



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**NÁVRH A PEVNOSTNÍ ANALÝZA HÁKOVÉHO NOSIČE  
KONTEJNEROVÝCH NÁSTAVEB MEGA HOOK 24**

THE CONCEPT OF THE HOOK TRAILER FOR THE CONTAINER BODIES OF THE HOOK MEGA 24

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. Martin Maloch**

**VEDOUČÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.**

**BRNO 2017**

## Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Bc. Martin Maloch</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	<b>Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### **Návrh a pevnostní analýza hákového nosiče kontejnerových nástaveb MEGA HOOK 24**

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Provedení návrhu traktorového nosiče hákových kontejnerů. Vytvoření koncepce nosiče jako modulárního systému pro použití vzduchově nebo mechanicky odpružené nápravy bez konstrukčních zásahů. Vzhledem k provozu stroje na pozemních komunikacích zohlednit zákonné požadavky stanovené pro tento typ stroje, zejména z hlediska použití bezpečnostních prvků a povolených rozměrů a hmotností.

Základní technické parametry:

Maximální technicky přípustná hmotnost 24000 kg.

Délka nosiče včetně oje přibližně 8200 mm.

Šířka nosiče maximálně 2550 mm.

Délka kontejneru přibližně 7000 mm.

Výška háku stavitelná pro rozměr 1425/1460/1570 mm.

Rozvor náprav minimálně 1525 mm.

Teleskopické a sklopné rameno háku.

Výškově stavitelná odpružená oj do spodního závěsu.

Dvojice vzduchově (mechanicky) odpružených náprav, zadní náprava řiditelná.

Vzduchové dvouhadicové brzdy.

#### **Cíle diplomové práce:**

Kritická rešerše obdobných konstrukčních řešení traktorových nosičů kontejnerů.

Popis a zhodnocení navržené konstrukce, včetně všech konstrukčních celků.

Provedení pevnostní analýzy navržené konstrukce pro pracovní zátěžné stavy.

Celkový výkres sestavy hákového nosiče kontejnerů.  
Podsestavné výkresy a výrobní výkresy dílů.

**Seznam literatury:**

SYROVÝ, Otakar. Doprava v zemědělství. 1. vyd. Praha: Profi Press, 2008. ISBN 9788086726304.

PTÁČEK, Petr a Aleš KAPLÁNEK. Přeprava nákladu v silniční nákladní dopravě. Brno: CERM, 2002. ISBN 8072042572.

VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 8023900242.

BAUER, František. Traktory a jejich využití. 2. vyd. Praha: Profi Press, 2013. ISBN 9788086726526.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 13. 10. 2016



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Cieľom tejto diplomovej práce je konštrukčný návrh traktorového nosiča hákových kontajnerov a následná pevnostná kontrola vybraných celkov pomocou Metódy Konečných Prvkov. Prvá časť práce je tvorená teoretickým úvodom do problematiky kontajnerových nosičov. Nasleduje technická časť, tvorená kritickou rešeršou zameranou na obdobné konštrukčné riešenia používané konkurenciou. Potom nasleduje vlastný návrh. Ten pozostáva z opakujúcich sa postupov: návrh, analytické overenie, pri zložitých problémoch simulácia pomocou vhodného softvéru, pevnostná kontrola. Posledná časť je venovaná výkresovej dokumentácii, zhotovené boli výkresy zostavy a podzostáv a niekoľkých komponent.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Hákový nosič, traktor, kontajner, návrh, MKP

## ABSTRACT

Aim of this master's thesis is a design of tractor hook loader and stress analysis of selected parts using the fine element analysis. The theoretical part of the thesis describes general characteristics of hook loaders and summarizes critical research aimed on similar designs used by competition. Practical part deals with own design which consists of repetitive steps: design, analytical check, software simulation- if necessary, stress analysis. The last part is dedicated to drawing documentation. Assembly drawing, sub-assembly drawings and few parts drawings were composed.

## KEYWORDS

Hook loader, tractor, container, design, FEA



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

MALOCH, M. *Návrh a pevnostní analýza hákového nosiče kontejnerových nástaveb MEGA HOOK 24*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 100 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D..



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2017

.....

Bc. Martin Maloch

## POĎAKOVANIE

Touto cestou by som chcel vyjadriť poďakovanie ľuďom ktorí stáli pri zrode tejto práce. Predovšetkým vedúcemu práce Ing. Jaroslavovi Kašpárkovi , Ph.D. za cenné rady a pripomienky. Ďalej ľuďom z jednotlivých spoločností, menovite Ing. Martinovi Molvovi a Ing. Davidovi Dorazilovi, ktorí mi poskytovali údaje a informácie. Rovnako by som chcel vyjadriť poďakovanie rodičom, ktorí mi umožnili štúdium. A v neposlednom rade priateľke a blízkym za podporu a pochopenie.

## OBSAH

Úvod .....	10
1 Nosiče kontajnerov .....	11
1.1 Problematika kontajnerov .....	11
1.1.1 Kontajnerizácia .....	11
1.2 Ramenové nosiče kontajnerov .....	13
1.3 Hákové nosiče (jednoramenné).....	16
1.3.1 Druhy kinematík hákových nosičov .....	18
1.3.2 Traktorové hákové nosiče.....	24
1.3.3 Stronga - HookLoada HL180T .....	25
1.3.4 Joskin - Cargo Lift CL6500D22 .....	26
1.3.5 Krampe - THL 21 L.....	27
1.3.6 Harsh - ItRunner 20.24 .....	29
1.3.7 WTC Písečná - Portýr 16.....	30
1.3.8 Pronar – T286 .....	31
1.3.9 FORS MW - BIGAB 20-24.....	33
1.4 Pneumatiky .....	34
1.5 Brzdová sústava .....	36
1.5.1 Prevádzkové brzdy .....	36
1.5.2 Parkovacia brzda.....	39
2 Vlastný návrh.....	40
2.1 MKP- metoda konečných prvkov .....	40
2.2 Sklopné hákové rameno .....	41
2.2.1 Geometria háku a vlastné uloženie.....	42
2.2.2 Návrh mechanizmu podporujúceho zmenu výškovej konfigurácie háku.....	50
2.2.3 Návrh uloženia SHR na vnútorné výsuvné rameno.....	52
2.2.4 Návrh sklopného PČHM .....	53
2.2.5 Pevnostné overenie návrhu .....	57
2.3 Vnútorné výsuvné rameno .....	58
2.3.1 Návrh teleskopického PČHM.....	60
2.3.2 Pevnostná kontrola SHR spolu s VVR.....	63
2.4 Vonkajšie obalové rameno.....	64
2.4.1 Návrh a kontrola hlavných PČHM .....	65
2.4.2 Pevnostná kontrola konzol uchytenia oka tela teleskopického PČHM.....	69
2.4.3 Návrh uloženia VOR do výklopného rámu .....	70
2.4.4 Návrh aretačného mechanizmu VOR a výklopného rámu .....	72

2.4.5	Pevnostné overenie navrhnutých prvkov pre nat'ahovací zát'ažový cyklus .....	74
2.5	Výklopný rám .....	75
2.5.1	zabezpečovací (zamykací) mechanizmus kontajnerového rámu.....	76
2.6	Výškovo staviteľná oj a komponenty v prednej časti nosiča.....	78
2.6.1	Návrh čerpadla a jeho pohonu .....	81
2.7	Odpruženie náprav .....	83
2.8	Zákonné požiadavky .....	85
2.8.1	Osvetlenie vozidla .....	85
2.8.2	Prvky povinnej výbavy.....	87
	Záver.....	89
	Seznam použitých zkratok a symbolů .....	95
	Seznam příloh.....	100

## ÚVOD

Preprava nákladu v kontajneroch začala už ku koncu 2. svetovej vojny, kedy ich použila americká armáda na prepravu zbraní a vojenského materiálu.

Dnes je kontajnerová doprava materiálu ľudskou potrebou, ktorá zabezpečuje fungovanie spoločnosti. Kontajnerová doprava a manipulácia s kontajnermi je každodenná nutnosť a samozrejmosť, dopravcovia sa snažia minimalizovať dobu prekládky nákladu, chrániť prepravovaný náklad pred jeho poškodením, stratou alebo odcudzením.

Hákový nosič vznikol ako univerzálny manipulátor, ktorý je schopný nahradiť niekoľko jednocelových vozidiel. Moderné hákové nosiče dokážu fungovať kombinovane na prekladiskách v lodnej aj železničnej preprave bez prídavných manipulátorov

To, čo funguje pre logistické operácie na prekladiskách tovaru v najväčších svetových prístavoch, funguje aj napr. pre potreby na malej poľnohospodárskej farme: Jeden traktor s hákovým nosičom dokáže prepravovať siláž, cisternu s vodou, kalovú cisternu, ďalšie vozidlo, ale aj ramenový nosič. Zoznam zariadení, ktoré sa dajú upraviť a použiť v kombinácii s hákovým nosičom, je takmer nekonečný. Pri dodržaní niekoľkých základných podmienok si farmár vystačí s jedným nosičom takmer na všetko.

A práve kompletný návrh tohto univerzálneho pomocníka – hákového nosiča - je v tejto práci.

# 1 NOSIČE KONTAJNEROV

Táto práca sa zaoberá návrhom traktorového hákového nosiča pre spoločnosť, ktorá sa zaoberá výrobou a predajom poľnohospodárskych strojov. Z ďalej uvedených údajov vyplýva, že nemusí ísť iba o kontajnery. Pri dodržaní určitých zásad môže byť tento nosič použitý aj na nakladanie iných predmetov. Samotné zásady budú popísane v samostatnej podkapitole.

## 1.1 PROBLEMATIKA KONTAJNEROV

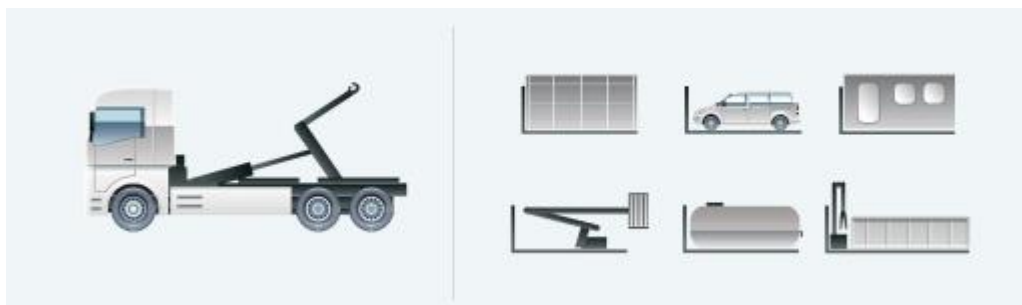
Existuje veľa druhov delenia, podľa ktorých sa dajú rozdeliť kontajnery na niekoľko rôznych kategórií. Je všeobecný záujem, aby boli kontajnery čo najviac zameniteľné, teda kontajner dopravený vozidlom po cestnej komunikácii sa s čo najmenším časovým zdržaním preloží na napr. železničný vagón a pokračuje ďalej do miesta určenia. Z vyššie spomenutých dôvodov sa teda budem zaoberať predovšetkým pozemnými kontajnermi. Ich výroba sa riadi predovšetkým nemeckou normou DIN 30 722, zaužívanou v celou Európou. Táto norma stanovuje rozdelenie vonkajších kontajnerových rámov podľa výšky podacieho háku, jeho priemeru a rozpätia pozdĺžnikov. DIN 30 722.1 hovorí, že výška podacieho háku je 1 570 mm, priemer 50 mm a vnútorná rozteč pozdĺžnikov (často označovaných ako lyžiny) je 1 060 mm. Dĺžka a šírka vlastného kontajneru nie je limitovaná normou, každý výrobca je limitovaný legislatívou platnou v danom štáte - tá jasne stanovuje najväčší povolený prípustný šírkový rozmer tak, aby vozidlo bolo pripustené do premávky po cestných komunikáciách. Podľa vyhlášky č. 341/2014 Sb. §39 - „Největší povolené rozměry vozidel a jízdních souprav“ je maximálna šírka vozidiel a jazdných súprav, vrátane nákladu, pre kategórie M, N, O, R, T a C 2 550 mm. V tejto vyhláške sa nachádza aj maximálna povolená dĺžka, no tá je zväčša limitovaná konkrétnym použitím. Väčšina výrobcov ponúka hákové nosiče v maximálnej celkovej dĺžke cca 7 400 mm.

Pri nosičoch kontajnerov je nutne spomenúť aj reťazové (často označované ako dvoj-ramenové alebo Muldy) nosiče, ktorých kontajnery sú vyrábané podľa DIN 30 720. Výhody, nevýhody a použitie spomeniem v samostatných kapitolách. [1]

### 1.1.1 KONTAJNERIZÁCIA

Nárast použitia kontajnerov vyplýva z ekonomického hľadiska samotnej dopravy. Najrozšírenejším typom kombinovanej dopravy je kontajnerová preprava, ktorá umožňuje prepravu tovaru bezpečne uzavretého v kontajneri na námornej alebo riečnej lodi, železničnom vagóne alebo kamióne od dodávateľa až k odberateľovi. Snaha redukovať náklady mala za následok optimalizáciu vozových parkov, za účelom obsluhy niekoľkých distribučných stanovišť jedným vozidlom. Kontajnery sa začali uplatňovať aj pri odvoze komunálneho odpadu, na šrotoviskách, v lesnom a iných špecializovaných odvetviach priemyslu. Práve posledné menované zažili za posledné desaťročie nevídaný rozmach. Ako príklad uvediem ploštinové Abroll kontajnery, (označenie kontajnerov Abroll vychádza z nemčiny, v preklade odvalovať, a je to označenie pre kontajnery na hákové nosiče) vid' Obr. 1. V podstate ide o náhradu niekoľkých vozidiel s pevnými nadstavbami jediným s hákovým nosičom. Každý výrobca disponuje vlastným počtom delení kontajnerov, vo svojej podstate kontajnery obsluhujúce prvé tri odvetvia sú vždy vaňové kontajnery, otvorené, uzavreté, s rôznymi otvárajúcimi sa časťami a pod. Väčšinu špecializovaného odvetvia tvoria kontajnery

pozostávajúceho zo základného rámu (Obr. 2) a jeho ďalšej nadstavby, vhodným príkladom takejto nadstavby je Obr. 3- domiešavač. [2]



*Obr. 1: Všestranné využitie Abroll plošinového kontajnera [3]*



*Obr. 2: Základný rám typu Abroll - rozmery dané normou [4]*

Plošinový Abroll kontajner, často označovaný ako kontajner valníkového typu, umožňuje prepravu akéhokoľvek pevného kusového materiálu, ktorý sa dá bezpečne ukotviť na kontajner. Preto sú na plochom dne kotviace oká. Na základnom ráme je možné upevniť domiešavače alebo širokú škálu strojov a zariadení. Ideálne je to napríklad pre správu ciest a komunikácií, kde v zime hákový nosič používa nadstavbu s posypovým zariadením, v lete cisternu.



