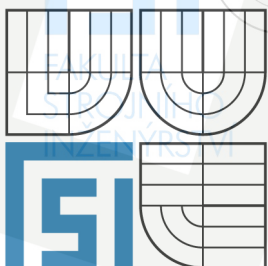


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

TECHNICKÉ  
V BRNĚ



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ  
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## HADRAULICKÝ A MECHANICKÝ RYCHLOUPÍNAČ ČELNÍ LOPATY RYPADLA LB 115

HYDRAULIC AND MECHANICAL HOLDING DEVICE OF FRONT SHOVEL OF EXCAVATOR LB 115

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

PAVEL BĚLOV

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2008



VYSOKÉ  
UCENÍ  
TECHNICKÉ  
V BRNĚ

## **Abstrakt**

Tato diplomová práce řeší konstrukci rychloupínače nakladače. V úvodu jsou uvedeny možné konstrukční způsoby. Následně jsou naznačeny dva možné směry konstrukce při použití původní lopaty, kdy na druhém jsou provedeny základní pevnostní výpočty. Závěr práce se zabývá porovnáním poklesu pracovních sil při použití rychloupínače a samotným zhodnocením výsledků práce.

## **Klíčová slova**

Rychloupínač, mezirám , hydromotor, zajišťovací čep, silové účinky, statická analýza,

## **Abstract**

This Diploma thesis solves a quick coupler design for a loader. In introduction of the Diploma thesis are mentioned two potential designs and convenient solutions. Subsequently are outlined two practicable designs of a quick coupler for a original bucket, as a data component of the second construction design is enclosed basic strength calculation. The ending point of the thesis deals and compare with the force decrease in use of a quick coupler and appraisals achieved ascertainment.

## **Keywords**

Quick coupler, auxiliar frame, hydraulic motor, secure pin, force effect, static analysis



VYSOKÉ  
UČENÍ  
TECHNICKÉ  
V BRNĚ

FAKULTA  
STROJNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

### **Citace**

BĚLOV, P. *Hydraulický a mechanický rychloupínač čelní lopaty rypadla LB 115*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 69 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

# Hydraulický a mechanický rychloupínač čelní lopaty rýpadla

LB 115



## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce pana doc. Ing. Miroslava Škopána ,Csc  
Uvedl jsem všechny literární prameny a publikace, ze kterých jsem čerpal.

.....  
Pavel Bělov  
23.5.2008



VYSOKÉ  
UCENÍ  
TECHNICKÉ  
V BRNĚ

FAKULTA  
STROJNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

## Poděkování

Za účinnou podporu a obětavou pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování diplomové práce tímto děkuji vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc a také konzultantovi ve firmě Ing. Tesařovi. Dále chci poděkovat svým rodičům za podporu při studiu na vysoké škole.

# Obsah

<b>1.1. Základní rozdělení</b>	<b>9</b>
1.1.1. Uchyacení pomocí dvou horních háků na nástroji a čepů zasouvaných ze stran	9
1.1.2. Uchyacení pomocí třech a více horních háků a čepů zasouvaných ze stran	9
1.1.3. Uchyacení pomocí dvou horních háků na nástroji a vertikálních zajišťovacích čepů	10
1.1.4. Uchyacení pomocí dvou horních háků na nástroji a zajišťovacích otočných háků	10
1.1.5. Uchyacení pomocí háků na rychloupínači a čepů zasouvaných ze stran	11
<b>1.2. Použitá řešení některých výrobců</b>	<b>11</b>
1.2.1. WesTrac	11
1.2.2. SAS FORKS	12
1.2.3. U-Blades	12
1.2.4. Dymax	14
1.2.5. Metal Meccanica Moderna	15
<b>2. ZÁKLADNÍ VLASTNOSTI STROJE</b>	<b>17</b>
<b>2.1. Parametry stroje NEW HOLLAND LB 115</b>	<b>17</b>
2.1.1. Rozměry a vlastnosti LB 115	17
<b>2.2. Maximální zatížení lopaty nakladače za provozu</b>	<b>18</b>
<b>2.3. Přesun nákladu nakladačem</b>	<b>18</b>
<b>2.4. Základní pojmy</b>	<b>19</b>
2.4.1. Trhací síla	19
2.4.2. Zdvihací síla	19
2.4.3. Překlápěcí zatížení	19
2.4.4. Pracovní tlak v obvodě	19
2.4.5. Hydraulický mezní stav	19
<b>2.5. Určení silových účinků původního řešení bez upínače</b>	<b>20</b>
2.5.1. Výpočet silových účinků hydromotorů při maximálním tlaku	20
2.5.1.1. Síla v HMN při přiklápění lopaty	20
2.5.1.2. Síla v HMZ při zvedání přiklopené lopaty	21
<b>2.6. Statická analýza výložníku s lopatou</b>	<b>21</b>
2.6.1. Maximální trhací síla na předním břitu univerzální lopaty	21
2.6.1.1. Grafické řešení statického zatížení výložníku LB 115	22
2.6.2. Maximální trhací síla na vnitřním břitu univerzální lopaty	23
2.6.3. Maximální nosnost lopaty v dolní poloze	24
2.6.4. Nosnost lopaty při maximálním zdvihu výložníku	25
<b>2.7. Mimoosá trhací síla na vnějším břitu</b>	<b>27</b>
<b>3. VÝBĚR VHODNÉ KONCEPCE RYCHLOUPÍNAČE</b>	<b>30</b>
3.1. Vstupní požadavky firmy Agrotec a.s.	30
<b>4. RYCHLOUPÍNAČ S HÁKY A SPODNÍMI ZAJIŠŤOVACÍMI ČEPY</b>	<b>30</b>
4.1. Základní návrh	30
4.2. Statická analýza výložníku a rychloupínače s háky	31
4.3. Stanovení sil při zasouvání zajišťovacích čepů	33

4.3.1.	Výpočet první složky zasouvací síly .....	35
4.3.2.	Výpočet druhé složky zasouvací síly .....	35
<b>4.4.</b>	<b>Konstrukce zasouvacího mechanismu pojišťovacích čepů.....</b>	<b>36</b>
4.4.1.	Zasouvání pomocí excentricky uložených přímočarých hydromotorů.....	36
4.4.2.	Zasouvání pomocí pákového mechanismu.....	37
4.4.3.	Mechanický způsob ovládání zajišťovacích čepů .....	38
<b>4.5.</b>	<b>Závěrečné zhodnocení rychloupínače s háky a spodními čepy .....</b>	<b>38</b>
<b>5.</b>	<b>KLASICKÝ DESKOVÝ RYCHLOUPÍNAČ S MEZIRÁMEM .....</b>	<b>39</b>
<b>5.1.</b>	<b>Základní návrh deskového rychloupínače a mezirámu .....</b>	<b>39</b>
<b>5.2.</b>	<b>Konstrukce mezirámu .....</b>	<b>39</b>
<b>5.3.</b>	<b>Návrh deskového rychloupínače .....</b>	<b>40</b>
<b>5.4.</b>	<b>Zasouvací mechanismus pojišťovacích čepů .....</b>	<b>40</b>
5.4.1.	Hydraulická varianta zasouvání pojišťovacích čepů .....	40
5.4.1.1.	Ovládání hydraulického zasouvání pojišťovacích čepů.....	40
5.4.1.2.	Šroubení a hadice použité v hydraulickém obvodu .....	41
5.4.1.3.	Trojcestný kulový ventil .....	41
5.4.1.4.	Volba přímočarého hydromotoru.....	42
5.4.1.5.	Výpočet síly hydromotoru zasouvacího mechanismu .....	42
5.4.2.	Konstrukce zajištění krajních poloh hydromotoru .....	43
5.4.3.	Mechanická varianta zasouvání pojišťovacích čepů .....	44
<b>5.5.</b>	<b>Statická analýza rychloupínače s mezirámem .....</b>	<b>45</b>
<b>5.6.</b>	<b>Mimoosá trhací síla zatěžující uložení rychloupínače.....</b>	<b>47</b>
5.6.1.	Výpočet namáhání čepů při nesymetrickém zatížení .....	49
5.6.2.	Kontrola na otláčení, ohyb a smyk čepu C.....	50
<b>5.7.</b>	<b>Zatížení zajišťovacích čepů od trakční síly při jízdě vzad.....</b>	<b>51</b>
5.7.1.	Výpočet otláčení, ohybu a smyku zajišťovacího čepu .....	52
<b>5.8.</b>	<b>Zatížení zajištění rychloupínače při použití lopaty jako opěrného bodu .....</b>	<b>54</b>
5.8.1.	Výpočet síly na zajišťovací čep poměrnou částí hmotnosti.....	54
<b>5.9.</b>	<b>Výpočty MKP pro nebezpečné případy zatěžování.....</b>	<b>55</b>
5.9.1.	Zatížení lopaty maximální nosností v dolní poloze .....	56
5.9.2.	Nesymetrické zatížení trhací silou na okraji břitu .....	56
5.9.3.	Zatížení od trakční síly při jízdě vzad .....	57
5.9.4.	Závěrečné zhodnocení napětí v mezirámu a rychloupínači .....	57
5.9.5.	Výpočet svarových spojů .....	58
<b>6.</b>	<b>VYHODNOCENÍ UŽITNÝCH ZMĚN NAKLADAČE NA ZÁKLADĚ STATICKÉ ANALÝZY .....</b>	<b>59</b>
<b>6.1.</b>	<b>Změna trhacích sil a nosnosti.....</b>	<b>59</b>
<b>6.2.</b>	<b>Zatížení čepů, uložení lopaty nebo rychloupínače ve výložníku.....</b>	<b>60</b>
<b>6.3.</b>	<b>Přepočítání užitečné nosnosti.....</b>	<b>62</b>
<b>7.</b>	<b>ZÁVER .....</b>	<b>64</b>

<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY</b> .....	<b>65</b>
<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ</b> .....	<b>66</b>
<b>SEZNAM PŘÍLOH</b> .....	<b>69</b>
Příloha 1 .....	69
Příloha 2 .....	69
Příloha 3 .....	69
Příloha 4 .....	69
Příloha 5 .....	69
Příloha 6 .....	69
Příloha 7 .....	69

## 1. Úvod

Rychloupínač lopaty nakladače se používá při častých výměnách pracovních nástrojů. Nejrozšířenější konstrukční provedení používá lopaty vyrobené k danému typu rychloupínače, kdy tyto jsou na zadní stěně opatřeny speciálními připojovacími prvky. Způsob připojení je takový, že rychloupínač se zachytí horním okrajem za háky na nástroji a po přizvednutí a přiklopení dojde k dosednutí i spodní části nástroje. Následně se provede zajištění pomocí několika možných způsobů. Druhou možností řešení je použití rychloupínače pro původní lopatu. Jde o způsob prakticky nepoužívaný, kdy rychloupínač je zaháknut do horních připojovacích čepů původní lopaty a otvory po dolních čepech jsou prostrčeny zajišťovací čepy. Podle způsobu zajištění nástroje v rychloupínači je možné dělení na zajištění pomocí čepů a pomocí háků, kdy druhá varianta je opět velice málo zastoupená. Ovládání zajišťovacích prvků je provedeno nejčastěji hydraulicky nebo mechanicky.

### 1.1. Základní rozdělení

#### 1.1.1. Uchycení pomocí dvou horních háků na nástroji a čepů zasouváných ze stran

Jde o nejrozšířenější variantu rychloupínacího zařízení používanou předními výrobci jako je Caterpillar, Komatsu, Liebherr, atd. Připojování nástroje je jednoduché, s možností snadné vizuální kontroly. Na nástroj se najíždí dopředu skloněným rychloupínačem, který se ve své horní části zavěsí za háky lopaty. Při následném přizvednutí a srovnání rychloupínače do vertikální polohy, dojde k dosednutí spodní části nástroje s otvory pro zajišťovací čepy. K zajištění dochází mechanickým nebo hydraulickým zasunutím pojišťovacích čepů. Z přiložené fotografie je zřejmé, že uchycení nástroje je zcela nestandardní a ze standardně uchyceným nástrojem jej nelze zaměnit. Na ovládání je použit zvláštní hydraulický okruh. Mechanická varianta zasouvání je možná a její provedení je většinou takové, že zajišťovací čepy se zasouvají ručně a zajišťují závlačkou, kolíkem nebo šroubem.



Obr.01 Lopata a rychloupínač se zajištění pomocí čepů zasouváných ze stran [13]

#### 1.1.2. Uchycení pomocí třech a více horních háků a čepů zasouváných ze stran

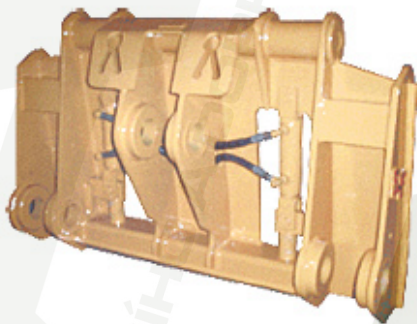
Méně rozšířenou variantou předchozího způsobu je upnutí pomocí třech a více háků. Její použití je výhodnější z hlediska nutnosti menších rozměrů připojovacích háků a zvládnutí větších hmotností pracovních nástrojů. S tímto typem rychloupínače se můžeme setkat u nejtěžších nakladačů, zejména v oblasti těžby v lomech a povrchových dolech. Připojování nástroje probíhá stejným způsobem jako v předchozím případě.



Obr.02 Uchycení pomocí třech a více horních uchycovacích háků [11],[13]

### 1.1.3. Uchycení pomocí dvou horních háků na nástroji a vertikálních zajišťovacích čepů

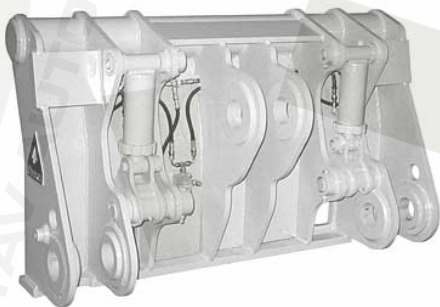
Varianta rychloupínače hojně využívaná hlavně u smykem řízených nakladačů a menších nakladačů. Hlavní předností tohoto způsobu je možnost konstrukce velice kompaktního rychloupínače, který minimálně mění vlastnosti stroje.



Obr.03 Rychloupínač se zajištěním pomocí vertikálních čepů [13]

### 1.1.4. Uchycení pomocí dvou horních háků na nástroji a zajišťovacích otočných háků

Způsob uchycení je dosti ojedinělý. Výhodný je z důvodu automatického vymezování vůle v dolních uchycovacích v důsledku neustálého tlaku hydraulických válců na pojišťovací háky. Velkou nevýhodou je složitější konstrukce a z toho plynoucí skutečnost, že se moc nevyrabí.

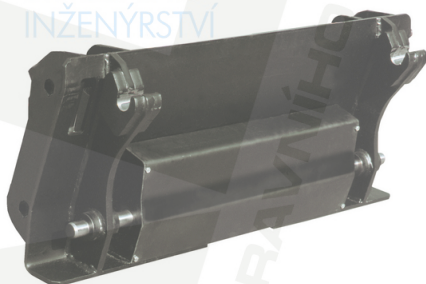


Obr.04 Rychloupínač se zajištěním pomocí háků [8]

Všechny čtyři systémy popsané výše, shodně potřebují speciální připojovací prvky na nástroji. Zvýšené náklady jsou kompenzovány menší změnou klopného momentu v důsledku přiblížení rychloupínače k zadní stěně lopaty.

### 1.1.5. Uchycení pomocí háků na rychloupínači a čepů zasouvaných ze stran

Z obrázku je patrné, že jak uchycovací háky, tak pojišťovací čepy jsou součástí rychloupínače. K připojení nástroje dochází najetím nakladače se šikmo skloněným rychloupínačem na standardní horní čepy lopaty, které jsou ponechány v nástroji. Přizvednutím výložníku dojde k zaháknutí nástroje a následným přiklopením spodní části. Do otvoru po spodních čepích v nástroji se zasunou zajišťovací čepy. Ovládání pojišťovacího mechanismu je mechanické. Nevýhodou tohoto uspořádání je snížení nosnosti lopaty z důvodu hmotnosti a vlastních rozměrů rychloupínače, kdy je nutno čepy výložníku umístit za upínací zařízení, kdežto u jiných řešení je umístění uchycovacích čepů v těsné blízkosti zadní stěny lopaty. Další nepříjemnou vlastností je snížení výškové výšky, které je větší než u předchozích způsobů uchycení.



Obr.05 Univerzální rychloupínač [9]

## 1.2. Použitá řešení některých výrobců

### 1.2.1. WesTrac

Americká společnost, zabývající se výrobou přídatných zařízení pro stroje Caterpillar. V jejím sortimentu jsou rychloupínače pro velký rozsah nakladačů. Rychloupínače firmy WesTrac jsou vcelku standardní, hydraulicky ovládané. Použita je varianta s háky na nástroji a hydraulicky ovládanými pojišťovacími čepy. Jak je výše zdůrazněno, je nutno použít speciální systém uchycení. V materiálech firmy je zmíněno použití hydraulického zasouvání s elektrickým ovládaním na 24V. Z popisu však nevyplývá, zda je to pouze ovládání elektromagnetického ventilu, který provádí odběr tlakového oleje pro zasunutí čepů z hydraulického okruhu nástroje (není nutno použít zvláštního hydraulického okruhu), nebo nějaký jiný systém.



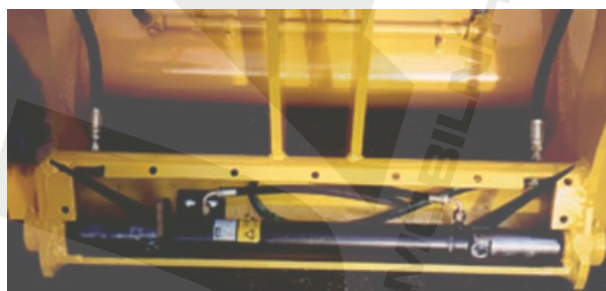
Obr.06 Rychloupínač firmy WesTrac [12]

### 1.2.2. SAS FORKS

Firma používá standardní řešení s háky na nástroji a upínacími čepy na rychloupínači. Jistou zajímavostí tohoto řešení je navaření naváděcích hranolů na boční zakončení horních čepů upínací desky. Jde o usnadnění upínání nástroje bočním vedením při zahakování nástroje. Další zajímavostí je naprosto oddělený hydraulický okruh pro rychloupínač. Jeho pohon je pomocí hydraulického čerpadla s elektromotorem napájeným palubní sítí vozidla. Na bloku čerpadla s elektromotorem je připevněn ovládací rozvaděč rychloupínače. Celý tento blok je montován v kabině strojníka vedle jeho sedačky. Velkou výhodou tohoto uspořádání ovládání je úplné oddělení od hydraulického systému a tím není blokován žádný přídavný výstup na zařízení z hydraulického okruhu stroje. Nevýhodou je nutnost dodatečné montáže hydraulického okruhu rychloupínače do stroje a v případě použití samostatné nádrže i individuální výměna oleje. Další zajímavostí je plovoucí hydromotor rychloupínače. Jeho podstatou je zjednodušení mechanismu upínání (není nutné použití zdvojeného hydromotoru), místo toho je zde volně posuvně uložen hydromotor, na jehož pevné straně je připevněn zajišťovací čep, stejně jako na pístní tyči. Při přivedení tlakového oleje pod píst dochází k posunu pístu nebo pístnice v závislosti na třecím odporu. Po zasunutí čepu s menším odporem dojde k následnému posunu druhé části hydromotoru. Jedná se o velice elegantní řešení. Pro vymezení přesné polohy slouží navařená plechová zarážka s průchozí dírou, která má průměr o něco větší než pístní tyč, je však menší než zajišťovací čep nebo pístnice.



Obr.07 Rychloupínač a jeho hydraulické ovládání od firmy SAS FORKS [10]



Obr.08 Plovoucí zajišťovací hydromotor[10]

### 1.2.3. U-Blades

Jde o společnost, která se zabývá výrobou rychloupínačů a jiných přídavných zařízení ve spolupráci s firmou DIMAX, o jejichž výrobcích bude pojednáno níže. Při připojení je použito třech vrchních háků na nástroji a ve spodní části dochází k zasouvání příčných čepů. Jde o velice robustní rychloupínací zařízení, které je konstruováno pro práci na nakladačích do hmotnostní kategorie 100t, jak ukazuje přiložená tabulka. Další specialitou firmy je zajišťování pomocí svislých klínů. Při tomto typu zajištění je místo spodních zajišťovacích

čepů použito vertikálních klínů, které jsou zasouvány pomocí hydromotorů do speciálních úchytnů nástroje.



Obr.09 Dva pohledy na rychloupínač firmy U-Blades [11]

Tab.01 Hmotnost stroje a příslušného rychloupínače se zajištěním pomocí horizontálních čepů

Zajištění pomocí horizontálních čepů			
Pracovní stroj	Hmotnost stroje [t]	Hmotnost rychloupín. [lbs]	Hmotnost rychloupín. [kg]
Cat 980	33,3	3250	1475,5
Komatsu WA500	32,5	3250	1475,5
Volvo L220	33	3250	1475,5
Cat 988	50,8	6000	2724
Komatsu WA600	52,9	6000	2724
Volvo L330	53	6000	2724
Cat 992	94,3	7500	3405
Komatsu WA800	98,3	7500	3405
Komatsu WA900	101,5	7500	3405

Tab.02 Hmotnost stroje a příslušného rychloupínače se zajištěním pomocí vertikálních klínů

Zajištění pomocí vertikálních klínů			
Pracovní stroj	Hmotnost stroje [t]	Hmotnost rychloupín. [lbs]	Hmotnost rychloupín. [kg]
Cat 980	33,3	2600	1180,4
Komatsu WA500	32,5	2600	1180,4
Cat 988	50,8	3250	1475,5
Komatsu WA600	52,9	3250	1475,5
Cat 990	78	4800	2179,2
Komatsu WA800	98,3	4800	2179,2

Tab.03 Snížení nosnosti stroje v důsledku použití rychloupínače se zajištěním pomocí horizontálních čepů

Snížení užitečného zatížení stroje, rychloupínač se zajištěním pomocí horizontálních čepů				
Komatsu typ stroje	Hmotnost rychloup. [kg]	Statické klopné zatížení plný rejď [kg]	Zatížení lopaty dle normy [kg]	Snížení nosnosti plný rejď [%]
WA 500	1475,5	20930	10465	14,09938
WA 600	2724	28720	14360	18,96936
WA 800	3405	50500	25250	13,48515
WA 900	3405	50500	25250	13,48515

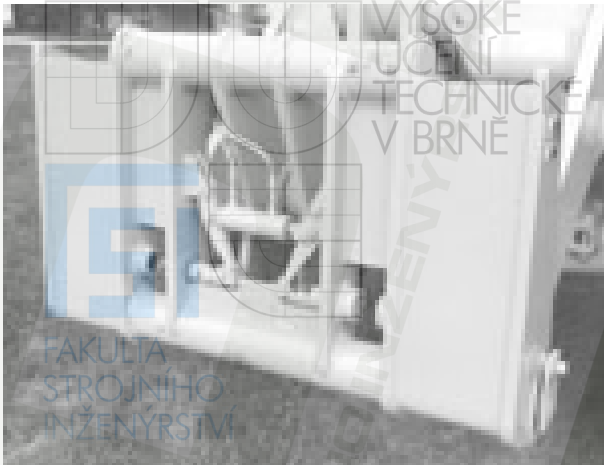
Tab.04 Snížení nosnosti stroje v důsledku použití rychloupínače se zajištěním pomocí vertikálních klínů

Snížení užitečného zatížení stroje, rychloupínač se zajištěním pomocí vertikálních klínů				
Komatsu typ stroje	Hmotnost rychloup. [kg]	Statické klopné zatížení plný rejď [kg]	Zatížení lopaty dle normy [kg]	Snížení nosnosti plný rejď [%]
WA 500	1180,4	20930	10465	11,2795
WA 600	1475,5	28720	14360	10,27507
WA 800	2179,2	50500	25250	8,630495

Z přiložených tabulek je zřejmé, že použitím rychloupínače lopaty nakladače dochází k snížení povolené nosnosti v průměru o (10 –18) %, což není zase tak málo a mnohdy to nemusí vyvážit snadnost a rychlost výměny nástroje. Tento výpočet byl proveden pro rychloupínače firmy U-Blades a nakladače Komatsu. Je v něm nepřesnost, která je zaviněna nezahrnutím změny vzdálenosti lopaty v důsledku rozměrů rychloupínače a uvažováním hmotnosti rychloupínače v těžišti lopaty. Výsledné snížení nosnosti tak bude poněkud větší než je uvedeno v tabulkách a bude se pohybovat v rozmezí (15 – 20) %.

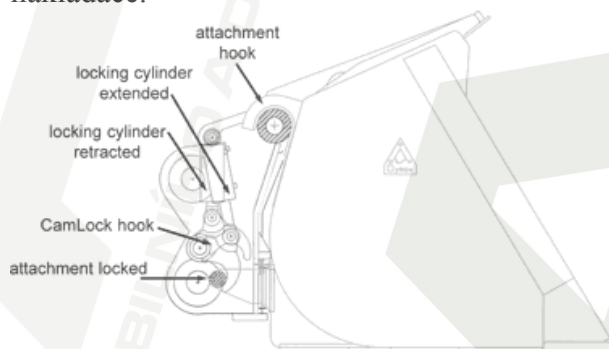
#### 1.2.4. Dymax

Americká firma se značným sortimentem přídatných zařízení a nástrojů jak k nakladačům, tak k rypadlům. Firma vyrábí dva druhy rychloupínačů pro nakladače. Prvním z nich je obvyklé uchycení pomocí háků na nástroji a zajištění pomocí čepů. Zajímavostí ovládacího mechanismu je použití jednozvratných pák pro posun zajišťovacích čepů, které jsou ovládány hydromotorem. Hydromotor je přichycen k pákám pomocí čepů a jinak není nikde fiksován. Je to obdoba zajištění pomocí plovoucího hydromotoru. Výhodou tohoto řešení je možnost použití přímočarého hydromotoru s kratším zdvihem a využívá se při nedostatku místa mezi pojišťovacími čepi. Nevýhodou je však větší složitost tohoto mechanismu, který se skládá ze zajišťovacích a vložených pák.



Obr.10 Rychloupínač se zasouváním čepů pomocí zasouvacích pák a zadní stěna lopaty k němu [8]

Druhým zajímavým výrobkem firmy Dymax je uchycení pomocí horních háků na nástroji a zajištění pomocí hydraulicky ovládaných háků v dolní části rychloupínače. Při tomto druhu zajištění je nutné zajistit neustálý tlak v hydraulickém okruhu rychloupínače nebo použít hydraulický zámek, což zabraňuje možnosti odjištění lopaty v případě velkého zatížení. Výhodou tohoto zajištění je možnost použití při malé vzdálenosti mezi rameny výložníku nakladače.



Obr.11 Boční a pohled na schéma rychloupínače se zajišťovacími háky[8]

### 1.2.5. Metal Meccanica Moderna

Evropský výrobce nabízející jako jediný rychloupínač, který pro upnutí nástroje nepotřebuje speciální upínací prvky, ale pouze standardní uchycení lopaty pomocí čepů. Toto je velká přednost tohoto systému, která do značné míry vyrovnává mnohé nevýhody. Jako základní lze uvést zvětšení vzdálenosti mezi výložníkem a čepy lopaty, z důvodu konstrukce rychloupínače. Rozteč děr pro připojení výložníku nakladače je stejná, jako rozteč děr ve standardním nástroji a je proto nutné tyto otvory proti sobě posunout, tím dojde ke zvětšení klopného momentu a snížení výsypné výšky.



