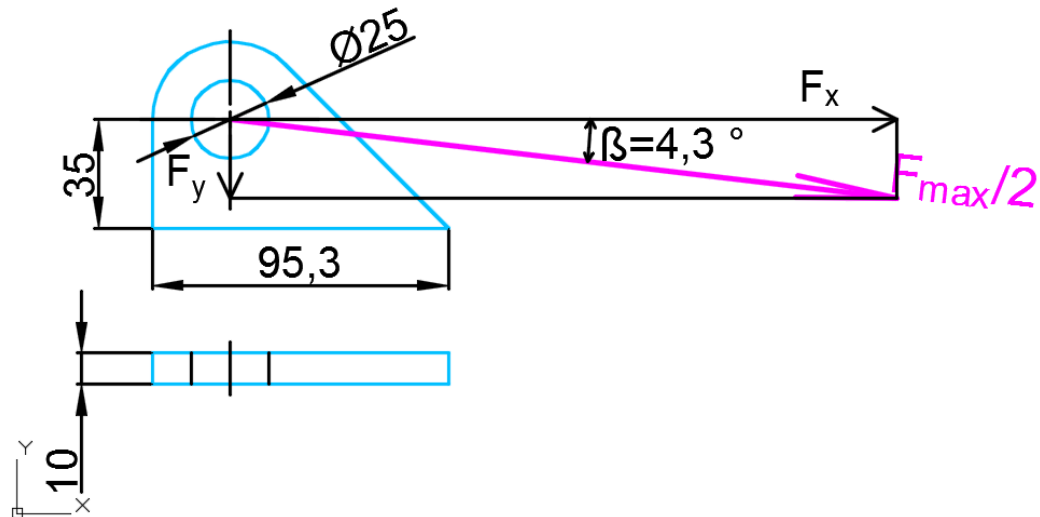
### 6.5.2. 2 poloha

Síla od lineárního hydromotoru působí pod úhlem  $4,6^\circ$ , což nastane při největším úhlu natočení lineárního hydromotoru k rámu nakladače (obr. 37).



Obr. 43.: Zobrazení pístu v poloze 2 [vlastní zdroj]





Obr. 44.: Zakreslení síly  $F_{max}/2$  působící na ucho v poloze 2 [vlastní]

Složky síly  $F_{max2}$  jsou:

$$\text{V ose „x“: } F_{x2} = \frac{F_{max}}{2} \cdot \cos \beta \quad [\text{N}]$$

$$\text{V ose „y“: } F_{y2} = \frac{F_{max}}{2} \cdot \sin \beta \quad [\text{N}]$$

V ose „z“: neuvážujeme

Pro výpočet uvažují

TLoušťka plechu:  $T = 10 \text{ mm}$

Šířka svaru:  $t = 6 \text{ mm}$

délka svaru:  $a = 95,3 \text{ mm}$

Svar je oboustranný

úhel  $\beta = 4,3^\circ$

síla  $F_{max} = 29\,452 \text{ N}$

$$\text{V ose „x“: } F_{x2} = \frac{29452}{2} \cdot \cos 4,3^\circ = 14\,685 \text{ N} \quad (44)$$

$$\text{V ose „y“: } F_{y2} = \frac{29452}{2} \cdot \sin 4,3^\circ = 1\,104 \text{ N} \quad (45)$$

Výpočty jednotlivých typů namáhání

Namáhání tlakové

Napětí:

$$\tau_{d2} = \tau_{\perp} = \frac{F_{y2}}{2 \cdot t \cdot a} \quad [\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (46)$$

Po číselném dosazení do (44)

$$\tau_{d2} = \tau_{\perp} = \frac{1\,104}{2 \cdot 6 \cdot 95,3} = 0,965 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (47)$$

## Namáhání smykové

Uvažujeme šířku svaru  $t = 6 \text{ mm}$

Délka svaru:  $a = 95,3 \text{ mm}$

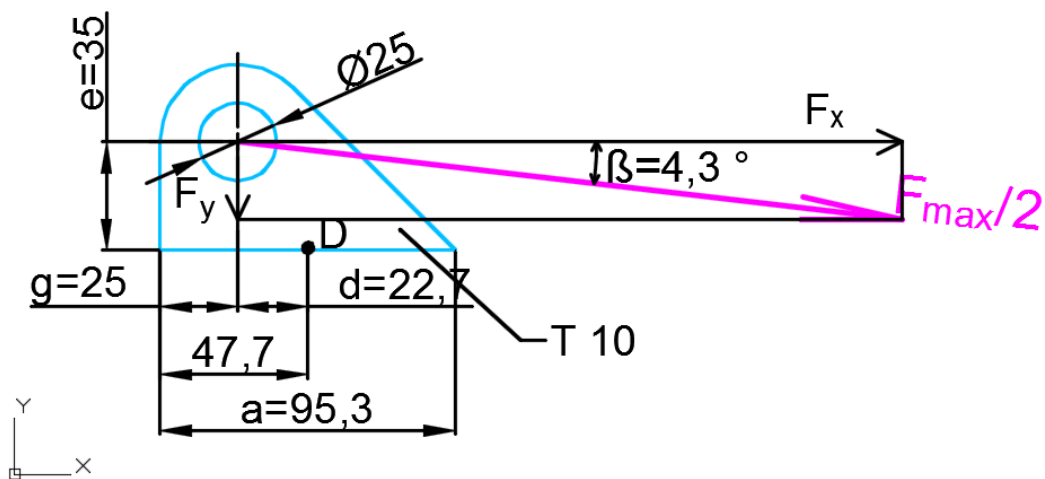
Napětí:

$$\tau_{s2} = \tau_{\parallel} = \frac{F_x}{2 \cdot t \cdot a} \quad [N \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (48)$$

Po číselném dosazení do (44)

$$\tau_{s2} = \tau_{\parallel} = \frac{14\,685}{2 \cdot 6 \cdot 95,3} = 12,84 \quad [N \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (49)$$

## Namáhání ohybové



Obr. 45.: Zakreslení síly  $F_{\max}/2$  a bodu D působící na ucho v poloze 2 [vlastní]