*Obr. 3: Použitie základného Abroll rámu s domiešavačom [5]*





Obr. 4: Lisovací Abroll kontajner [6]

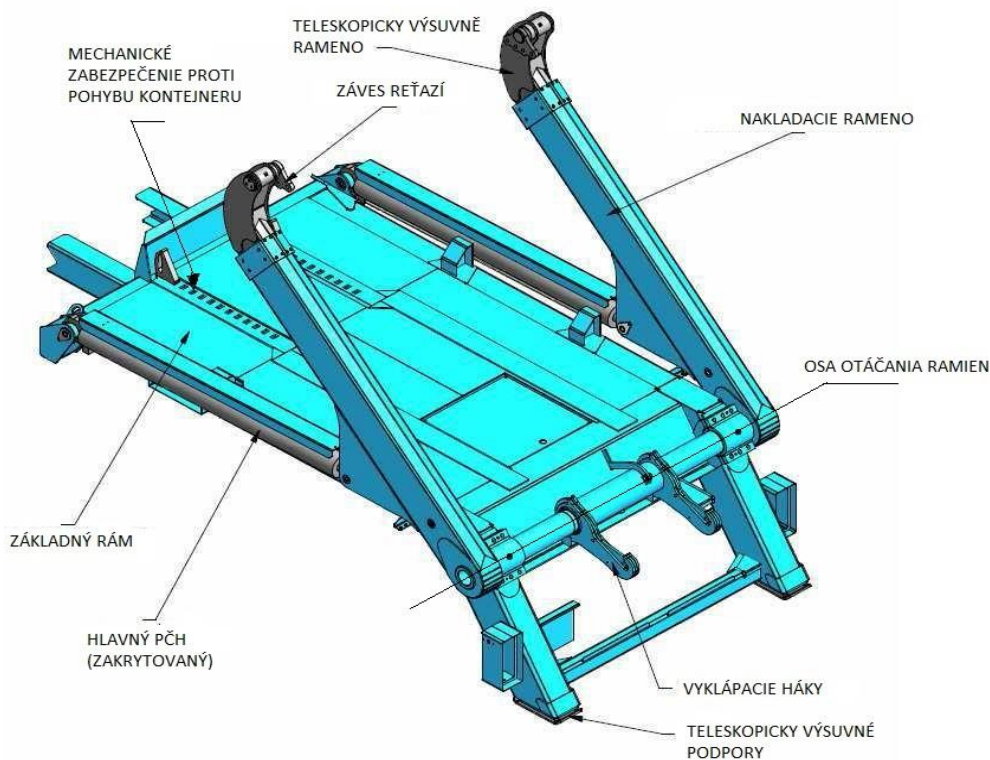
Lisovacie kontajnery na papier (Obr.4) s obľubou používajú obchodné reťazce, samozrejmosťou už býva aj výklopné zariadenie, ktoré vyklopí pripravený menší kontajner do lisovacieho.

## 1.2 RAMENOVÉ NOSIČE KONTAJNEROV

Tieto sú často označované ako dvoj-ramenové nosiče, sú služobne najstaršie, aj v súčasnosti sa môže stať, že pri objednaní kontajnera na stavebný odpad privezie vaňový kontajner stará Tatra alebo Liaz-ka.. Vo všeobecnosti ide o nadstavby nákladných automobilov, alebo ich prívesov, prípadne prívesov za ťahač, napríklad traktor. Hlavné časti sú pomenované na Obr. 5, tento typ konštrukcie je zachovaný pre všetky nakladacie kapacity, maximálna je pre štvor-osé vozidlá - 30 ton. Konštrukcia sa mierne odlišuje pri moderných dvojitých nosičoch, na Obr. 9.

Ramenové nosiče sa používajú v prípade, že je potrebné zachovať vodorovnú polohu kontajnera pri nakladacom cykle, to je docielené konštrukciou dvojice ramien po bokoch nadstavby, na ktorých na reťazovom závесе visí kontajner. V určitom momente nakladacieho cyklu (Obr. 7) celá váha kontajnera visí nad úrovňou zeme, mimo pôdorys vozidla. Výsledný moment pôsobí proti stabilizačnému, od hmotnosti vozidla, môže tak nastať strata stability vozidla cez klopnú hranu v ose poslednej zadnej nápravy alebo deštrukcia nadmerne zaťaženej pneumatiky zadnej nápravy. Ako prevencia voči tomuto javu je nutné pri nakladacom cykle s plným kontajnerom použiť stabilizačné podpory. Rovnako je odporúčané výrobcami používať stabilizačné podpory pri výsypanom cykle.

Výsypaný cyklus (Obr.8) nastáva v prípade zaistenia spojenia zadnej hrany kontajnera so samotným nosičom, toto spojenie sa zaisťuje vyklápacími hákmi- majú totožnú osu otáčania s ramenami. Pri využití plného zdvihu hydraulických motorov nastane vysypanie kontajnera.[11]



Obr. 5: Konštrukcia ramenového nosiča kontajnerov [7]

Bezpečnostné prvky pozostávajú z dvojice predných predstaviteľných dorazov a môžu sa použiť aj vyklápacie háky, v závislosti na veľkosti dna kontajneru. Moderné nosiče sú vybavené automatickým systémom ktorý prekryje náklad v kontajneri stlačením tlačidla. Napr. systém SkipTop™ (Obr. 6) od spoločnosti HIAB, jednoduchá prídavná ľahká konštrukcia s dvomi dvojicami menších hydraulických motorov značne zvyšuje bezpečnosť operátora a šetrí čas. [12]



Obr. 6: SkipTop™ od spoločnosti HIAB [12]



*Obr. 7: Vykladací/nakladací cyklus ramenového nosiča [8]*



*Obr. 8: Výsypný cyklus ramenového nosiča [9]*

Na rozdiel od Abroll kontajnerov sú rozmery Mulden kontajnerov limitované veľkosťou ramenového nosiča, šírka je limitovaná vzdialenosťou ramien a dĺžka dna dĺžkou podlahy- pre výsypný cyklus je mandátne, aby sa háky tvarovo spojili s kontajnerom. Dnes už takmer všetky novo vyrobené ramenové nosiče môžu disponovať teleskopickými ramenami, tie neslúžia na manipuláciu s plným kontajnerom, ale na dodatočné polohovanie na nadstavbe, resp. uľahčujú stohovanie kontajnerov na ich skladisku.

Ramenové nosiče sa používajú aj s prívesmi o kapacite jedného až dvoch ďalších kontajnerov, pre ešte výhodnejšiu prevádzku. Celkovo je teda možné prepraviť 4 kontajner s jednou vozidlovou súpravou. Medzi popredných výrobcov ramenových nosičov sa radia spoločnosti ako: HYVA®, HIAB, marrel a niekoľko tuzemských výrobcov- FORMAL a TECHNOCAR .





Obr. 9: Moderný dvojitý ramenový nosič [10]

### 1.3 HÁKOVÉ NOSIČE (JEDNORAMENNÉ)

Pretože ide o nosnú tému tejto práce, popis bude rozsiahlejší ako v kapitole 1. 2, po všeobecnom popise a názvosloví budú jednotlivé celky rozčlenené na podkapitoly a v nich bude venovaná pozornosť jednotlivým riešeniam rôznych konkurenčných firiem .

Vo všeobecnosti , môžu byť nosiče automobilového alebo traktorového typu. Hákového nosiče automobilového typu sú konštrukčne dokonalejšie pretože ako som už spomenul, je snaha o zdokonaľovanie techník prepravy. Ide o prepravný systém ACTS, opäť z nemčiny- Abroll-Container-Transport-System, kombinovaná preprava cesta – železnica (Obr. 10). Tým pádom vývoj súvisle napreduje a vznikajú rôzne špeciálne typy. Priekopníkom a popredným výrobcom v danej problematike je spoločnosť Palfinger, nedávno predstavila hákový nosič ISOTIP, ktorý za pomoci rôznych pridaných prvkov je schopný manipulovať s lodným kontajnerom o výške 20 stôp ( 6 100 mm ) , označuje sa aj TEU (z anglického twenty-foot equivalent unit) a často sa týmto označením popisuje kapacita prepravných lodí. Ako vyplýva z Obr. 11, k štandardnému hákovému nosiču je pridaný predný rám, ktorý zaisťuje spojenie s kontajnerom a k vodiacim rolniam sú pridané valčekové vodiace prvky pre širší kontajner. Všetky tieto časti sú na skrutkách, kedykoľvek je umožnená demontáž. Bežný hákový nosič je plne funkčný, maximálna dĺžka kontajneru je mierne limitovaná. Po niekoľkých úkonoch, ktoré musí strojník manuálne vykonať, je systém pripravený na nakladací cyklus ISO kontajneru. Jedno vozidlo je teda schopné obsluhovať všetky typy kontajnerov ktoré sú používané vo väčšine logistických operácií. [13]



*Obr. 10: ACTS v praxi [13]*

ACTS systém predstavuje dokonalú súhru, na železničnom vagóne sa nachádza pod každým kontajnerom otočný mechanizmus ktorý umožňuje dosiahnutie rôznobežnosti stredových pozdĺžnych rovín vagónu a kontajnera. Od toho momentu preberá iniciatívu hákový nosič a bezpečne odoberá kontajner s vagóna. Ideálne použitie je napr. pri preprave substrátov a rôznych sypkých zmesí, tie je možné s hákovým nosičom priamo vyprázdniť a kontajner vrátiť na pôvodné miesto na vagón a následne do prepravnej polohy po železnici.



*Obr. 11: Palfinger ISOTIP [14]*



Základná schéma činnosti hákového nosiča je vždy rovnaká, závisí na množstve pohyblivých prvkov. Tie budú popísané a rozdelené v ďalšej podkapitole.

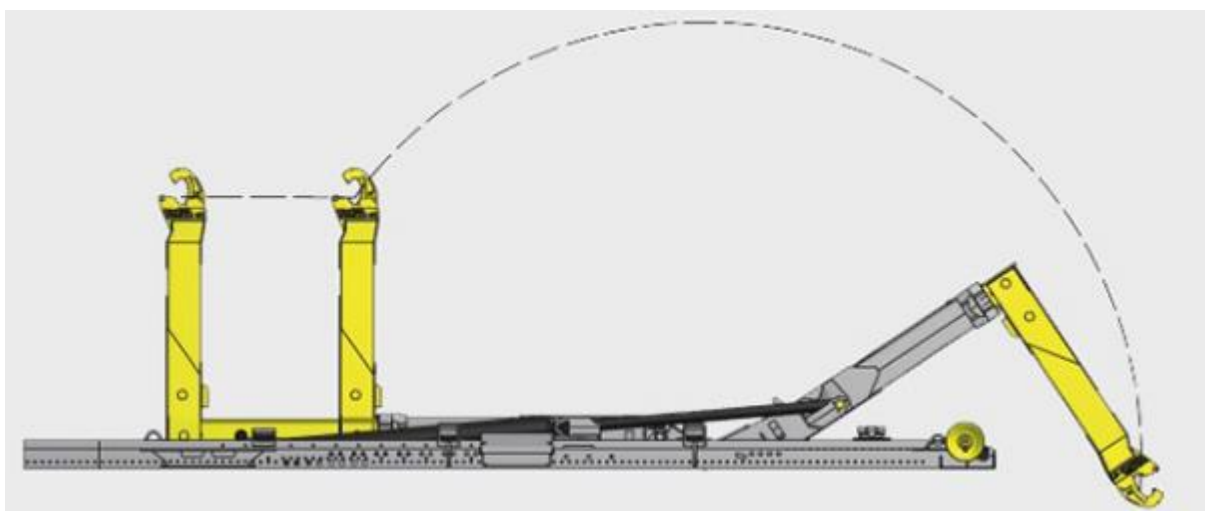


Obr. 12: Základná schéma natáhovacieho procesu [15]

Postupnosť schémy na Obr. 12 je zľava doprava, členenie po riadkoch. Prvotne strojník uvedie teleskop do čo najkratšej polohy, aby predišiel nadmernému zaťaženiu, začína ku kontajneru tak aby zachytil podací hák. Následne aktivuje reverzný pohyb hlavných hydraulických valcov. Po plnom natiiahnutí aktivuje teleskopické rameno a priblíži kontajner ku kabíne tak, aby kontajner nepresahoval vozidlo viac ako povoľuje norma.

### 1.3.1 DRUHY KINEMATÍK HÁKOVÝCH NOSIČOV

Postupné zdokonaľovanie a zavádzanie nových požiadaviek má za následok vyšší počet pohyblivých členov celkového mechanizmu. Konštrukčne najjednoduchšie hákové nosiče, pre najmenšie nosnosti, disponujú minimálne pohyblivým ramenom s hákom v dvoch variantoch – teleskopicky (Obr. 13) alebo sklopne. Teleskopické rameno v zásade zväčšuje dĺžkový rozsah kontajnerov, ktoré je schopný nosič prepraviť a zlepšuje (zmenšuje) silové nároky na hlavné hydraulické valce pri natáhovacom cykle.



Obr. 13: Teleskopicky výsuvné rameno háku, schéma [16]

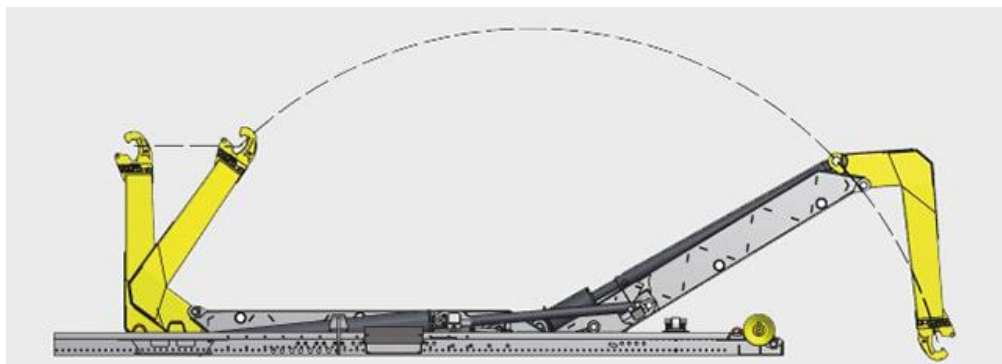
Konštrukčne sa takejto kinematiky dosahuje použitým dvojčinného hydraulického valca umiestneného na príklad vo vonkajšom štvorcovom Jäcklovom profile (Obr. 14 vľavo). Do vonkajšieho profilu sa zasúva vnútorný štvorcový Jäcklov profil. Na konci vnútorného profilu sa nachádza čapový spoj s okom piestnej tyče, oko piestneho valca je rovnako čapovým spojom uchytené k vonkajšiemu profilu. Medzi profilmi sa nachádza klzná vložka, vývoj klzných plastov je na vysokej úrovni, sú teda ideálne na použitie. Koniec vonkajšieho profilu je vystužený. Výhoda je že hydraulický valec pracuje v uzavretom priestore, teda v relatívne čistom prostredí. Nevýhodou je servisný prístup.

Druhým variantom je sklopné rameno háku, (Obr. 14 vpravo) veľmi jednoduché riešenie ktoré zabezpečuje malý nakladací uhol. Nevýhoda tohto riešenia je umiestnenie hydraulického valca, je vystavený všetkým vonkajším vplyvom. Riešenie umožňuje taktiež prepravovať viac dĺžok kontajnerov (rozpätie dĺžok je menšie ako pri teleskopicky výsuvnom ramene), taktiež mierne znižuje nároky na hlavné hydraulické valce.