Obr.12 Univerzální rychloupínač[9]

Jiným produktem firmy je standardní rychloupínač stejný, jako u jiných výrobců, s háky na nástroji. Zajímavostí je, že zajišťovací čepy jsou vedeny skrz spodní pouzdra výložníku a při zajištění nástroje dochází k axiálnímu posuvu v těchto pouzdrech. To může způsobovat nepříjemnosti v důsledku většího zanášení nečistot do pouzder výložníku a k jejich většímu opotřebení. Na druhou stranu nezanedbatelným přínosem je minimální možná vzdálenost mezi zadní stěnou lopaty a rychloupínačem.



Obr.13 Rychloupínač se zajišťovacími čepy vysouványými skrz výložník nakladače [9]

## 2. Základní vlastnosti stroje

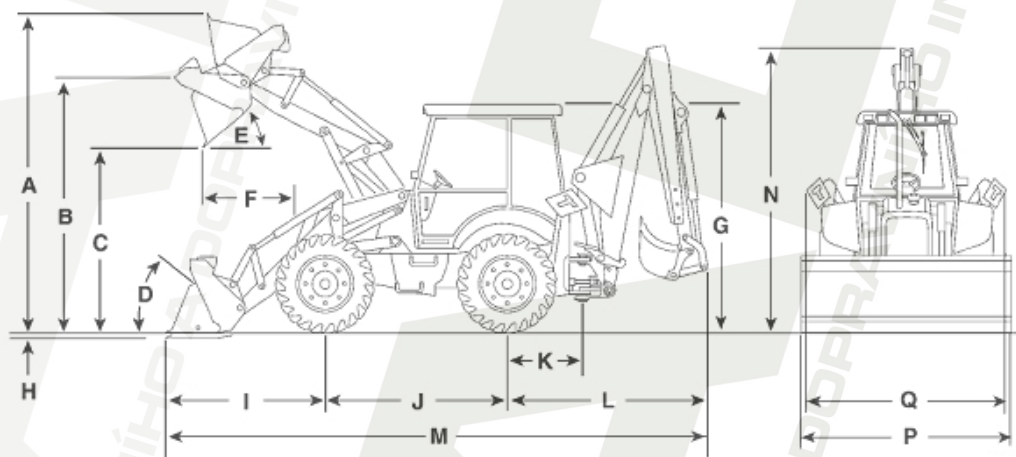
### 2.1. Parametry stroje NEW HOLLAND LB 115

Rýpadlo nakladač je postaven většinou na traktorovém podvozku, v předu má nakládací lopatu a v zadu rýpalové zařízení. Obě části jsou k traktoru pevně připojeny a tvoří kompaktní stroj. Řízení stroje LB 115 je provedeno všemi koly. Pro řízení mohou být použita přední kola nebo všechna čtyři kola, kdy se významně sníží poloměr zatáčení. Také je možnost použití takzvaného psiho chodu, kdy jsou všechna kola natočena stejným směrem a stroj jede šikmo do strany.

Hmotnost stroje..... 8700 kg

Max. tlak v hydraulickém okruhu..... 210 bar

#### 2.1.1. Rozměry a vlastnosti LB 115



Obr.14 Rozměrové schéma stroje [7]

- A. Maximální výška
- B. Výška spojovacího čepu výložníku nakladače a lopaty
- C. Výška vyprazdňování
- D. Maximální přiklopení lopaty ve spodní rovině vozidla
- E. Úhel vyprazdňování
- F. Vzdálenost od předních kol
- G. Výška kabiny
- H. Hloubka výkopu
- I. Vzdálenost přední hrany lopaty od osy přední nápravy
- J. Rozvor
- K. Vzdálenost mezi mostem zadní nápravy a čepem otáčení podkopového mechanismu
- L. Vzdálenost mezi mostem zadní nápravy a nejvzdálenějším místem podkopu
- M. Vnější délka
- N. Výška zadního ramene
- O. -----
- P. Vnější šířka
- Q. Převážná šířka

Tab.05 Základní rozměry stoje LB 115

Rozměry	Standardní lopaty	Lopata 4 v 1	Lopata 6 v 1 (vidle)
A	4347 mm	4653 mm	4653 mm
B	3491 mm	3491 mm	3491 mm
C	2717 mm	2717 mm	2717 mm
D	45°	45°	45°
E	45°	45°	45°
F	744 mm	744 mm	744 mm
G	2900 mm	2900 mm	2900 mm
H	113 mm	113 mm	113 mm
I	2200 mm	2200 mm	2200 mm
J	1324 mm	1324 mm	1324 mm
K	1324 mm	1324 mm	1324 mm
L	1630 mm	1630 mm	1630 mm
M	5783 mm	5783 mm	5783 mm
N	3935 mm	3935 mm	3935 mm
P	2400 mm	2400 mm	2400 mm
Q	2230 mm	2230 mm	2230 mm
Vlastnosti	Standardní lopata	Lopata 4v1	Lopata 6v1 ( vidle)
Nosnost při maximální výšce	3386 kg	3151 kg	3121 kg
Tažná síla	5413 daN	5413 daN	5413 daN

Tab.06 Základní rozměry a hmotnosti lopat pro LB 115

Lopaty nakladače			
Typ	Standardní	4v1	6v1 (vidle)
Objem lopaty	1.20 mm <sup>3</sup>	1.20 mm <sup>3</sup>	1.20 mm <sup>3</sup>
Šířka	2350 mm	2350 mm	2350 mm
Hmotnost	460 kg	695 kg	840 kg

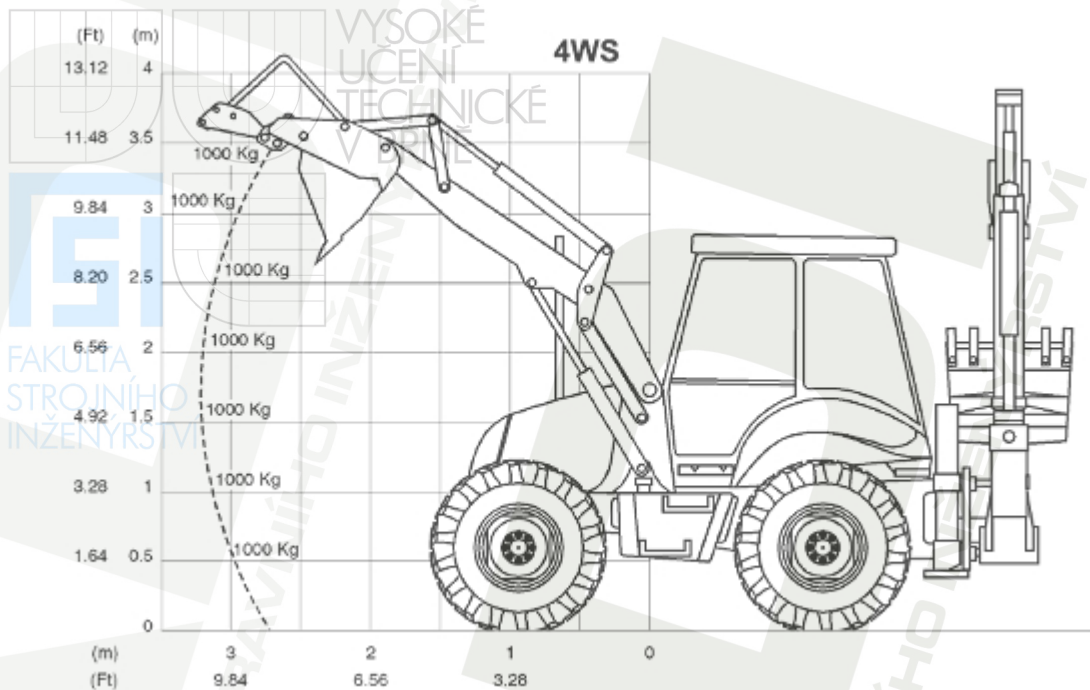
## 2.2. Maximální zatížení lopaty nakladače za provozu

Maximální zatížení nakladače je vypočítáno pro použití standardní lopaty. Při použití jiné lopaty nebo zařízení je třeba mít při výpočtu jmenovité nosnosti nakladače na zřeteli celkovou hmotnost lopaty nebo příslušenství. **Maximální zátěž, která nesmí být překročena je 1000 kg.**

## 2.3. Přesun nákladu nakladačem

Při zvedání a přesunu je třeba použít pouze závěsného oka, pokud je jim lopata vybavena.

**Maximální zátěž nesmí překročit 1000 kg** a manévrovat s nákladem se musí velice pomalu a opatrně. Přesun s nákladem musí být pouze nízkou rychlostí.



Obr.15 Obrázek maximálního zatížení při přesunu nákladu [7]

## 2.4. Základní pojmy

### 2.4.1. Trhací síla

Je to maximální síla, která působí směrem nahoru a její působíště je na hraně lopaty. Trhací síla může být vyvozena jak hydromotory zdvihu tak nakládění.

### 2.4.2. Zdvihací síla

Je to maximálně možné zatížení, které může být v lopatě zdviženo od vztažné roviny do maximální výšky, při použití přímočarých hydromotorů zdvihu. Lopata je přiklopená a nositelka zatěžující síly prochází těžištěm jmenovitého objemu lopaty.

### 2.4.3. Překlápěcí zatížení

Maximální nosnost při maximálním vyložení nebo specifickém zdvihu lopaty, kdy dojde k meznímu stavu překlápění. Překlápěcí zatížení je dáno stavem, kdy se nejméně jedno kolo nedotýká země. Stroj se přitom nachází v rovnováze klopných momentů a momentů stabilizačních, daných hmotností stroje.

### 2.4.4. Pracovní tlak v obvodě

Tlak vyvozený v obvodě hydromotoru při provozu.

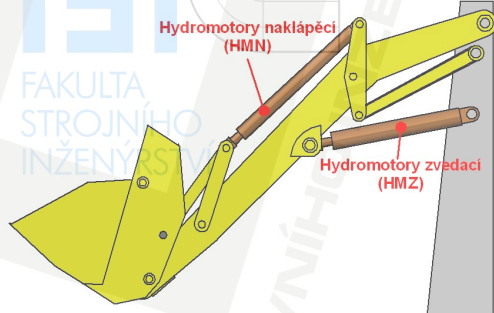
### 2.4.5. Hydraulický mezní stav

Stav, kdy jsou síly na nástroji nebo zdvihací síly omezeny pracovním tlakem hydraulického obvodu.

## 2.5. Určení silových účinků původního řešení bez upínače

### 2.5.1. Výpočet silových účinků hydromotorů při maximálním tlaku

Pro určení silových účinků se nejprve stanoví maximální dosažitelné síly v hydromotorech naklápěcích (dále jen HMN) a v hydromotorech zvedacích (dále jen HMZ).



Obr.16 Poloha HMN a HMZ

Vnitřní průměr pístnice HMN

$D_{hmn} = 75 \text{ mm}$

Průměr pístní tyče HMN

$d_{hmn} = 50 \text{ mm}$

Vnitřní průměr pístnice HMZ

$D_{hmz} = 90 \text{ mm}$

Průměr pístní tyče HMZ

$d_{hmz} = 50 \text{ mm}$

Maximální tlak v hydraulickém okruhu

$p_{hm} = 21 \text{ MPa}$

#### 2.5.1.1. Síla v HMN při přiklápění lopaty

Činná plocha HMN:

$$S_{hmn} = \frac{\pi * D_{hmn}^2}{4} - \frac{\pi * d_{hmn}^2}{4} \quad (1)$$

$$S_{hmn} = \frac{\pi * 75^2}{4} - \frac{\pi * 50^2}{4}$$

$$S_{hmn} = 2.454 * 10^3 \text{ mm}^2$$

Maximální síla při naklápění:

$$F_{hmn} = p_{hm} * S_{hmn} \quad (2)$$

$$F_{hmn} = 21 * 2.454 * 10^3$$

$$F_{hmn} = 51,54 * 10^3 \text{ N}$$

V případě rovinného řešení je nutno uvažovat oba HMN a potom výsledná síla je:

$$F_{hmnv} = 2 * F_{hmn} \quad (3)$$

$$F_{hmnv} = 2 * 51,54 * 10^3$$

$$F_{hmnv} = 103,1 * 10^3 \text{ N}$$

### 2.5.1.2. Síla v HMZ při zvedání přiklopené lopaty

Činná plocha hydromotoru:

$$S_{hmz} = \frac{\pi * D_{hmz}^2}{4} \quad (4)$$

$$S_{hmz} = \frac{\pi * 90^2}{4}$$

$$S_{hmz} = 6.362 * 10^3 \text{ mm}^2$$

Maximální síla při zvedání:

$$F_{hmz} = p_{hm} * S_{hmz} \quad (5)$$

$$F_{hmz} = 21 * 6.362 * 10^3$$

$$F_{hmz} = 133,6 * 10^3 \text{ N}$$

V případě rovinného řešení je nutno uvažovat oba HMZ a potom výsledná síla je:

$$F_{hmzv} = 2 * F_{hmz} \quad (6)$$

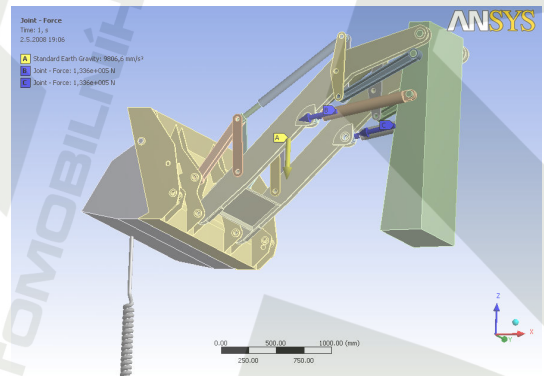
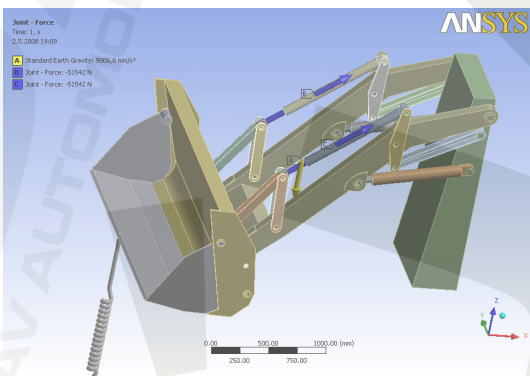
$$F_{hmzv} = 2 * 133,6 * 10^3$$

$$F_{hmzv} = 267,2 * 10^3 \text{ N}$$

## 2.6. Statická analýza výložníku s lopatou

### 2.6.1. Maximální trhací síla na předním břitu univerzální lopaty

Pro zjištění maximální trhací síly byly provedeny dva výpočty. První simuloval maximální sílu v HMN a druhý HMZ. Při každém výpočtu bylo sledováno jednak zatížení v čepch uložení lopaty, ale i zatížení hydromotorů, které při simulaci nepracovaly.



Obr.17 Simulace maximální trhací síly od HMN a HMZ na vnějším břitu

Tab.07 Maximálních sil HMN, HMZ

Hydromotor	Maximální síla vyvozená hydromotory [N]
Hydromotor naklápěcí (Hmn)	51542
Hydromotor zvedací (Hmz)	133596

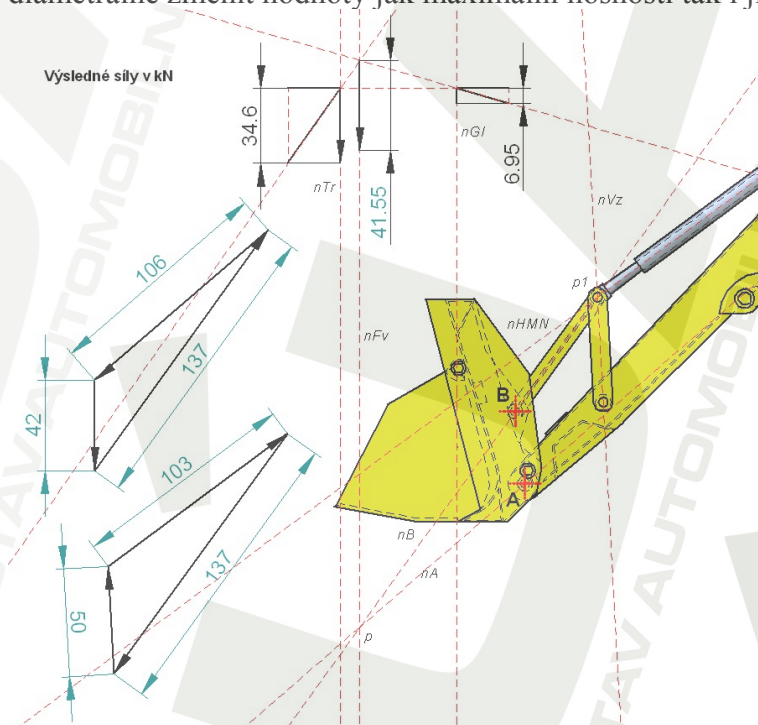
Tab.08 Maximální trhací síla na předním břitu a zatížení vybraných prvků

Maximální trhací síla na předním břitu							
Trhací síla [N]	Zatížení jednotlivých čepů uložení lopat			Zatížení Hmn		Zatížení Hmz	
	Dolní pravý a levý [N]		Horní pravý a levý [N]	pravý a levý [N]		Pravý a levý [N]	
47064	71500	71500	92000	92000	69000	69000	V provozu max. síla
35500	54500	54500	69000	69000	V provozu max. síla		50500 50500

Z tabulky vyplývá, že maximální trhací síla na hraně lopaty v její dolní poloze je 35 500 N. Jde o sílu, kterou vyvodily HMN. Činnost HMZ by sice vyvodila na hraně lopaty větší sílu, dojde však k překročení maximálního tlaku 21 MPa v HMN a tím k překročení mezního hydraulického stavu. V okruhu HMN začnou pracovat pojistné sekundární ventily a dojde ke sklápění lopaty směrem vpřed až do takové polohy, kdy tlak v HMN poklesne pod maximální mez, a proto nelze takovéto trhací síly dosáhnout.

### 2.6.1.1. Grafické řešení statického zatížení výložníku LB 115

O využití grafického řešení bylo rozhodnuto pro kontrolu výsledků statické analýzy z programového systému ANSYS 11.0. V řešení byla využita provázanost 3D modelu a 2D výkresu v programu Solid Edge 19. Při analýze jsou měněny parametry vazeb v 3D prostředí a následně aktualizován výkres. V tomto výkresu jsou silové obrazce parametricky provázány s výkresem výložníku stroje. Silové obrazce si pomocí vazeb rovnoběžnosti neustále udržují rovnoběžnost s nositelkami jednotlivých sil. Velikosti jednotlivých sil jsou vykreslovány v měřítku a jejich hodnoty zobrazovány v tabulce parametrů. Tato kontrola je nutná z důvodu ověření výpočtu z programu ANSYS, kdy špatné zadání okrajové podmínky může diametrálně změnit hodnoty jak maximální nosnosti tak i jiných sledovaných silových účinků.



Obr.18 Grafické řešení max. trhací síly na vnějším břitu z hlediska mezního stavu hydrauliky

Při řešení maximální trhací síly bylo využito věty o dvou a třech silách ve znění pro statickou rovnováhu. Nejprve je však nutné určit výslednici sil od vlastní hmotnosti lopaty a trhací síly. Využilo se řešení pro nahrazení dvou rovnoběžných sil silou staticky ekvivalentní. Následně se vyřešila statická rovnováha na lopatě, kdy byly určeny směry a velikosti sil v uložení A, B. Za další bylo stanoveno zatížení HMN z rovnováhy na jeho předním čepu. Z vyhodnocení vyplývá, že velikost trhací síly je 34,6 kN, při max. síle vyvozené HMN a vlastní hmotností lopaty 695 kg. Z důvodu řešení v rovině je výsledná síla na jednotlivá uložení poloviční, protože lopata je uložena ve čtveřici čepů a je ovládána dvěma HMN.

Výsledná síla v uložení A:

$$A = 53 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Výsledná síla v uložení B:

$$B = 68,5 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Výsledná síla v uložení C (druhý spodní čep):

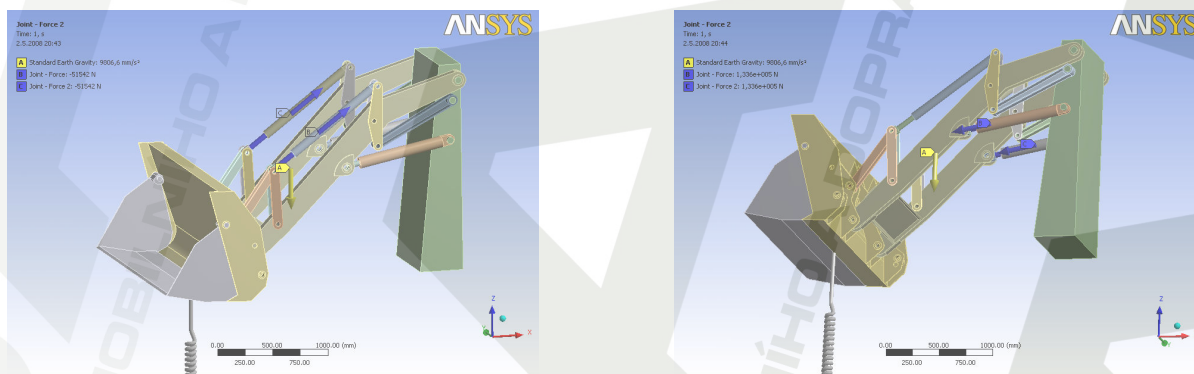
$$C = 53 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Výsledná síla v uložení D (druhý vrchní čep):

$$D = 68,5 \cdot 10^3 \text{ N}$$

## 2.6.2. Maximální trhací síla na vnitřním břitu univerzální lopaty

Vnitřního břitu je možno využít pouze v omezené míře a kontrola tohoto stavu je provedena pouze doplňkově.



Obr.19 Simulace maximální trhací síly od HMN a HMZ na vnitřním břitu

Tab.09 Maximální trhací síla na vnitřním břitu a zatížení vybraných prvků

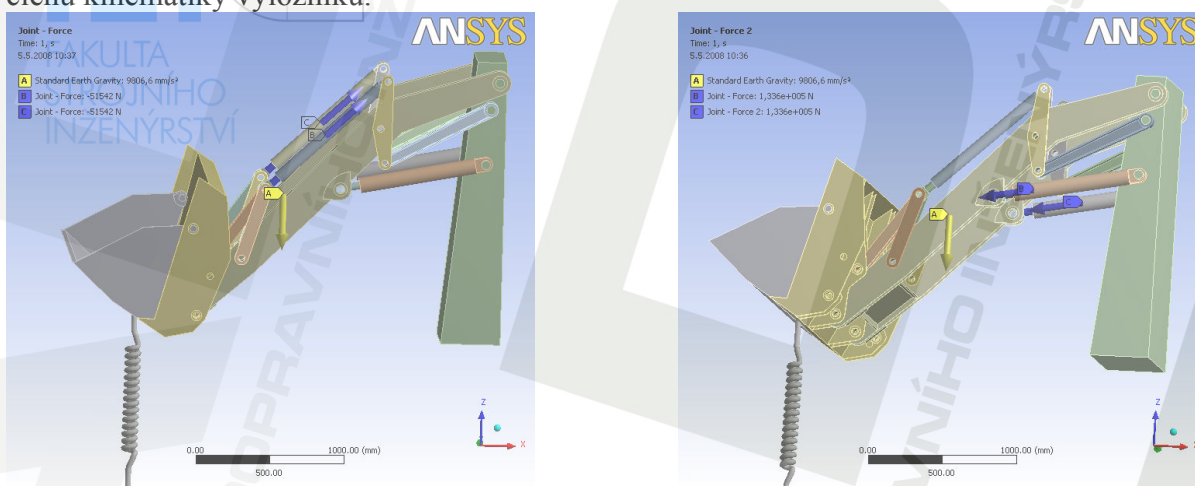
Maximální trhací síla na vnitřním břitu								
Trhací síla [N]	Zatížení jednotlivých čepů uložení lopat				Zatížení Hmn		Zatížení Hmz	
	Dolní pravý a levý [N]		Horní pravý a levý [N]		pravý a levý [N]		Pravý a levý [N]	
54000	24000	24000	41500	41500	31300	31300	V provozu max. síla	
93200	40000	40000	68500	68500	V provozu max. síla		<b>220000</b>	<b>220000</b>

Dle tabulky dosažení maximálních sil v HMN a HMZ pro trhací sílu na vnitřním břitu bylo zjištěno maximum 54 000 N. To je dosaženo při použití HMZ. HMN by sice mohly dosáhnout větší síly, jsou však limitovány mezním tlakem v HMZ. Dále z výsledků plyne, že pro zatížení čepů lopaty je tato trhací síla méně závažná, než trhací síla na vnějším břitu.

Důvodem, proč tomu tak je, je změna pomyslného ramene mezi trhací silou a uložením spodních čepů lopaty. To je daleko menší, a proto zatížení čepů uložení není tak velké.

### 2.6.3. Maximální nosnost lopaty v dolní poloze

Pro zjištění maximální nosnosti lopaty v dolní poloze se opět provedly dva výpočty. Jeden pro HMN a druhý pro HMZ. Následně byly zjištěny hodnoty zatížení jednotlivých hydromotorů a z toho určena maximální možná nosnost lopaty. Z výsledků simulace plyne, že při plném přiklopení lopaty je více zatěžován HMN, což je zapříčiněno vzájemnou polohou jednotlivých členů kinematiky výložníku.