Vzdálenost bodu c od okraje ucha:

$$\frac{a}{2} = \frac{95,3}{2} = 47,65 \text{ mm}$$

Poloha osy díry od okraje ucha:

$$g = 25 \text{ mm}$$

Vzdálenost bodu D od osy díry:

$$d = 22,7 \text{ mm}$$

Poloha osy díry od okraje ucha:

$$e = 35 \text{ mm}$$

Šířka svaru:

$$t = 6 \text{ mm}$$

Kvadratický moment:

Pozn. Násobíme 2, protože se jedná o koutový svar oboustranný

$$I_x = 2 \cdot \frac{1}{12} \cdot t \cdot a^3 = 2 \cdot \frac{1}{12} \cdot 6 \cdot 95,3^3 = 865\,523 \text{ mm}^4 \quad (50)$$

**Průřezový modul v ohybu:**

$$W_{ox} = \frac{I_x}{\frac{a}{2}} = \frac{865\,523}{47,65} = 18\,164 \text{ mm}^4 \quad (51)$$

**Napětí:**

$$\tau_{\perp} = \tau_{o2} = \frac{F_x \cdot e - F_y \cdot \left(\frac{a}{2} - g\right)}{W_{ox}} \quad [N \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (52)$$

$$\tau_{\perp} = \tau_{o2} = \frac{14\,685 \cdot 35 - 1\,104 \cdot (47,65 - 35)}{18\,164} = 27,52 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (53)$$

**Výpočet výsledného napětí ve svaru:**

Převodní součinitel svarů:

Svary koutové namáhané čelně:  $\alpha_{\tau_{\perp}} = 0,75 \quad [1]$

Svary koutové namáhané bočně:  $\alpha_{\tau_{\parallel}} = 0,65 \quad [1]$

**Výsledné napětí:**

$$\tau_{v2} = \sqrt{\left(\frac{\tau_o + \tau_d}{\alpha_{\tau_{\perp}}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_s}{\alpha_{\tau_{\parallel}}}\right)^2} \quad [N \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (54)$$

Po číselném dosazení do vztahu (52)

$$\tau_{v2} = \sqrt{\left(\frac{27,52 + 0,965}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{12,84}{0,65}\right)^2} = 42,8 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (55)$$

**Ověření pevnostní podmínky:**

$$\tau_{v2} = \sqrt{\left(\frac{\tau_o + \tau_d}{\alpha_{\tau_{\perp}}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_s}{\alpha_{\tau_{\parallel}}}\right)^2} \leq \sigma_D \quad [N \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (56)$$

Kde  $\sigma_D$  je dovolené napětí základního materiálu svařence; získá se ze vztahu

$$\sigma_D = \frac{\sigma_{Kt}}{k} \quad [N \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (57)$$

Když součinitel  $k = 2$  a mez kluzu v tahu materiálu S235JR  $\sigma_{Kt} = 200 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}]$  dosadíme do (55)

$$\sigma_D = \frac{200}{2} = 100 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (58)$$

$$\tau_{v2} = 42,8 < \sigma_D = 100 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (59)$$

Pevnostní podmínka je splněna

## 6.6. Kontrola konzole na ohyb

Konzola nakladače bude kontrolována na namáhání ohybem. Maximální ohybový moment nastane, když budu zvedat maximální silou ve výšce 1500 mm. Vzdálenost zatížení  $L_{zat} = 2400$  mm od konzole.

$$\text{Maximální síla } F_{max} = 6\,867 \text{ N}$$

Ohybový moment na 1 konzolu vypočítáme podle vztahu

$$M_{o_{konzole}} = \frac{F_{max}}{2} \cdot L_{zat} = \frac{6\,867}{2} \cdot 2\,400 = 6\,227\,500 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (60)$$

$$M_{o_{konzole}} = 6\,227\,500 \text{ Nmm}$$

### Průřezová charakteristika konzole

Konzola bude z dutého čtvercového profilu 100x100x10 mm a bude z materiálu S355. Průřezový modul  $W_{o_{100 \times 100 \times 10}} = 82\,200 \text{ mm}^3$  byl odečtený z katalogu výrobce ocelových profilů Feron [4].

Dovolené napětí v ohybu  $\sigma_{Do S355}$  pro materiál S355 a střídavé až míjivé zatížení je  $100 \text{ Nmm}^{-2}$  [11].

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{konzole}}}{W_{o_{100 \times 100 \times 10}}} = \frac{6\,227\,500}{82\,200} = 75,76 \text{ MPa} < \sigma_{Do}$$

Koeficient bezpečnosti na ohyb

$$k_{o_{konzole}} = \frac{\sigma_o}{\sigma_{Do S355}} = \frac{100}{75,76} = 1,32 \quad (61)$$

Konzola na ohyb vyhovuje

## 6.7. Kontrola paletovacích vidlí na ohyb

Paletovací vidle budou kontrolovány na namáhání ohybem. Maximální ohybový moment se kterým počítám nastane, když budu zvedat na špičce vidle hmotnost 200 kg. Vzdálenost zatížení bude 800 mm od uchycení vidlí na desku.

Maximální síla

$$F_{vidle\ max} = F \cdot g = 200 \cdot 9,81 = 1\,962 \text{ N} \quad (62)$$

Ohybový moment vypočítáme podle vztahu

$$M_{o_{vidle}} = F_{vidle\ max} \cdot L_{vidle} = 1\,962 \cdot 800 = 1\,569\,600 \text{ Nmm} \quad (62)$$

### Průřezová charakteristika vidle

Vidle bude z profilu U 120 ČSN 42 5570 a bude z materiálu S355.

Průřezový modul  $W_{o_{U120}} = 11\,100 \text{ mm}^3$  byl odečtený z katalogu výrobce ocelových profilů Feron [4].