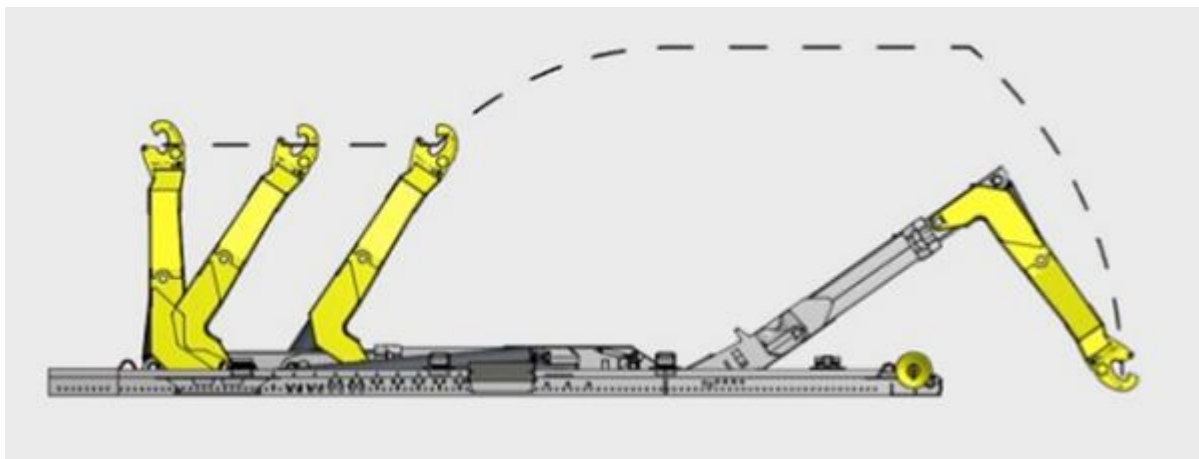
Obr. 14: Teleskopické rameno a jednoduché sklopné hákové rameno [17] [18]

Revolučne poňal myšlienku sklopného ramena Palfinger a priniesol vlastný systém, zlepšil prostredie v ktorom pracuje hydraulický valec jeho zakrytovaním a vlastným umiestnením (Obr 15). Taktiež je možné očakávať lepšie rozloženie výsledných silových účinkov v kritických miestach, pri nakladacom cykle.



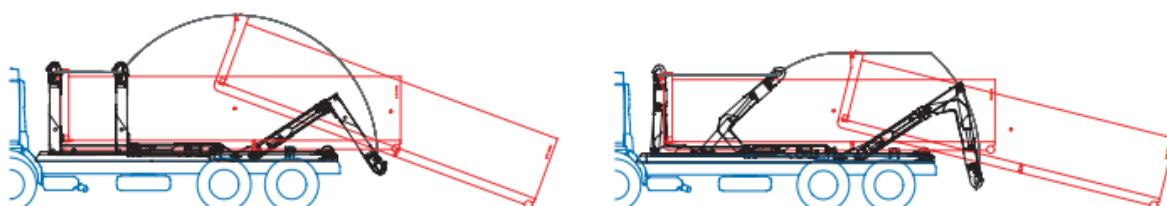
Obr. 15: Jedinečný systém sklopného ramena, Palfinger [19]

Ďalším variantom je kombinácia dvoch vyššie spomenutých variantov- Obr.16. Kombinuje ich výhody, no konštrukcia je už značne zložitejšia. Tá umožňuje väčší dosah pod úroveň rámu a priaznivejší priebeh pohybu podacieho háku. V porovnaní s Obr. 15 je jasne vidno že podací hák nedosahuje takej vzdialenosti od rámu, teda kontajnerový rám je nakladaný pod menším uhlom. Pri určitých použitíach je to priaznivý faktor. Dĺžkové rozpätie použiteľných kontajnerových rámov môže byť pre tento typ kinematiky až 2 500 mm. Nákupná cena je samozrejme vyššia z dôvodu použitia viacerých hydraulických prvkov.



Obr. 16: Teleskopické a sklopné rameno háku, Palfinger [20]

Najlepšie viditeľný rozdiel medzi len teleskopickým a teleskopicko-sklopným ramenom je viditeľný na Obr. 17. Teleskopicko-sklopná kinematika je teda ideálna pri znížených priestoroch, v rôznych halách a podobne. Tento typ kinematiky je rozšírený a obľúbený aj pri traktorových nosičoch. Na tomto vývojom stupni sa zastavili traktorové nosiče a ďalej sa už nezdokonaľovali, no niektorí výrobcovia -Palfinger, marrel ešte zdokonaľovali ďalej



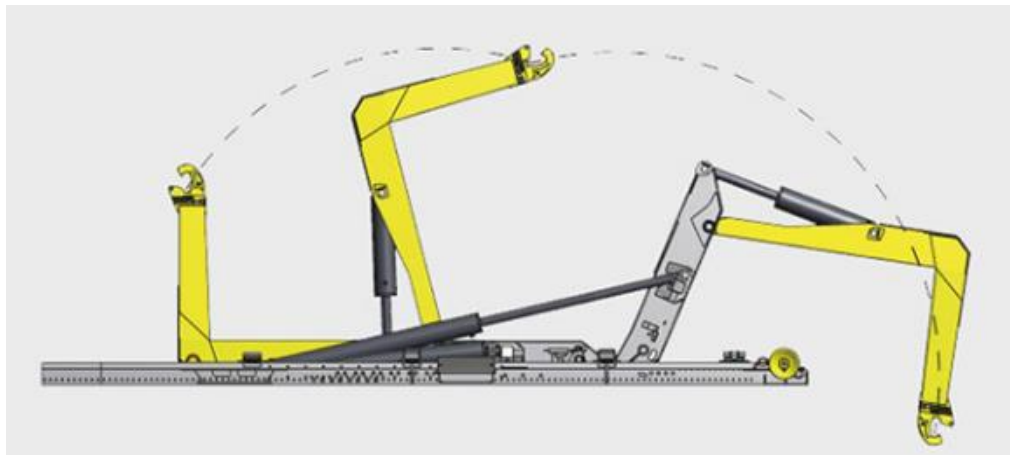
Obr. 17: Porovnanie typov kinematík hákových ramien [21]

Vychádzam z predpokladu že teleskopické a sklopné rameno je pre poľnohospodárske potreby dostačujúce, rentabilita ďalšieho vývoja je nízka.

Vyššie menované spoločnosti vyhotovili sklopné celé rameno (Obr.18). Zásadná nevýhoda je v malých výsypaných uhloch ktoré nedosahujú ani  $50^\circ$ , pre poľnohospodárske použitie je to málo nakoľko by nedošlo k dostačujúcemu vyprázdneniu kontajnera pri preprave lepkavých hmôt ako hnoj, alebo usadnutej zemi, či iných kohéznych materiálov. Zásadná výhoda pre bežné použitie, zbytočnosť pre poľnohospodárske použitie, spočíva v schopnosti dosiahnuť relatívne hlboko pod úroveň rámu. Táto výhoda je primárne uplatňovaná v odpadovom hospodárstve moderných miest- veľkoobjemové kontajnery sú uložené pod úroveň zeme,



prekryté a vyčnieva len na pohľad malá smetná nádoba. Práve pri vyberaní spomenutých kontajnerov nie je potrebný ďalší mechanizmus, ktorý zdvihne podací hák do vhodnej výšky, nosič s kinematikou POWER si vystačí sám. Na Obr. 19 sa nachádza obdobná kinematika od výrobcu marrel.



Obr. 18: Sklopné celé hákové rameno, Palfinger POWER [22]



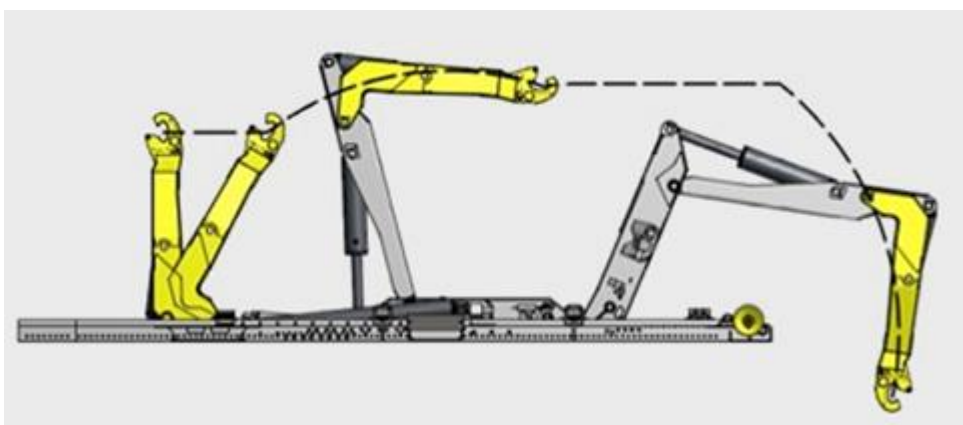
Obr. 19: Sklopné celé hákové rameno, marrel [23]

Ďalšia kinematika je od marrel, zásadnú odlišnosť tvorí výsypaný uhol, kinematikou na Obr. 20 dosahuje od  $56^\circ$  do  $59^\circ$ , v závislosti na dĺžke celého nosiča. Kinematika v podávaných výkonoch porovnateľná s Palfingrom s kombinovanou kinematikou- teleskopické a sklopné rameno, rozdielne je rozpätie povolených dĺžok. Pri vrcholných produktoch rovnakej kategórie má Palfinger dĺžku 6325 mm a rozpätie 4 250 – 7 380 mm, (3 130 mm), vlastnú váhu 2 585 kg a výsypaný uhol  $46^\circ$ . Naproti tomu marrel je dlhý 6 000 mm, rozpätie 4 700- 7 200 (2 500 mm) vlastnú váhu 2 350 kg a výsypaný uhol  $58^\circ$  (!), pri pracovnom tlaku v hydraulike 33 MPa. Palfinger pracovný tlak neuvádza ale predpokladám že hodnota bude rovnaká. Stanoviť lepšiu kinematiku sa teda nedá, podľa použitia a toho čo je potrebné, či pracovať s kratšími kontajnermi alebo vysypať súdržnejšie hmoty. [21] [24]

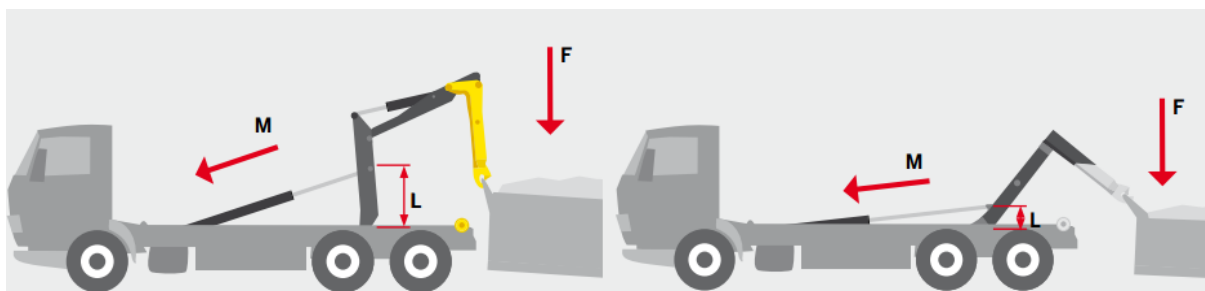


Obr. 20: marrel Ampliroll® AL20 [24]

Vrcholová rada Palfingeru je označovaná ako POWER A (Obr. 21), je to rada Power so sklopným koncom ramena. Nakladacia krivka je takmer plochá, kinematika teda umožňuje manipulovať rôzne druhy nákladov ktoré doteraz nebolo možné manipulovať pretože hrozilo prevrátenie nakladaného predmetu/predmetov v kontajneri. Nakladací uhol je minimalizovaný, v kombinácii s hlbokým dosahom (až 900 mm pod úroveň vlastného rámu-Obr. 23) ide o jedinečný manipulátor v stiesnených podmienkach. Táto kinematika umožnila optimálne umiestnenie hlavných hydraulických valcov čo má za následok enormný nárast nakladacej sily, v porovnaní s len teleskopickou kinematikou až o 60%. Obr. 22 vyobrazuje práve toto porovnanie. Počiatočná investícia bude signifikantne vyššia v prípade POWER A kinematiky kvôli zložitosti samotného ramena a pridaniu niekoľkých hydraulických členov. [25]



Obr. 21: Palfinger POWER A [25]



Obr. 22: Porovnanie možnosti uchytenia hlavných hydraulických valcov [26]



Obr. 23: Impozantný hĺbkový dosah POWER A kinematiky [25]

Z informačných dôvodov uvediem ešte jednu zaujímavú kinematiku, ide o hákový nosič vyvinutý spoločnosťou Tatra, označovaný ako strmeňový alebo so spodným hákom/závesom. Keďže sa stále vyskytujú staré Tatra kontajnerov v hojnom počte, dve spoločnosti naďalej vyrábajú nosiče týchto špeciálnych kontajnerov. Obdobne ako u predchádzajúcich riešení aj v tomto prípade tvorí základnú časť sklopný rám v ktorom je umiestnené naťahovacie zariadenie tvorené odpruženým strmeňom, ktorý koná vratný pohyb. Ten zabezpečuje dvojčinný hydraulický valec (Obr. 25).



Obr. 24: WTC , Portýr 14 T [27]



Kontajner so spodným závesom je špeciálny v tom, že v pozdĺžnej ose pod podlahou je vybavený pravidelne rozmiestnenými závesmi do ktorých zapadá postupne strmeň. Naťahovanie tak prebieha v cykloch. Samotné výklopné hydraulické valce sú veľmi dobre umiestnené (Obr. 24), zvierajú ideálny dostatočne veľký uhol s rovinou rámu. Pri naťahovacom cykle sa rám opiera o oceľové valčeky na jeho konci, predchádza sa tak zbytočnému preťažovaniu pneumatík. Kvôli spomenutým cyklom je celý proces výrazne pomalší ako pri moderných hákových nosičoch. [27]



Obr. 25: Nový strmeňový hákový nosič na podvozku Tatra Phoenix od spoločnosti Silscrap Tábor [28]

### 1.3.2 TRAKTOROVÉ HÁKOVÉ NOSIČE

Táto podkapitola je venovaná priamo traktorovým hákovým nosičom a ich problematike. Hákové nosiče traktorového typu, ďalej len HNTT, sa v základe delia podľa maximálnej celkovej hmotnosti, tú stanovuje legislatíva na jednu nápravu. Podľa už vyššie spomenutej vyhlášky 341/2014 Sb [1] výrobcovia delia nosiče na tri základné skupiny. Do maximálnej technicky prípustnej hmotnosti 9 ton, 20 ton a 30 ton - teda počet náprav 1, 2, 3. Hodnota maximálnej prípustnej hmotnosti sa zvyšuje podľa druhu závesu ťahača (traktora), rôzne závesy dovoľia prenášať na ťahač rôzne zaťaženia. HNTT, ktorý navrhujem v tejto práci, patrí do kategórie s dvomi nápravami.

Samotné HNTT sa môžu líšiť vyššie spomenutou kinematikou, spôsobom uchytenia za traktorom, spôsobom získavania výkonu do hydraulických prvkov, použitím odpruženia náprav, prípadným riadením náprav, odpružením oje, spôsobom spojenia výklopného rámu s hákovým ramenom pri výsypnom cykle. Odlišnosti môže byť viacero, no menované sú tie najpodstatnejšie. Väčšina odlišností závisí predovšetkým od počiatkovej investície do HNTT. Medzi špičky vo výrobe patria Joskin, Stronga, Krampe, WTC-Písečná, BIGAB, Pronar, Harsh a v neposlednom rade ZDT Nové Veselí.

### 1.3.3 STRONGA - HOOKLOADA HL180T

Tento HNTT predstavuje vrcholnú položku na zozname výrobcu Stronga pokiaľ ide o nosiče s dvomi nápravami.