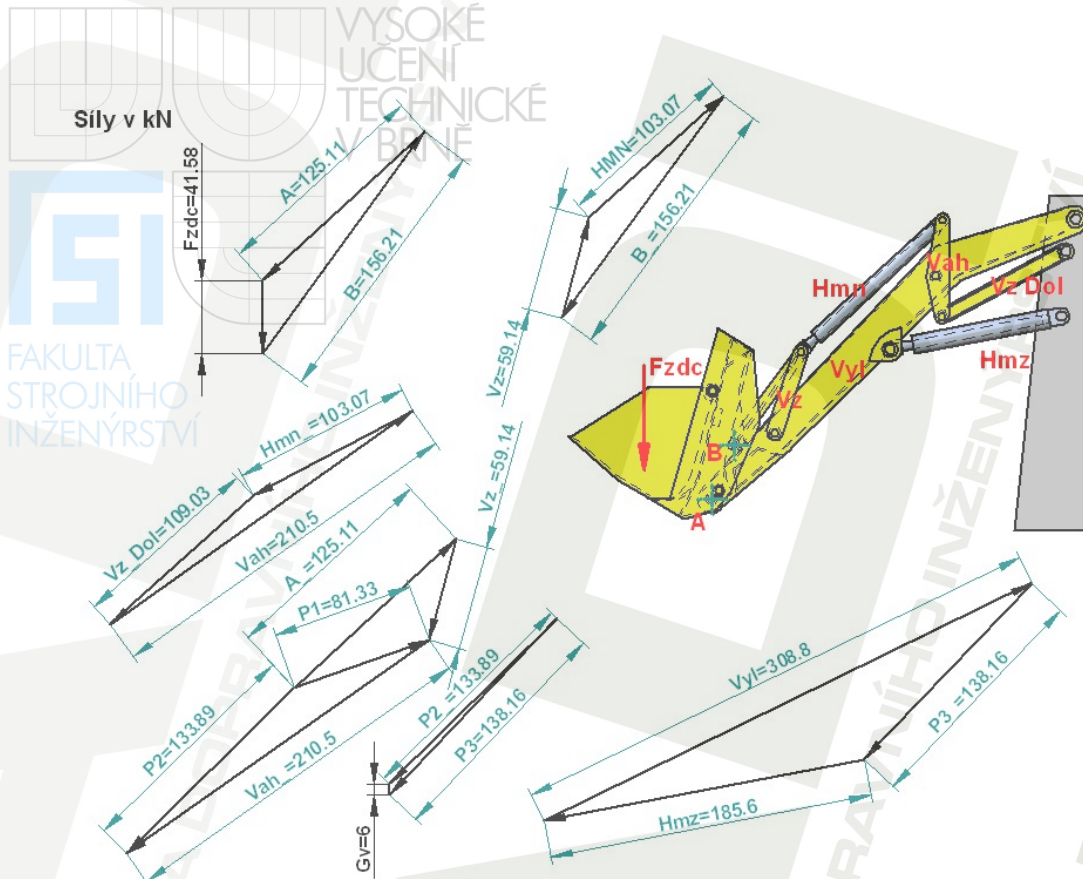


Obr.20 Simulace maximální nosnosti lopaty dolní poloze při použití HMN a HMZ

Tab.11 Maximální nosnost v dolní poloze a zatížení vybraných prvků

Maximální nosnost lopaty v dolní poloze							
Nosnost [N]	Zatížení jednotlivých čepů uložení lopat			Zatížení Hmn		Zatížení Hmz	
	Dolní pravý a levý [N]		Horní pravý a levý [N]	pravý a levý [N]		Pravý a levý [N]	
59000	111500	111500	80100	80100	<b>86000</b>	<b>86000</b>	V provozu max. síla
33800	66500	66500	82100	82100	V provozu max. síla		97200 97200

Pro kontrolu bylo opět vypracováno grafické řešení.



Obr.21 Grafická kontrola maximální nosnosti lopaty v dolní poloze

Výslednou zdvihovou sílu  $F_{zdc}$  je nutno snížit o hmotnost lopaty. Čistá výsledná zdvihová síla:

$$F_{zd} = F_{zdc} - G_l$$

$$F_{zd} = 41850 - 6950$$

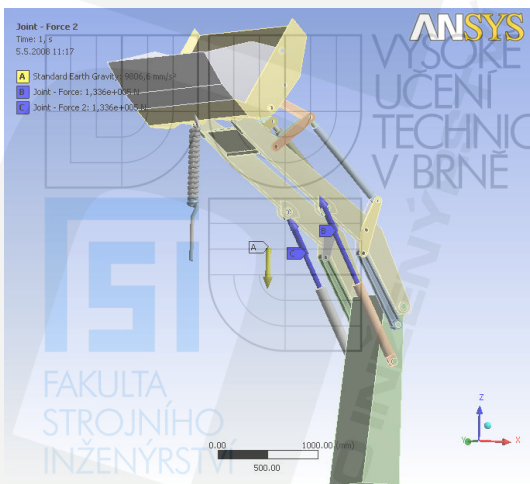
$$F_{zd} = 34.9 \cdot 10^3 \text{ N}$$

(15)

Mezi řešením v programu ANSYS a grafickým řešením jsou rozdíly, z důvodů odlišného zahrnutí vlastní hmotnosti výložníku a celého kinematického mechanismu do výpočtu. Při grafickém řešení bylo počítáno pouze s vlastní hmotností lopaty a hmotností výložníku, kdežto program ANSYS počítá samostatně s hmotností každé jednotlivé součásti mechanismu.

#### 2.6.4. Nosnost lopaty při maximálním zdvihu výložníku

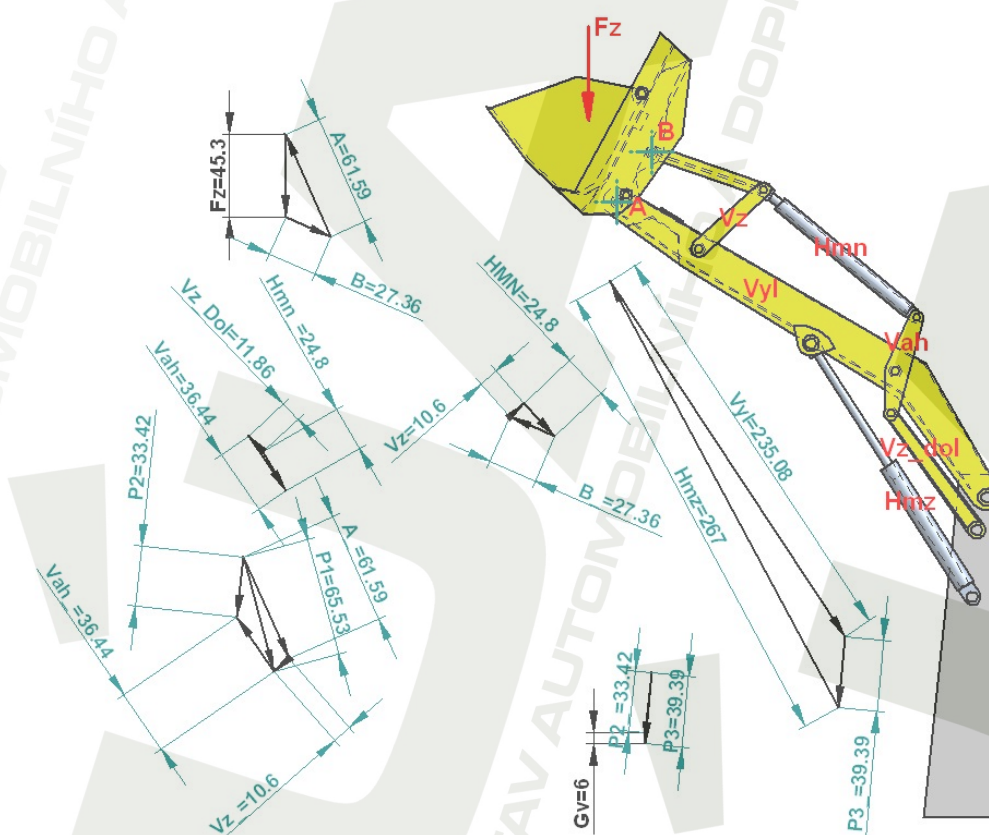
Nosnost při plném zdvihu výložníku je zde pouze pro činnost HMZ. Je to z důvodu uspořádání kinematiky výložníku, kdy HMN jsou zde pouze pro stanovení polohy. Proto simulace jejich provozu je celkem bezvýznamná.



Obr.22 Nosnost lopaty při maximálním zdvihu při použití HMZ

Tab.12 Nosnost lopaty v horní poloze a zatížení vybraných prvků

Maximální nosnost lopaty v horní poloze							
Nosnost [N]	Zatížení jednotlivých čepů uložení lopat				Zatížení Hmn		Zatížení Hmz
	Dolní pravý a levý [N]		Horní pravý a levý [N]		pravý a levý [N]		Pravý a levý [N]
37000	31000	31000	14600	14600	12800	12800	V provozu max. síla



Obr.23 Grafické řešení nosnosti lopaty v horní poloze (síly v kN)

Pro určení zdvihové síly je třeba odečíst vlastní hmotnost lopaty:

$$F_{zc} = F_z - G_l \quad (16)$$

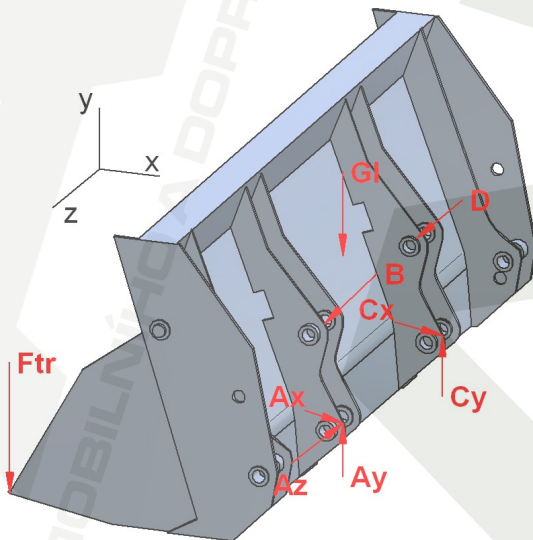
$$F_{zc} = 45300 - 6950$$

$$F_{zc} = 38,4 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Z předchozího řešení je zřejmé, že maximální zdvihová síla je omezena maximální zdvihovou silou v dolní poloze. V této poloze je dosaženo hydraulického mezního stavu HMN. Při maximálním zdvihu je síla omezena mezním stavem HMZ, v této poloze je HMN zatížen v daleko menším měřítku z důvodů postavení kinematiky. Silové účinky v uložení lopaty jsou daleko menší než v předchozích stavech.

## 2.7. Mimoosá trhací síla na vnějším břitu

Jedná se o výpočet maximální trhací síly při zatížení lopaty v krajním bodě na jejím břitu. Výpočet byl řešen pro použití HMN. Síla na HMN musí být stejná z důvodu jejich paralelního zapojení do okruhu. Pro zjednodušení byly nahrazeny válcové vazby kulovými a jejich stupně volnosti omezeny tak, aby se uložení tělesa změnilo na staticky určité.



Obr.24 Jednotlivé silové účinky na lopatu

Tab.10 Polohové souřadnice jednotlivých vazeb a vnějších sil k uložení A

Vazba nebo síla	Souřadnice		
<b>Ftr</b>	$x_{tr} = 870 \text{ mm}$	$y_{tr} = \text{-----}$	$z_{tr} = 722 \text{ mm}$
<b>Gl</b>	$x_g = 315 \text{ mm}$	$y_g = 170 \text{ mm}$	$z_g = 465 \text{ mm}$
<b>B</b>	$x_b = 49 \text{ mm}$	$y_b = 331 \text{ mm}$	$z_b = 0$
<b>C</b>	$x_c = 0$	$y_c = 0$	$z_c = 930 \text{ mm}$
<b>D</b>	$x_d = 49 \text{ mm}$	$y_d = 331 \text{ mm}$	$z_d = 930 \text{ mm}$

Stanovení silových a momentových rovnic statické rovnováhy:

$$\begin{aligned} \sum X: & A_x + C_x - B \cdot \cos(\alpha) - D \cdot \cos(\alpha) = 0 \\ \sum Y: & A_y + C_y - B \cdot \sin(\alpha) - D \cdot \sin(\alpha) - G_l - F_{tr} = 0 \\ \sum Z: & A_z = 0 \\ \sum M_{Ax}: & F_{tr} \cdot z_{tr} + C_y \cdot z_c - D \cdot \sin(\alpha) \cdot Z_d - G_l \cdot z_{gl} = 0 \\ \sum M_{Ay}: & -C_x \cdot z_c + D \cdot \cos(\alpha) \cdot z_d = 0 \\ \sum M_{Az}: & F_{tr} \cdot x_{tr} + B \cdot \cos(\alpha) \cdot y_b + B \cdot \sin(\alpha) \cdot x_b + G_l \cdot x_g + D \cdot \cos(\alpha) \cdot y_d + D \cdot \sin(\alpha) \cdot x_d \end{aligned}$$

Pro řešení se použil předpoklad vycházející ze zapojení HMN kdy síla  $B = D$   
Velikost nesymetrické trhačí síly  $F_{tr} = 35\,500\text{ N}$  byla použita z předchozího výpočtu maximální trhačí síly na vnějším břitu při symetrickém zatížení.

Jako první byla řešena momentová rovnice v ose z, pro čep B:

$$\begin{aligned} B &= \frac{-(F_{tr} \cdot x_{tr} + G_l \cdot x_g)}{\cos(\alpha) \cdot (y_b + y_d) + \sin(\alpha) \cdot (x_b + x_d)} \\ B &= \frac{-(35,5 \cdot 10^3 \cdot 870 + 6,95 \cdot 10^3 \cdot 315)}{\cos(54) \cdot (331 + 331) + \sin(54) \cdot (49 + 49)} \\ B &= -66,4 \cdot 10^3 \text{ N} \end{aligned} \tag{7}$$

Stanovení silového účinku v čepu D:

$$\begin{aligned} D &= B \\ D &= -66,4 \cdot 10^3 \text{ N} \end{aligned} \tag{8}$$

Síla B, D má opačnou orientaci než na obrázku.

Řešení momentové rovnice v ose x, pro čep C:

$$\begin{aligned} C_x &= \frac{D \cdot \cos(\alpha) \cdot z_d}{z_c} \\ C_x &= \frac{-66,4 \cdot 10^3 \cdot \cos(54) \cdot 930}{930} \\ C_x &= -39 \cdot 10^3 \text{ N} \end{aligned} \tag{9}$$

Řešení momentové rovnice v ose y, pro čep C:

$$\begin{aligned} C_y &= \frac{D \cdot \sin(\alpha) \cdot Z_d + G_l \cdot z_{gl} - F_{tr} \cdot z_{tr}}{z_c} \\ C_y &= \frac{-66,4 \cdot 10^3 \cdot \sin(54) \cdot 930 + 6,95 \cdot 10^3 \cdot 465 - 35,5 \cdot 10^3 \cdot 722}{930} \\ C_y &= -81 \cdot 10^3 \text{ kN} \end{aligned} \tag{10}$$

Silová rovnice v ose y, pro čep A:

$$A_y = B * \sin(\alpha) + D * \sin(\alpha) + G_t + F_{tr} - C_y \quad (11)$$

$$A_y = -66,4 * 10^3 * \sin(54) + (-66,4 * 10^3) * \sin(54) + 6,95 * 10^3 + 35,5 * 10^3 - (-81 * 10^3)$$

$$A_y = 10000 \text{ N}$$

Silová rovnice v ose x, pro čep A:

$$A_x = B * \cos(\alpha) + D * \cos(\alpha) - C_x \quad (12)$$

$$A_x = -66,4 * 10^3 * \cos(54) + (-66,4 * 10^3) * \cos(54) - (-39 * 10^3)$$

$$A_x = -39 * 10^3 \text{ N}$$

Výsledná síla na čepu A:

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} \quad (13)$$

$$A = \sqrt{(-40,25 * 10^3)^2 + (17 * 10^3)^2}$$

$$A = 40,2 * 10^3 \text{ N}$$

Výsledná síla na čepu B:

$$B = 68,48 * 10^3 \text{ N}$$

Výsledná síla na čep C:

$$C = \sqrt{C_x^2 + C_y^2} \quad (14)$$

$$C = \sqrt{(-40,25 * 10^3)^2 + (-82,08 * 10^3)^2}$$

$$C = 90 * 10^3 \text{ N}$$

Výsledná síla na čep D:

$$D = 66,4 * 10^3 \text{ N}$$

### 3. Výběr vhodné koncepce rychloupínače

#### 3.1. Vstupní požadavky firmy Agrotec a.s.

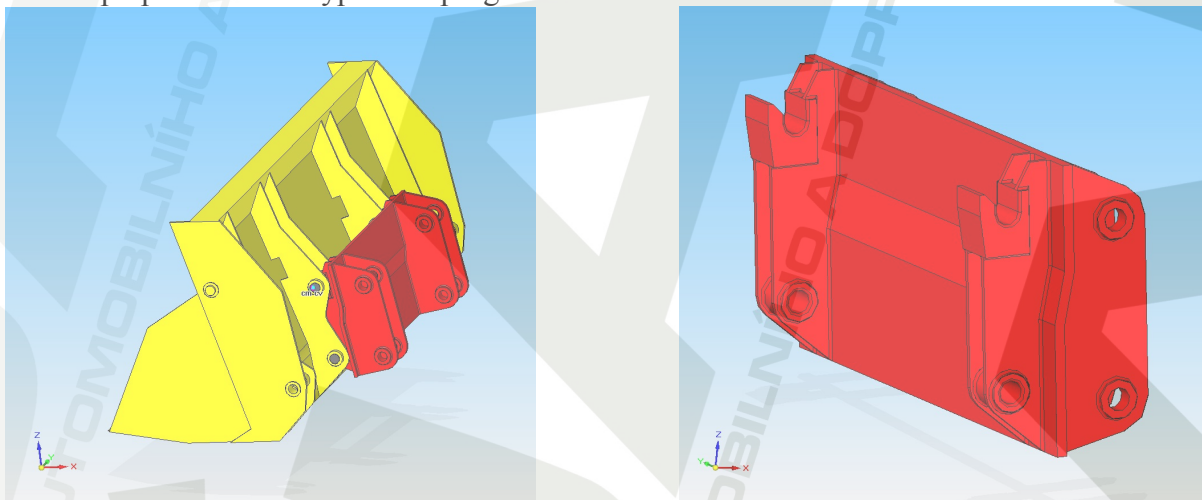
1. Použití původní lopaty bez její modifikace
2. Co nejnižší cena

Z těchto požadavků vycházel nejlépe systém s háky na rychloupínači s zajištěním pomocí horizontálních čepů. Tyto zajišťovací čepy se zasunou do otvorů pro spodní čepy lopaty. Tato varianta je z prvního pohledu velice lákavá pro svojí jednoduchost a eleganci, skýtá však v sobě velké nesnáze. Druhým na první pohled méně elegantním systémem je použití speciálního mezirámu, který je vložen do původní lopaty. Tam je zajištěn pomocí čepů lopaty. Mezirám má závěsný hák, stejně jako speciální lopta přímo konstruovaná na rychloupínač. Do tohoto mezirámu je již upínán vcelku standardní deskový rychloupínač. Nejdříve byla započata práce na rychloupínači s háky a zajišťovacími čepy.

### 4. Rychloupínač s háky a spodními zajišťovacími čepy

#### 4.1. Základní návrh

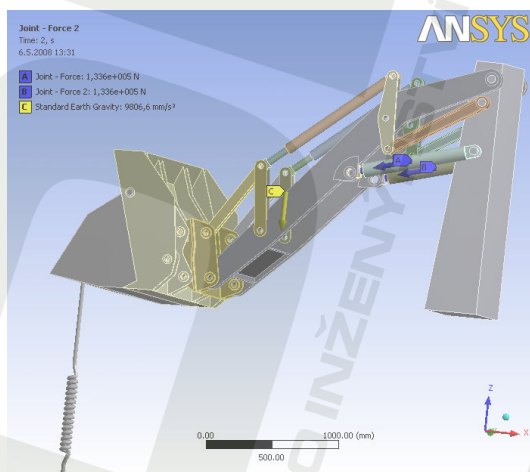
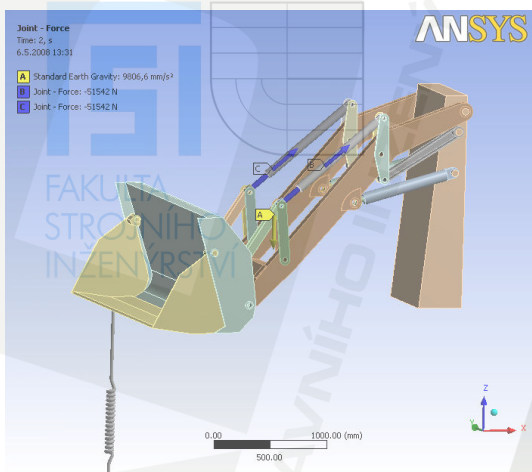
V prvním návrhu se stanovily základní rozměry a tvar rychloupínače. Základní materiál pro výrobu je plech o síle 10 mm, pouze na nosnou desku rychloupínače je použit plech o síle 15 mm z důvodů vyšší tuhosti. Celá konstrukce rychloupínače je svařovaná. Přední stojiny, mezi upínacím hákem a spodními pouzdry pro zajišťovací čep, byly zdvojeny z důvodu vyšší tuhosti po předběžném výpočtu v programu ANSYS.



Obr.25 Prvotní návrh rychloupínače s háky pro analýzu v programu ANSYS

## 4.2. Statická analýza výložníku a rychloupínače s háky

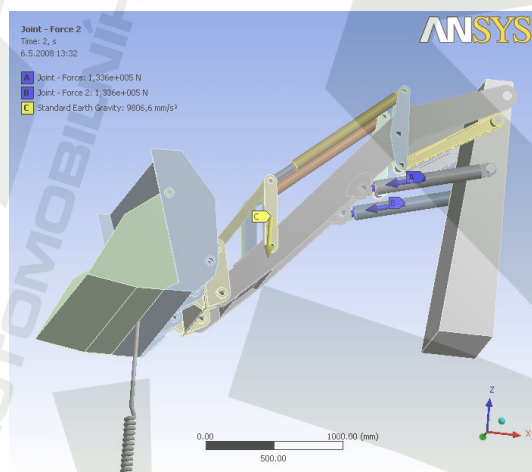
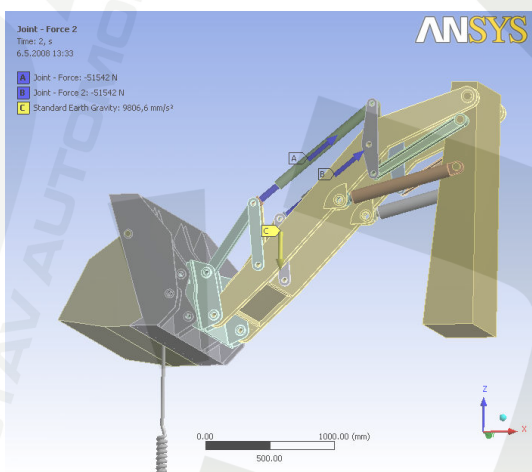
Při použití rychloupínače byly provedeny simulace pouze v programu ANSYS. K ověření výsledků grafickou metodou se již nepřistoupilo, protože okrajové podmínky byly vyřešeny při předchozích simulacích a výsledky jsou věrohodné.



Obr.26 Trhací síla na vnější hraně při použití HMN a HMZ

Tab.13 Maximální trhací síla na předním břitu a zatížení vybraných prvků při použití rychloupínače univerzálního

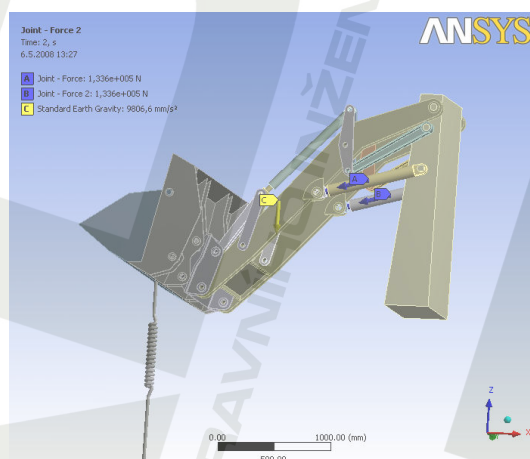
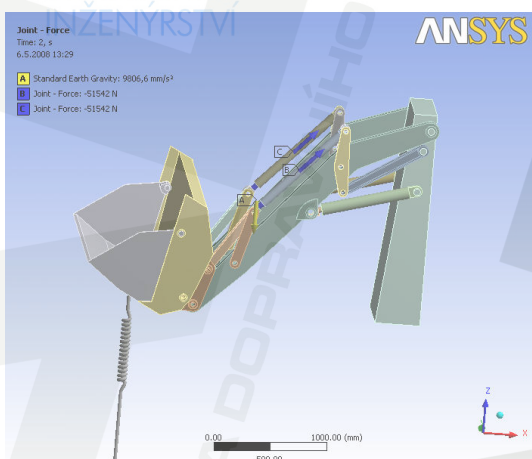
Maximální trhací síla na předním břitu							
Trhací síla [N]	Zatížení jednotlivých čepů uložení lopat		Zatížení Hmn		Zatížení Hmz		
	Dolní pravý a levý [N]	Horní pravý a levý [N]	pravý a levý [N]		Pravý a levý [N]		
43300	85500	85500	105900	105900	<b>80900</b>	<b>80900</b>	V provozu max. síla
26500	54000	54000	67500	67500	V provozu max. síla	84800	84800



Obr.27 Trhací síla na vnitřní hraně při použití HMN a HMZ

Tab.14 Maximální trhací síla na vnitřním břitu a zatížení vybraných prvků při použití rychloupínače univerzálního

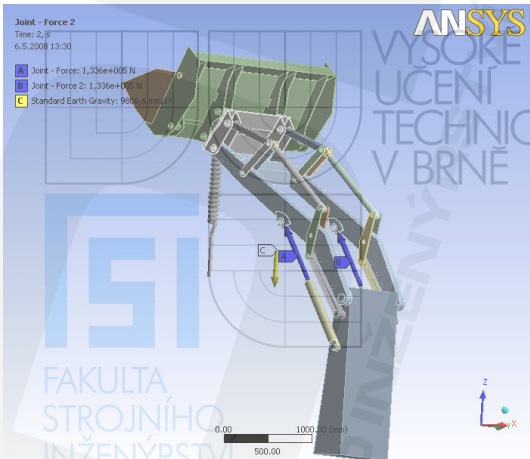
Maximální trhací síla na vnitřním břitu								
Trhací síla [N]	Zatížení jednotlivých čepů uložení lopat				Zatížení Hmn		Zatížení Hmz	
	Dolní pravý a levý [N]		Horní pravý a levý [N]		pravý a levý [N]		Pravý a levý [N]	
49200	41100	41100	61800	61800	47200	47200	V provozu max. síla	
54600	44900	44900	67500	67500	V provozu max. síla		125000	125000



Obr.28 Nosnost lopaty v dolní poloze při použití HMN a HMZ

Tab.15 Nosnost lopaty ve spodní poloze a zatížení vybraných prvků při použití rychloupínače univerzálního

Maximální nosnost lopaty v dolní poloze								
Nosnost [N]	Zatížení jednotlivých čepů uložení lopat				Zatížení Hmn		Zatížení Hmz	
	Dolní pravý a levý [N]		Horní pravý a levý [N]		pravý a levý [N]		Pravý a levý [N]	
55400	141000	141000	166000	166000	105000	105000	V provozu max. síla	
22300	63000	63000	75200	75200	V provozu max. síla		48200	48200



Obr.29 Nosnost lopaty v horní poloze při použití HMZ

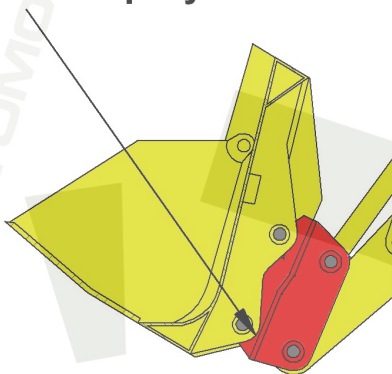
Tab.16 Nosnost lopaty v horní poloze a zatížení vybraných prvků při použití univerzálního rychloupínače

Maximální nosnost lopaty v horní poloze							
Nosnost [N]	Zatížení jednotlivých čepů uložení lopat		Zatížení Hmn		Zatížení Hmz		Pravý a levý [N]
	Dolní pravý a levý [N]	Horní pravý a levý [N]	pravý a levý [N]	pravý a levý [N]	Pravý a levý [N]		
35600	38000	38000	24300	24300	21600	21600	V provozu max. síla

### 4.3. Stanovení sil při zasouvání zajišťovacích čepů

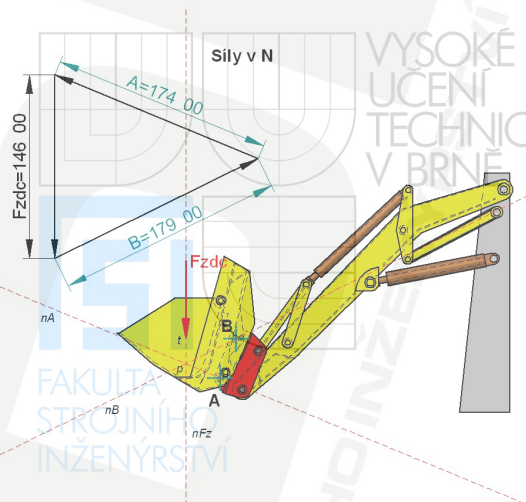
Proto, že lopata nemá na své zadní straně žádnou vhodnou plochu pro zachycení části rypných sil, jsou tyto síly zachyceny spodními zajišťovacími čepy. Pro zachycení sil je nutné, aby při zasouvání zajišťovacích čepů došlo k odtlačení lopaty od opěrné desky.