Dovolené napětí v ohybu  $\sigma_{Do S355}$  pro materiál S355 a míjivé zatížení které předpokládám, je uváděno  $100$  až  $150 \text{ Nmm}^{-2}$ , vzhledem k tomu, že nepředpokládám, že takto nepříznivé namáhání bude nastávat volím horní hodnotu  $\sigma_{Do S355\ horni} = 150 \text{ MPa}$

$$\sigma_o = \frac{M_{o \text{ vidle}}}{W_{o U120}} = \frac{1\,569\,600}{11\,100} = 141,4 \text{ MPa} < \sigma_{Do} \quad (63)$$

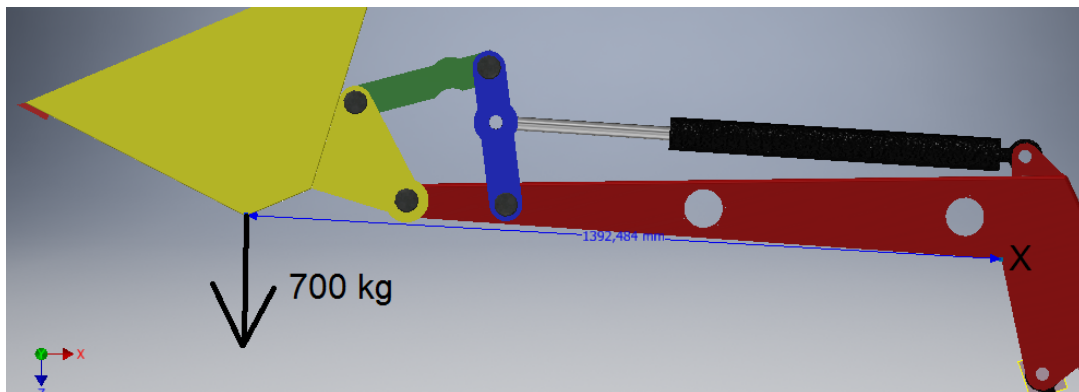
Koeficient bezpečnosti na ohyb

$$k_{o \text{ vidle}} = \frac{\sigma_o}{\sigma_{Do S355 \text{ horní}}} = \frac{150}{141,4} = 1,06 \quad (64)$$

Konsole na ohyb při použití, které předpokládám vyhovuje

## 6.8. Kontrola ramen nakladače na ohyb

Ramena nakladače budou kontrolována na namáhání ohybem. Maximální ohybový moment se kterým teoreticky počítám nastane, když budu zvedat hmotnost 700 kg. Vzdálenost zatížení bude 300 mm od bodu otáčení radlice. Délka ramene bude tedy 1 392 mm. Místo největšího namáhání bude v bodě X. Tento případ takto nepříznivého namáhání ve skutečnosti nastat nemůže, protože takováto zatížení nakladač nezdvihne.



Obr. 46.: Zakreslení síly pro výpočet ramen nakladače [vlastní]

Maximální síla

$$F_{\max 1} = F \cdot g = 700 \cdot 9,81 = 6\,868 \text{ N} \quad (62)$$

Ohybový moment na rameno vypočítáme podle vztahu

$$M_{o \text{ ramen}} = (F_{\max 1}/2) \cdot L_{\text{ramen}} = (6867/2) \cdot 1\,392 = 4\,779\,432 \text{ Nmm} \quad (62)$$

### Průřezová charakteristika ramena

Rameno bude v počítaném místě z dutého obdélníkového profilu 150x50x6 a bude z materiálu S355.

Průřezový modul dutého obdélníkového profilu 150x50x6  $W_{o 150 \times 50 \times 6} = 76\,539 \text{ mm}^3$  [4].

Dovolené napětí v ohybu  $\sigma_{Do}$  pro materiál S355 a míjivé zatížení které předpokládám, je uváděno 100 až 150  $\text{Nmm}^{-2}$ , vzhledem k tomu, že jde o nosná ramena, volím dolní hodnotu  $\sigma_{Do S355 \text{ dolní}} = 100 \text{ MPa}$

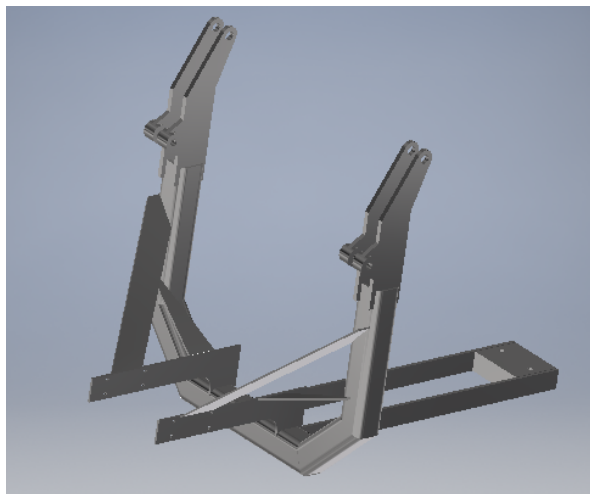
$$\sigma_{o \text{ ramen}} = \frac{M_{o \text{ ramen}}}{W_{o 150 \times 50 \times 6}} = \frac{4\,779\,432}{76\,539} = 62,4 \text{ MPa} < \sigma_{Do}$$

Koeficient bezpečnosti na ohyb

$$k_{o \text{ ramen}} = \frac{\sigma_{Do S355 \text{ dolní}}}{\sigma_{o \text{ ramen}}} = \frac{100}{62,4} = 1,6 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

## 7. Mé konstrukční řešení čelního nakladače na malotraktor

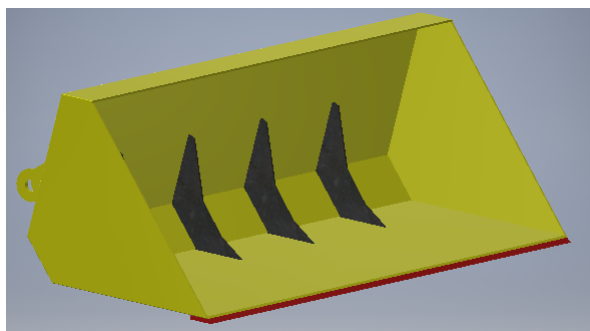
### 7.1. Rám s konzolou



*Obr. 47.: Návrh rámu [vlastní zdroj]*

Tento rám bude uchycen na traktor. Tímto dojde ke zpevnění traktoru a zatížení se bude rovnoměrně přenášet na obě nápravy. Hmotnost rámu je 187 kg.