Obr. 26: Stronga HookLoada HL180T [29]

Váha rámu je 5 000 kg, maximálne užitočné zaťaženie 18 ton, , maximálny výklopný uhol 52°, dĺžkové rozpätie kontajnerov je 4 900 – 6 000 mm (1 100 mm), hydraulické prvky majú k dispozícii 200 barov tlaku a celková dĺžka je 7 800 mm. Tento model pracuje s kinematikou teleskopického ramena (Obr. 26), samotný hák je osadený dvomi čapmi, je teda ľahko vymeniteľný. Možnosť výškového nastavenia absentuje. Riaditeľná zadná náprava je v príplatkovej verzii, hydraulický výkon generuje čerpadlo poháňané výstupným hriadeľom z traktora tzv. PTO (Power take-off) .

Prívies disponuje hydraulickým stabilizátorom-Obr. 27, vynikajúca pomôcka pri naťahovaní/skladaní ťažkých kontajnerov, posledná náprava sa prepojí s rámom v jeden stabilný celok, zabráni sa tak zbytočnému pridvihávaniu traktora. Ďalším hydraulickým prvkom je zamykanie kontajneru v zadnej časti príviesu, ide o jednoduchý systém ovládaný dvojčinným hydraulickým valcom. Uzamykacie háky pôsobia z vonkajšej strany pozdĺžnikov, pričom podľa Obr. 26 predpokladám že systém je závislý a k uchyteniu druhého háku dochádza až po uchytení prvého háku. Poľnohospodári často pokladajú kontajnery na rôzne nespevnené a znečistené plochy, tento systém nemá žiadnu ochranu proti znečistenému I profilu ktorý tvorí podlžník kontajnera. Môže nastať aj situácia kedy znečistená spodná plocha I profilu dosadne na podstielky na začiatku príviesu a nadvihne kontajner o hrúbku vrstvy nečistôt, pri snahe o zamknutie polohy kontajneru môže hák naraziť o hranu I profilu kontajnera, pričom na ňom závislý druhý hák bude chybné zbytočne ťahaný a bude namáhať či už vlastnú konštrukciu, alebo profil nosného rámu kontajneru.

Ďalej má zákazník k dispozícii manuálne mechanicky ovládanú opernú nohu (príplatková verzia je hydraulicky ovládaná), ktorá po ukončení práce s príviesom zaisťuje

stabilnú polohu celého nosiča a umožňuje ladenie výšky oje pre rôzne druhy traktorov- rôzne výšky prípojných bodov. Predovšetkým umožňuje jednoduché spriahnutie/rozpriahnutie s ťažným vozidlom. Použitelnosť zvyšuje možnosť montáže troch rôznych zakončení oje, dodávané spoločnosťou Scharmuller, uchytenie guľového typu a dva typy rôznych ôk. Oj je dodávaná mechanicky odpružená zväzkom listových pružín alebo gumenými silentblokmi. Štandardne sú ponúkané vzduchové nápravy s možnosťou zmeny výšky celého rámu pre ešte lepšie podmienky pre naťahovací/skladací pracovný cyklus. Voliteľné sú k dispozícii hydraulicky a pružinovo (listové) odpružené nápravy.

Stronga ponúka aj jedinečný PowerTrak systém, ide o hydraulický pohon jednotlivých nábojov kolies na vlastnom nosiči. Z pohodlia kabíny strojník pomocou potenciometra ovláda tlak dodávaný do jednotlivých pohonov. Pre poľnohospodárske potreby jedinečná výhoda v podobe umožnenia prevádzky po ťažko dostupných, rozmočených terénoch. Napríklad nie je nutné čakať pri žatve na vhodné povrchové podmienky na poli, v prípade rozmočenej zeminu. Tam kde sa väčšina nosičov s ťahačmi nedostane Stronga hravo prekonáva terén. Na prianie zákazníka je možné na zadnú stranu umiestniť vývody hydraulickej, vzduchovej a elektrickej siete, vrátane konzoly pre uchytenie ťažného oka, pre sériové zapojenie ďalšieho prípojného vozidla. [30] [31] [32]



Obr. 27: hydraulický stabilizátor Stronga [30]

#### 1.3.4 JOSKIN - CARGO LIFT CL6500D22

Maximálne technicky prípustná hmotnosť je 22 ton, maximálny výklopný uhol je 54°, dĺžkové rozpätie kontajnerov je 5 700 – 7 500 mm (1 800 mm). Pracovnú kinematiku tvorí teleskopické rameno, výsuv 1 300 mm a sklopný výklopný rám ako vidieť na Obr. 28. Ten supluje výškovo nastaviteľný hák. Tým že nezostáva počas naťahovacieho/skladacieho cyklu zafixovaný v nosnom ráme umožňuje výrazne zvýšený dosah smerom k podložke. Celá kinematika je prispôbená tomuto systému, pri nesklopení rámu by hák nepresiahol ani rovinu konca samotného nosného rámu. Z obrázka je patrný obdobný mechanizmus uzamykania kontajneru ako u Strongy. Tlakovú kvapalinu je možné dodávať priamo z ťahača, 180 barov, alebo čerpadlom umiestneným na ráme poháňaným PTO z ťahača (230 barov).





Obr. 28 Joskin- sklopný výklopný rám [33]

Ďalej je možno si všimnúť robustný systém dorazu celého hákového ramena o sklopný rám. Navrhnutého tak, aby nedošlo k “prepadnutiu” hákového ramena pod vlastnú osu otáčania v sklopnom ráme.

Štandardne je táto váhová kategória vybavená nápravami s hydraulickým odpružením, zadná náprava je riaditeľná, jak nútene tak voľne, hydraulicky uzamknutá pri rýchlosti presahujúcej 15 km/h. Oj sa dodáva štandardne hydropneumaticky odpružená, dvojica hydraulických valcov s dvomi dusíkovými akumulátormi zaisťuje vynikajúcu stabilitu a zároveň umožňuje plynule meniť uhol medzi podložkou a horizontálnou rovinou rámu, to má za následok zvýšenie ťahovacej sily.

Rovnako ako Stronga, aj Joskin ponúka všetky tri možnosti prípojného bodu na oji. Zákazník ma k dispozícii vzduchové/ hydraulické brzdy. Joskin ponúka aj prípravu na vývod tlakovej kvapaliny k samotnému háku, ak by mal kontajner hydraulicky ovládané čelo, alebo pohon rôznych iných častí resp. prídavných zariadení. Joskin priamo ponúka kalové cisterny s čerpadlami ktoré sú kompatibilné s hákovými nosičmi CL. Nosné prvky rámu sú kvalitnej ocele Domex 690. [34] [35]

### 1.3.5 KRAMPE - THL 21 L

Maximálna technicky prípustná hmotnosť 22 resp. 24 ton, podľa legislatívy. Váha vlastného nosiča je v závislosti od výbavy a doplnkov 4,9 -6,9 tony, maximálne zaťaženie vrátane kontajnera je teda 17,1 resp. 19,1 tony. Pracovná kinematika opäť teleskopicky výsuvné rameno, rozpätie dĺžok kontajnerov je 5 000 – 6 000 mm, pri štandardnom výsuve 1 200 mm. S hydraulicky výsuvným podbehovým rámom a drobnými obmedzeniami je možné zaistiť teleskopický výsuv až 1 650 mm a maximálnu dĺžku kontajnera 7 500 mm. Maximálny výklopný uhol je 52°. Nosiče spoločnosti Krampe sa spoliehajú takmer výhradne na zdroj tlakovej kvapaliny z ťahača, pracovný tlak je teda 200 barov. Zaujímavosťou je že nosiče danej váhovej kategórie je možné vybaviť len pevnou ojou, pričom sú na výber dve pevné výšky uchytenia koncového prípojného bodu patrné z Obr. 30. Hydraulicky odpružená oj je k dispozícii až pre tridem verzie.



*Obr. 29 Krampe THL 21 L [36]*

Štandardne je nosič (Obr. 29) dodávaný s pneumatickými nápravami, mechy je možné vypustiť až na dorazy medzi nápravou a rámom, toto riešenie supluje hydraulický stabilizátor ktorý používa Stronga a zároveň umožňuje vytvorenie priaznivého uhlu medzi horizontálnou rovinou rámu a podložkou. Ten zlepšuje efektívnosť naťahovacieho cyklu.

Pre daný nosič nie je možná zmena pruženia náprav, pre ďalšie modely je v ponuke verzia s parabolickými pružinami alebo hydraulicky odpružené nápravy. Dodávaná výška háku je 1 570 mm. Štandardnú výbavu tvorí aj hydraulický valec ktorým začína výsypný cyklus (Obr. 30). Hlavné priamočiare hydraulické motory sú spravidla navrhnuté práve s ohľadom na silu ktorú je potrebné vyvinúť pri úvodnej fáze výsypného cyklu. Tá je výrazne väčšia než sila ktorú je potrebné vyvinúť pri naťahovaní/skladacom cykle. Tento prvok umožňuje výrazne zmenšenie hlavných hydraulických valcov, teda kompaktnějšíe rozmery nosiča a úspora nákladov. Na rozdiel od vyššie spomenutých výrobcov, Krampe používa zamykanie kontajneru vnútorne, teda elementy ktoré zamedzujú pohyb konajú pracovný pohyb z vnútornej strany nosných profilov kontajnerového rámu. Pre vybrané modelové rady je v ponuke automatické centrálné domazávanie mazacích bodov a regulácia tlaku v pneumatikách. [37] [38]



*Obr. 30 Pomocný hydraulický valec pre výsypný cyklus a vnútorný hydraulický zamykací mechanizmus kontajnerového rámu [38]*



### 1.3.6 HARSH - ITRUNNER 20.24



Obr. 31 Harsh ItRunner 20.24 [39]

Maximálna technicky prípustná hmotnosť 24 ton. Britská spoločnosť Harsh je na trhu s HNTT pomerne krátko, tabuľky s rozmermi nie je možné nájsť. Avšak ide o jedinú spoločnosť ktorá ponúka riešenie HNTT danej hmotnostnej kategórii obdobné ako bude vypracovávané v tejto diplomovej práci. Ponúkané je teleskopicky výsuvné rameno aj so sklopným hákovým ramenom (Obr. 31). Teleskopický výsuv je zhruba tretinový v porovnaní s konkurenciou. Ukotvenie samotného háku je riešené skrutkami, z dôvodu dobrej vymeniteľnosti v prípade opotrebenia. Materiál háku je kvalitná oteruvzdorná oceľ WELDOX 700.



Obr. 32 Systém aretácie rámov pre výsypný cyklus a teleskopicky výsuvný prvok v ramene [41]

Kvalitné materiály a systém prevedenia výsuvu hákového ramena umožňuje jeho plynulú prácu aj počas nakladacieho cyklu, u drvivej väčšiny konkurencie nemožné. Aretácia rámov je kompletne nezávislá, pri započatí výsypného cyklu automaticky zamkne rámy,

analogicky rozpojí pri ukončení cyklu. Z Obr. 33 vľavo plynie aj použitie odliatkov z kvalitnej ocele (WELDOX) ako hlavných konzol pre ukotvenie ok piestnych tyčí na vonkajší rám teleskopického ramena.

Zabezpečenie kontajneru počas presunu po komunikáciách je riešené obdobne ako u prvých dvoch výrobcov, vonkajšie zámky sú hydraulicky ovládané, obohatené o skrutkové spoje umožňujúce výmenu ťažko opotrebovaných dielov-predovšetkým vlastných „zámkov“. V ponuke je hydraulicky odpružená oj alebo ukotvená pomocou gumených silentblokov. Dodávka tlakovej kvapaliny priamo z ťahača ako aj vlastným čerpadlom napojeným na PTO ťahača-Obr. 33. Odpruženie náprav je hydraulické/pneumatické, zadná náprava riaditeľná-volne alebo nútene tiahlymi/samostatne ovládaným prvkom. Harsh umožňuje diaľkové ovládanie všetkých prvkov nosiča. [39] [40] [41]



*Obr. 33 Harsh ItRunner 20.24 -verzia s PTO pohonom čerpadla [39]*

### **1.3.7 WTC PÍSEČNÁ - PORTÝR 16**

Maximálna technicky prípustná hmotnosť 21 ton, užitočné zaťaženie 16 ton. Kinematika s teleskopicky výsuvným ramenom o 1 000 mm, dĺžkové rozpätie kontajnerov od 5 300 – 6 300 mm. Výškovo nastaviteľný hák je voliteľná výbava, štandardne sa dodáva vo výške 1 570 mm, voliteľne 1 340 mm. Podľa Obr. 34 prebieha zmena výškového nastavenia manuálne, na vykonanie tohoto úkonu je teda nutná prítomnosť druhej osoby alebo iného mechanizmu, nakoľko jedna osoba nedokáže previesť danú zmenu kvôli vlastnej tiahe nastaviteľnej časti s hákom.

Celková dĺžka nosiča je 7 700 mm. Výškovo nastaviteľná odpružená oj (zväzok listových pružín) do spodného závesu, klasické varianty upevnenia- guľa/oko. Zdrojom tlakovej energie je ťahač. Štandardne je nosič dodávaný so záťažovým regulátorom bŕzd a maximálnou rýchlosťou 40 km/h, voliteľne až 60 km/h.

Medzi ďalšiu voliteľnú výbavu patrí : pneumaticky alebo hydraulicky odpružené nápravy, riaditeľná zadná náprava, krabica na náradie, diaľkové rádiové ovládanie, vyvažovacie tiahlo a operný valec ktorý pri natáhovaní ťažkých kontajnerov zaťažuje aj prednú nápravu traktora.





*Obr. 34 Portýr 16 pri nakladacom cykle [42]*

Na Obr. 35 je možno vidieť vnútorný hydraulicky ovládaný zamykací mechanizmus HNTT Portýr 16, toto riešenie považujem z vyššie (podkapitola 1.3.3) popísaných dôvodov za najnešťastnejšie. Akákoľvek deformácia pozdĺžnikov nosného kontajnerového rámu vyústi to postupnej deformácie zamykacieho mechanizmu alebo k zvyšovaniu deformácie nosného prvku. Hák ktorý nedosadne na plochu pozdĺžnika prestáva plniť svoju funkciu a kontajnerový rám aj s vlastným nákladom môže počas prepravy stratiť stabilitu. [42] [43] [44]



*Obr. 35 Detail na zamykací mechanizmus Portýr 16*

### 1.3.8 PRONAR – T286

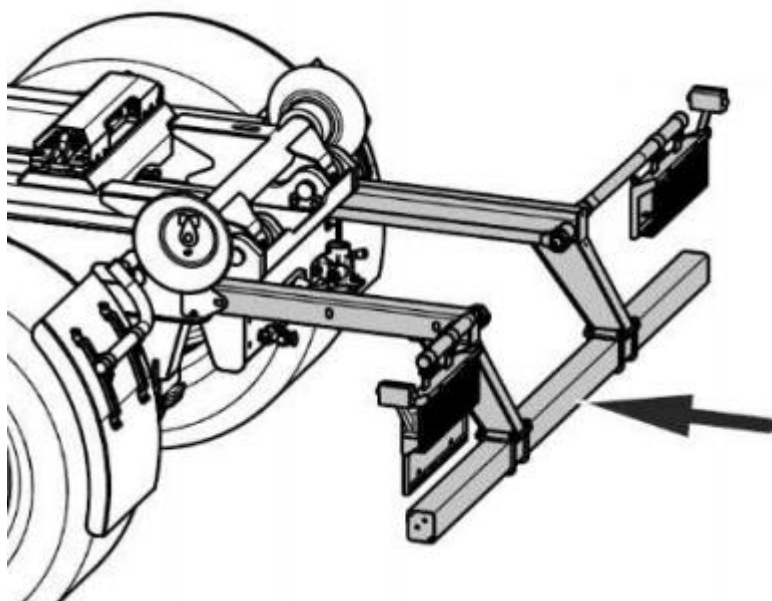
Poľská spoločnosť Pronar ponúka v rovnakej váhovej kategórii aj nosič s označením T285/1, ten disponuje sklopným hydraulickým ramenom a pevnou ojou, no nosič T286 na Obr. 36 je rozhodne zaujímavejší. Maximálna technicky prípustná hmotnosť je 23 ton, pri čom užitočné zaťaženie je 17,1 tony (hmotnosť vlastného nosiča 5,9 tony). Celková dĺžka, bez kontajneru, je 7 870 mm a rozpätie dĺžok kontajnerov je 5 400 – 6 900 mm. Používaná je kinematika s teleskopicky výsuvným ramenom. Dosahovaný výklopný uhol je 50° a nosič disponuje výškovo nastaviteľným hákom o výške 1 570 a 1 450 mm.