#### Místo odtlačení zadní částí lopaty



Obr.30 Odtlačení lopaty od zadní desky

Pro stanovení zasouvací síly byla použita hmotnost lopaty, včetně maximálního přípustného zatížení. Takováto velikost zatížení je nutná z důvodu toho, že na stroj nemusejí být připojovány pouze lopaty (které budou samozřejmě prázdné), ale například sněžná radlice nebo jiné zařízení, jehož hmotnost se bude blížit maximální povolené nosnosti výložníku nakladače. Stanovení radiálních sil na zajišťovací čepy při zasouvání, bylo provedeno v nejhorší poloze lopaty, v plně přiklopeném stavu.



Obr.31 Sily při maximálním přiklopení plné lopaty ( sily N )

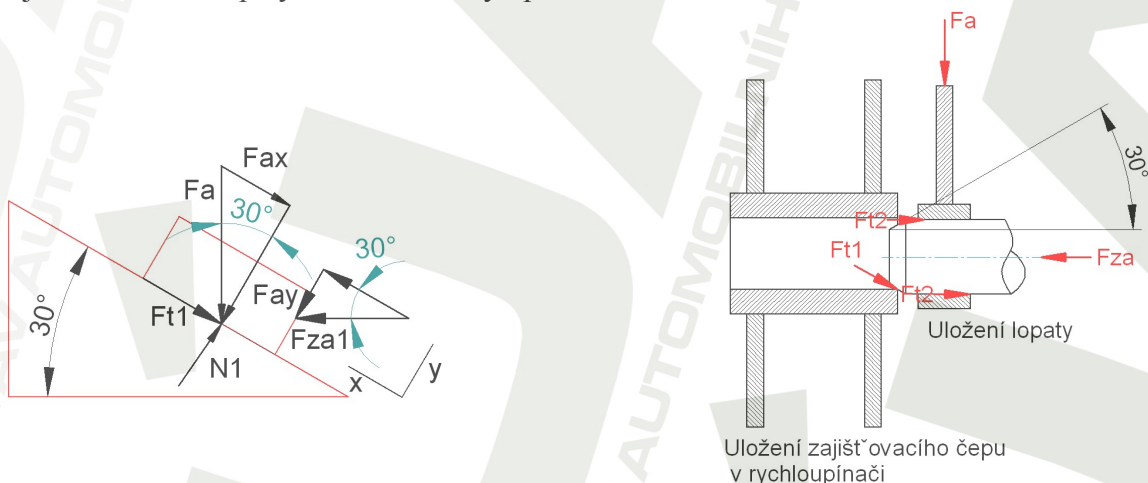
Síla od vlastní hmotnosti lopaty na zajišťovací čep je poloviční, protože zajišťovací čepy jsou dva.

$$F_a = \frac{A}{2} \quad (17)$$

$$F_a = \frac{17400}{2}$$

$$F_a = 8700 \text{ N}$$

Na základě tohoto jednoduchého grafického řešení se přistoupilo k výpočtu třecí síly při zasouvání zajišťovacích čepů. Nejprve bylo třeba stanovit sílu pro vystředění lopaty, které je provedeno pomocí pojistného čepu s kuželovým zakončením s úhlem  $\beta = 30^\circ$ , pro snadnější náběh do spodního uložení rychloupínače. Náběh do uložení lopaty je bez problémů pro dostatečnou vůli mezi čepem a vodícím pouzdem ve schránce zajišťovacího mechanismu. Vlastní středění proběhne až při zasouvání čepu do spodního uložení rychloupínače, kdy dojde k oddálení lopaty od nosné desky upínače.



Obr.32 Rozbor sil na kuželu zajišťovacího čepu a celkový rozbor sil při počátku zasouvání

Pro jednodušší výpočet se nejprve počítalo tření na šikmé ploše a až následně pak tření na rovné ploše, proto se skládá zasouvací síla ze dvou částí, které se následně sečtou. Součinitel tření ocel - ocel je předpokládán bez mazání, což zhruba odpovídá běžnému provozu.

Součinitel tření ocel – ocel bez mazání; dle[6],str.34

$f_{00} = 0,22$

#### 4.3.1. Výpočet první složky zasouvací síly

Jde o sílu která, působí mezi spodním pouzdrům rychloupínače a kuželem zajišťovacího čepu.

Rozbor sil:

$$x: -F_{t1} - F_a * \sin(\beta) + F_{za1} * \cos(\beta)$$

$$y: N_1 - F_{za1} * \sin(\beta) - F_a * \cos(\beta)$$

Třecí síla:

$$F_{t1} = N_1 * f_{00}$$

(18)

Výsledná zasouvací síla  $F_{za1}$

$$F_{za1} = F_a * \left[ \frac{\cos(\beta) * f_{00} + \sin(\beta)}{\sin(\beta) * f_{00} - \cos(\beta)} \right]$$

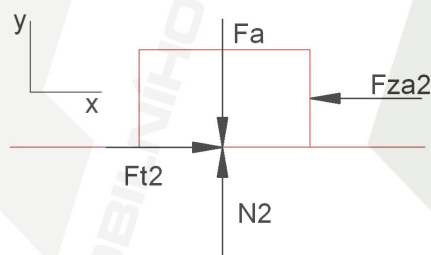
(19)

$$F_{za1} = 8700 * \left[ \frac{\cos(30) * 0,22 + \sin(30)}{-\sin(30) * 0,22 + \cos(30)} \right]$$

$$F_{za1} = 7946 \text{ N}$$

#### 4.3.2. Výpočet druhé složky zasouvací síly

Síla působící při středění lopaty mezi pouzdrům uložení lopaty a zajišťovacím čepem.



Obr.33 Rozbor sil na rovné části zajišťovacího čepu při počátku zasouvání

Rozbor sil:

$$x: F_{t2} - F_{za2} = 0$$

$$y: N_2 - F_a = 0$$

Třecí síla:

$$F_{t2} = N_2 * f_{00}$$

(20)

Výslednou zasouvací sílu  $F_{za2}$  je nutno násobit dvěma, kvůli tření válcové části čepu na dvou protějších stranách o uložení lopaty. viz.Obr.(32)

$$F_{za2} = 2 * f_{oo} * F_a \quad (21)$$

$$F_{za2} = 2 * 0,22 * 8700$$

$$F_{za2} = 3828 \quad N$$

Výsledná zasouvací síla v době středění lopaty na zajišťovacím čepu:

$$F_{za} = F_{za1} + F_{za2} \quad (22)$$

$$F_{za} = 7946 + 3828$$

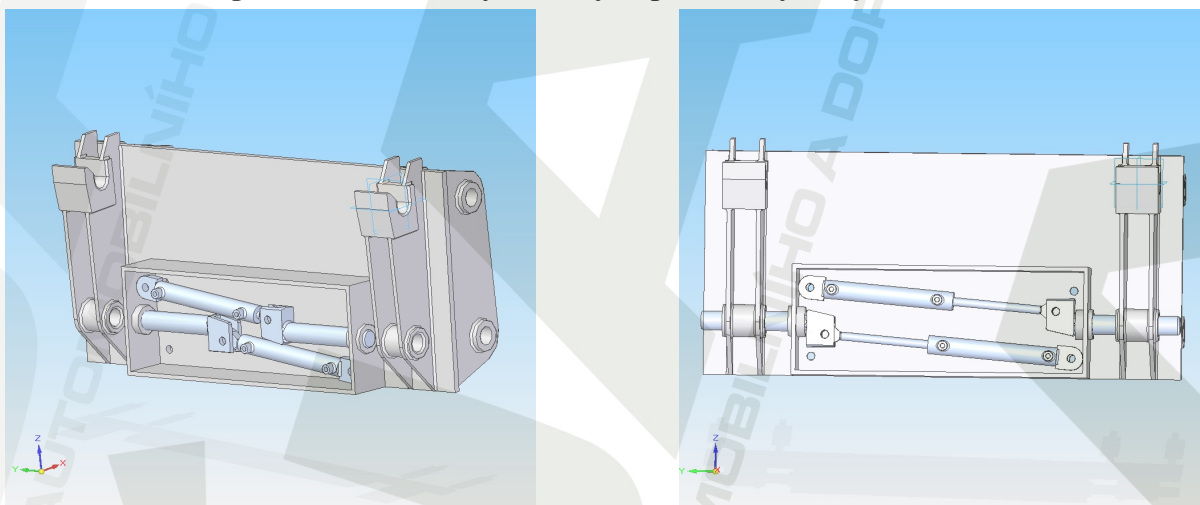
$$F_{za} = 11774 \quad N$$

Následná zasouvací síla po vystředění poklesne pouze na složku  $F_{za2}$ , a bude po následnou dráhu pohybu čepu konstantní.

#### 4.4. Konstrukce zasouvacího mechanismu pojišťovacích čepů

Při konstrukci zajištění rychloupínače byla zjištěna nutnost velké dráhy pohybu zajišťovacích čepů. Ta je způsobena průchodem zajišťovacích čepů přes původní spodní uložení lopaty, které je značně široké. Proto nezůstává mezi zajišťovacími čepy dostatek místa pro ovládací přímočarý hydromotor. Tento problém byl řešen dvěma možnými konstrukčními návrhy.

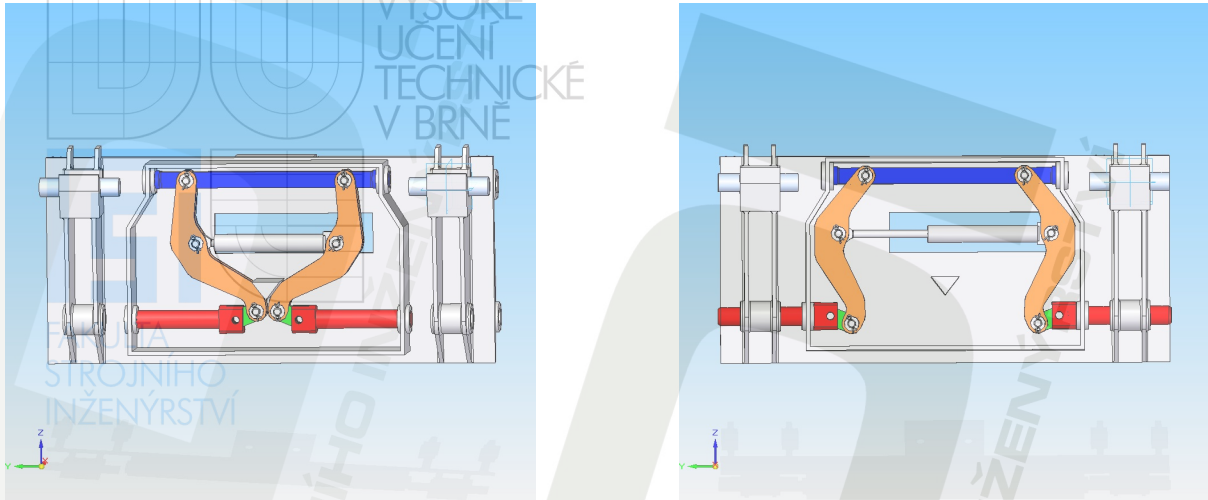
##### 4.4.1. Zasouvání pomocí excentricky uložených přímočarých hydromotorů



Obr.34 Zasouvání zajišťovacích čepů pomocí hydromotorů uložených mimo osu

Jak je z obrázku patrné, je toto řešení značně problematické pro vyosení přímočarých hydromotorů, které je zapříčiněno délkou zajišťovacích čepů. Je nasnadě, že za provozu by docházelo k velkému opotřebení uložení čepů. V nejhorším případě vzpříčení čepu, by mohlo dojít až k jeho ohybu nebo ohybu boční stěny schránky zajišťovacího mechanismu. Další obrovskou nevýhodou je zranitelnost upínacího mechanismu z důvodu jeho umístění na přední straně nosné desky. Pro jeho dostatečnou ochranu by musela být schránka mechanismu vytvořena z dostatečně silného plechu. Následně bylo přistoupeno k modifikaci řešení, ve kterém se částečně podařilo zlepšit některé vlastnosti zajišťovacího mechanismu.

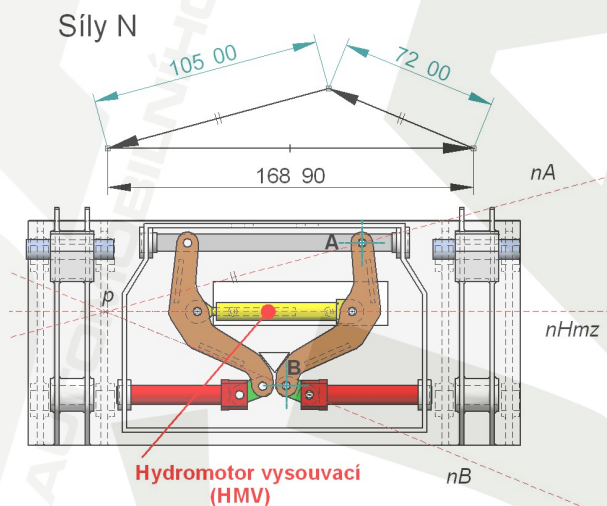
#### 4.4.2. Zasouvání pomocí pákového mechanismu



Obr.35 Zasouvání zajišťovacích čepů pomocí pákového mechanismu

Toto řešení bylo pokusem částečně vylepšit vlastnosti zasouvacího mechanismu rychloupínače. Potřebné velikosti dráhy pohybu zajišťovacích čepů bylo dosaženo pomocí vložených pák. Tím se docílilo toho, že zdvih přímočarého hydromotoru byl pouze 180 mm. Takto dlouhý hydromotor se ve své vysunuté poloze bezpečně vešel do schránky upínacího mechanismu. Z důvodu rozměrnosti musela být schránka mechanismu rozšířena až k horní hraně nosné desky. Dalším problematickým bodem bylo tvarové řešení rozvracích pák, které nesměly kolidovat s uložením hydromotoru. Následkem čehož vznikl celkem složitý tvar těchto pák.

#### Síly na zasouvací páce při provozu

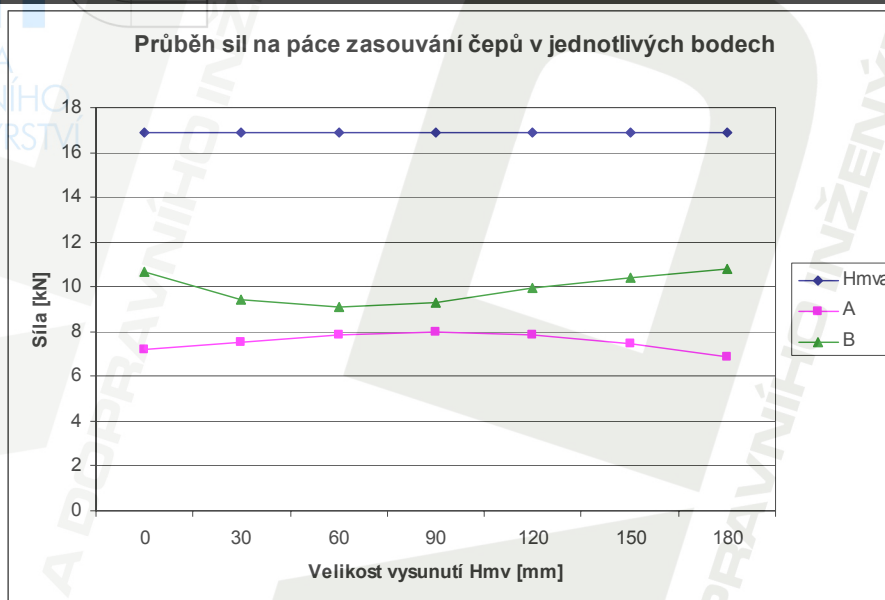


Obr.36 Silový rozbor na zasouvací páce ve vnitřní krajní poloze

Na základě grafického řešení byl zjištěn průběh sil v jednotlivých uloženích zajišťovací páky v závislosti na velikosti vysunutí přímočarého hydromotoru. Velkou výhodou řešení je to, že ve chvíli středění lopaty je poloha zasouvací páky s polohou mezipáky prakticky v pravém úhlu, takže tlak na čep je pouze axiální. Tím je sníženo opotřebení uložení.

Tab.17 Silové účinky v v uloženíh zasouvací páky

Průběh sil na páce zasouvání čepů v jednotlivých bodech [kN]							
Velikost vysunutí Hmv [mm]	0	30	60	90	120	150	180
Hmv	16,89	16,89	16,89	16,89	16,89	16,89	16,89
A	7,213	7,537	7,825	8,011	7,87	7,478	6,852
B	10,695	9,449	9,105	9,314	9,94	10,41	10,781



Graf.01 Průběh sil v jednotlivých bodech uložení páky zasouvání v závislosti na vysunutí hydromotoru

#### 4.4.3. Mechanický způsob ovládání zajišťovacích čepů

Mechanické řešení je velice obtížné pro velké zasouvací síly. Jedinou možností mechanického zajištění je vysouvání čepů pomocí šroubu, který by musel být umístěn mimo osu zajišťovacích čepů, protože mezi nimi není dostatek místa.

#### 4.5. Závěrečné zhodnocení rychloupínače s háky a spodními čepy

*Výhody:*

Možnost použití standardní lopaty bez její modifikace

*Nevýhody:*

Problematické zajištění lopaty.

Velké dráhy čepů a z toho plynoucí složitá konstrukce zajišťovacího mechanismu.

Velice obtížná konstrukce mechanického způsobu zajištění.

Pro obtížnost tohoto řešení bylo rozhodnuto, že tento způsob konstrukce rychloupínače není moc vhodný a jeho další vývoj již nepokračoval.

## 5. Klasický deskový rychloupínač s mezirámem

### 5.1. Základní návrh deskového rychloupínače a mezirámu

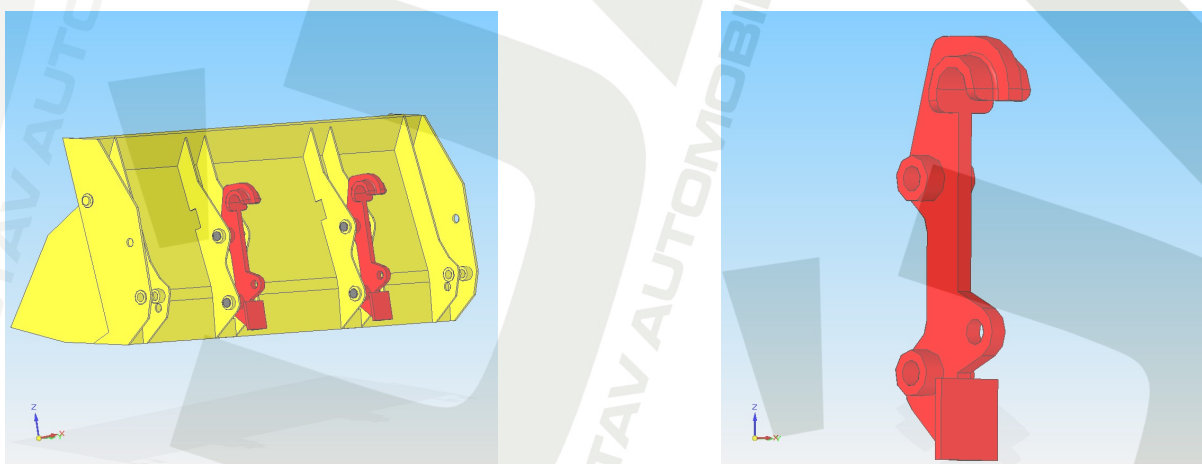


Obr.37 Prvotní návrh přidavného mezi rámu a klasického deskového rychloupínače

K využití této varianty bylo přistoupeno pro možnost použití původní lopaty bez modifikace po zjištění, že konstrukce předchozího typu rychloupínače s háky a spodními zajišťovacími čepy je do značné míry nepoužitelná. Základní myšlenkou je použití mezirámu, který se připevní na původní lopatu. Mezírám se vloží mezi zadní stojiny na místo, kde se nacházel výložník a připevní se pomocí původních čepů. Do mezirámu se bude upínat rychloupínač klasické deskové konstrukce. Tento rychloupínač je přizpůsoben pro použití ve spojení s mezirámem.

### 5.2. Konstrukce mezirámu

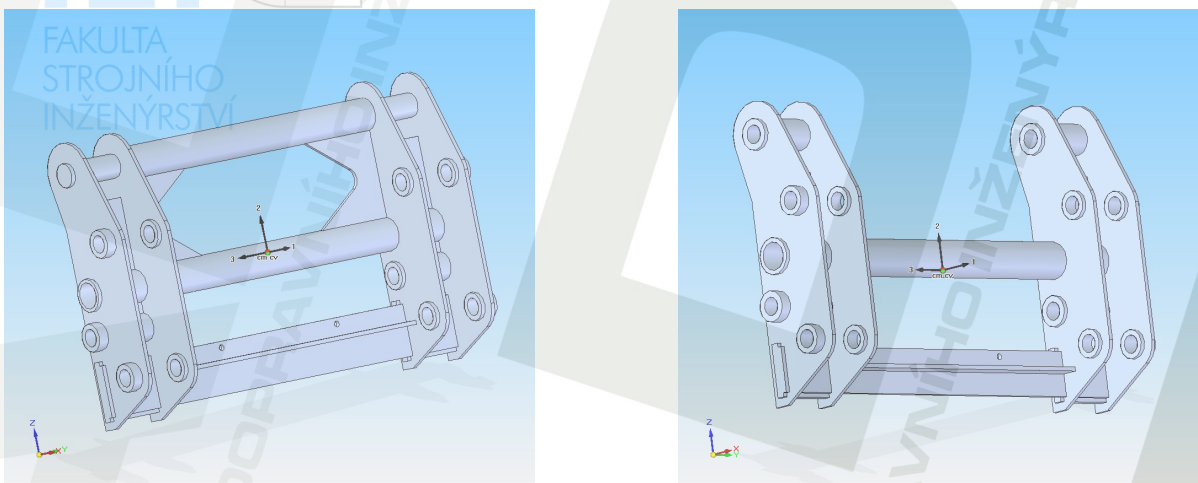
Po prvním návrhu bylo rozhodnuto o určitém přizpůsobení mezirámu pro snížení jeho hmotnosti. Při následné optimalizaci došlo k značným úpravám. Zmizela spojovací příčka mezi jeho jednotlivými díly. Tímto bylo docíleno úspory hmotnosti a mezírám se rozdělil na dvě samostatné části. Další výhodou rozdělení mezirámu je lepší manipulace s jednotlivými částmi. Zajišťovací prvek se přesunul do středu každého mezirámu a byl posunut co nejvíce do jeho spodní části, pro snížení zatížení zajišťovacích čepů. V určitých partiích mezirámu došlo k zesílení, a v málo exponovaných místech naopak k odlehčení.



Obr.38 Konečná verze mezirámu částečně zjednodušeného z důvodu kontroly v programu ANSYS

### 5.3. Návrh deskového rychloupínače

V návaznosti na konstrukci mezirámu došlo také ke konstrukci a optimalizaci deskového upínače. Jeho první návrh vycházel ze stejné koncepce nosné desky, jako v případě rychloupínače s háky. Ta byla následně zavrhnuta pro svoji malou tuhost a velkou hmotnost. Na základě toho bylo rozhodnuto zvýšit torzní tuhost pomocí centrální nosné trubky. Torzní tuhost rychloupínače je důležitá v době připojování nástroje, který je odložen na nerovném terénu nebo v případě nesymetrického zatížení. Pro porovnání byly vytvořeny dva návrhy, které byly následně ověřovány v programu ANSYS.



Obr.39 Těžší a odlehčená verze deskového rychloupínače

Na základě výsledků simulace a velikosti hmotnosti rychloupínače, která nepříznivě ovlivňuje užitečnou nosnost, byla schválena varianta poněkud odlehčené verze, která má pouze jednu centrální trubku a ve spodní části je vyztužena pásovicí. Pásovice je použita pro větší tuhost v příčném směru rychloupínače. Byla docílena úspora hmotnosti 11 kg.

### 5.4. Zasouvací mechanismus pojišťovacích čepů

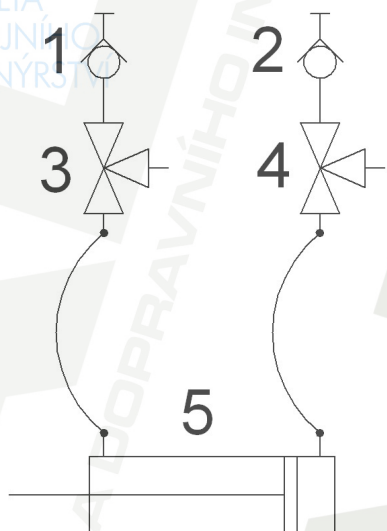
Dle zadání diplomové práce je nutno vyřešit dvě varianty zasouvání pojišťovacích čepů. První variantu s hydraulickým a druhou s mechanickým zasouváním pojistných čepů.