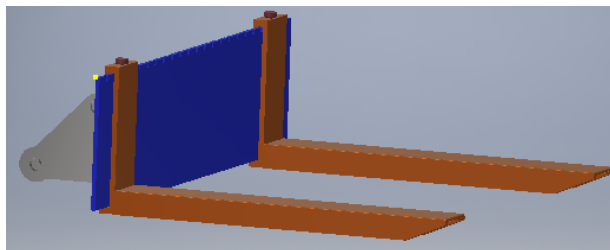
### 7.2. Radlice na sypké materiály



*Obr. 48.: Návrh lopaty [vlastní zdroj]*

Radlice má šířku 1500 mm a objem 0,2 m<sup>3</sup>. Kvůli zvýšení tuhosti jsem ji vyztužil žebry (šedě). Má také zesílený břit. Hmotnost prázdné radlice je 70 kg.

### 7.3. Paletizační vidle

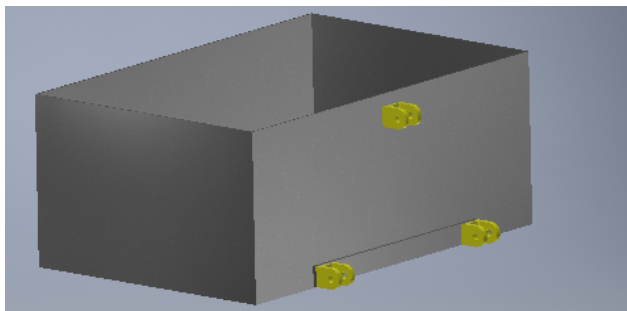


*Obr. 49.: Návrh paletizačních vidlí [vlastní zdroj]*

Paletizační vidle jsou dlouhé 800 mm. Vidle jsou zhotoveny z profilu U 120 a to kvůli snížení hmotnosti. Vidle mají nastavitelnou rozteč. Nastavení se provádí po vytažení

červeného kolíku posouváním vidlí po modré desce. Vidle budou sloužit k převážení kusového materiálu a palet. Hmotnost prázdných vidlí je 67 kg.

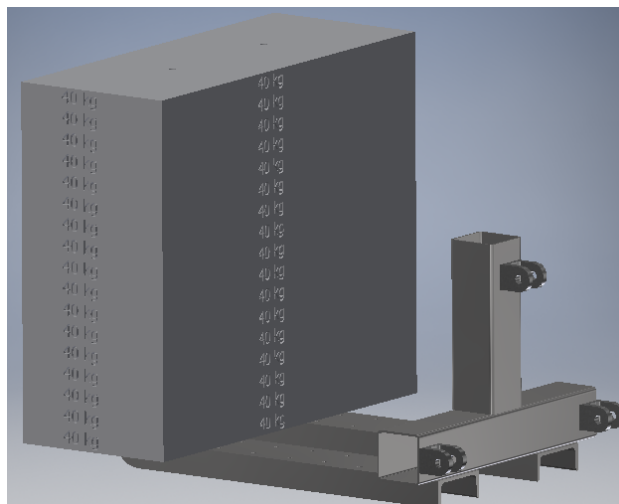
#### 7.4. Závaží na syké hmoty



Obr. 50.: Návrh závaží na syké hmoty [vlastní zdroj]

Jedná se o „bednu“ kterou upevním do zadních ramen traktoru. Primárně bude sloužit k vyvažování traktoru. Uplatnění nalezne jistě také jako bedna na převoz nářadí nebo na převoz krmiva pro hospodářská zvířata. Hmotnost prázdné bedny je 122 kg.

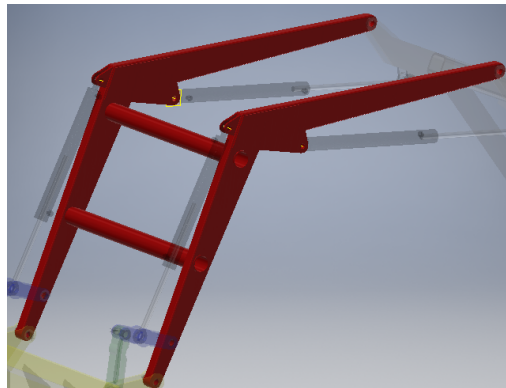
#### 7.5. Závaží betonové



Obr. 51.: Návrh závaží na betonové desky [vlastní zdroj]

Další typ závaží jsou pevné vidle do zadních ramen traktoru, na které se budou přidávat betonové desky podle potřeby. Desky se také nechají po vidlích posouvat podle potřeby. Toto závaží využiji zejména tehdy, když budu využívat čelní nakladač při plném zatížení. Další využití vidle zcela jistě naleznou při přepravě balíků, kdy jeden balík bude na čelním nakladači a další balík budu mít na vidlích.

## 7.6. Ramena nakladače



Obr. 52.: Návrh ramen nakladače [vlastní zdroj]

Ramena nakladače budou vyrobená z plechu tloušťky 6 mm ohnutého do tvaru U. Ze spodní strany budou uzavřena plochou ocelí o rozměru 40x6 mm. V místě čepů budou navařena pouzdra z materiálu S355. Ramena budou zpevněna proti křížení při jednostranném zatížení pomocí dvou trubek o rozměru  $\varnothing 80 \times 5$  mm. Díky tomu, že ramena budou dutá, budou mít celkem nízkou hmotnost. Hmotnost ramen nakladače je 90 kg.

## 7.7. Lineární hydromotory



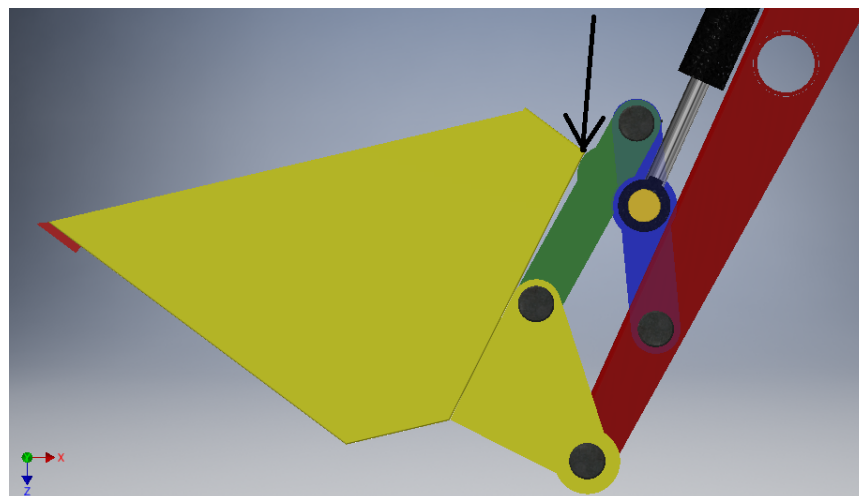
Obr. 53.: Model lineárního hydromotoru [vlastní zdroj]

Nakladač je ovládán pomocí 4 kusů lineárních hydromotorů od firmy Hydraulics.