*Obr. 36 Pronar T286 so základným rámom zdvihnutým na oji pre lepšie podmienky na realizáciu základného cyklu*

Tlaková kvapalina je dodávaná priamo z ťahača, pracovný tlak je teda 200 barov. Oj je hydraulicky odpružená a zároveň umožňuje dodatočné naklápanie pracovného rámu pre zmenšenie silových nárokov na hlavné priamočiare hydraulické motory (ďalej už len PČHM). Klopenie je možné realizovať o veľkosť zdvihu príslušnej dvojice valcov. Celý systém prvkov je chránený hydraulickým zámkom a v obvode sa nachádza aj akumulátor nastavený na 50 barov. Ten zmierňuje vibrácie prenesené na prípojný bod a ďalej na ťahač. Nápravy sú odpružené parabolickými pružinami s rázvorom 1 810 mm, zadná náprava je pasívne riaditeľná s hydraulickým zamykaním. Štandardne je nosič vybavený hydraulicky výsuvným zadným nárazníkom s podbehovým rámom a svetlami-Obr. 37, umožňujúcim transport veľmi dlhých kontajnerov. Systém zamykania kontajneru je hydraulický, vnútorný obdobne ako u Krampe. [45] [46]

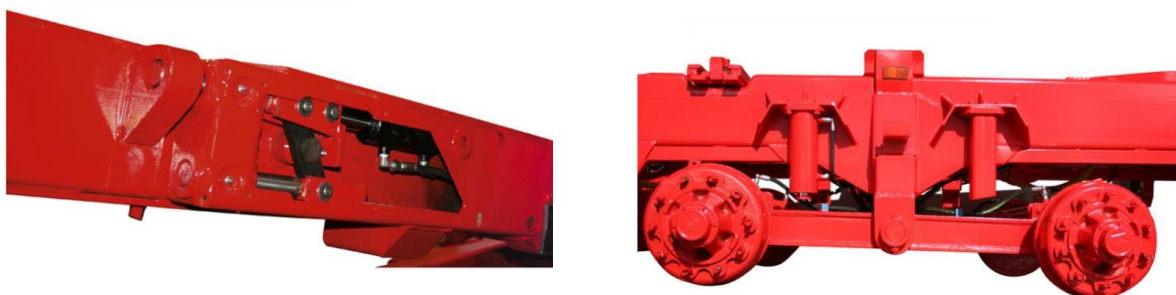




Obr. 37 Teleskopicky výsuvný podbehový rám vrátane príslušenstva [46]

### 1.3.9 FORS MW - BIGAB 20-24

Maximálna technicky prípustná hmotnosť 24 ton, šasi má v štandardnom prevedení hmotnosť 4,5 tony. Maximálna užitočná hmotnosť je teda 20 ton pri celkovej dĺžke 7 925 mm. Kinematiku tvorí teleskopicky výsuvné rameno, 1 300 mm. Výsypný uhol je  $50^\circ$  a tlaková kvapalina o maximálnom tlaku 220 barov je odoberaná z ťahača. V štandardnej verzii nosič disponuje kyvadlovými nápravami osadenými pneumatikami 600/50 R22,5. Je nutné dodať že šírka v tejto konfigurácii presahuje maximálnu povolenú hranicu legislatívou o 110 mm.



Obr. 38 Hydraulicky ovládaná aretácia rámov pre výsypný cyklus a kyvadlová náprava nosiča BIGAB [48]

Kyvadlová náprava je osadená dvojicou PČHM ktoré supľujú funkciu stabilizátorov pri naťahovaní/skladaní kontajnera, ako napr. u Strongy. Na Obr. 38 vľavo je vidieť riešenie aretácie rámov, príslušný PČHM ,ovládaný z kabíny strojníka, je osadený v oboch nosníkoch výklopného rámu. Pohybom piestnej tyče je zasúvaný kolík aretácie do vonkajšieho profilu teleskopického ramena alebo do nosného rámu. Rozlišuje sa tak výsypný cyklus od naťahovacieho/skladacieho.

Štandardne je hák osadený prípojnými bodmi hydrauliky pre prípad kontajneru osadeného sklopným čelom a podobne. Oj je pevná, výškovo nastaviteľná vďaka skrutkovému spojeniu s rámom.

Na Obr. 39 je možné vidieť charakteristickú črtu týchto nosičov, tú tvorí prechod nosného rámu do oje. V extra výbave je možné zmeniť typ náprav na tandem parabolických pružín s voľne alebo pasívne riaditeľnou zadnou nápravou. Do kategórie extra prekvapivo patrí aj zamykací mechanizmus kontajneru. Ďalej je v nej možné nájsť manuálne nastaviteľný podbehový rám so všetkými náležitosťami, parkovacie brzdy, parkovacie stojky a prípojné body-guľa/oko. Zaujímavým ponúkaným prvkom je núdzová brzda ktorá sa aktivuje pri nechcenom prerušení kontaktu medzi nosičom a ťahačom. [48] [49]



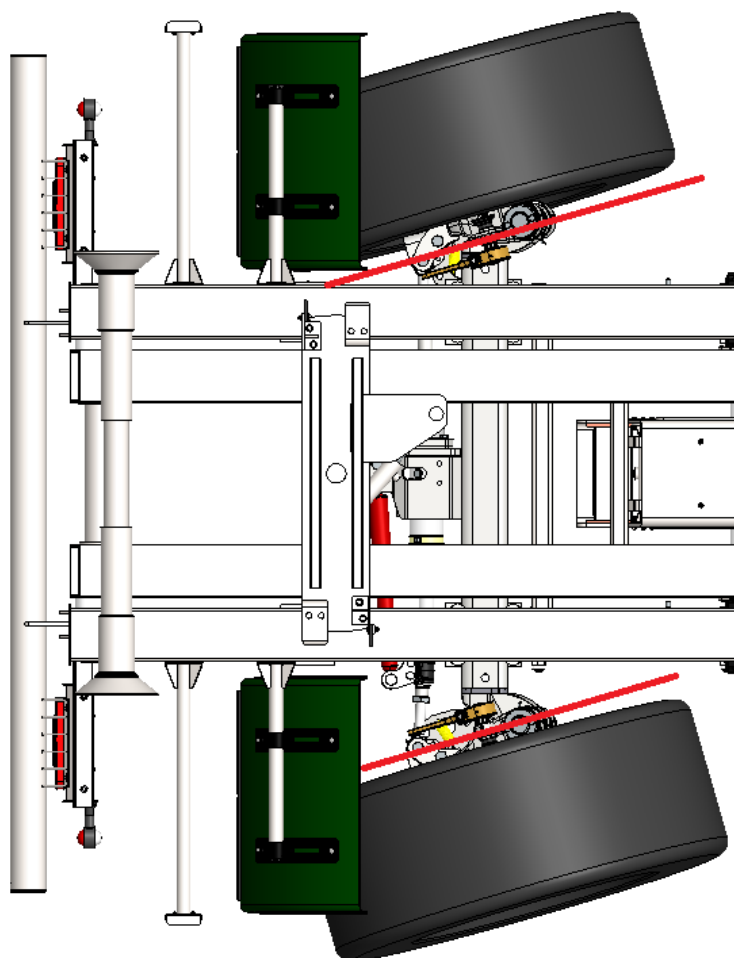
Obr. 39 BIGAB 20-24 na poli [48]

## 1.4 PNEUMATIKY

Pri štandardných verziách väčšiny nosičov sa objavujú pneumatiky také, ktoré svojou šírkou nepresiahnu maximálnu povolenú šírku legislatívou. Ak opomenieme šírkový faktor voľbu pneumatiky ďalej ovplyvňuje jej rýchlostný koeficient a zaťažiteľnosť nápravy, potom stačí skonzultovať a vybrať adekvátny dezén v závislosti na pracovných podmienkach. HNTT sú vyrábané v troch základných variantoch podľa maximálnej rýchlosti: s maximálnou povolenou rýchlosťou do 20 km/h, do 40 km/h a do 60 km/h. Pri rýchlosti nad 40 km/h je nutné do brzdneho systému zaradiť ABS, štandardom zostáva záťažový regulátor.

Nosnosť samotnej pneumatiky sa odvíja od plniaceho tlaku a prevádzkovej rýchlosti, po určitú mieru rastie s plniacim tlakom a naopak klesá s rastúcou rýchlosťou. Je vhodné pamätať aj na fakt že s rastúcou šírkou pneumatiky sa zvyšujú aj valivé odpory, pričom používané pneumatiky sú štyri, pre dve nápravy. Spotreba ťahača teda náležite vzrastie.

Ďalším faktorom ovplyvňujúcim voľbu pneumatiky je druh riaditeľnosti zadnej nápravy. Pre dodržanie maximálnej povolenej šírky je možné siahnuť po disku s negatívnym zálisom (označenie napr. ET -30). Zális, z nemeckého slova Einpresstiefe (anglicky offset) je vzdialenosť, udávaná v mm, medzi myslenou rovinou prechádzajúcou stredom disku a dosadacou plochou disku- plocha prikladaná na náboj.



Obr. 40 Detail zadnej nápravy s červenou čiarou značeným použitím disku ET -50

Na Obr. 40 je vyobrazený detail na zadnú riaditeľnú nápravu v konfigurácii aktívneho riadenia, maximálne možné zatočenie. Dodal by som že pri nútenom riadení je uhol zatočenia polovičný. V konfigurácii z obrázku sú použité pneumatiky 445/65 R22.5 ET 0. Pri použití disku ET -50 by už pri plnom vytočení nápravy dochádzalo ku kontaktu medzi pneumatikou a vlastným rámom. Použitie širších pneumatík je teda vhodné konzultovať s predajcom.

Pri prekročení maximálnej povolenej šírky je možné prevádzkovať HNTT len za určitých, legislatívou stanovených podmienok: vybavenie výstražnými štítkami ktoré vyznačujú obrys vozidla, zvláštnym výstražným zariadením oranžovej farby (maják) ktoré musí byť uvedené do činnosti a maximálna povolená rýchlosť klesá na úroveň 20 km/h. Ak používateľ uvažuje o trvalom prevádzkovaní takéhoto HNTT, podľa legislatívy nie je nutné aby takéto vozidlo bolo osadené blatníkmi. [1] [50] [51]

Prierez ponuky pneumatík od svetových výrobcov je uvedený v Tab. 1, k tej prináleží Obr. 41 zobrazujúci všetky použité dezény. Označenie TL je označenie bezdušovej konštrukcie pneumatiky.

Tab. 1 Prehľad výrobcov a ponúkaných pneumatík spolu s rozklúčovými nosnosťami a rýchlostnými indexami [52] [53]

Výrobca	Typ	Označenie	Dovolená záťaž [kg]	max. rýchlosť [km/h]	Výška pneu. [mm]	Obr.
Michelin	CARGOXBIB	600/50 R22.5 161 D TL	4625	65	1171.5	42 a)
Nokian	COUNTRY KING	600/50 R22.5 161 D TL	4625	65	1171.5	42b)
Mitas	TR-08	600/50 R22.5 168 A8	5600	40	1171.5	42 c)
Mitas	AGRITERRA 02	600/50 R22.5 163 D	4875	65	1173	42 d)
Michelin	XF	445/70 R22.5 175 A8	6900	40	1195	42 e)
Mitas	AR-01	445/65 R22.5 169 F	5800	80	1150	42 f)
Bridgestone	M844	445/65 R22.5 169 K	5800	110	1150	42 g)
Vredestein	FLOTATION TRAC	560/60 R22.5 161 D	4625	65	1243.5	42 h)
Tianli	AGRO -GRIP	560/60 R22.5 161 D	4625	65	1243.5	42 i)
Aliance	331 FORESTRY	600/50 R26.5 163 A8	4875	40	1171.5	42 j)



Obr. 41 Vyobrazenie príslušných typov dezénov pneumatík k Tab. 1 [52]

## 1.5 BRZDOVÁ SÚSTAVA

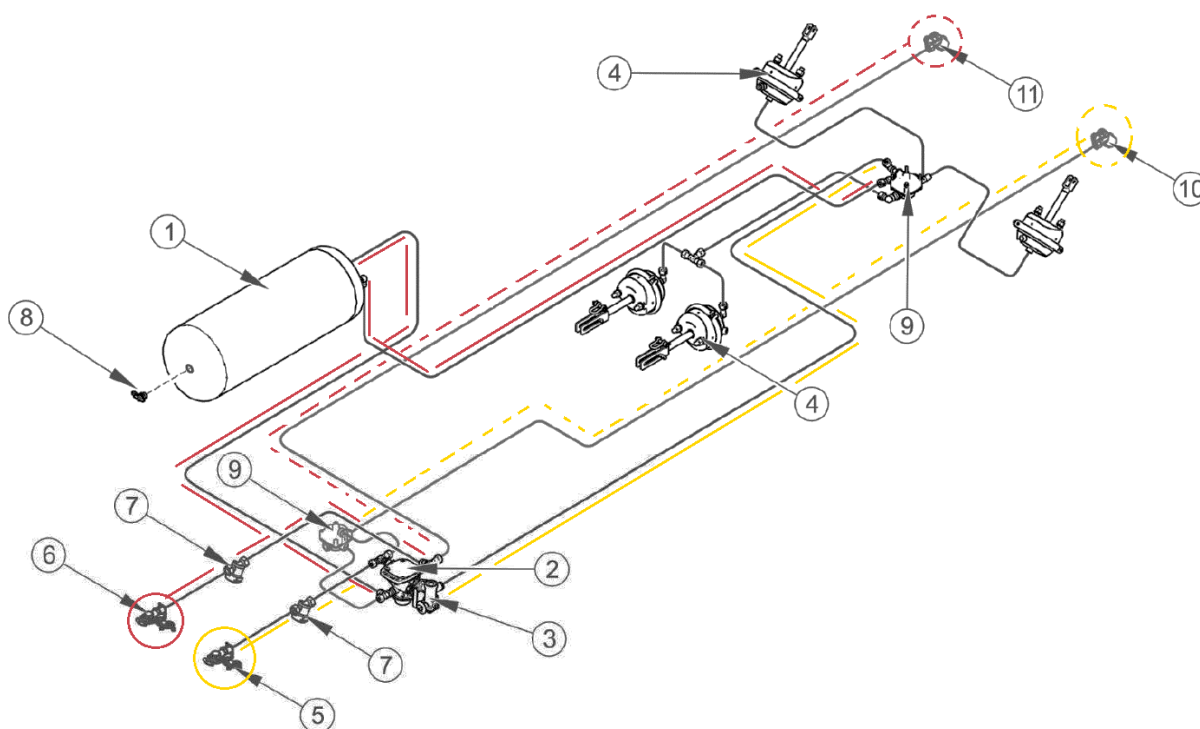
Podľa [54] musia byť vozidlá kategórie R-prípojné vozidlá traktorov s technicky prípustnou hmotnosťou presahujúcou 6000 kg, vybavené dvojhadicovými brzdami. Na nosiči sa bude nachádzať aj manuálne ovládaná parkovacia brzda.