#### 5.4.1. Hydraulická varianta zasouvání pojišťovacích čepů

##### 5.4.1.1. Ovládání hydraulického zasouvání pojišťovacích čepů

Při procházení internetových stránek jednotlivých výrobců bylo zjištěno, že jich převážná část pro ovládání používá zvláštní hydraulický okruh. Což je z hlediska dodatečné montáže do stávajícího stroje velice problematické. Další variantou co se nabízí, je použití elektromagnetického ventilu, který by se namontoval na rychloupínač a odebíral tlakovou energii ze stávajícího pracovního okruhu přidavných zařízení nakladačové lopaty. Při tomto řešení by byla nutná dodatečná montáž pouze elektrického vedení ovládání elektrohydraulického ventilu. Jde o jednodušší variantu, než je dodatečná montáž hydraulického okruhu, ale stále je dosti složitá a zbytečně drahá. Bylo řešeno, jak vlastně rychloupínač pracuje a s jakými přidavnými nástroji. Základním parametrem pro návrh je pouze stávající vývod hydrauliky, kterým se ovládá univerzální lopata. Při bližším zamyšlení je jasné, že pro každé připojení a odpojení přidavného zařízení s hydraulickým okruhem musí strojník minimálně jednou opustit kabinu stroje, aby odpojil případně zapojil pomocí rychlospojky hydraulický okruh nástroje. Na základě tohoto zjištění bylo rozhodnuto o použití dvou mechanicky ovládaných třicestných kulových ventilech. Tyto ventily budou řídit, zda

má pracovní tlak přidavného hydraulického obvodu proudit do nástroje nebo do přímočarého hydromotoru, ovládacího pojistovací čepy rychloupínače. V případě, že se strojník rozhodne pro výměnu nástroje s hydraulickým okruhem, zastaví stroj a půjde odpojit rychlospojky. Poté přepne kulové ventily umístěné na zadní straně rychloupínače do polohy, kdy zablokuje tlak do rychlospojek a otevře jej do ovládacího hydromotoru rychloupínače. Po návratu do kabiny stroje stejným ovladačem co ovládal nástroj ovládá rychloupínač a nástroj odloží na vhodném místě. Pak přejede k druhému nástroji a ten připojí. V případě, že má nástroj hydraulický okruh, jde připojit rychlospojky a přepne ventily do polohy, kdy je zablokován tlak do hydromotoru rychloupínače a je odblokován tlak do nástroje. Jestliže nový nástroj nemá hydraulický okruh, může ponechat strojník ventily v poloze pro ovládání rychloupínače.



- 1,2 Rychlospojky
- 3,4 Trojcestné kulové ventily
- 5 Přímočarý hydromotor

Obr.40 Hydraulické zapojení ovládání rychloupínače

#### 5.4.1.2. Šroubení a hadice použité v hydraulickém obvodu

Jednotlivé komponenty byly použity od firmy Charvát. Tato firma byla zvolena z důvodu kvalitně zpracovaných katalogů a také proto, že je schopna dodat všechny komponenty, které jsou pro zapojení potřebné. Použití komponentů od jiných firem je možné bez větších problémů. Zde jsou uvedeny jednotlivé komponenty včetně jejich katalogových čísel.

Přímá spojka s těsníci kroužky

SND – 10S

Spojka přímá průchozí

GSV – 10S

Přímá přípojka

GE – 8LM

Zásuvka rychlospojky

PPV3.1016-502

Tlaková hadice DIN 1SN - DN8 – 500 - DKOL/DKOL90° M18x1,5

#### 5.4.1.3. Trojcestný kulový ventil



L - vrtání  
0°- 90°  
označení L

Obr.41 Vrtání kulového ventilu

Volba ventilu je s vrtáním typu L. Průtočný průřez ventilu je 10 mm.

Typ kulového ventilu

BK3 12L 10 1123 vrtání L

#### 5.4.1.4. Volba přímočarého hydromotoru

Pro ovládání zajišťovacích čepů byl zvolen hydromotor ZH2 32/18 x 240 K. Volit řadu ZH2 bylo nutno z důvodu maximálního tlaku v hydraulickém okruhu stroje, který je 21 MPa. Hydromotory ZH2 jsou konstruovány pro maximální tlak 25 MPa, což plně vyhovuje. Z výrobního sortimentu byl zvolen hydromotor s nejmenším průměrem pístu, který je ve výrobním programu. Volbou tak malého hydromotoru je skutečnost, že při své práci nebude mít prakticky žádný odpor, a proto není nutno volit větší.

#### 5.4.1.5. Výpočet síly hydromotoru zasouvacího mechanismu

Pro zasouvání byl zvolen hydromotor o zdvihu 240 mm, typu ZH2 32/18 240 K.

Průměr hydraulického válce

$D_{hmv} = 32 \text{ mm}$

Průměr pístní tyče

$d_{hmv} = 18 \text{ mm}$

Max. tlak v hydraulickém okruhu

$p_{hm} = 21 \text{ MPa}$

Výpočet činné plochy pístu hydromotoru při vysouvání:

$$S_{hmvv} = \frac{\pi * D_{hmv}^2}{4} \quad (23)$$

$$S_{hmvv} = \frac{\pi * 32^2}{4}$$

$$S_{hmvv} = 804,3 \text{ mm}^2$$

Maximální síla při vysouvání zajišťovacího hydromotoru:

$$F_{hmvv} = S_{hmvv} * p_{hm} \quad (24)$$

$$F_{hmvv} = 804,3 * 21$$

$$F_{hmvv} = 17 * 10^3 \text{ N}$$

$$F_{hmvv} = 17 \text{ kN}$$

Výpočet činné plochy pístu hydromotoru při zasouvání:

$$S_{hmvz} = \frac{\pi * D_{hmv}^2}{4} - \frac{\pi * d_{hmv}^2}{4} \quad (25)$$

$$S_{hmvz} = \frac{\pi * 32^2}{4} - \frac{\pi * 18^2}{4}$$

$$S_{hmvz} = 549,8 \text{ mm}^2$$

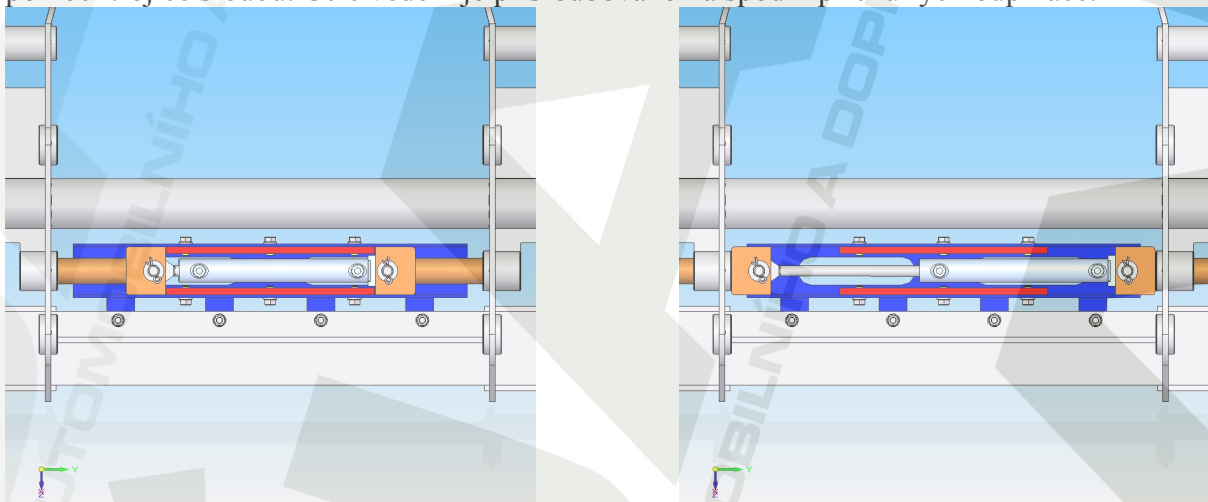
Maximální síla při zasouvání zajišťovacího hydromotoru:

$$\begin{aligned}
 F_{hmvv} &= S_{hmvv} * p_{hm} & (26) \\
 F_{hmvv} &= 549,8 * 21 \\
 F_{hmvv} &= 11.6 * 10^3 \text{ N} \\
 F_{hmvv} &= 11.6 \text{ kN}
 \end{aligned}$$

Závěrem tohoto výpočtu je třeba říct, že síla při zasouvání a vysouvání bude prakticky nulová, protože v mezirámu je zajišťovací otvor větší (zasouvání bude s vůlí). Z toho důvodu není třeba kontrolovat čepy zasouvacích hydromotorů na ohyb, a v případě jejich poškození je třeba hledat nějaký technický problém.

#### 5.4.2. Konstrukce zajištění krajních poloh hydromotoru

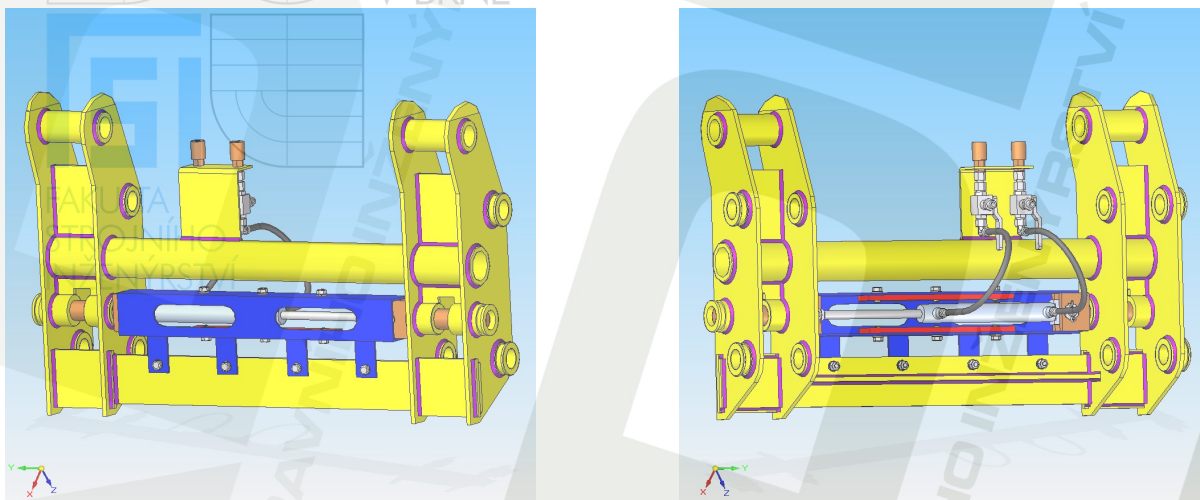
Většina výrobců používá pro posun zajišťovacích čepů oboustranného hydromotoru, jenž má dva písty vysouvající se ze společného válce. Velkou nevýhodou je to, že takovéto hydromotory nejsou ve standardní nabídce a musejí se vyrábět zakázkově. Z těchto důvodů bylo přistoupeno ke konstrukci vedení, které by bylo schopno zajistit vystředění zataženého hydromotoru ve střední poloze. Toto je nutné, aby nedošlo k plnému zasunutí pouze jednoho čepu, druhý čep by mohl částečně zůstat vysunutý v mezirámu, což by znamenalo nemožnost odpojení nástroje nebo poškození zajišťovacího čepu, případně mezirámu. Jako základ pro konstrukci vodícího a středícího zařízení byl volen plech o síle 5 mm, který bude ohnut do tvaru U. Do tohoto vedení jsou vloženy dvě středící pásovice, jež jsou k vedení přišroubovány pomocí trojice šroubů. Celé vedení je přišroubováno na spodní příčku rychloupínače.



Obr.42 Pohled na zajišťovací hydromotor v krajních polohách

Na obrázcích je pěkně vidět princip vystředění hydromotoru v krajních polohách. Při vysouvání zajišťovacích čepů se vysune nejprve čep s menším odporem. Po opření tohoto čepu o vodící pouzdro v boční stojině rychloupínače dojde k posunu čepu z větším odporem do konečné polohy, při tom však zůstane mezi vodícími pouzdry a zajišťovacími čepy určitá axiální vůle, takže nedojde k zbytečnému bočnímu namáhání stojin rychloupínače. Při zasouvání se začne nejprve pohybovat opět čep s menším odporem, dojde k jeho vysunutí do vnitřní krajní polohy, která je stanovena středící pásovicí. Následně dojde k posuvu čepu s větším odporem. Tento se také pohybuje až do své vnitřní krajní polohy. Mezi zajišťovacími čepy a středícími pásovicemi je ve vnitřní krajní poloze také axiální vůle, která zamezí namáhání. Navržená konstrukce středění hydromotoru je poněkud složitější než použití

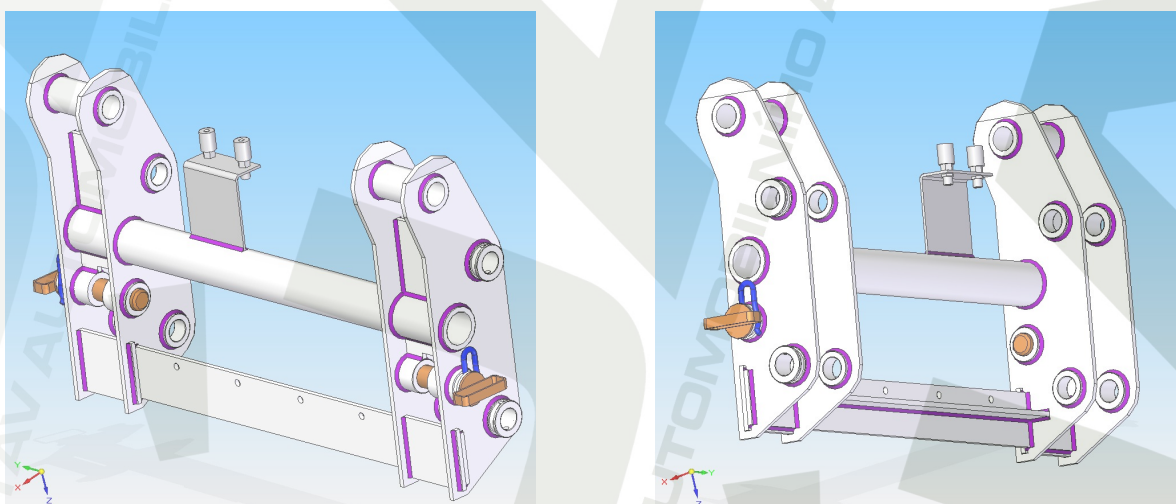
oboustranného hydromotoru, kdy jeho krajní polohy jsou stanoveny jeho konstrukcí. Je třeba zvážit, zda by pro větší sérii nebylo lepší nechat vyrobit zakázkové oboustranné hydromotory. Pro výrobu prototypu je však toto navrhované řešení zcela dostačující. Případná pozdější výměna za oboustranný hydromotor je možná bez větších úprav.



Obr.43 Konečný model rychloupínače s hydraulickým ovládním

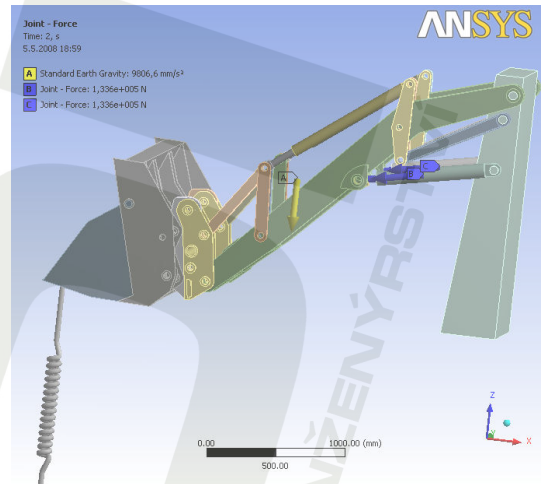
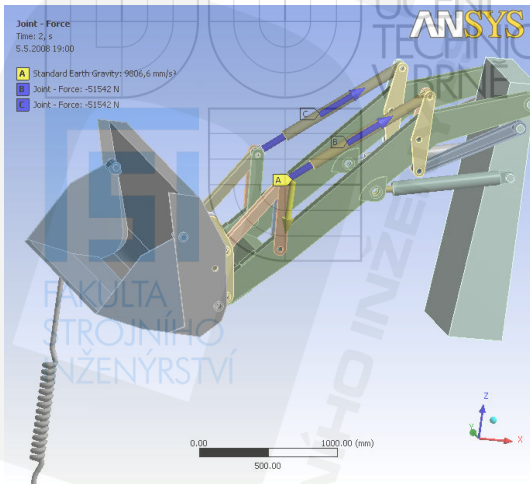
#### 5.4.3. Mechanická varianta zasouvání pojišťovacích čepů

Mechanickou variantu zasouvání čepů bylo snahou udělat co možná nejjednodušší. Přistoupilo se proto k řešení, kdy čepy se budou zasouvat pouze lidskou silou. Zasunutí nebude činit žádný problém pro dostatečnou vůli v zajišťovacím otvoru mezirámu. Čepy se budou vkládat z vnější strany do stejných otvorů jako v případě hydraulického zasouvání. Na základě toho, je možná pouze jedna konstrukce deskového rychloupínače, kdy konečná varianta, zda hydraulické či mechanické zasouvání, je pouze na zákazníkovi a je možná bez úprav dodatečná náhrada mechanického zasouvání hydraulickým.



Obr.44 Mechanická verze zajištění nástroje

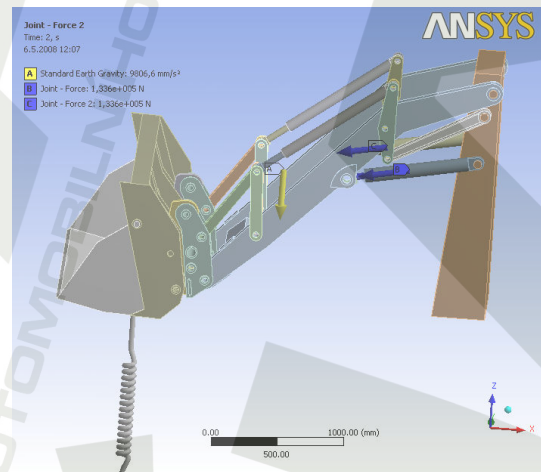
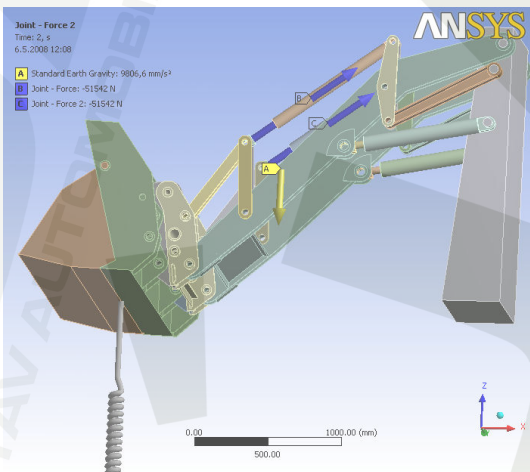
## 5.5. Statická analýza rychloupínače s mezirámem



Obr.45 Simulace maximální trhací síly od HMN a HMZ na vnějším břitu při použití rychloupínače

Tab.18 Maximální trhací síla na předním břitu a zatížení vybraných prvků při použití rychloupínače s mezirámem

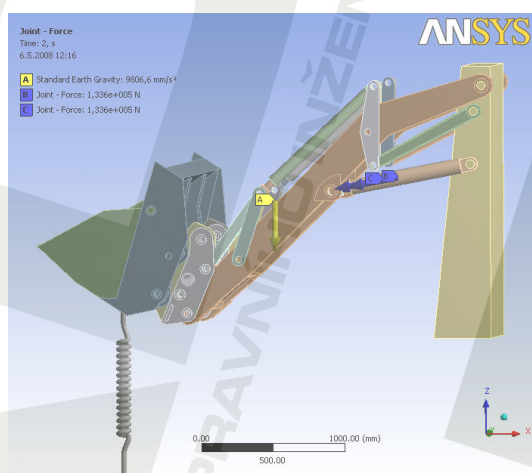
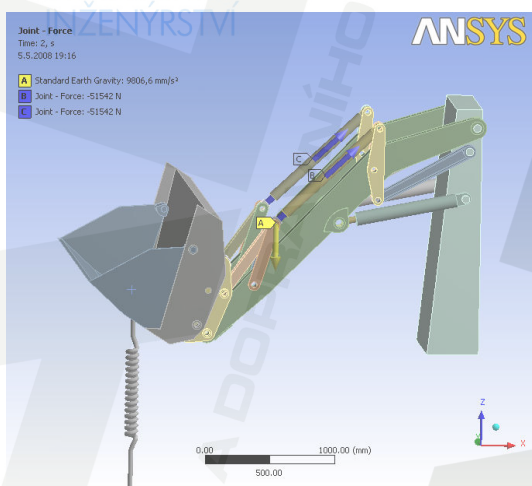
Maximální trhací síla na předním břitu								
Trhací síla [N]	Zatížení jednotlivých čepů uložení lopat				Zatížení Hmn		Zatížení Hmz	
	Dolní pravý a levý [N]		Horní pravý a levý [N]		pravý a levý [N]		Pravý a levý [N]	
43300	90000	90000	110000	110000	<b>82600</b>	<b>82600</b>	V provozu max. síla	
26200	57500	57500	68500	68500	V provozu max. síla		87500	87500



Obr.46 Maximální trhací síly od HMN a HMZ na vnitřním břitu při použití rychloupínače

Tab.19 Maximální trhací síla na vnitřním břitu a zatížení vybraných prvků při použití rychloupínače s mezirámem

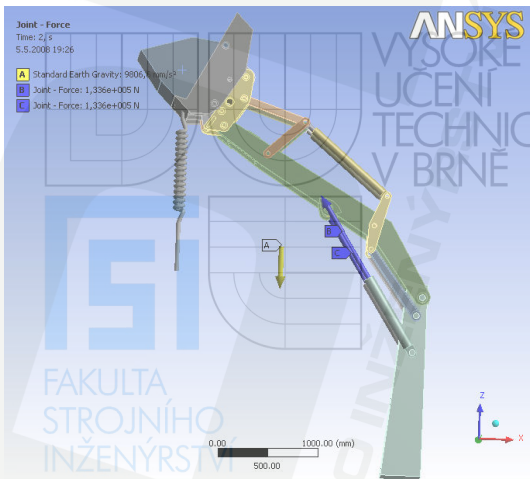
Maximální trhací síla na vnitřním břitu								
Trhací síla [N]	Zatížení jednotlivých čepů uložení lopat				Zatížení Hmn		Zatížení Hmz	
	Dolní pravý a levý [N]		Horní pravý a levý [N]		pravý a levý [N]		Pravý a levý [N]	
48800	44500	44500	64400	64400	48500	48500	V provozu max. síla	
52500	47400	47400	68500	68500	V provozu max. síla		138000	138000



Obr.47 Maximální nosnosti lopaty v dolní poloze při funkci HMN a HMZ a použití rychloupínače

Tab.20 Nosnost lopaty ve spodní poloze a zatížení vybraných prvků při použití rychloupínače s mezirámem

Maximální nosnost lopaty v dolní poloze								
Nosnost [N]	Zatížení jednotlivých čepů uložení lopat				Zatížení Hmn		Zatížení Hmz	
	Dolní pravý a levý [N]		Horní pravý a levý [N]		pravý a levý [N]		Pravý a levý [N]	
57900	184000	184000	210000	210000	133000	133000	V provozu max. síla	
19700	71000	71000	82000	82000	V provozu max. síla		50500	50500

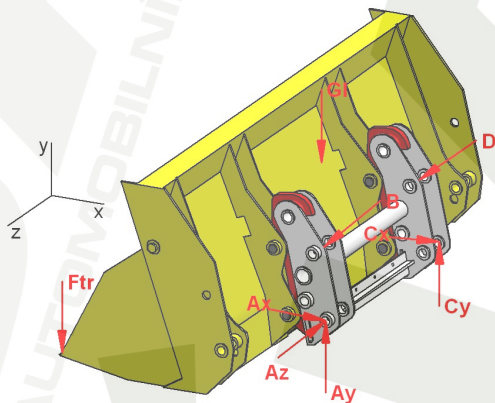


Obr.48 Maximální nosnost lopaty v horní poloze při použití HMZ

Tab.21 Nosnost lopaty v horní poloze a zatížení vybraných prvků při použití rychloupínače s mezárámem

Maximální nosnost lopaty v horní poloze							
Nosnost [N]	Zatížení jednotlivých čepů uložení lopat		Zatížení Hmn		Zatížení Hmz		
	Dolní pravý a levý [N]		Horní pravý a levý [N]		pravý a levý [N]		
						Pravý a levý [N]	
35000	37800	37800	23300	23300	20700	20700	V provozu max. síla

### 5.6. Mimoosá trhací síla zatěžující uložení rychloupínače



Obr.49 Silové účinky v uložení rychloupínače s mezi rámem

Tab.22 Polohové souřadnice jednotlivých vazeb a vnějších sil k uložení A rychloupínače

Vazba nebo síla	Souřadnice		
<b>Ftr</b>	$x_{tr} = 1080 \text{ mm}$	$y_{tr} = \text{-----}$	$z_{tr} = 722 \text{ mm}$
<b>G1</b>	$x_g = 455 \text{ mm}$	$y_g = 250 \text{ mm}$	$z_g = 465 \text{ mm}$
<b>B</b>	$x_b = 60 \text{ mm}$	$y_b = 330 \text{ mm}$	$z_b = 0$
<b>C</b>	$x_c = 0$	$y_c = 0$	$z_c = 930 \text{ mm}$
<b>D</b>	$x_d = 60 \text{ mm}$	$y_d = 330 \text{ mm}$	$z_d = 930 \text{ mm}$

Stanovení silových a momentových rovnic statické rovnováhy:

$$\begin{aligned} \sum X: & A_x + C_x - B \cdot \cos(\alpha) - D \cdot \cos(\alpha) = 0 \\ \sum Y: & -A_y + C_y - B \cdot \sin(\alpha) - D \cdot \sin(\alpha) - G_l - F_{tr} = 0 \\ \sum Z: & A_z = 0 \\ \sum M_{Ax}: & F_{tr} \cdot z_{tr} + C_y \cdot z_c - D \cdot \sin(\alpha) \cdot z_d - G_l \cdot z_{gl} = 0 \\ \sum M_{Ay}: & -C_x \cdot z_c + D \cdot \cos(\alpha) \cdot z_d = 0 \\ \sum M_{Az}: & F_{tr} \cdot x_{tr} + B \cdot \cos(\alpha) \cdot y_b + B \cdot \sin(\alpha) \cdot x_b + G_l \cdot x_g + D \cdot \cos(\alpha) \cdot y_d + D \cdot \sin(\alpha) \cdot x_d \end{aligned}$$

Pro řešení byl použit předpoklad vycházející ze zapojení HMN kdy síla  $B = D$ . Velikost nesymetrické trhačí síly  $F_{tr} = 26\,200\text{ N}$  byla použita z předchozího výpočtu maximální trhačí síly na vnějším břitu při symetrickém zatížení.

Jako první je řešena momentová rovnice v ose z, pro čep B:

$$\begin{aligned} B &= \frac{-(F_{tr} \cdot x_{tr} + G_l \cdot x_g)}{\cos(\alpha) \cdot (y_b + y_d) + \sin(\alpha) \cdot (x_b + x_d)} \\ B &= \frac{-(26200 \cdot 1080 + 8540 \cdot 455)}{\cos(54) \cdot (330 + 330) + \sin(54) \cdot (60 + 60)} \\ B &= -66,4 \cdot 10^3 \text{ N} \end{aligned} \tag{27}$$

Stanovení silového účinku v čepu D:

$$\begin{aligned} D &= B \\ D &= -66,4 \cdot 10^3 \text{ N} \end{aligned} \tag{28}$$

Síla B, D má opačnou orientaci než na obrázku.