Jedná se o 2 lineární hydromotory se zdvihem 490 mm a hmotností 9,37 kg, které budou ovládat nářadí a 2 lineární hydromotory se zdvihem 560 mm a hmotností 10,29 kg které budou zdvihát ramena nakladače.

## 7.8. Řešení krajních poloh radlice

### 7.8.1. Krajní poloha zaklopená

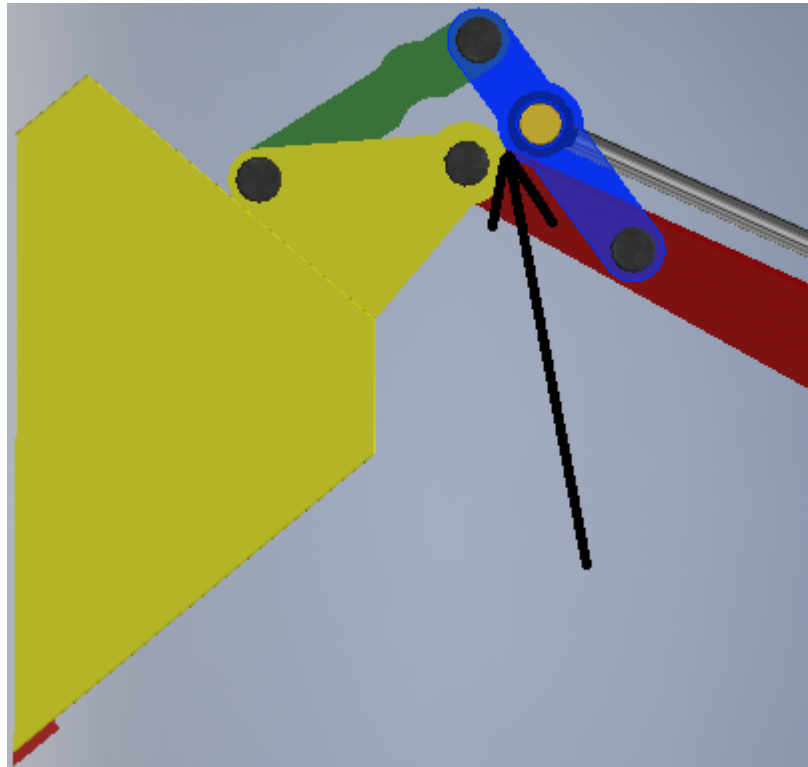


Obr. 54.: Zaklopená radlice v krajní poloze [vlastní zdroj]



Při maximálním zaklopení radlice, by mohlo docházet ke kontaktu kulových čepů pístu s rameny nakladače, nebo táhlem (zobrazeno zeleně na obr. 54). Tímto by se poškozovaly ramena a kulový čep u lineárního hydromotoru. Tento problém jsem vyřešil tak, že k dotyku bude docházet v místě šipky na obr. 54, kde bude táhlo vyztuženo.

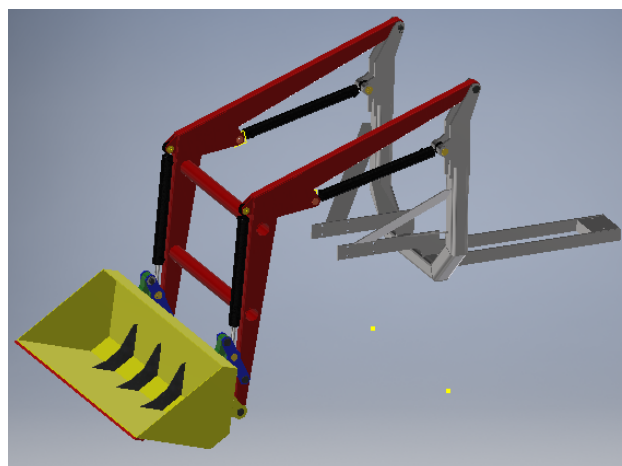
### 7.8.2. Krajiní poloha vyklopená



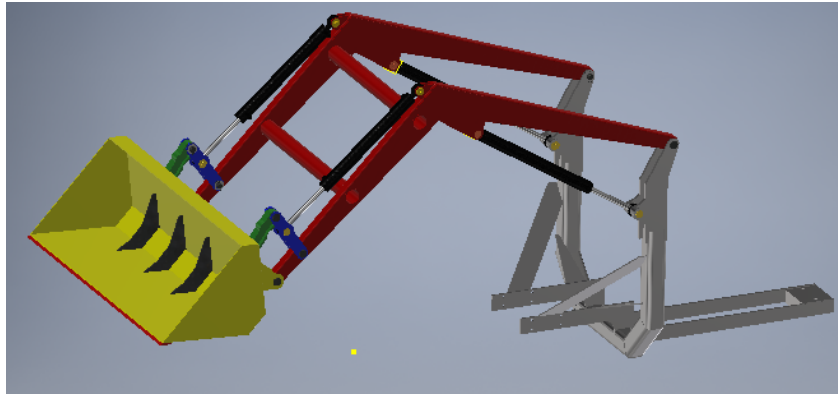
*Obr. 55.: Vyklopená radlice v krajní poloze [vlastní zdroj]*

Tento problém nastane také při vyklápění, kdy krajní poloha je vymezena dotykem v místě šipky na obr. 55. Zde toto vyřeším zesílením pouzdra čepu radlice (žlutě) a zesílením pouzdra na páce (modře).