### 1.5.1 PREVÁDZKOVÉ BRZDY

Volím okruh s automaticky ovládaným regulátorom brznej sily. Dvojhadicový systém, ako vyobrazený na Obr. 42, eliminuje bezpečnostné riziko ktoré vznikalo pri použití jednohadicového systému- plniacou vetvou je sústavne dodávaný tlak do vzduchojemu a riadiaca vetva ovláda samotné brzdy, je pod tlakom len v okamihu zošliapnutia brzdového pedálu. Plniaci okruh (vetva) je v praxi označovaný červenými farbami (ISO 1728)-krytka, rýchlospojka, hadice a brzdiaci okruh (vetva) je označovaný analogicky žltou farbou (ISO 1728). Pri jednohadicovom systéme mohol počas častého brzdenia výrazne klesnúť tlak vo vzduchojeme, čo malo za následok výrazne nižší brzdný účinok.



Automatický ovládaný regulátor brzdné sily je nutný prvok, keďže zabrzdiť plne naložené vozidlo vyžaduje signifikantne väčší tlak v brzdovom obložení ako pri brzdení prázdneho vozidla. V situácii keby v brzdovom okruhu nebol záťažový regulátor ale bol by nastavený na konštantný tlak by dochádzalo pri brzdení prázdneho vozidla k zablokovaní kolies a pri plnom vozidle by brzdný účinok nemusel byť dostatočný. V minulosti sa používal manuálne ovládaný brzdový regulátor ktorý vyžadoval pri zmene záťaženia interakciu so strojníkom, ten musel nastaviť páku regulátora do jednej z troch polôh- prázdny, poloplňný, plný. Tým bol nastavený odpovedajúci brzdný tlak. Dnes sa používa automatický brzdný regulátor, jedna jeho časť je umiestnená na náprave (pri mechanikom odpružení naprav), druhá na ráme samotného nosiča. Zmenu polohy týchto prvkov regulátor premieta do zmeny brzdného tlaku. Pri zaťažení sú obe časti v menšej vzdialenosti od seba, rastie tlak v brzdách, s odťažením sa vzdiaľujú riadiace prvky a tlak klesá. Pri vozidlách so vzduchovým pérovaním sú obe časti regulátora umiestnené v pružiacich mechoch. Pretože svetlá výška vozidiel zostáva počas jazdy približne konštantná, regulátor pracuje na základe veľkosti tlaku v pérovaní, s rastúcim tlakom rastie brzdný tlak. Vzhľadom na regulátor je výhodnejšie umiestnenie v mechoch, pracovné časti sú chránené pred vonkajším vplyvmi.



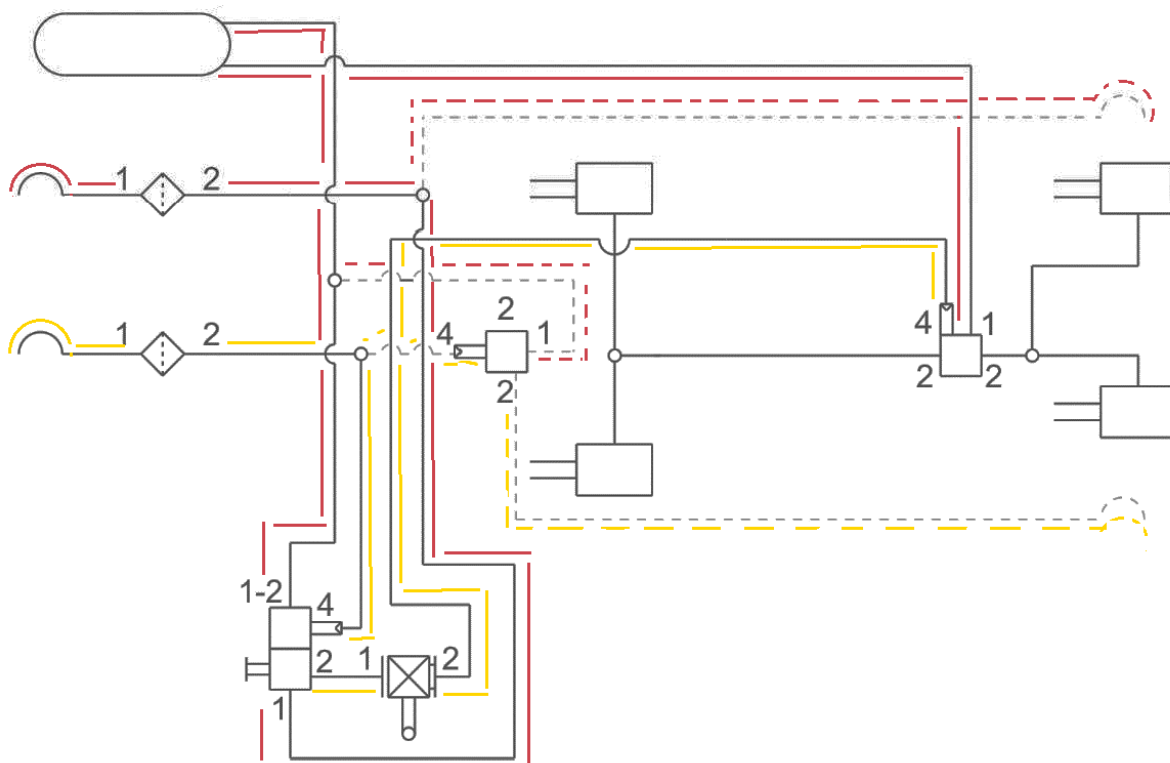
Obr. 42 Ukážka možnosti zapojenia dvojhadicového brzdneho systému na HNTT [46]

Legenda k Obr. 42 : (1)- vzduchojem, (2)- kontrolný ventil, (3)- regulátor brzdné sily, (4)- pneumatiký valec priamo ovládajúci brzdy na nápravách, (5)- žltá rýchlospojka brzdiaceho okruhu, (6)- červená rýchlospojka plniaceho okruhu, (7)- vzduchový filter, (8)- ovládací ventil vzduchojemu, (9)- ventilové relé (brzdič), (10)- čiarkovane možný vývod so zástrčkou brzdneho okruhu, (11)- čiarkovane možný vývod so zástrčkou plniaceho okruhu

Funkciou kontrolného ventilu –(2), je aktivovať brzdy nosiča simultálne s brzdami traktoru po zošliapnutí brzdového pedálu. Položky (10) a (11) sú obsiahnuté pokiaľ je požiadavka na umožnenie sériového spojenia s ďalším prívesom- na samotný nosič je týmto ďalším spojením možné prenášať len ťahové sily. [55] [56]

Ventilové relé (9) , brzdič, je prvok ktorý má dva vstupy a jeden výstup. Základná funkcia je distribúcia brzdného tlaku do vlastných brzd. Nemenej dôležitá je bezpečnostná funkcia- tá priamo súvisí s dvomi vstupmi: ventil ďalej prepustí len vetvu s vyšším tlakom. Ak teda dôjde k nechcenému rozpojeniu prívesu a ťahača- prejaví sa poklesom tlaku v brzdnej žltej vetve, ventil prepustí tlakový vzduch zo vzduchojemu, ktorý bude v ten moment vyšší a príves je takmer okamžite zabrzdzený.

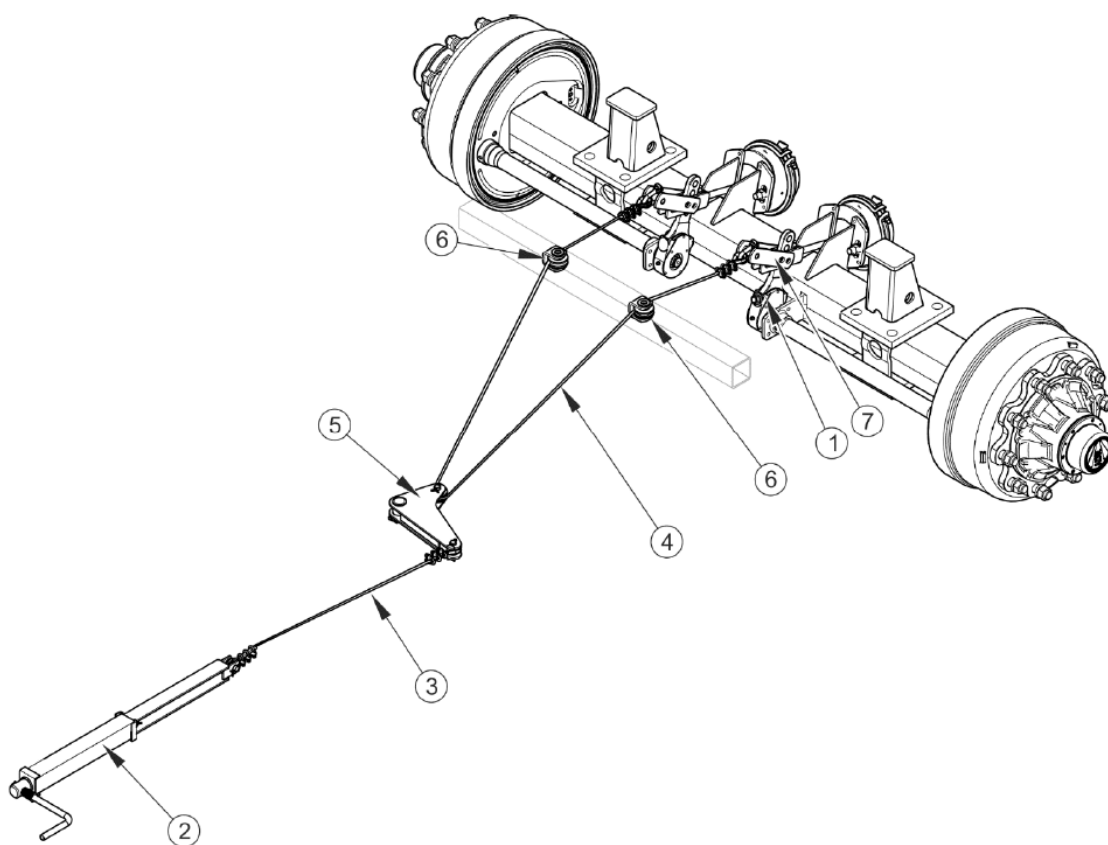
Obr. 43 zobrazuje schematické zakreslenie obvodu z Obr. 42.



Obr. 43 Schematické zobrazenie Obr.43- čiarkovane zobrazená konfigurácia s vývodom na koniec nosiča-možnosť spojenia s ďalším prívesom [46]

### 1.5.2 PARKOVACIA BRZDA

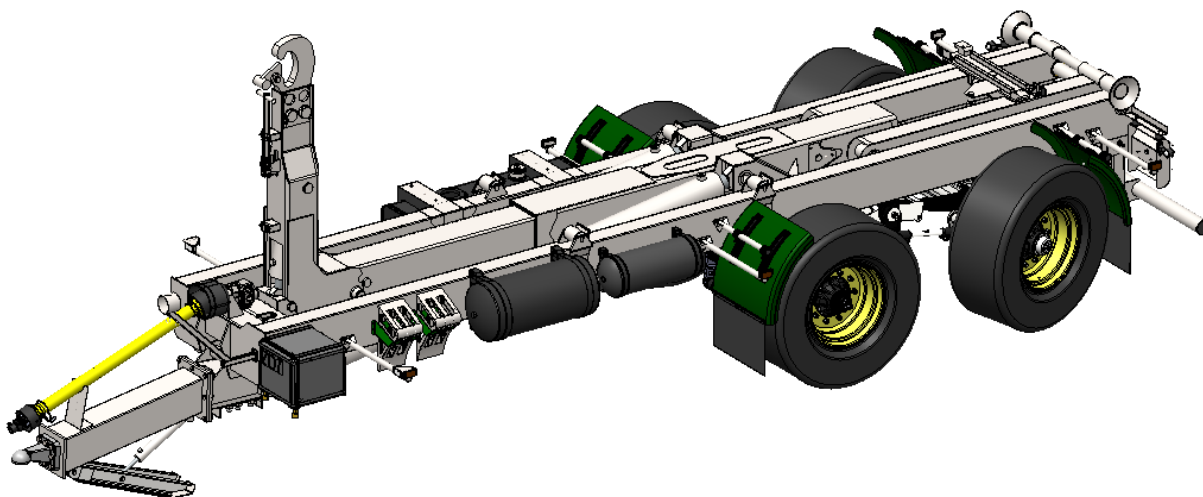
Parkovacia brzda je využívaná pri ukončení práce s vozidlom a jeho odstavení k finálnemu znehybneniu vozidla. Systém je vyobrazený na Obr. 44 . Kľuka mechanizmu (2) je umiestnená v prednej časti nosiča na hlavnom pozdĺžniku. Parkovacia brzda využíva na vyvedenie brzdného účinku rovnaké komponenty na náprave ako prevádzková brzda, s tou výnimkou že pohyb ramien (1) nie je iniciovaný pneumatickým valcom ale konzolou (7). Tá je každá ťahaná oceľovým lankom (4) ktoré je vedene v malých kladkách (6) spodnou stranou rámu. Lanko je ukotvené v páke (5) ktorá je otočne uložená na ráme, pričom druhý koniec je spojený s druhým oceľovým lankom (3) ktoré je ukotvené v kľuke (2). Otáčaním kľuky v smere hodinových ručičiek sa vyvodí ťah v lanku (3), cez páku (5) sa preniesie lanko (4) a ďalej až na ramená (1) ktoré pootočia predĺžené tyče a tie roztvoria brzdové čeľuste v bubnovej brzde. Odbrzdenie nastáva uvoľnením kľuky, ramená (1) sú vrátené do pôvodnej polohy aj vďaka prepojeniu s pružinami ktoré sú ukotvené v pevnej časti nápravy.



Obr. 44 Systém parkovacej brzdy [46]

## 2 VLASTNÝ NÁVRH

Vlastný návrh HNTT (Obr. 45) bude členený do niekoľkých podkapitol podľa navrhovaných konštrukčných uzlov- sklopné hákové rameno s príslušenstvom, vnútorné výsuvné rameno, vonkajšie (obalové) rameno s konzolami pre hlavné PČHM, systém aretácie obalového ramena a výklopného rámu, výklopný rám so zabezpečovacím mechanizmom, výškovo staviteľná odpružená oj, legislatívne nevyhnutné náležitosti- osvetlenie, blatníky, ochranné prvky atď.