Řešení momentové rovnice v ose x, pro čep C:

$$\begin{aligned} C_x &= \frac{D \cdot \cos(\alpha) \cdot z_d}{z_c} \\ C_x &= \frac{-66,4 \cdot 10^3 \cdot \cos(54) \cdot 930}{930} \\ C_x &= -39 \cdot 10^3 \text{ N} \end{aligned} \tag{29}$$

Řešení momentové rovnice v ose y, pro čep C:

$$\begin{aligned} C_y &= \frac{D \cdot \sin(\alpha) \cdot z_d + G_l \cdot z_{gl} - F_{tr} \cdot z_{tr}}{z_c} \\ C_y &= \frac{-66,4 \cdot 10^3 \cdot \sin(54) \cdot 930 + 8540 \cdot 465 - 26,2 \cdot 10^3 \cdot 722}{930} \\ C_y &= -70 \cdot 10^3 \text{ N} \end{aligned} \tag{30}$$

Silová rovnice v ose y, pro čep A:

$$A_y = B * \sin(\alpha) + D * \sin(\alpha) + G_t + F_{tr} - C_y \quad (31)$$

$$A_y = -66,4 * 10^3 * \sin(54) + (-66,4 * 10^3) * \sin(54) + 8540 + 26,2 * 10^3 - (-70 * 10^3)$$

$$A_y = 3000 \text{ N}$$

Silová rovnice v ose x, pro čep A:

$$A_x = B * \cos(\alpha) + D * \cos(\alpha) - C_x \quad (32)$$

$$A_x = -66,4 * 10^3 * \cos(54) + (-66,4 * 10^3) * \cos(54) - (-39 * 10^3)$$

$$A_x = -39 * 10^3 \text{ N}$$

Výsledná síla na čep A:

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} \quad (33)$$

$$A = \sqrt{(-39 * 10^3)^2 + 3000^2}$$

$$A = 39,1 * 10^3 \text{ N}$$

Výsledná síla na čep B:

$$B = 66,4 * 10^3 \text{ N}$$

Výsledná síla na čep C:

$$C = \sqrt{C_x^2 + C_y^2} \quad (34)$$

$$C = \sqrt{(-39 * 10^3)^2 + (-70 * 10^3)^2}$$

$$C = 80 * 10^3 \text{ N}$$

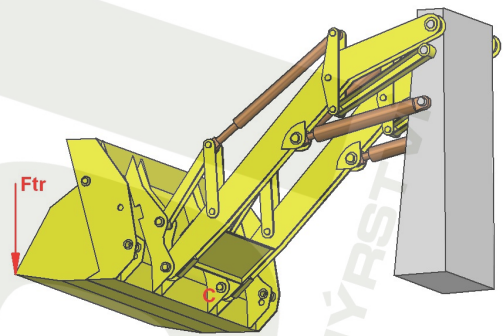
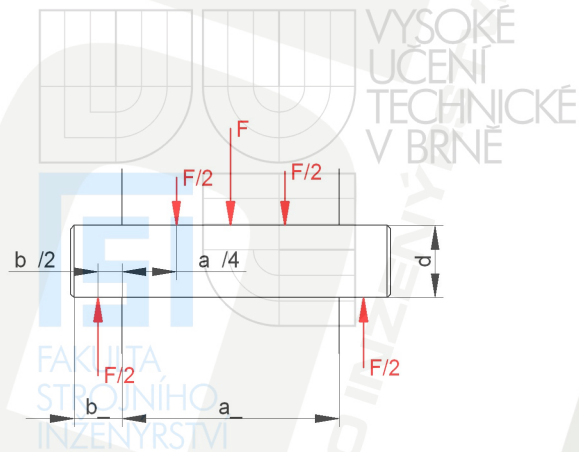
Výsledná síla na čep D:

$$D = 66,4 * 10^3 \text{ N}$$

### 5.6.1. Výpočet namáhání čepů při nesymetrickém zatížení

Nejhůře zatížený je čep C, kdy při přiklopené lopatě v dolní poloze výložníku je jeho zatížení 90 000 N. Proto kontrola na ohyb a otláčení byla provedena pro tento čep. Zajímavostí je, že při excentrické trhací síle jsou více zatíženy čepy u lopaty bez rychloupínače. Z toho důvodu byl proveden výpočet otláčení a ohybu čepu C pro původní lopatu. Vzhledem k tomu, že maximální zatížení čepů při použití rychloupínače je stejné jako bez upínače, je možné objednat pouze čtyři náhradní čepy pro upevnění rychloupínače a není nutné žádné nechat vyrábět.

Pro výpočet bylo použito vztahů; dle[5],str.311



Obr.50 Schéma pro výpočet otláčení a ohybu čepu C

### 5.6.2. Kontrola na otláčení, ohyb a smyk čepu C

Kontrola je provedena pro zatížení v čepu C

Základní rozměry kontrolovaných čepů:

Průměr čepu:

$d = 45 \text{ mm}$

Oblast uložení a:

$a = 105 \text{ mm}$

Oblast uložení b:

$b = 32 \text{ mm}$

Největší silový účinek na čep:

$$F_C = 90\,000 \text{ N}$$

Kontrola měrného tlaku v oblasti a:

$$p_a = \frac{F_C}{a * d} \tag{35}$$

$$p_a = \frac{90 * 10^3}{105 * 45}$$

$$p_a = 19 \text{ MPa}$$

Kontrola měrného tlaku v oblasti b:

$$p_b = \frac{F_C}{2 * b * d} \tag{36}$$

$$p_b = \frac{90 * 10^3}{2 * 32 * 45}$$

$$p_b = 31,2 \text{ MPa}$$

Maximální ohybový moment:

$$M_{oC} = \frac{F_C}{2} \left( \frac{b}{2} + \frac{a}{4} \right) \quad (37)$$

$$M_{oC} = \frac{90 \cdot 10^3}{2} \left( \frac{0.032}{2} + \frac{0.105}{4} \right)$$

$$M_{oC} = 1898 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Průřezový modul v ohybu:

$$W_{oC} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (38)$$

$$W_{oC} = \frac{\pi \cdot 0,045^3}{32}$$

$$W_{oC} = 8.95 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{oC} = \frac{M_{oC}}{W_{oC}} \quad (39)$$

$$\sigma_{oC} = \frac{1898}{8.95 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{oC} = 212 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{oC} = 212 \text{ MPa}$$

Kontrola čepu na stříh:

$$\tau_{sC} = \frac{2 \cdot F_C}{\pi \cdot d^2} \quad (40)$$

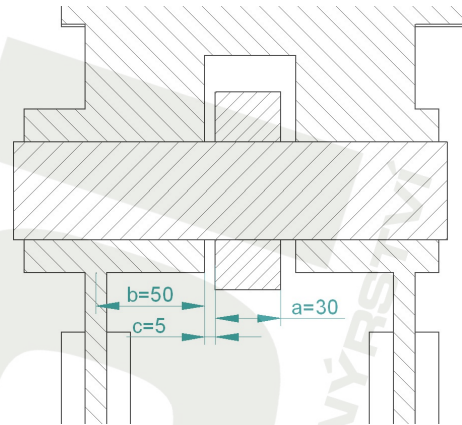
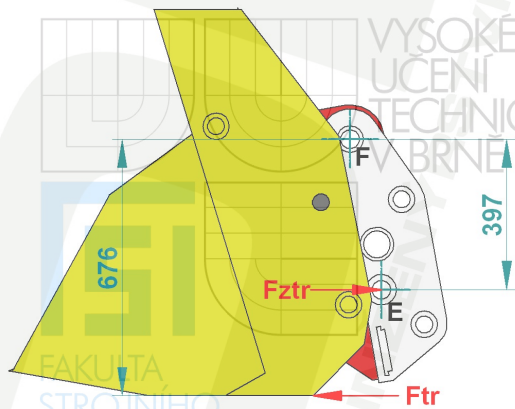
$$\tau_{sC} = \frac{2 \cdot 90 \cdot 10^3}{\pi \cdot 0,045^2}$$

$$\tau_{sC} = 28,3 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\tau_{sC} = 28,3 \text{ MPa}$$

### 5.7. Zatížení zajišťovacích čepů od trakční síly při jízdě vzad

Jde o zatížení, které vznikne v případě jízdy vzad, kdy by došlo k zachycení lopaty o nějaký předmět a následně k zastavení stroje. Výpočet je proveden pro krajní případ, jízdu po asfaltu. Součinitel tření byl volen ze strojnických tabulek. Jedná se o velmi nepravděpodobný stav, protože stroj pracuje většinou v terénu, kdy součinitel tření je menší než v uvažovaném případě.



Obr.51 Schéma silových účinků a rozměrové schéma

Rozměry pro výpočet zajišťovacího čepu:

Průměr zajišťovacího čepu	$d_{zc} = 45 \text{ mm}$
Délka zajištění v mezirámu	$a_{zc} = 30 \text{ mm}$
Délka pouzdra pro čep	$b_{zc} = 50 \text{ mm}$
Provozní vůle	$c_{zc} = 5 \text{ mm}$
Vzdálenost zajišťovacího čepu k bodu F	$l_{zc} = 397 \text{ mm}$
Vzdálenost působící trakční síly k bodu F	$l_{tr} = 676 \text{ mm}$
Součinitel tření pryž - asfalt; dle[6],str.34	$f_{pa} = 0,7$
Provozní hmotnost stroje	$m_{st} = 8700 \text{ kg}$

### 5.7.1. Výpočet otláčení, ohybu a smyku zajišťovacího čepu

Výpočet trakční síly:

$$F_{tr} = m_{st} * g * f_{pa} \quad (41)$$

$$F_{tr} = 8700 * 9,81 * 0,7$$

$$F_{tr} = 59,7 * 10^3 \text{ N}$$

Síla v zajišťovacím čepu:

Z důvodu dvojice čepů a symetrického zatížení, trakční sílu dělíme dvěma

$$F_{ztr} = \frac{F_{tr} * l_{tr}}{2 * l_{zc}} \quad (42)$$

$$F_{ztr} = \frac{59,7 * 10^3 * 676}{2 * 397}$$

$$F_{ztr} = 50,8 * 10^3 \text{ N}$$

Kontrola měrného tlaku v oblasti a:

$$p_{mzc} = \frac{F_{ztr}}{d_{zc} * a_{zc}} \quad (43)$$

$$p_{mzc} = \frac{50,8 * 10^3}{50 * 30}$$

$$p_{mzc} = 33,9 \text{ MPa}$$

Kontrola měrného tlaku v oblasti b:

$$p_1 = \frac{F_{ztr}}{2 * b_{zc} * d_{zc}} \quad (44)$$

$$p_1 = \frac{50,8 * 10^3}{2 * 50 * 50}$$

$$p_1 = 10,2 \text{ MPa}$$

Ohybový moment působící na zajišťovací čep:

$$M_{ozc} = \frac{F_{ztr}}{2} * \left( \frac{a_{zc}}{2} + b_{zc} + c_{zc} \right) \quad (45)$$

$$M_{ozc} = \frac{50,8 * 10^3}{2} * \left( \frac{0,03}{2} + 0,050 + 0,005 \right)$$

$$M_{ozc} = 1778 \text{ N} * m$$

Modul průřezu v ohybu:

$$W_{ozc} = \frac{\pi * d^3}{32} \quad (46)$$

$$W_{ozc} = \frac{\pi * 0,050^3}{32}$$

$$W_{ozc} = 12,3 * 10^{-6} \text{ m}^3$$

Ohybové napětí v zajišťovacím čepu:

$$\sigma_{ozc} = \frac{M_{ozc}}{W_{ozc}} \leq \sigma_{do} \quad (47)$$

$$\sigma_{ozc} = \frac{1778}{12,3 * 10^{-6}}$$

$$\sigma_{ozc} = 142 * 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{ozc} = 145 \text{ MPa}$$

Příčná plocha zajišťovacího čepu:

$$S_{zc} = \frac{\pi * d_{zc}^2}{4} \quad (48)$$

$$S_{zc} = \frac{\pi * 0,05^2}{4}$$

$$S_{zc} = 2 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

Výpočet smykového napětí:

$$\tau_{szc} = \frac{F_{zfr}}{2 * S_{zc}} \quad (49)$$

$$\tau_{szc} = \frac{50,8 * 10^3}{2 * 2 * 10^{-3}}$$

$$\tau_{szc} = 12,7 * 10^6 \text{ Pa}$$

$$\tau_{szc} = 12,7 \text{ MPa}$$

Na základě výpočtů napětí v ohybu, byla pro výrobu čepu navržena ocel 11 700

$$\sigma_{do} = 230 \text{ MPa} ; \text{ dle [6] str.52}$$

Výpočet koeficientu bezpečnosti:

$$k_o = \frac{\sigma_{do}}{\sigma_{ozc}} \quad (50)$$

$$k_o = \frac{230}{145}$$

$$k_o = 1,6$$

Bezpečnost vůči dovolenému statickému namáhání v ohybu je 1,6. Protože se jedná o mezní stav, bezpečnost vyhovuje.

## 5.8. Zatížení zajištění rychloupínače při použití lopaty jako opěrného bodu

Jedná se o stav, kdy je lopata položena na zem a stroj se o ní opře a pomocí hydromotorů výložníku nadzvedne přední část stroje do výšky. Pro výpočet byl předpoklad, že maximální možné zatížení je zhruba 50 % hmotnosti stroje.

Hmotnost stroje

$$m_{st} = 8700 \text{ kg}$$

Poměrná část při vzepření

$$50 \%$$

### 5.8.1. Výpočet síly na zajišťovací čep poměrnou částí hmotnosti

$$F_{pcs} = m_{st} * g * 0,5 \quad (51)$$

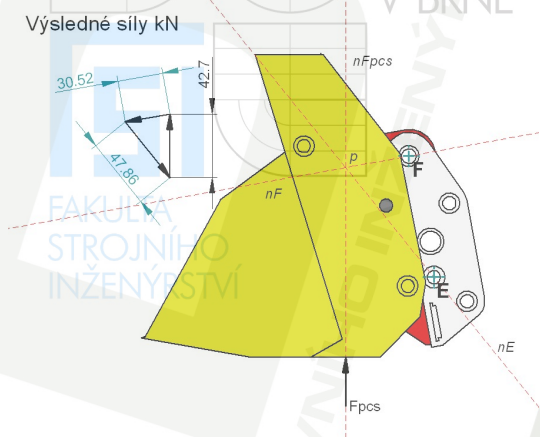
$$F_{pcs} = 8700 * 9,81 * 0,5$$

$$F_{pcs} = 42,7 * 10^3 \text{ N}$$

$$F_{pcs} = 42,7 \text{ kN}$$

Řešení zatížení zajišťovacích čepů:

Pro řešení byla opět využita grafická metoda pro svoji rychlost.



Obr.52 Řešení namáhání zajišťovacích čepů

Jelikož zajišťovací čepy jsou dva je nutno sílu E podělit dvěmi.

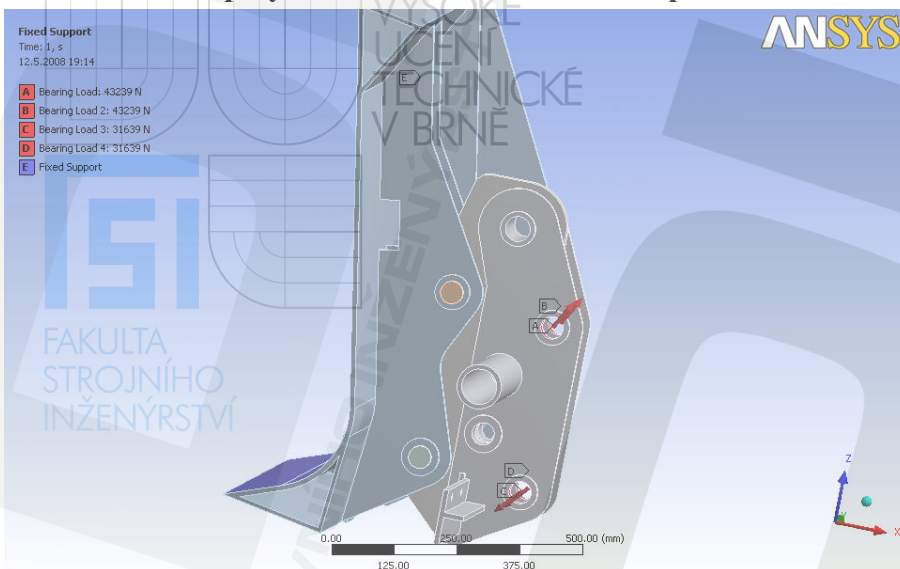
$$F_{E12} = \frac{F_E}{2} \quad (52)$$
$$F_{E12} = \frac{47900}{2}$$
$$F_{E12} = 24000 \text{ N}$$

Z hlediska zatížení je tento stav daleko méně nebezpečný, a proto nebude kontrola zajišťovacích čepů na otlacení a ohyb potřebná.

### 5.9. Výpočty MKP pro nebezpečné případy zatěžování

Při výpočtech bylo použito síť trojúhelníkové (Tetrahedrons), pro její lepší přizpůsobivost složitějším tvarům modelu. Další výhodou je možnost jejího zahuštění pouze v oblasti zájmu v daleko větší míře než u sítě Hexadominant. Síť je dodatečně plošně mapována v kontaktních oblastech pro větší přesnost výsledků.

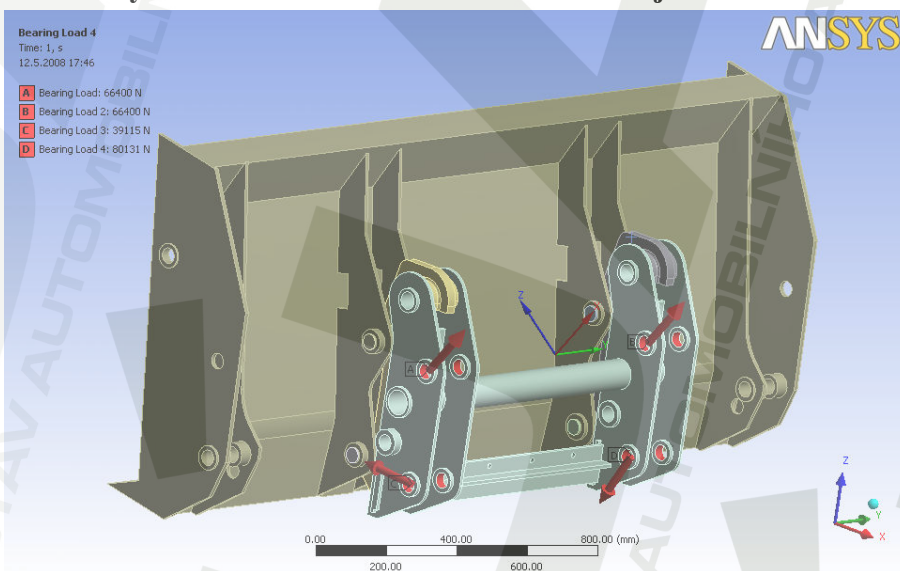
### 5.9.1. Zatížení lopaty maximální nosností v dolní poloze



Obr.53 Okrajové podmínky pro simulaci maximální nosnosti v dolní poloze

Výpočet byl řešen pro případ maximální nosnosti lopaty s rychloupínačem v dolní poloze při využití rovinné symetrie. Lopata byla zatěžována v oblasti pouzder uložení tlakovou silou (Bearing load), s rozložením a směrem simulujícím čepové uložení. Velikosti sil v jednotlivých pouzdrech uložení byly použity z předchozí statické analýzy. Vzájemné působení mezi rychloupínačem a mezirámem bylo zajištěno pomocí kontaktních vazeb. Vazby byly použity dvojího druhu a to vazba Bonded (tělesa jsou k sobě přilepena) a vazba Frictionless (bez tření kontaktních ploch). Každá z vazeb byla použita na určitou kontaktní oblast pro dosažení přesnějšího výsledku.

### 5.9.2. Nesymetrické zatížení trhací silou na okraji břitu

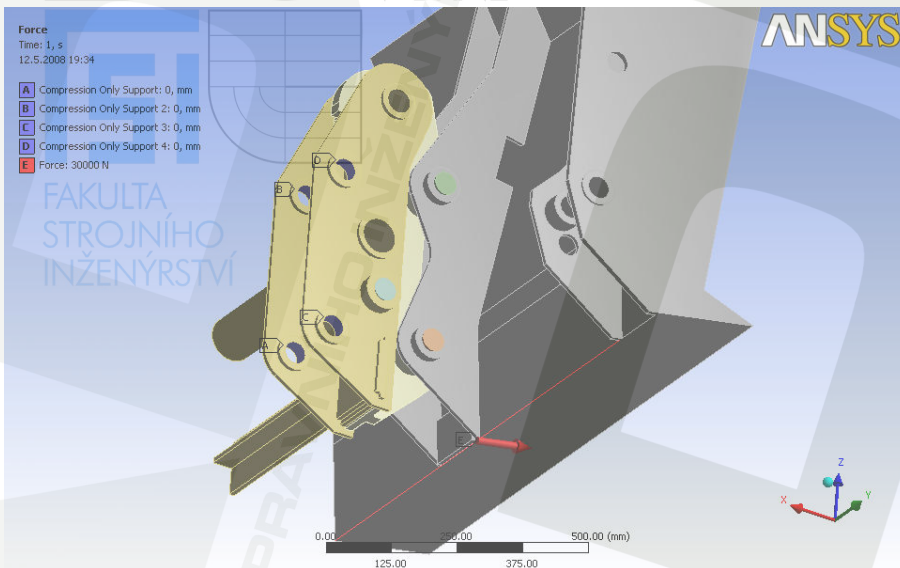


Obr.54 Okrajové podmínky pro simulaci nesymetrické zatěžující síly

Simulace proběhla pro zjištění chování rychloupínače a mezirámu pro nesymetrické zatížení trhací silou na vnějším břitu lopaty. Silové účinky v jednotlivých uloženích byly opět zjištěny z předchozího statického výpočtu. Maximální síla v mezirámu je 198 MPa což není zrovna

málo, ale stav, kdy trhací síla ve své maximální velikosti bude působit nesymetricky na přední břit v krajní poloze, je velice nepravděpodobný. Okrajové podmínky byly stejné jako v předchozí simulaci, pouze byly změněny velikosti a směry zatěžujících sil.

### 5.9.3. Zatížení od trakční síly při jízdě vzad



Obr.55 Okrajové podmínky pro simulaci zatížení od trakční síly

Při této simulaci byla zatěžující síla definována na spodní zadní hranu lopaty. Vazby v uložení rychloupínače (Compression only) simulují čep a zachycují pouze tlakové síly. Z výsledků je nejvíce zajímavé zatížení mezirámu v oblasti zajišťovacího otvoru. Napětí 120 MPa v této oblasti je poněkud vyšší, ale protože se jedná o stav, který nastává velmi zřídka, je možné velikost napětí akceptovat.

### 5.9.4. Závěrečné zhodnocení napětí v mezirámu a rychloupínači

Největší dosažené napětí  $\sigma_{\max} = 198 \text{ MPa}$  je v mezirámu při nesymetrickém zatížení. Tato hodnota je vysoká, ale vzhledem k tomu, že se jedná o mezní stav, který nastane párkrát za životnost stroje, může být přípustná. Při běžném provozu nebudou dosahovat napětí ani zdaleka takovýchto hodnot, protože nakladačové zařízení stroje není určeno pro těžbu materiálu, ale pouze pro jeho nakládku. Hodnoty napětí a celkové deformace pro všechny tři zkoumané stavy jsou v přílohách.

Výpočet bezpečnosti vůči mezi kluzu:

Pro svarek mezirámu a rychloupínače byl zvolen materiál S 355 J2 G3 s mezí kluzu

$$\sigma_k = 355 \text{ MPa}$$

$$k_{kl} = \frac{\sigma_k}{\sigma_{\max}} \tag{53}$$

$$k_{kl} = \frac{355}{198}$$

$$k_{kl} = 1,8$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu je dostatečná i pro mezní způsoby zatěžování.

### 5.9.5. Výpočet svarových spojů

Výpočet svarových spojů nebyl proveden z důvodu rozsahu diplomové práce. Z předchozích výpočtů MKP je možno usuzovat, že navržený koutový svar o základním rozměru 6 mm je dostatečný.



FAKULTA  
STROJNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

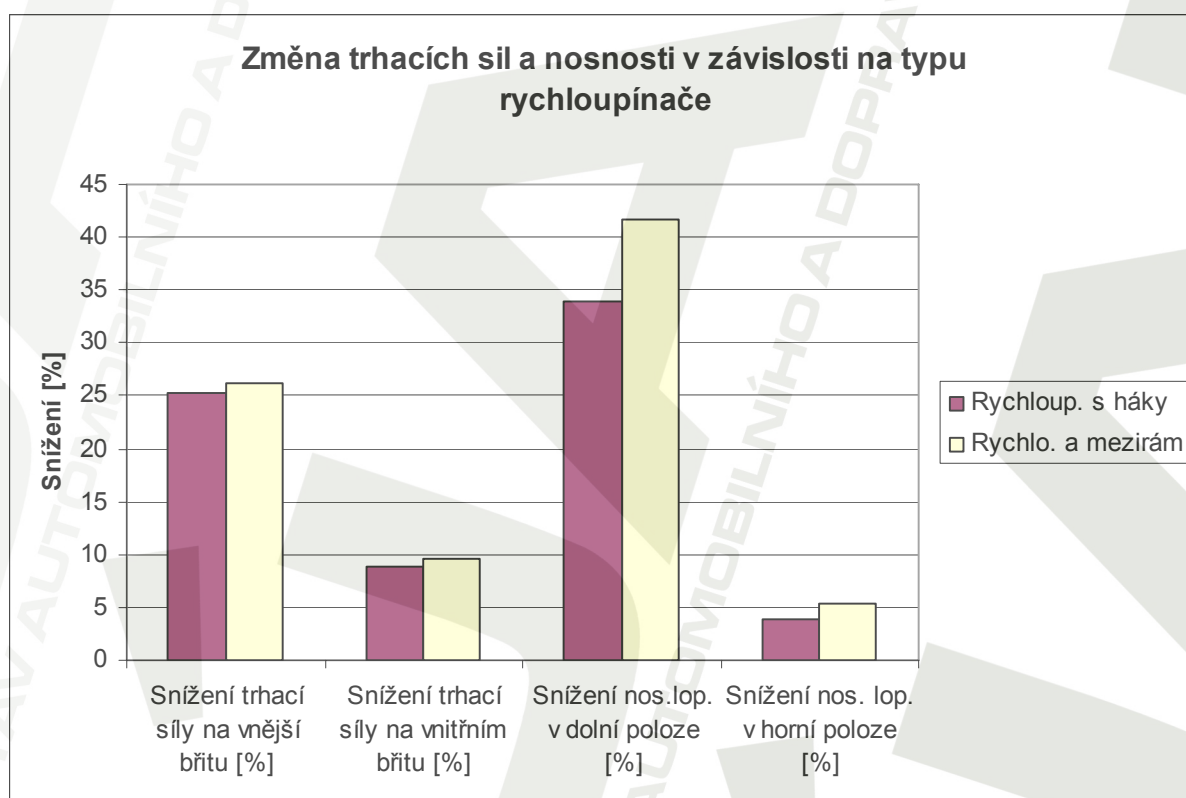
## 6. Vyhodnocení užitečných změn nakladače na základě statické analýzy

Pro porovnání jsou ve vyhodnocení použity také parametry rychloupínače s háky.