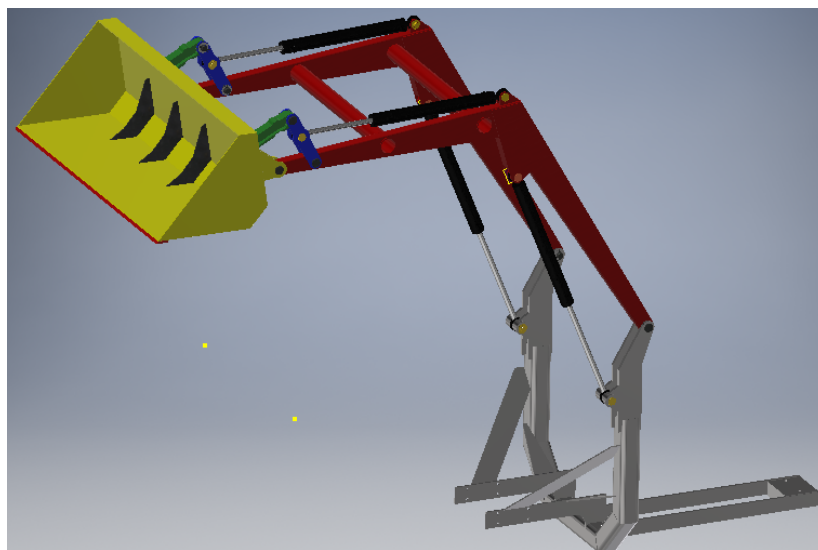
### 7.9. Nakladač v dolní zaklopené poloze



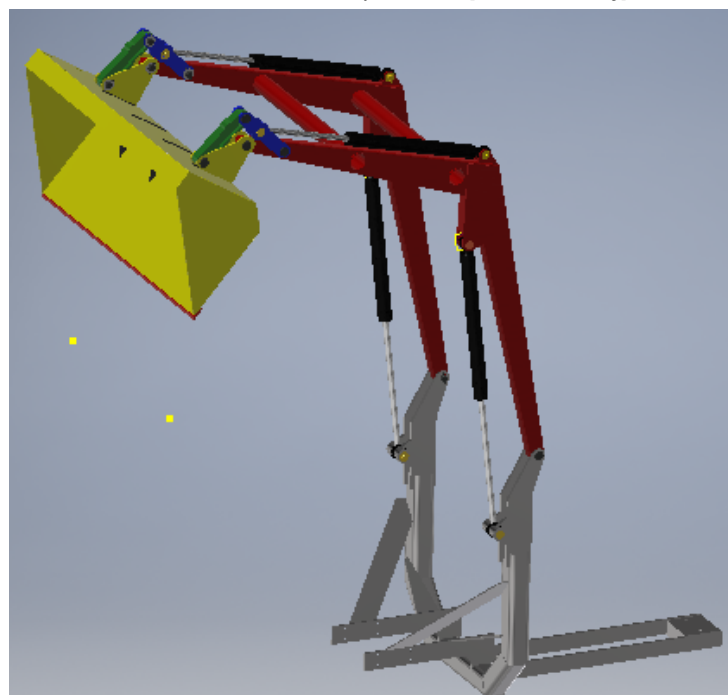
*Obr. 56.: Nakladač v dolní poloze se zaklopeným nářadím [vlastní zdroj]*



Obr. 57.: Nakladač v poloze 1 [vlastní zdroj]



Obr. 58.: Nakladač v poloze 2 [vlastní zdroj]



Obr. 59.: Nakladač v horní poloze při vyklopeném nářadí [vlastní zdroj]

## 8. Závěr:

Cílem této bakalářské práce bylo navržení čelního nakladače na malotraktor Belarus 320.4 včetně návrhových a kontrolních výpočtů dílčích uzlů. Dále vytvoření 3D modelu návrhu nakladače a 2D výkresu sestavy čelního nakladače.

V úvodu této práce bylo provedeno s pomocí odborné literatury krátké shrnutí historického vývoje traktorů a čelních nakladačů. V další části této práce byly formou rešerše popsány dostupné varianty čelních nakladačů na trhu, které by bylo možné nainstalovat na malotraktor. Dále jsou popsány důležité části čelních nakladačů a vysvětlena jejich funkce a použití.

Následuje výpočtová část, kde po specifikaci okrajových podmínek a nastínění schématu pohybu nakladače, následuje vlastní výpočet sil působících na lineární hydromotory a návrh vlastních lineárních hydromotorů. Výroba lineárních hydromotorů bude zajištěna firmou Hydraulics, která se tímto zabývá.

Poté je kontrola lineárních hydromotorů na vzpěr, a kontrola čepů na ohyb, střih, a otláčení. Následně je provedena kontrola svarů u uch pro uchycení kulových kloubů lineárních hydromotorů. Tato kontrola je provedena ve dvou polohách. Dále provádím kontrolu konzole na ohyb, kontrolu vidle na namáhání ohybem a kontrolu ramen nakladače na ohyb.

Čelní nakladač se podařilo navrhnout podle cílů práce. Tento návrh bude sloužit k vlastní stavbě nakladače, kterou, jak doufám provedu ve svém volném čase.