Obr. 45 Pohľad na celkovú navrhnutú zostavu

### 2.1 MKP- METODA KONEČNÝCH PRVKOV

Drvivá väčšina kontrolovaných prvkov sú rôzne zvarané konzoly a celky. Z tohto dôvodu bol zvolený nasledovný proces:

a) návrh vlastného modelu v prostredí SolidWorks, pokiaľ možno analytické overenie

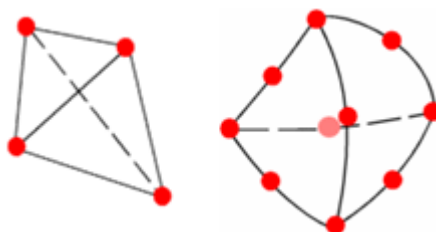
b) za použitia funkcie Split Lines spracovaný FEM (Finite Element Method-anglický ekvivalent pre MKP) variant daného prvku. Funkcia Split Lines umožňuje rozdelenie plochy daného prvku. Pri následnom spracovávaní umožňuje realistický výber funkčných plôch a oddelenie použitých kontaktov.

c) vytvorenie zvarových „húseníc“ a priradenie vhodného materiálu

d) nastavenie použitých kontaktov-ako už bolo spomenuté, vďaka rozdeleným plochám je možné zostaviť celok ktorý sa bude chovať pomerne realisticky. Použité sú dva druhy kontaktov: „Bonded“ a „No Penetration“. No Penetration kontakt zabráňuje interferenciám zvolených plôch, no umožňuje vytváranie medzier- závisí na voľbe zaťaženia a kotvení prvku. Naopak Bonded spôsobí že sa plochy správajú ako zlepené a vzájomne prenášajú napätie ďalej, toho je docielené aj vhodným sieťovaním so spoločnými uzlami.

e) voľba vhodného kotvenia- k dispozícii sú klasické možnosti ako votknutie, rotačná väzba, podpora a ďalšie v závislosti na geometrii a vhodnosti odobratých stupňov voľnosti

f) sieťovanie pozostáva z dvoch základných skupín- vysokokvalitného štvorstenu a menej kvalitnej „draft“ verzie. Ako vidno na Obr.48 základný rozdiel spočíva v počte uzlov.



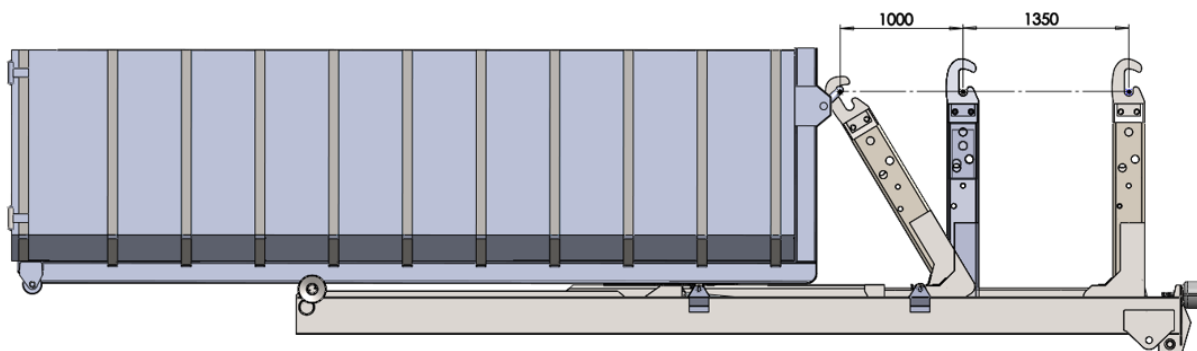
Obr. 46 Prvok použitý pri sieťovaní tzv. „draft“ sieťovania a štvorstenný prvok [59]

Menej kvalitná verzia disponuje len 4 uzlami v rohoch, pričom kvalitný štvorsten má každý k dispozícii 10 uzlov: jeden v každom rohu a jeden v strede každej hrany. Z toho plynie aj rozdielnosť použitia. „Draft“ sieťovanie je používané ako verifikačné, takto nasieťovaný celok má k dispozícii podstatne menej stupňov voľnosti, je teda vyriešený rýchlejšie. Takto je možné overiť nastavenia simulácie, prevencia voči rôznym chybovým hláseniam. Ak teda simulácia prebehne úspešne použije sa kvalitné sieťovanie, výpočet trvá väčšiu dobu no výsledky sú zaručené. Štvorstenné sieťovanie sa ďalej delí podľa geometrie a typu prvkov. Samozrejmosťou je používanie kontroly sieťovania, tá umožňuje výber prvkov ktoré budú sieťované iným rozmerom prvku ako zvyšok. Je viac než vhodné použiť jemnejšie sieťovanie pri kontaktných plochách a predikovaných nebezpečných miestach. Najmä pri zvaroch na samotné zvary a k ich prináležiacim plochám. Pre analýzu menej zaujímavé a významné prvky disponujú „hrubším“ sieťovaním. Tým je možné doceliť aj kratšej doby simulácie.

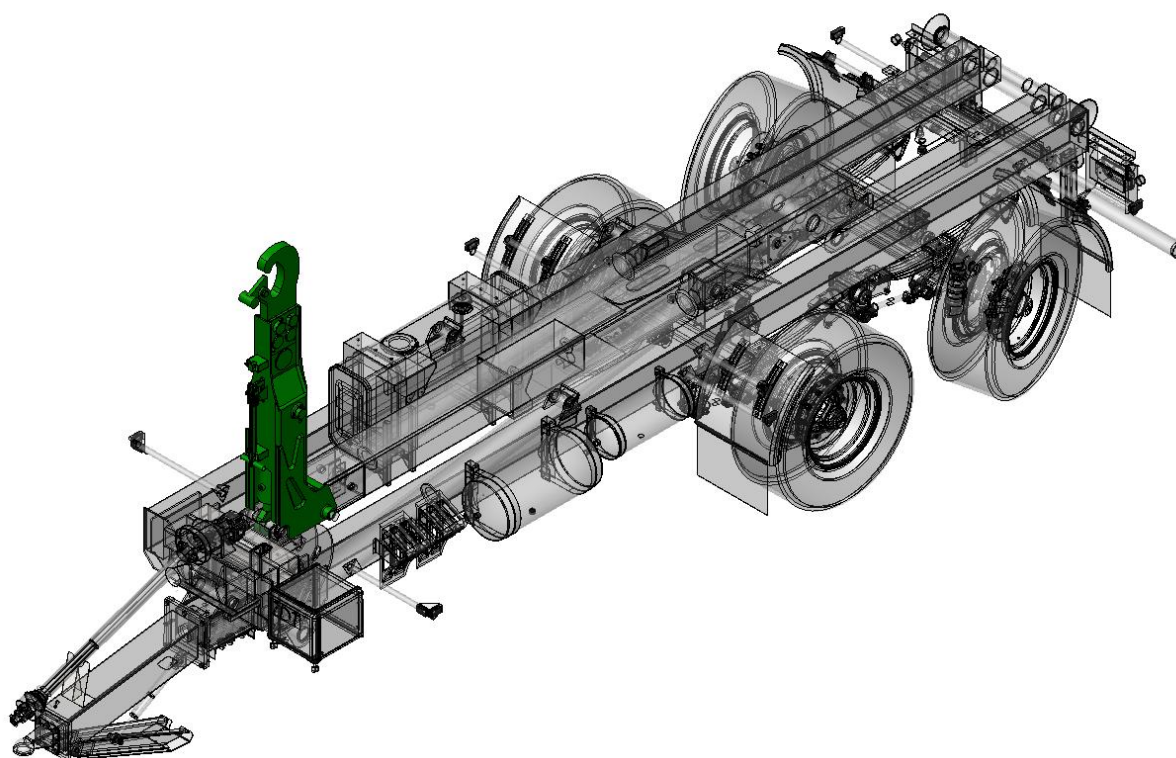
g) výber vhodného riešiča tvorí podstatnú časť celej simulácie, k dispozícii sú 4 základné typy, v podstate sú dva a ďalej modifikované, ide o priamy výpočet pomocou numerických metód alebo iteračnú metódu založenú na predikcii výsledku a následnej aproximácii tak aby bolo docielené žiadanej minimálnej chyby. Základné faktory ovplyvňujúce výber sú stupne voľnosti a prezencia počtu kontaktov. V zásade platí že pre rozsiahlejšie analýzy je vhodnejšie použitie iteračných riešičov a pri menších analýzach priamych. Priame sú vhodné predovšetkým pre veľké množstvo „No Penetration“ kontaktov. [59] [60]

## 2.2 SKLOPNÉ HÁKOVÉ RAMENO

Ďalej bude o predmete kapitoly, vyobrazenom na Obr. 48, referované ako „SHR“. Podľa požiadaviek zo zadania bude hákové rameno sklopné voči nosníku s konzolami hlavných PČHM. Po konzultácii so zadávateľom práce je požiadavka aby sklopenie ramena vyvodilo horizontálny posuv (Obr. 47) kontajneru po ráme o 1 000 mm (pri výške háku 1 570 mm). Hák bude manuálne nastaviteľný na 3 výškové polohy: 1 570 mm podľa normy DIN 30722 pre Abroll kontajner, 1 460 mm a 1 425 mm. Posledné dve menované sú podľa rôznych noriem a výrobcov v okolitých štátoch.



Obr. 47 Dohodnuté základné funkčné požiadavky na sklopné a výsuvné rameno



Obr. 48 Predmet kapitoly 2.2 Sklopné hákové rameno

### 2.2.1 GEOMETRIA HÁKU A VLASTNÉ ULOŽENIE

Po niekoľkých neúspešných pokusoch, ktoré spočívali v návrhu kotvenia samotného háku pri jednotlivých výškových variantoch, som bol nútený upustiť od pôvodnej myšlienky troch rôznych výšok a posledné dve menované v odstavci vyššie splynuli do jednej. Už fakt, že rozdiel týchto výšok je len 35 mm napovedá že realizácia by bola obtiažna a vyžadovala by si postupné oslabovanie nosného profilu viacerými dierami k príslušným čapom (6x) a samotný hák by musel obsahovať 3 dvojice dier, pri zachovaní požadovanej pevnosti, by bol značne rozmerný a hmotný. Riešenie spočívalo v splynutí konfigurácie 1 425 mm a 1 460 mm, pričom rozpätie háku bolo adekvátne zvýšené. To tvorilo základnú podmienku pri návrhu vlastnej geometrie háku. Medzi ďalšie faktory ovplyvňujúce geometriu patria: zamedzenie prenosu vertikálnych síl na hák počas sklápania hákového ramena-tiaha kontajneru spočíva na podporných valčekoch na hlavnom ráme a implementácia hákovej gravitačnej poistky.

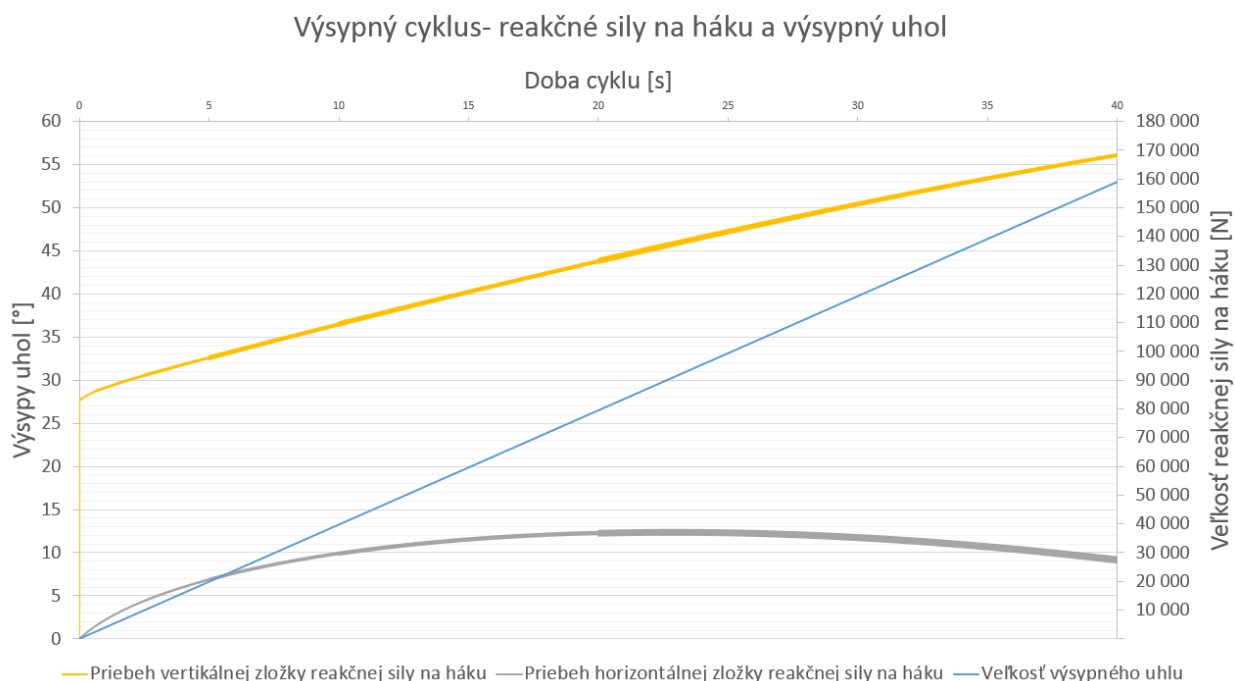


Od geometrie háku sa odvíjali reakčné sily potrebné na návrh čapov, ich priebehy pri naťahovaní kontajneru sa nachádzajú v prílohách-Obr. 1-2.2.1-I. Priebeh reakčných síl pre výsypaný cyklus sa nachádza na Obr. 49.

Na Obr. Obr. 1-2.2.1-I je možné si všimnúť že horizontálna zložka je nulová až do chvíle kedy dochádza ku kontaktu s roľňami. V tomto momente nastáva prudký pokles vertikálnej zložky a nárast horizontálnej. Tento jav je spôsobený opomenutím odporov proti valeniu a trenia valčiekov kontajneru po podložke. Dôvodom bol fakt, že môže nastať široké spektrum situácií s podložkou a valčekmi kontajneru. Podložka môže byť tvrdý hladký povrch na ceste, podlaha v hospodárskej budove, ale aj rozbahnené pole, lúka a podobne. Valčeky sa môžu valiť s malým odporom, s veľkým odporom pri vniku nečistôt, môžu sa dokonca šmýkať po podložke zadržané o vlastný rám.

Odpor môže narásť ešte viac v prípade menej skúseného strojníka pri manipulácii na poli, očakávaný jav je že počas naťahovania, pri značne rozbahnenom teréne, bude strojník s vozidlom plynule skracovať vzdialenosť medzi zadným čelom kontajnera a samotným nosičom, to znamená že zadné valčeky kontajneru majú fixnú polohu až do doby prerušenia kontaktu s podložkou. V opačnom prípade nastáva dej podobný dozerovej radlici, zadná hrana kontajnera s valčekmi hrnie pred sebou zeminu a zvyšuje odpor proti pohybu s každým prejdením centimetrom.

Nosnou témou tejto práce nie je stanovovanie okrajových podmienok pri naťahovaní a hodnotenie miery skúsenosti strojníkov, preto bude hák zaťažený v daný moment kombináciou extrémov oboch síl, jak horizontálnej  $F_{RhNx} = 60 \text{ kN}$ , tak vertikálnej  $F_{RhNy} = 97,1 \text{ kN}$ .