### 6.1. Změna trhacích sil a nosnosti

Tab.23 Změna trhacích sil a nosností v závislosti na typu rychloupínače

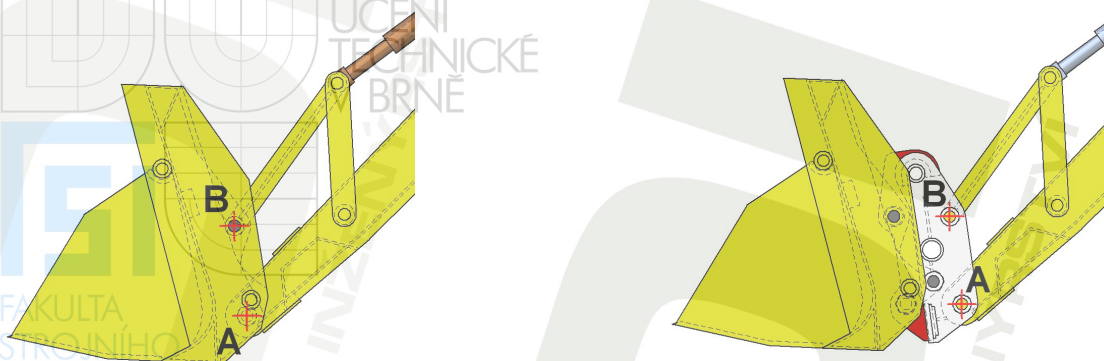
	Trací síla vnější břit [N]	Snížení trhací síly na vnější břit [%]	Trhací síla na vnitřním břitu [N]	Snížení trhací síly na vnitřním břit [%]	Nosnost lopaty v dolní poloze [N]	Snížení nos. lop. v dolní poloze [%]	Nosnost lopaty v horní poloze [N]	Snížení nos. lop. v horní poloze [%]
<b>Bez rychloup.</b>	35500	0	54000	0	33800	0	37000	0
<b>Rychloup. s háky</b>	26500	25	49200	9	22300	34	35600	4
<b>Rychloup. s mezirám.</b>	26200	26	48800	10	19700	42	35000	5



Graf.02 Procentuelní snížení trhací síly a nosnosti v závislosti na typu rychloupínače

Největší snížení užitečné síly je při plném přiklopení lopaty v dolní poloze. Snížení je značné a v případě rychloupínače s mezirámem dosahuje hodnoty 42%. Hlavním důvodem je změna působiště zatěžující síly, kdy tato je dále od spodního čepu uložení rychloupínače ve výložníku a tím vytváří větší moment. Naproti tomu, poloha hydromotoru vzhledem k spodnímu čepu uložení rychloupínače je stále stejná.

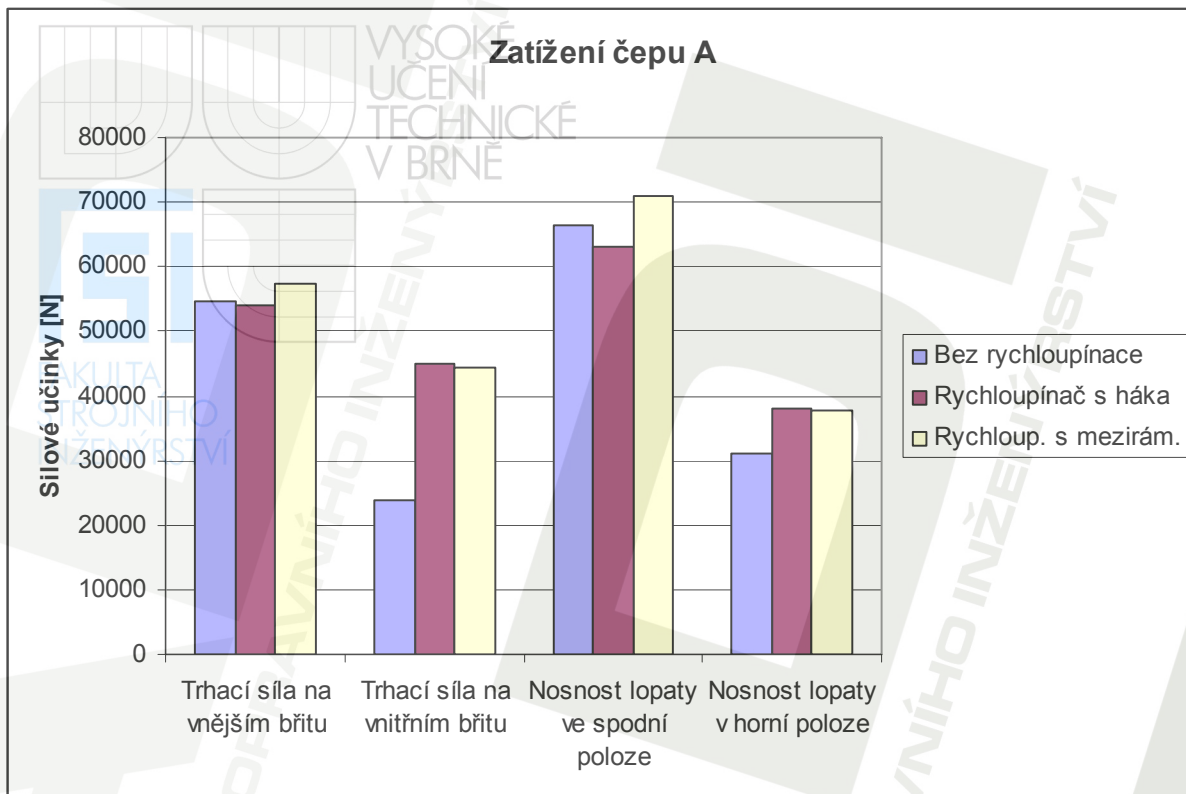
## 6.2. Zatížení čepů, uložení lopaty nebo rychloupínače ve výložníku



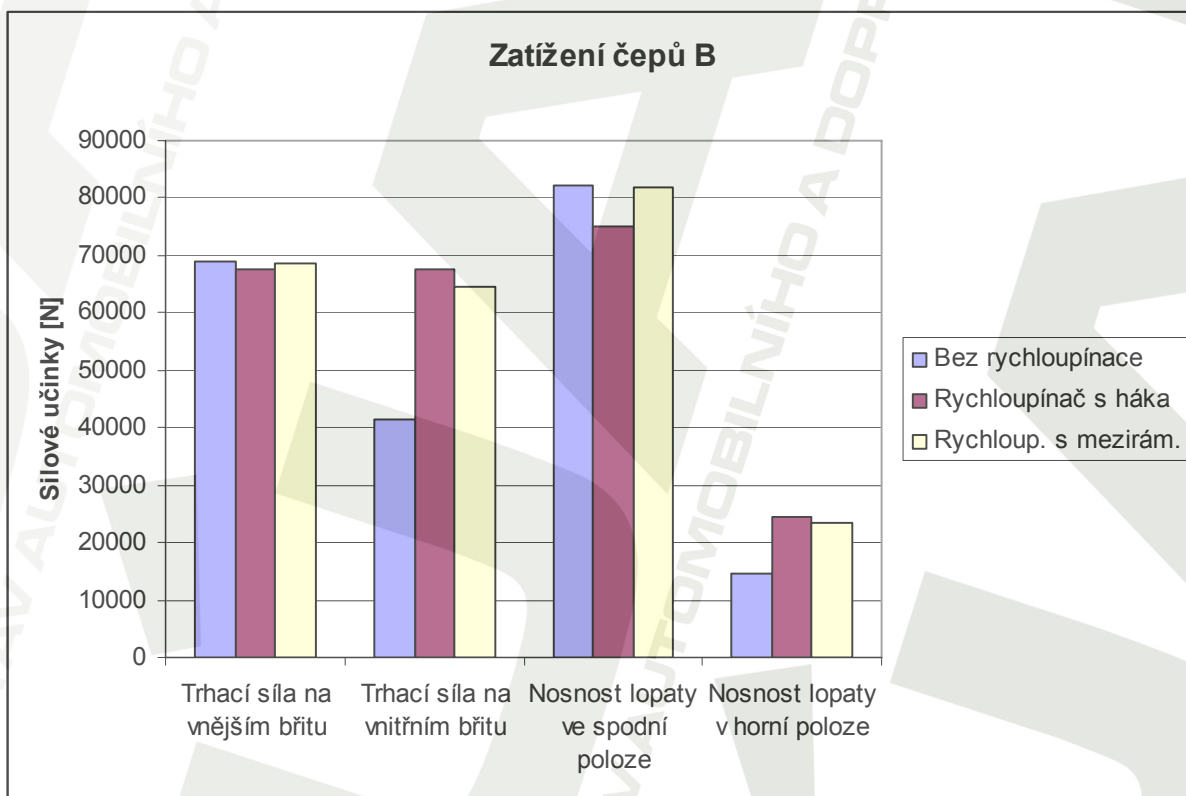
Obr.56 Poloha sledovaných čepů A, B na výložníku nakladače

Tab.24 Zatížení čepů uložení lopaty nebo rychloupínače

	Bez rychloupínače		Rychloupínač s háka		Rychloup. s mezirám.	
	Zatížení čepů A [N]	Zatížení čepů B [N]	Zatížení čepů A [N]	Zatížení čepů B [N]	Zatížení čepů A [N]	Zatížení čepů B [N]
<b>Trhací síla na vnějším břítu</b>	54500	69000	54000	67500	57500	68500
<b>Trhací síla na vnitřním břítu</b>	24000	41500	44900	67500	44500	64400
<b>Nosnost lopaty ve spodní poloze</b>	66500	82100	63000	75200	71000	82000
<b>Nosnost lopaty v horní poloze</b>	31000	14600	38000	24300	37800	23300



Graf.03 Účinky na čep A

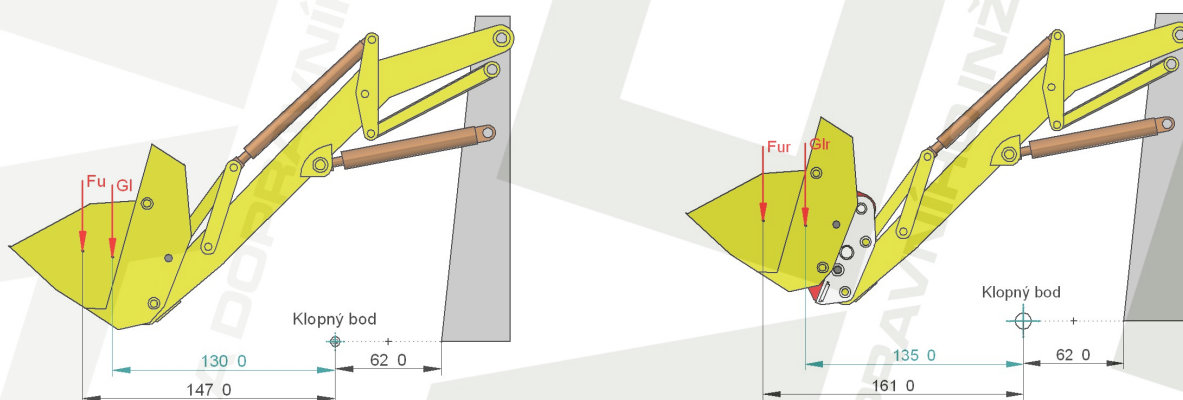


Graf.04 Účinky na čep B

Z grafů je patrné, že obecně došlo ve všech zkoumaných polohách k nárůstu zatížení. Maximální zatížení je v čepu B a přibližně odpovídá silovým účinkům způsobeným původní lopatou bez rychloupínače

### 6.3. Přepočet užitečné nosnosti

Užitečná nosnost nakladače pro standardní lopatu je 1000 kg, k tomu je nutné připočítat vlastní hmotnost lopaty 460 kg, takže zatížení výložníku je 1460 kg. Pro jiné typy pracovních nástrojů je třeba provést přepočet na parametry standardní lopaty. Při výpočtu zatížení univerzální lopaty se vychází z klopného momentu pro standardní lopatu. Přesné parametry standardní lopaty nemohly být stanoveny, protože do ČR se nedováží. Na základě toho byl pro výpočet použit model univerzální lopaty, kdy jeho vlastní hmotnost byla snížena na úroveň standardní lopaty.



Obr.57 Polohy zatěžujících sil vůči klopnému bodu

Jednotlivé síly od vlastní hmotnosti lopaty nebo užitečného zatížení

Gravitační síla působící na standardní lopatu:

Vzdálenost gravitační síly ke klopnému bodu:

Síla užitečného zatížení standardní lopaty:

Vzdálenost síly užitečného zatížení ke klopnému bodu:

Gravitační síla působící na univerzální lopatu:

Vzdálenost gravitační síly ke klopnému bodu:

Vzdálenost síly užitečného zatížení ke klopnému bodu:

Gravitační síla působící na univerzální lopatu a rychloupínač:

Vzdálenost gravitační síly ke klopnému bodu:

Vzdálenost síly užitečného zatížení ke klopnému bodu:

$$G_l = 4600 \text{ N}$$

$$l_g = 1,3 \text{ m}$$

$$F_u = 10\,000 \text{ N}$$

$$l_u = 1,47 \text{ m}$$

$$G_{lu} = 6950 \text{ N}$$

$$l_{gu} = 1,3 \text{ m}$$

$$l_{uu} = 1,47 \text{ m}$$

$$G_{lr} = 8540 \text{ N}$$

$$l_{gr} = 1,35 \text{ m}$$

$$l_{ur} = 1,61 \text{ m}$$

Stanovení klopného momentu standardní lopaty:

$$M_k = F_u \cdot l_u + G_l \cdot l_g \tag{54}$$

$$M_k = 10000 \cdot 1,47 + 4600 \cdot 1,3$$

$$M_k = 20,7 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Z tohoto klopného momentu se vychází při stanovení provozního zatížení univerzální lopaty.

Výpočet provozního zatížení pro stroj vybavený univerzální lopatou:

$$F_{uu} = \frac{M_k - G_l * l_g}{l_u} \quad (55)$$

$$F_{uu} = \frac{20,7 * 10^3 - 6950 * 1,3}{1,47}$$

$$F_{uu} = 7922 \text{ N}$$

Výpočet provozního zatížení pro stroj vybavený univerzální lopatou a rychloupínačem:

$$F_{ur} = \frac{M_k - G_{lr} * l_{gr}}{l_{ur}} \quad (56)$$

$$F_{ur} = \frac{20,7 * 10^3 - 8540 * 1,35}{1,61}$$

$$F_{ur} = 5700 \text{ N}$$

Snížení nosnosti univerzální lopaty s rychloupínačem vůči univerzální lopatě bez upínače:

$$k_s = \left(1 - \frac{F_{ur}}{F_{uu}}\right) * 100 \quad (57)$$

$$k_s = \left(1 - \frac{5700}{7922}\right) * 100$$

$$k_s = 28 \text{ \%}$$

Procentuální snížení užitečné nosnosti univerzální lopaty s rychloupínačem při zachování stejného klopného momentu k přední nápravě stroje je vůči variantě bez rychloupínače o 28 %.

## 7. Závěr

Tato práce se zabývala dvěma možnými směry řešení rychloupínače při použití původní lopaty nakladače. Nejprve byla provedena rešerše pro zjištění stávajícího stavu v konstrukci rychloupínačů pro nakladače. Následně byla zahájena práce na univerzálním rychloupínači, při níž se objevily některé nepříznivé skutečnosti. Proto bylo přistoupeno k druhé variantě řešení, která se skládá z rychloupínače a mezirámu. Zde byl proveden návrh hydraulického a mechanického zajištění. Následně byla provedena statická analýza a základní pevnostní výpočty. Při porovnání statické analýzy původního řešení bez rychloupínače a obou uvažovaných řešení rychloupínače, bylo zjištěno snížení nosnosti a trhací síly. Procentuální snížení trhací síly v případě rychloupínače s mezirámem bylo 26 % , maximální nosnost v dolní poloze se snížila o 42 % a provozní nosnost o 28 %. Z těchto údajů vyplývá, proč výrobci strojů a přídatných zařízení v případě konstrukce přistupují pouze k variantě rychloupínače a speciálních nástrojů, kde změna pracovních sil je daleko menší. Práce tedy dokazuje, že navrhnout rychloupínač pro původní lopatu je nevhodné z důvodu velkých změn provozních vlastností stroje. V případě stavby prototypu by bylo nutné provést ověření mezních stavů dle normy ISO 8313 a provádět kontrolu stroje v provozu z důvodů změny zatěžujících sil na jednotlivé prvky kinematického mechanismu.

## Seznam použité literatury

- [1] Jeřábek K. a kol. Stroje pro zemní práce : 1.vyd. VŠBT Ostrava, 1996. 467s.
- [2] Antonín Vaněk. Moderní strojní technika a technologie zemních prací : 2.vyd. Academia,2003. 526 s. ISBN 80-200-1045-9
- [3] Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Mechanika těles – pružnost a pevnost 1 : 2.vyd. VUT Brno,1992. 287 s. ISBN 80-214-0468-X
- [4] Florián Z.,Ondráček E.,Přikryl K.: Mechanika těles – statika : 6.vyd. CERM s.r.o. Brno,2003. 182 s. ISBN 80-214-2491-5
- [5] František Boháček a kol.: Části a mechanismy strojů 1- zásady konstruování a spoje : 3.vyd. VUT Brno,1992. 319 s. ISBN 80-214-0406-X
- [6] Leinveber J.,Řasa J.,Vávra P.: Strojnické tabulky : 3.vyd. Scientia,2000. 984 s.ISBN-80-7183-164-6
- [7] New Holland: Příručka pro obsluhu B110 - B115:CNH Italia S.p.A, Edice 01-2007. 296 s.
- [8] Dymax [[www.dymaxattachments.com](http://www.dymaxattachments.com)]
- [9] Metal Meccanica Moderna [[www.m3srt.it](http://www.m3srt.it)]
- [10] SAS FORKS [[www.sasforks.com](http://www.sasforks.com)]
- [11] U-Blades [[www.u-blades.com](http://www.u-blades.com)]
- [12] WesTrac [[www.westtrac.com.au](http://www.westtrac.com.au)]
- [13] LKW-Stefan [[www.lkw-stean.de](http://www.lkw-stean.de)]

## Seznam použitých zkratk a symbolů

Symbol	Název	Jednotka
A	Síla v uložení lopaty (rychloupínače)	[N]
a	Šířka uložení čepu ve výložníku nakladače	[mm]
$A_x$	Síla A ve směru x	[N]
$A_y$	Síla A ve směru y	[N]
$a_{zc}$	Délka zajištění v mezirámu	[mm]
B	Síla v uložení lopaty (rychloupínače)	[N]
b	Šířka uložení čepu v lopatě	[mm]
$b_{zc}$	Délka pouzdra pro čep rychloupínači	[mm]
C	Síla v uložení lopaty (rychloupínače)	[N]
$C_x$	Síla C ve směru x	[N]
$C_y$	Síla C ve směru y	[N]
$c_{zc}$	Velikost provozní vůle mezi mezirámem a rychloupínačem	[mm]
d	Průměr čepu uložení lopaty	[mm]
D	Síla v uložení lopaty (rychloupínače)	[N]
$d_{hmn}$	Průměr pístní tyče HMN	[mm]
$D_{hmn}$	Vnitřní průměr pístnice HMN	[mm]
$d_{hmz}$	Průměr pístní tyče HMZ	[mm]
$D_{hmz}$	Vnitřní průměr pístnice HMZ	[mm]
$d_{zc}$	Průměr zajišťovacího čepu	[mm]
$F_a$	Síla v uložení A	[N]
$F_C$	Síla působící na čep C	[N]
$F_{E12}$	Síla na zajišťovací čep při vzepření stroje o lopatu	[N]
$F_{hmn}$	Maximální síla HMN	[N]
$F_{hmnv}$	Výsledná síla HMN při rovinném řešení	[N]
$F_{hmzv}$	Výsledná síla HMZ při rovinném řešení	[N]
$F_{hmvv}$	Maximální síla dosažená HMV při vysouvání z rychloupínače	[N]
$F_{hmzv}$	Maximální síla dosažená HMV při zasouvání do rychloupínače	[N]
$F_{hmz}$	Maximální síla HMZ	[N]
$f_{oo}$	Součinitel tření ocel – ocel bez mazání	[-]
$f_{pa}$	Součinitel tření pryž asphalt	[-]
$F_{pcs}$	Síla od poměrné části stroje	[N]
$F_{t1}$	Třecí síla na kuželu při zasouvání	[N]
$F_{t2}$	Třecí síla na válcové ploše při zasouvání	[N]
$F_{tr}$	Maximální trhací síla	[N]
$F_{tra}$	Trakční síla stroje na asfaltu	[N]
$F_u$	Už. zatížení standardní lopaty	[N]
$F_{ur}$	Už. zatížení univ. lopaty s rychloupínačem	[N]
$F_{uu}$	Už. zatížení univ. lopaty	[N]
$F_z$	Čistá maximální nosnost lopaty v horní poloze	[N]
$F_{za}$	Celková zasouvací síla	[N]
$F_{za1}$	První složka zasouvací síly	[N]
$F_{za2}$	Druhá složka zasouvací síly	[N]
$F_{zc}$	Celková nosnost v horní poloze	[N]
$F_{zcd}$	Celková nosnost v dolní poloze	[N]
$F_{zd}$	Čistá nosnost lopaty v dolní poloze	[N]
$F_{ztr}$	Síla působící na zajišťovací čep při vyvození trakční síly	[N]

$g$	Gravitační zrychlení	$[m/s^2]$
$G_l$	Gravitační síla působící na standardní lopatu	$[N]$
$G_{lr}$	Gravitační síla působící na univerzální lopatu s rychloupínačem	$[N]$
$G_{lu}$	Gravitační síla působící na univerzální lopatu	$[N]$
$k_o$	Koeficient bezpečnost v ohybu zajišťovacího čepu	$[-]$
$k_s$	Velikost snížení užitečné nosnosti	$[%]$
$l_g$	Vzdálenost gravitační síly stand. lopaty ke klop. bodu	$[m]$
$l_{gr}$	Vzdálenost gravitační síly univer. lopaty a rychloup. ke klop. bodu	$[m]$
$l_{gu}$	Vzdálenost gravitační síly univer. lopaty ke klop. bodu	$[m]$
$l_{tr}$	Vzdálenost působící trakční síly k bodu F	$[mm]$
$l_u$	Rameno síly užiteč. zatížení standard. lopat. ke klop. bodu	$[m]$
$l_{ur}$	Rameno síly užiteč. zatížení univer. lopat. s rychloup. ke klop. bodu	$[m]$
$l_{uu}$	Rameno síly užiteč. zatížení univer. lopat. ke klop. bodu	$[m]$
$l_{zc}$	Vzdálenost zajišťovacího čepu k bodu F	$[mm]$
$M_k$	Klopový moment	$[N*m]$
$M_{oC}$	Maximální ohybový moment v čepu C	$[N*m]$
$M_{ozc}$	Ohybový moment na zajišťovací čep	$[N*m]$
$m_{st}$	Provozní hmotnost stroje	$[kg]$
$N_1$	Normálová síla na kuželu při zasouvání	$[N]$
$N_2$	Normálová síla na válcové ploše při zasouvání	$[N]$
$p_a$	Měrný tlak ve výložníku	$[MPa]$
$p_b$	Měrný tlak v uložení lopaty	$[MPa]$
$p_{hm}$	Maximální tlak v hydraulickém okruhu	$[MPa]$
$p_{zcA}$	Měrný tlak v oblasti A	$[MPa]$
$p_{zcB}$	Měrný tlak v oblasti B	$[MPa]$
$S_{hmn}$	Činná plocha HMN při přiklápění	$[mm^2]$
$S_{hmvv}$	Činná plocha HMV při vysouvání čepů z rychloupínače	$[mm^2]$
$S_{hmvz}$	Činná plocha HMV při zasouvání čepů do rychloupínače	$[mm^2]$
$S_{hmz}$	Činná plocha HMZ při zvedání	$[mm^2]$
$S_{zc}$	Průřez zajišťovacího čepu	$[m^2]$
$W_{oC}$	Průřezový modul v ohybu pro čep C	$[m^3]$
$W_{ozc}$	Průřezový modul v ohybu zajišťovacího čepu	$[m^3]$
$x_b$	Souřadnice polohy síly v uložení B k bodu A	$[mm]$
$x_c$	Souřadnice polohy síly v uložení C k bodu A	$[mm]$
$x_d$	Souřadnice polohy síly v uložení D k bodu A	$[mm]$
$x_g$	Souřadnice polohy těžiště k bodu A	$[mm]$
$x_{tr}$	Souřadnice polohy trhací síly k bodu A	$[mm]$
$y_b$	Souřadnice polohy síly v uložení B k bodu A	$[mm]$
$y_c$	Souřadnice polohy síly v uložení C k bodu A	$[mm]$
$y_d$	Souřadnice polohy síly v uložení D k bodu A	$[mm]$
$y_g$	Souřadnice polohy těžiště k bodu A	$[mm]$
$z_b$	Souřadnice polohy síly v uložení B k bodu A	$[mm]$
$z_c$	Souřadnice polohy síly v uložení C k bodu A	$[mm]$
$z_d$	Souřadnice polohy síly v uložení D k bodu A	$[mm]$
$z_g$	Souřadnice polohy těžiště k bodu A	$[mm]$
$z_{tr}$	Souřadnice polohy trhací síly k bodu A	$[mm]$
$\alpha$	Úhel mezi horní vzpěrou lopaty a osou x	$[^\circ]$
$\beta$	Úhel kuželového zakončení pojišťovacího čepu	$[^\circ]$
$\sigma_{oC}$	Napětí v ohybu čepu C	$[MPa]$
$\sigma_{ozc}$	Ohybové napětí zajišťovacího čepu	$[MPa]$

$\tau_{sC}$   
 $\tau_{szc}$

Smykové napětí v čepu C  
Smykové napětí zajišťovacího čepu

[MPa]  
[MPa]



FAKULTA  
STROJNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV  
TECHNICKÉ  
V BRNĚ

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

## Seznam příloh

### Příloha 1

Obrazový výstup napětí a deformací pro maximální nosnost lopaty v dolní poloze

### Příloha 2

Obrazový výstup napětí a deformací pro nesymetrickou trhací sílu na vnějším břitu