## 9. Seznam obrázků

Obr. 1	Parní traktor Case
Obr. 2	Designový prototyp Zetor by Pininfarina
Obr. 3	Hydraulický nakladač hnoje na Zetor 25
Obr. 4	Moderní traktor Class s čelním nakladačem
Obr. 5	Čelní nakladač TUR2B
Obr. 6	Čelní nakladač Pronar LC2
Obr. 7	Čelní nakladač NAR 80 s paralelogramem
Obr. 8	Čelní nakladač NAR 80 bez paralelogramu
Obr. 9	Čelní nakladač Stool FC 450 H bez paralelogramu
Obr. 10	Čelní nakladač Stool FC 350 P s paralelogramem
Obr. 11	Návrh ramen čelního nakladače
Obr. 12	Popis funkce upínače EURO
Obr. 13	Norma rozměrů upínače EURO
Obr. 14	Lopata k nakladači
Obr. 15	Lopata na hnůj s drapákem
Obr. 16	Návrh vidlí na palety
Obr. 17	Kleště na balíky
Obr. 18	Vidle na balíky
Obr. 19	Rampovač na kulatinu
Obr. 20	Znázornění funkce paralelogramu při zvedání palety
Obr. 21	Znázornění kmitání nakladače při jízdě po nerovném terénu
Obr. 22	Princip funkce akumulátoru
Obr. 23	Vícenásobná rychlospojka
Obr. 24	Kuličková rychlospojka samec a samice
Obr. 25	Hydraulické šroubení
Obr. 26	Hydraulická hadice s koncovkou
Obr. 27	Hydraulická trubka s koncovkou
Obr. 28	Řez lineárním hydromotorem
Obr. 29	Lineární hydromotor
Obr. 30	Hydraulický zámek
Obr. 31	Schéma hydraulického zámku
Obr. 32	Protizávaží 1
Obr. 33	Protizávaží 2
Obr. 34	Základní schéma pohybu nakladače
Obr. 35	Kinematické schéma nakladače pro výpočet síly LH 1
Obr. 36	Zakreslení sil na nosník pro výpočet $F_{p1}$ 1
Obr. 37	Kinematické schéma pro výpočet síly LH 2
Obr. 38	Výběr lineárních hydromotorů z katalogu

Obr. 39	Schéma uložení lineárního hydromotoru
Obr. 40	Graf pro odečet síly na vzpěr
Obr. 41	Zakreslení síly $F_{max}$
Obr. 42	Zakreslení síly $F_{max}/2$ působící na ucho v poloze 1
Obr. 43	Zobrazení pístu v poloze 2
Obr. 44	Zakreslení síly $F_{max}/2$ působící na ucho v poloze 2
Obr. 45	Zakreslení síly $F_{max}/2$ a bodu D působící na ucho v poloze 2
Obr. 46	Zakreslení síly pro výpočet ramen nakladače
Obr. 47	Návrh rámu
Obr. 48	Návrh lopaty
Obr. 49	Návrh paletizačních vidlí
Obr. 50	Návrh závaží na sypké hmoty
Obr. 51	Návrh závaží na sypké hmoty
Obr. 52	Návrh ramen nakladače
Obr. 53	Model lineárního hydromotoru
Obr. 54	Zaklopená radlice v krajní poloze
Obr. 55	Vyklopená radlice v krajní poloze
Obr. 56	Nakladač v dolní poloze se zaklopeným nářadím
Obr. 57	Nakladač v poloze 1
Obr. 58	Nakladač v poloze 2
Obr. 59	Nakladač v horní poloze při vyklopeném nářadí

## 10. Seznam tabulek

Tabulka 1.: Parametry lineárních hydromotorů z katalogu

## 11. Seznam příloh

Příloha 1.: Výkres sestavy čelního nakladače

Příloha 2.: Kusovník výkresu sestavy čelního nakladače

## 12. Seznam použité literatury

- [1] *Parní traktor Case* [online]. [cit. 2019-06-10]. Dostupné z: [http://starestroje.cz/fotoalbum.php?adresar=/foto/2010-06-12-Solvayovy\\_lomy-rotujici\\_setrvacniky&image=12](http://starestroje.cz/fotoalbum.php?adresar=/foto/2010-06-12-Solvayovy_lomy-rotujici_setrvacniky&image=12)
- [2] Designový prototyp Zetor by Pininfarina [online]. [cit. 2019-06-10]. Dostupné z: <http://clanky.katalog-automobilu.cz/3730-zetor-by-pininfarina-budoucnost-traktoru-zetor/>
- [3] ANDERT, Antonín a František MACHÁČEK. Využití traktorů Zetor 25, Z-25A, Z-25K v zemědělství: pomůcka pro mechanizátory zemědělství, vedoucí traktorových brigád a traktoristy, pro odborné zemědělské školy a Svazarm. Praha: Státní zemědělské nakladatelství, 1958. Mechanisace.
- [4] [online.ferona.cz](https://online.ferona.cz/) [online]. 2016 [cit. 2019-06-10]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/>
- [5] *Čelní nakladač TUR2B* [online]. [cit. 2019-06-10]. Dostupné z: <https://thumbs.img-sprzedajemy.pl/1000x901c/11/61/ca/ladowacz-czolowy-tur2b-wolmet-euroramka-pasturka-sprzedam-449910039.jpg>
- [6] *Čelní nakladač Pronar LC2* [online]. [cit. 2019-04-15]. Dostupné z: [https://technotorg.com/store/\\_files/lc2.JPG](https://technotorg.com/store/_files/lc2.JPG)
- [7] *Čelní nakladač NAR 80 s paralelogramem* [online]. [cit. 2019-04-15]. Dostupné z: <http://tractortools.cz/img-fotogalerie/134-64-201704251815231.JPG>
- [8] *Čelní nakladač NAR 80 s paralelogramem* [online]. [cit. 2019-04-15]. Dostupné z: [https://gregor-asyn.cz/\\_files/200000369-62e7263dda/450/1-07.jpg](https://gregor-asyn.cz/_files/200000369-62e7263dda/450/1-07.jpg)
- [9] *Čelní nakladač Stool FC 450 H bez paralelogramu* [online]. [cit. 2019-04-15]. Dostupné z: [http://www.bisosedlec.cz/data\\_7/fotogalerie/373normal.jpg](http://www.bisosedlec.cz/data_7/fotogalerie/373normal.jpg)
- [10] *Čelní nakladač i malé stroje zvládnou velkou práci* [online]. [cit. 2019-04 Dostupné z: <https://docplayer.cz/17597624-Celni-nakladac-male-stroje-zvladnou-velkou-praci.html>
- [11] LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 3., dopl. vyd., dot. Praha: Scientia, 1999. ISBN 80-7183-164-6.
- [12] PRCHAL, Pavel. *Návrh prototypu kombinovaného upínače pro čelní nakladač*. Praha, 2018. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze. Fakulta strojní.
- [13] *Kleště na balíky* [online]. In: . [cit. 2019-04-15]. Dostupné z: <http://plasmacut.ro/wp-content/uploads/2016/10/Plasmacut-Cleste-baloti1.jpg>
- [14] *Rampovač na kulatinu uchycený na čelním nakladači* [online]. [cit. 2019-06-25]. Dostupné z: <https://www.mechanizaceweb.cz/provedeni-celnich-nakladacu/>
- [15] *Návod k použití Velikost COMPACT FC* [online]. [cit. 2019-06-25]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/46841133-Navod-k-pouziti-velikost-compact-fc.html>
- [16] *Výrobní katalog firmy Hydraulics* [online]. [cit. 2019-06-25]. Dostupné z: [https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobní\\_katalog\\_cz2017.pdf](https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobní_katalog_cz2017.pdf)
- [17] ANDRLÍK, Vladimír. *Přednášky k předmětu Tekutinové mechanismy a pohony*
- [18] *Traktory a dopravní prostředky I* [online]. [cit. 2019-06-20]. Dostupné z: <http://kzt.zf.jcu.cz/wp-content/uploads/2018/01/traktory1.pdf>





- [19] Slovník cizích slov [online]. [cit. 2019-06-25]. Dostupné z: <https://slovník-cizich-slov.abz.cz/web.php/slovo/paralelogram>
- [20] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spojce a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.

### 13. Seznam zkratk a symbolů

$\sum M_{iA}$	Suma všech momentů k bodu A	[-]
$F_{\text{náklad}}$	Síla od zatížení	[N]
$m_{\text{náklad}}$	Zatížení od nákladu	[kg]
$m_{\text{ramena}}$	Zatížení od vlastní hmotnosti ramen a nářadí	[kg]
$F_{\text{píst 1}}$	Síla od Lineárního hydromotoru 1	[N]
$F_{\text{píst 2}}$	Síla od Lineárního hydromotoru 2	[N]
$p$	Tlak	[MPa]
$F$	Síla	[N]
$S$	Plocha	[mm <sup>3</sup> ]
$\pi$	Konstanta	[-]
$D$	Průměr pístu	[mm]
$D_{1\text{min}}$	Minimální průměr pístu u lineárního hydromotoru 1	[mm]
$p_h$	Maximální tlak v hydraulickém obvodu traktoru	[MPa]
$d_{2\text{před}}$	Předběžný průměr pístní tyče u lineárního hydromotoru 2	[mm]
$D_{2\text{min}}$	Minimální průměr pístu u lineárního hydromotoru 2	[mm]
$p_{\text{max}}$	Maximální tlak v hydraulickém obvodu traktoru	[MPa]
$L_r$	Redukovaná délka pístní tyče	[mm]
$L_{\text{zas}}$	Vzdálenost mezi oky v zasunutém stavu	[mm]
$Z$	Zdvih lineárního hydromotoru	[mm]
$k_{\text{vzpěr skut}}$	Skutečný koeficient bezpečnosti na vzpěr	[-]
$k_{\text{vzpěr VÝR}}$	Koeficient bezpečnosti na vzpěr udávaný výrobcem	[-]
$F_{\text{max VÝR}}$	Koeficient bezpečnosti na vzpěr udávaný výrobcem	[-]
$l_{\text{čep}}$	Délka čepu	[mm]
$d_{\text{č}}$	Průměr čepu	[mm]
$\tau_{\text{čep}}$	Smykové napětí v čepu	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$\sigma_{Do\ 16\ 420}$	Dovolené napětí v ohybu pro ocel třídy 16 420	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$\sigma_o$	Napětí v ohybu v čepu	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$k_{\text{HMH}}$	Koeficient bezpečnosti vůči mezi kluzu	[-]
$R_e$	Minimální mez kluzu	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$\sigma_{\text{red}}$	Redukované napětí podle HMH	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$p_1$	Tlak ve stykových plochách čepu	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$l$	Délka čepu	[mm]
$b$	Tloušťka vidlice	[mm]
$p_D$	Dovolený tlak u čepu	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$M_{O_{\text{konzole}}}$	Ohybový moment na 1 konzolu	[N·mm]
$L_{\text{zat}}$	Vzdálenost zatížení od konzole	[mm]
$\sigma_{Do\ S355}$	Dovolené napětí v ohybu pro materiál S355 a střídavé až míjivé zatížení	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$W_{O_{100 \times 100 \times 10}}$	Průřezový modul v ohybu pro dutý čtvercový profil 100x100x10 mm	[mm <sup>3</sup> ]
$F_{\text{vidle max}}$	Maximální síla působící na špičce vidle	[N]
$L_{\text{vidle}}$	Délka vidle	[mm]
$\sigma_{Do\ S355\ horni}$	Horní dovolené napětí pro materiál třídy S355 a míjivé zatížení	[N·mm <sup>-2</sup> ]

$W_o U120$	Průřezový modul v ohybu pro profil U120	[mm <sup>4</sup> ]
$k_o vidle$	Koeficient bezpečnosti na ohyb u vidlí	[-]
$F_{max1}$	Maximální síla pro výpočet ramen	[N]
$M_{oramen}$	Ohybový moment na 1 rameno	[N·mm]
$L_{ramen}$	Vzdálenost síly $F_{1max}$ od bodu X	[mm]
$\sigma_o ramen$	Ohybové napětí v ramenu	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$W_o 150x50x6$	Průřezový modul v ohybu pro dutý čtvercový profil 100x100x10 mm	[mm <sup>3</sup> ]
$\sigma_{Do S355 dolní}$	Dolní dovolené napětí pro materiál třídy S355 a míjivé zatížení	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$F_x$	Rozklad síly $F_{max}$ do vodorovného směru x	[N]
$F_y$	Rozklad síly $F_{max}$ do vodorovného směru y	[N]
$\tau_s$	Napětí ve svaru od smykového namáhání	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$\tau_o$	Napětí ve svaru od ohybového namáhání	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$\tau_v$	Napětí ve svaru výsledné	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$\tau_d$	Napětí ve svaru od tlakového namáhání	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$\alpha_{\tau\perp}$	Převodní součinitel svarů namáhaných čelně	[-]
$\alpha_{\tau\parallel}$	Převodní součinitel svarů namáhaných bočně	[-]
$I_x$	Kvadratický moment svaru	[mm <sup>4</sup> ]
$W_{ox}$	Průřezový modul v ohybu svaru	[mm <sup>3</sup> ]