### Příloha 3

Obrazový výstup napětí a deformací pro zatížení zajišťovacího čepu trakční silou

### Příloha 4

Výkres sestavy A0: Rychloupínač, číslo výkresu 0-S32/2-10/00

### Příloha 5

Výkres svařovací sestavy A0: Svarek rychloupínače, číslo výkresu 0-S32/2-01/00

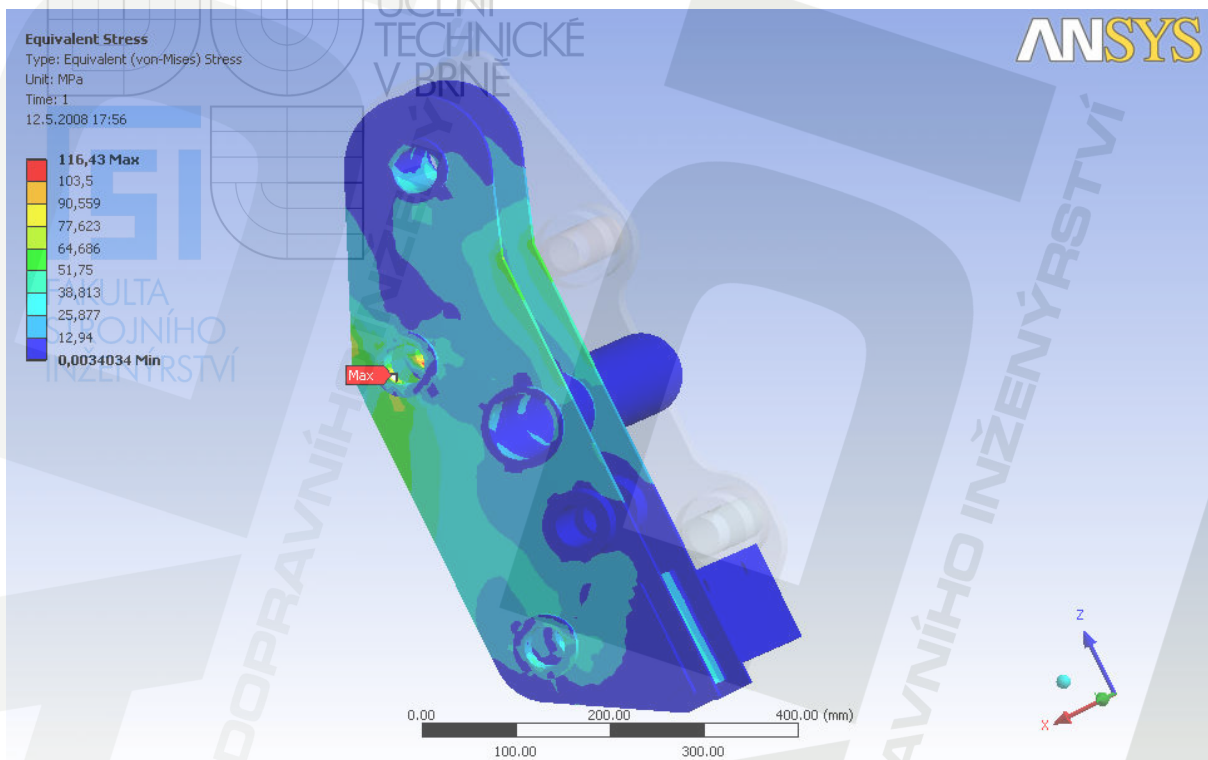
### Příloha 6

Výkres svařovací sestavy A1: Svarek stojiny rychloupínače, číslo výkresu 1-S32/2-001/00

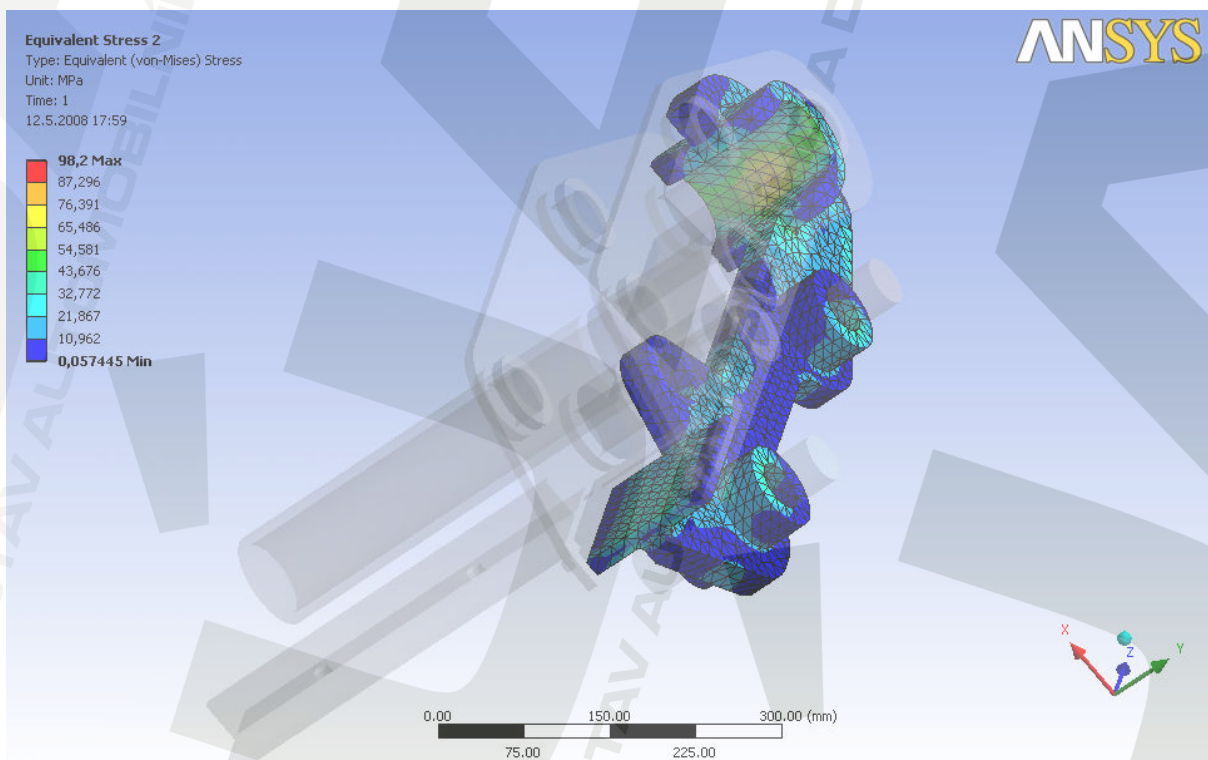
### Příloha 7

Výkres svařovací sestavy A3: Mezírám, číslo výkresu 3-S32/2-20/00

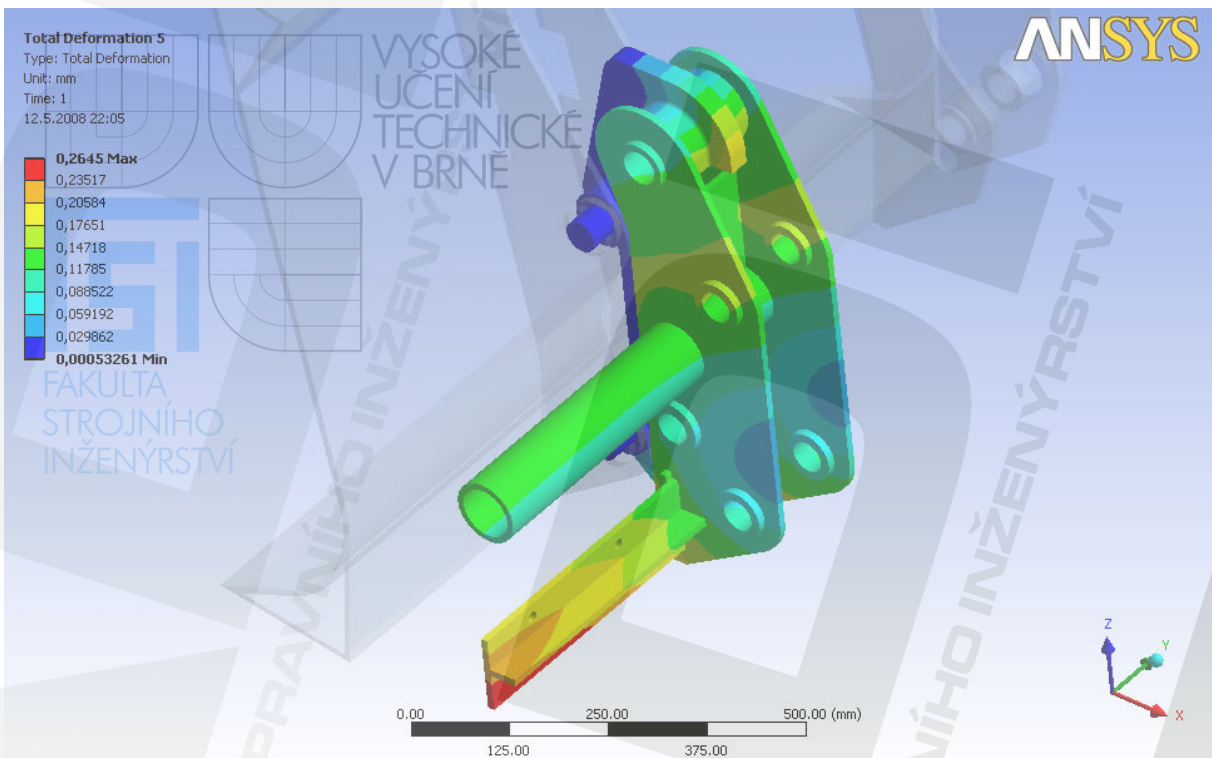
# Příloha 1



Obr.1.01 Ekvivalentní napětí dle teorie HMM pro deskový rychloupínač při symetrickém zatížení

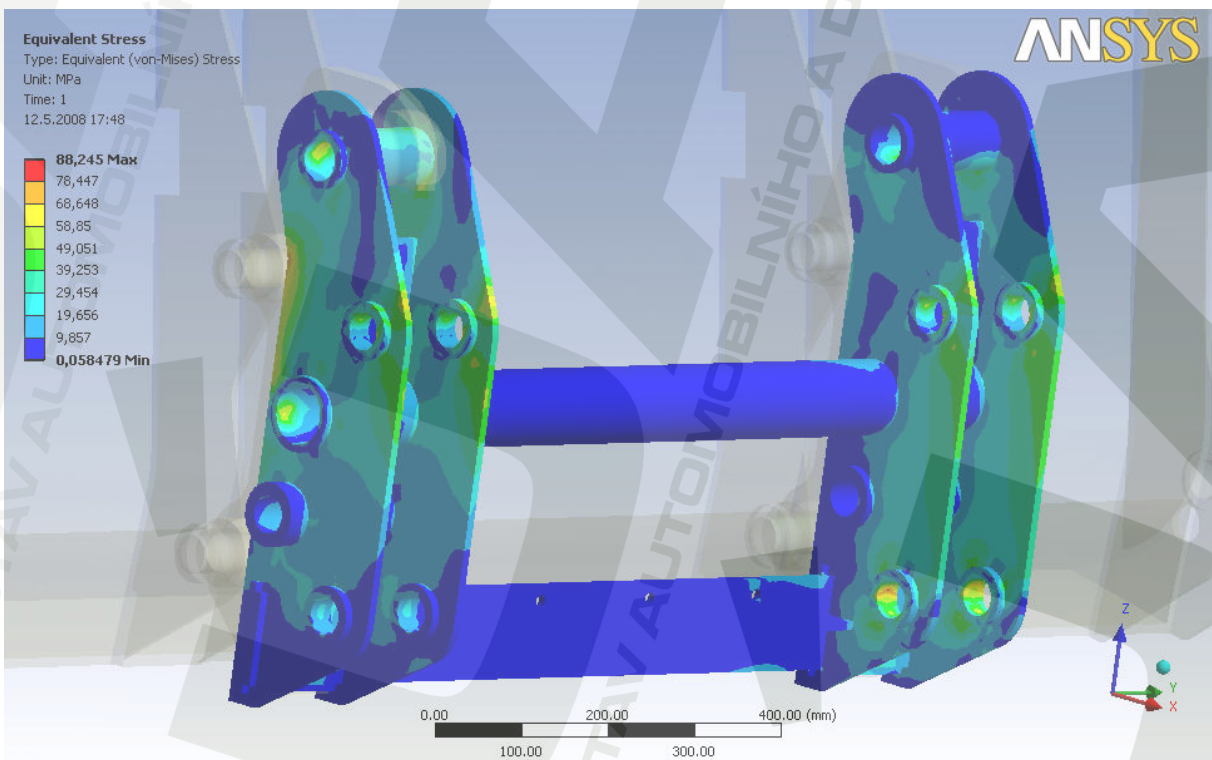


Obr.1.02 Ekvivalentní napětí dle teorie HMM pro mezi rám při symetrickém zatížení

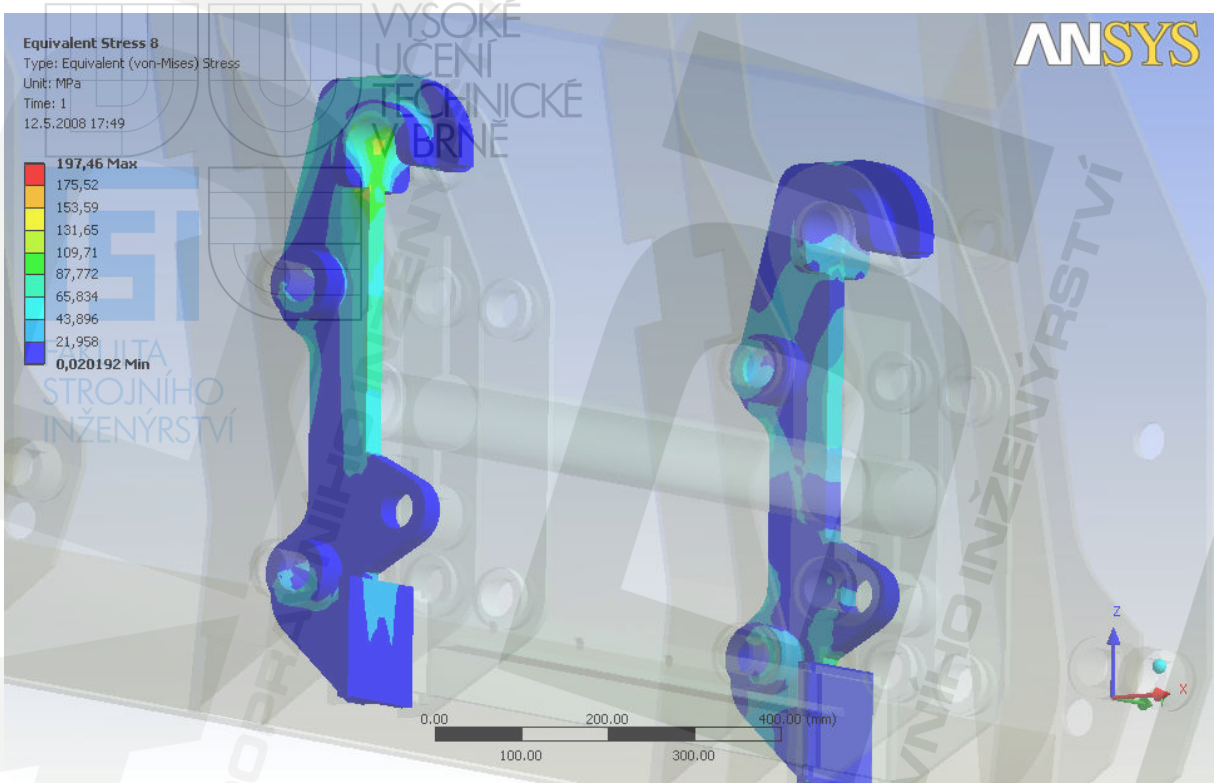


Obr.1.03 Celková deformace rychloupínače a mezirámu při zatížení maximální nosností v dolní poloze

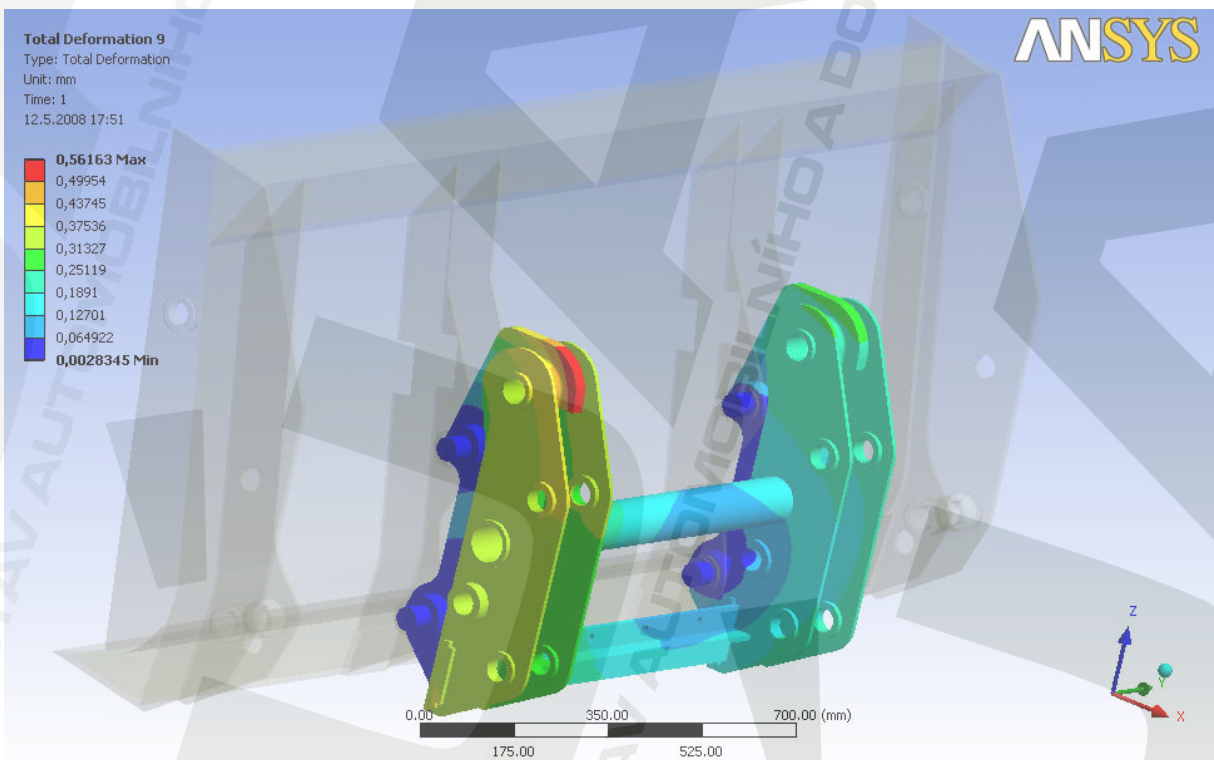
## Příloha 2



Obr.1.04 Maximální napětí dle teorie HMH rychloupínače při nesymetrickém zatížení trhací silou na vnějším břitu

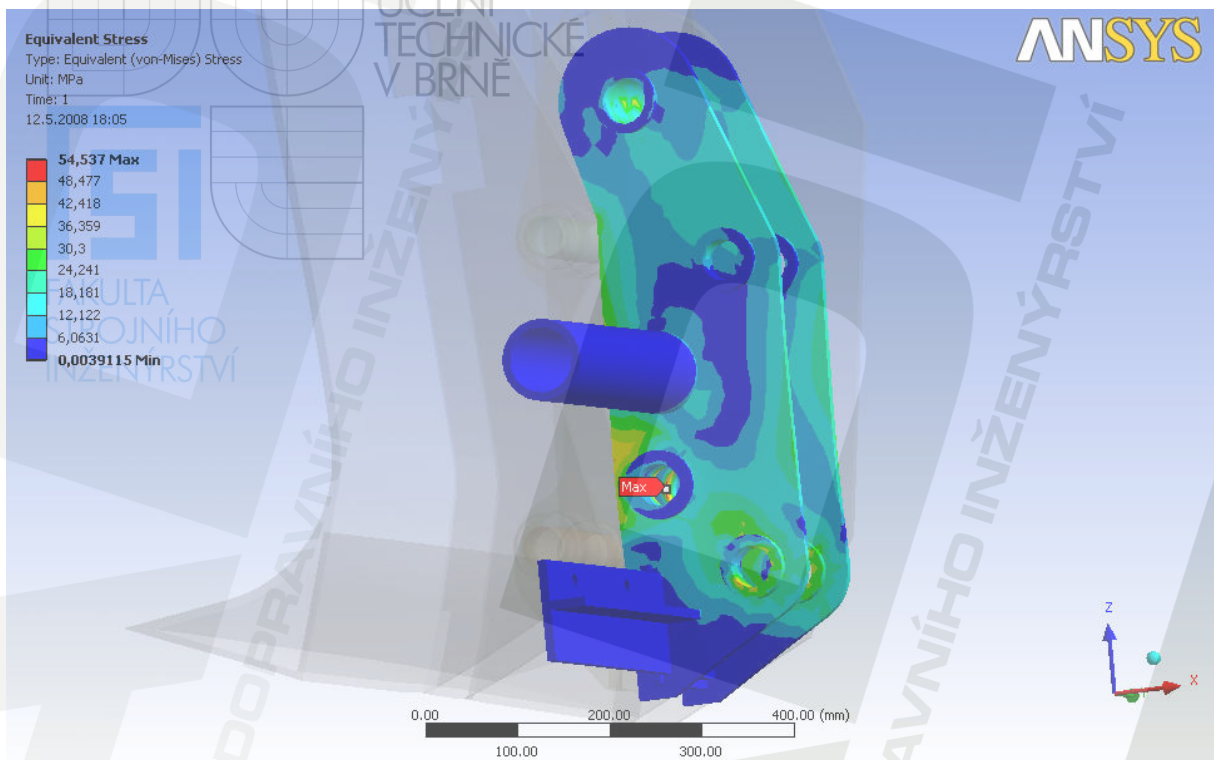


Obr.1.05 Maximální napětí dle teorie HMM mezirámu při nesymetrickém zatížení trhací silou na vnějším břitu

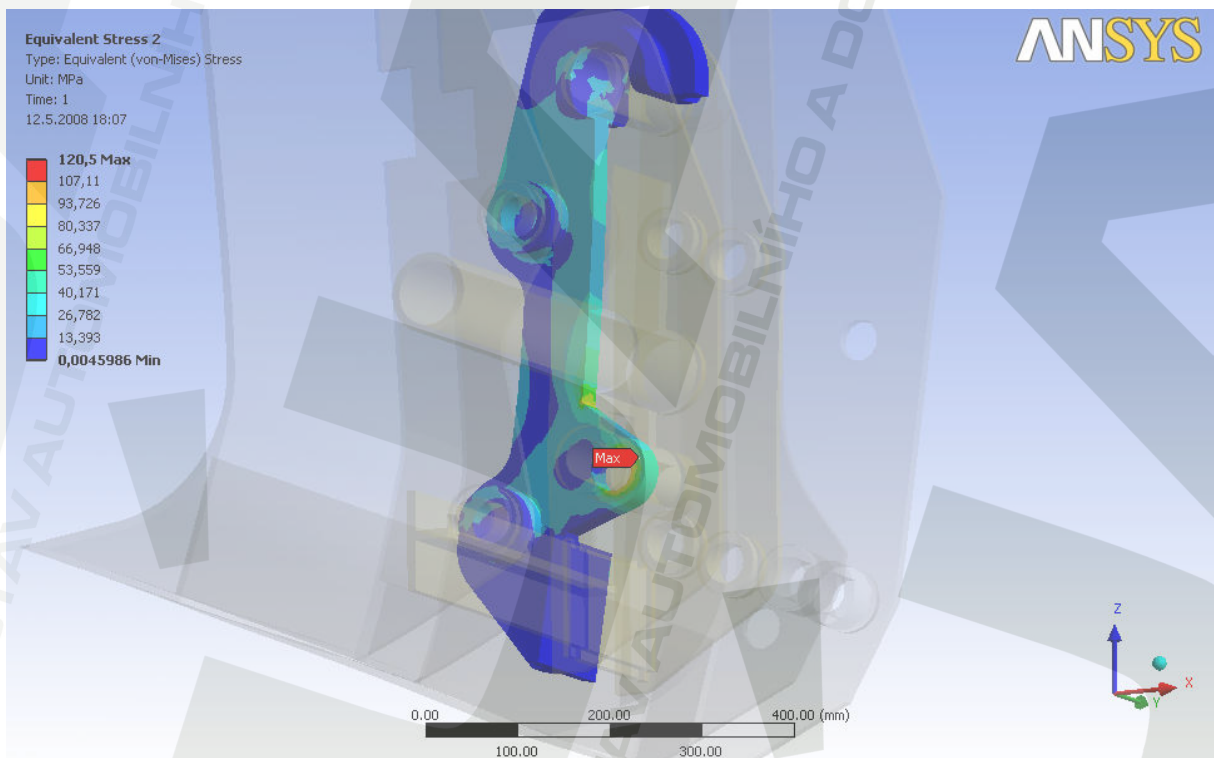


Obr.1.06 Celková deformace rychloupínače a mezirámu při nesymetrickém zatížení trhací silou na vnějším břitu

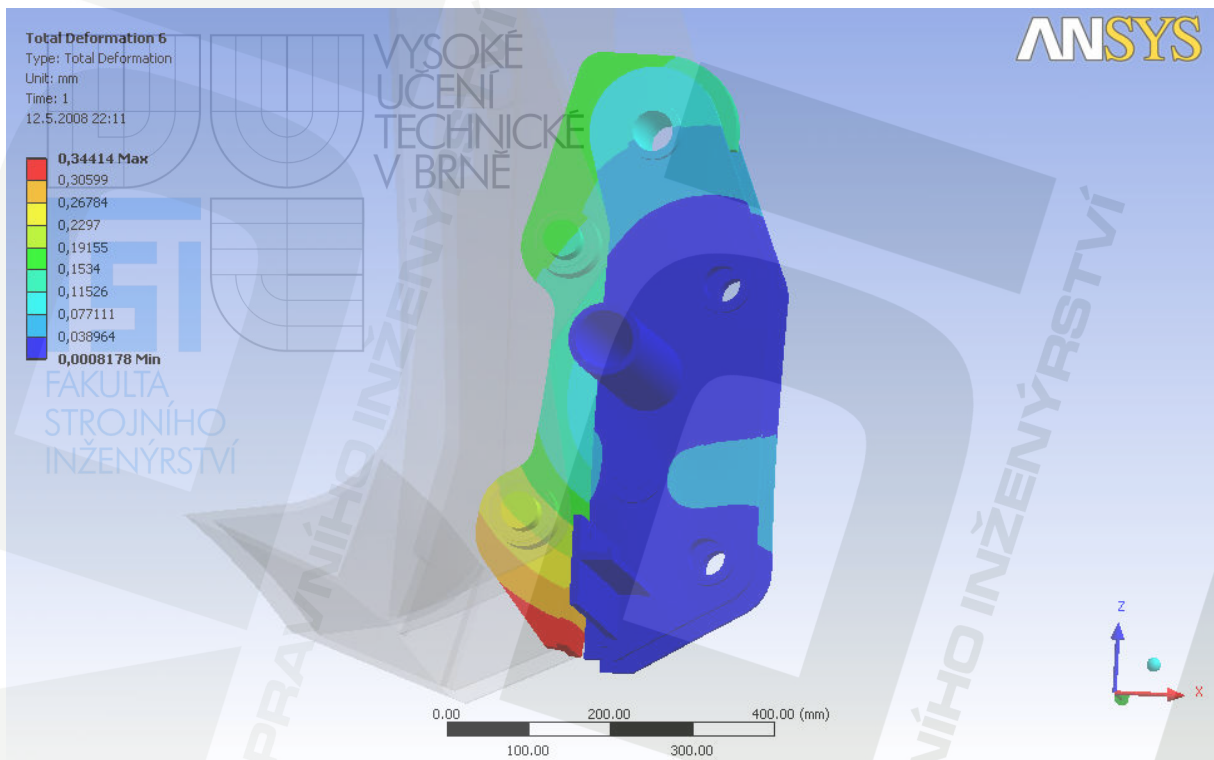
### Příloha 3



Obr.1.07 Maximální napětí dle teorie HMM rychloupínače při zatížení trakční silou na zadní hranu lopaty



Obr.1.08 Maximální napětí dle teorie HMM mezirámu při zatížení trakční silou na zadní hranu lopaty



Obr.1.09 Celková deformace rychloupínače a mezirámu při zatížení trakční silou na zadní hranu lopaty