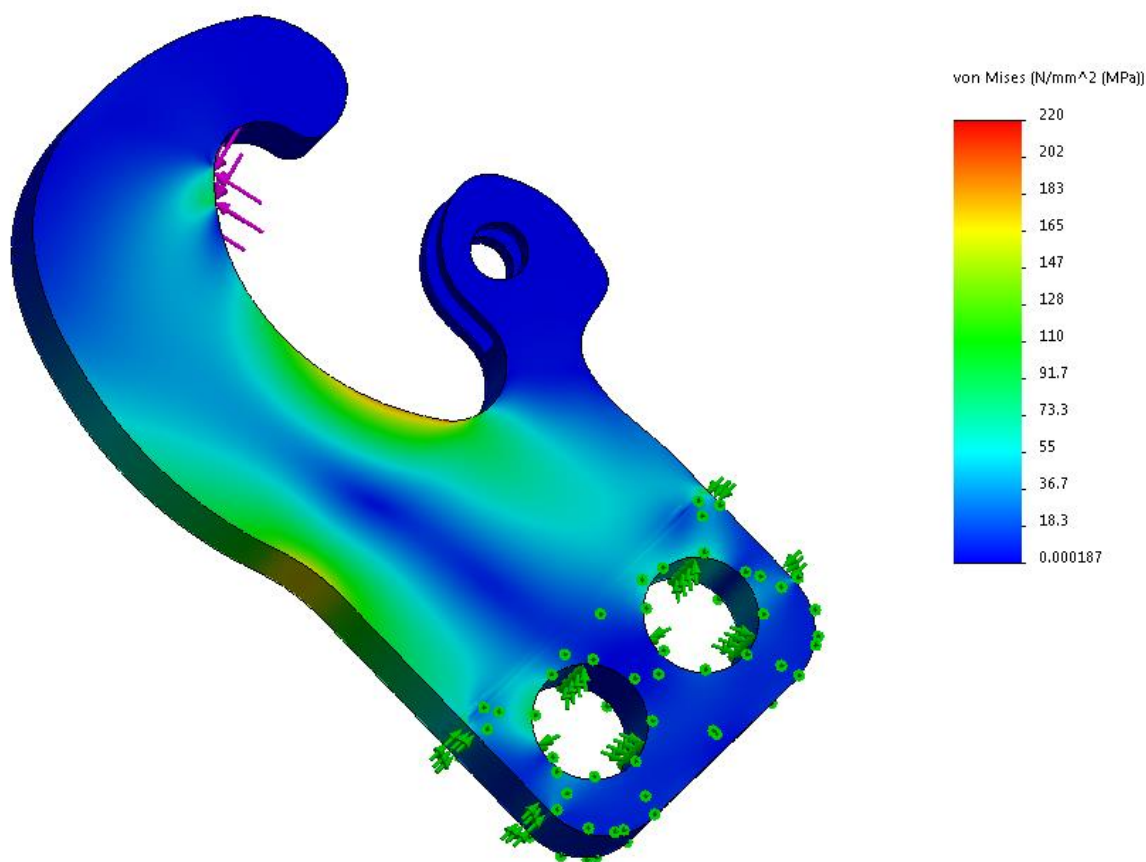
Obr. 49 Graf pre stanovenie reakčných síl na hák pri výsypanom cykle

Navrhnutá háková geometria bola postupne optimalizovaná podľa druhu finálneho uloženia a zaťažovacích síl, resp. cyklov. Pri voľbe vhodného zaťažovacieho stavu pre výsypaný

cyklus vychádzam z [57] kde je uvedený maximálny uhol potrebný pri výsype  $\alpha_{vsm} = 50^\circ$ . Podľa Obr. 49 sú stanovené veľkosti reakčných síl jednotlivých zložiek na  $F_{RhVx} = 30 \text{ kN}$  a  $F_{RhVy} = 161 \text{ kN}$ .

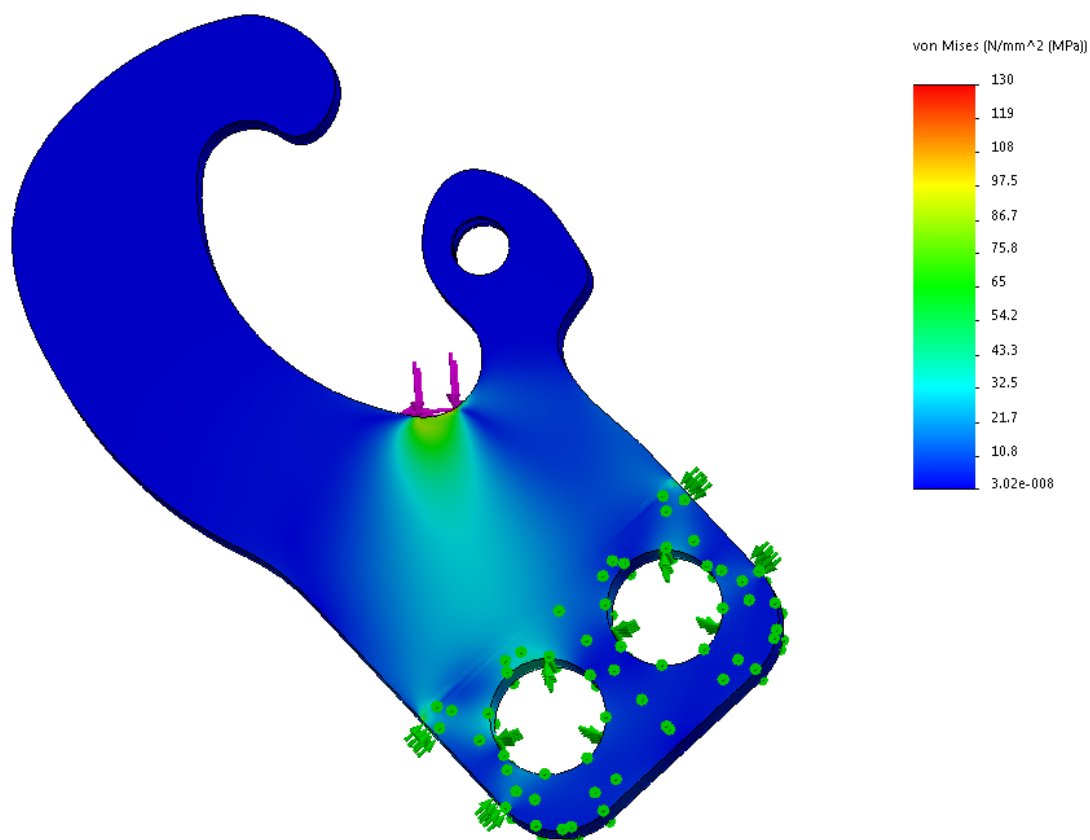
Geometria háku bola teda postupne zaťažovaná silami z oboch cyklov, zásadný je rozdiel s mieste zaťaženia. Kým pri ťahovacom cykle (Obr. 52) sú sily  $F_{RhNx} = 60 \text{ kN}$  a  $F_{RhNy} = 97,1 \text{ kN}$  aplikované na vzdialenejšiu stranu rozpätia háku, pri výsypanom cykle (prílohy Obr.2-2.2.1-II) sú sily  $F_{RhVx} = 30 \text{ kN}$   $F_{RhVy} = 161 \text{ kN}$  aplikované na bližšiu stranu.

Sieťovanie háku sa nachádza v prílohách ako Obr. 50-2.2.1-III. Počet elementov je 1,128 milióna pri veľkosti elementu približne 3 mm. Výsledky pevnostnej analýzy sú vyobrazené na Obr. 50 pre ťahovací cyklus a Obr. 51 pre výsypaný cyklus.

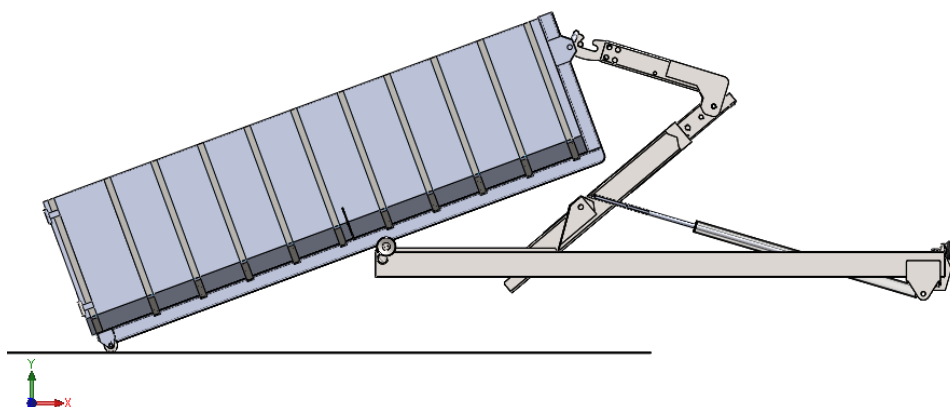


Obr. 51 MKP háku pre ťahovací cyklus, legenda s hornou hranicou 220 MPa podľa podmienky HMM, maximálne napätie blízko inflexnej hrany zaťažovanej plochy 206 MPa





Obr. 52 MKP háku pre výsypaný cyklus, legenda s hornou hranicou 130 MPa podľa podmienky HMM, maximálne napätie pod silou v mieste kontaktu s nosným profilom 100 MPa



Obr. 53 Ilustračný moment kedy dochádza k zmene zaťaženia háku- zaťažovací stav natáhovacieho cyklu

### 2.2.1.1 NÁVRH, VÝPOČET A KONTROLA ČAPU HÁKU

Z analýz na Obr. 50 a 51 boli spracované reakčné sily ktoré budú prenášané na čap. Podľa predikcie sú viac zaťažované čapy pri natáhovacom záťažovom stave silami  $F_{\check{c}hM1} = 261,134 \text{ kN}$  resp.  $F_{\check{c}hM2} = 244,245 \text{ kN}$ . Čapy sú uložené s vôľou, H11/g11, a mazané mazivom Mogul A00.

Konstrukčný materiál je volená oceľ S355, dovolené napätie pre striedavý ohyb s koeficientom bezpečnosti 1,8, je podľa [58] str. 54  $\sigma_{Dh\check{c}} = 130 \text{ MPa}$ . Čapy sú navrhované s ohľadom na väčšiu silu. Rozmery  $a_a$  a  $a_b$  vychádzajú z Obr.53.(veľkosť ramena pôsobenia sily  $F_{\check{c}hM1}$  a dĺžka kontaktnej plochy v konzole pre hákový čap)

$$M_{h\check{c}max} = F_{\check{c}hM1} \cdot a_a \quad (1)$$

$$M_{h\check{c}max} = \frac{261,134}{2} \cdot 40$$

$$M_{h\check{c}max} = 5\,223 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{Dh\check{c}} = \frac{M_{h\check{c}max}}{W_{oh\check{c}}} = \frac{M_{h\check{c}max}}{\frac{\pi \cdot d_{nh\check{c}}^3}{32}} \Rightarrow d_{nh\check{c}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{h\check{c}max}}{\pi \cdot \sigma_{Dh\check{c}}}} \quad (2)$$

$$d_{nh\check{c}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 5\,223}{\pi \cdot 130}}$$

$d_{nh\check{c}} = 74,242 \text{ mm} \Rightarrow$  na základe [58] str. 455 volím priemer hákového čapu  $d_{h\check{c}} = 80 \text{ mm}$   
Plné označenie čapu je: ČEP 80 x 160 B ISO 2340 – 11 500

Kde  $M_{h\check{c}max}$  je maximálny ohybový moment na čape háku,  $W_{oh\check{c}}$  je prierezový modul v ohybe hákového čapu,  $d_{nh\check{c}}$  je navrhovaný priemer čapu,  $\pi$  je matematická konštanta, ktorá udáva pomer obvodu akéhokoľvek kruhu v euklidovskej rovine voči jeho priemeru

Podľa [58] str. 55 volím  $\tau_{Dh\check{c}} = 40 \text{ MPa}$  pre striedavý krut s koeficientom bezpečnosti 2.

$$\tau_{Sh\check{c}} = \frac{F_{\check{c}hM1}}{2 \cdot S_{h\check{c}}} \leq \tau_{Dh\check{c}} \quad S_{h\check{c}} = \frac{\pi \cdot d_{h\check{c}}^2}{4} \quad (3)$$

$$\tau_{Sh\check{c}} = \frac{2 \cdot F_{\check{c}hM1}}{\pi \cdot d_{h\check{c}}^2}$$

$$\tau_{Sh\check{c}} = \frac{F_{\check{c}hM1}}{2 \cdot S_{h\check{c}}} \leq \tau_{Dh\check{c}} \quad S_{h\check{c}} = \frac{\pi \cdot d_{h\check{c}}^2}{4}$$

$$\tau_{Sh\check{c}} = \frac{2 \cdot 261,134}{\pi \cdot 80^2}$$

$$\tau_{Sh\check{c}} = 25,975 \text{ MPa}$$

$$\tau_{Sh\check{c}} \leq \tau_{Dh\check{c}} \quad 25,975 \leq 40 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kde  $\tau_{Dh\check{c}}$  je dovolené napätie v krute hákového čapu,  $\tau_{Sh\check{c}}$  je skutočné napätie v krute hákového čapu  $S_{h\check{c}}$  je plocha prierezu hákového čapu.

Podľa [58] str. 54 volím  $p_{Dkh\check{c}} = 90 \text{ MPa}$  pre striedavý tlak s koeficientom bezpečnosti 1,6.

$$p_{S_{kh\check{c}}} = \frac{F_{\check{c}hM1}}{2 \cdot S_{h\check{c}}} \leq p_{D_{kh\check{c}}} \quad S_{h_{kp}} = d_{h\check{c}} \cdot a_b \quad (4)$$

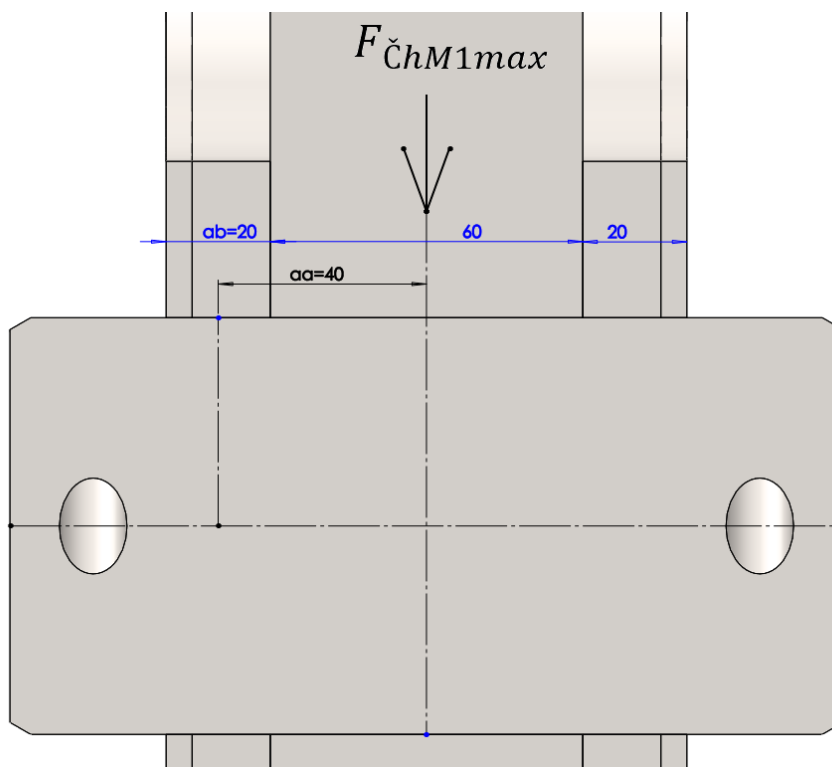
$$p_{S_{kh\check{c}}} = \frac{F_{\check{c}hM1}}{2 \cdot d_{h\check{c}} \cdot a_b} \leq p_{D_{kh\check{c}}}$$

$$p_{S_{kh\check{c}}} = \frac{261\,134}{2 \cdot 80 \cdot 20}$$

$$p_{S_{kh\check{c}}} = 81,604 \text{ MPa}$$

$$p_{S_{kh\check{c}}} \leq p_{D_{kh\check{c}}} \quad 81,604 \leq 90 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kde  $p_{D_{kh\check{c}}}$  je dovolený kontaktný tlak hákového čapu a konzol,  $p_{S_{kh\check{c}}}$  je skutočný kontaktný tlak hákového čapu a konzol a  $S_{h_{kp}}$  je priemet stykovej plochy do roviny kolmej k smeru zaťaženia hákového čapu.

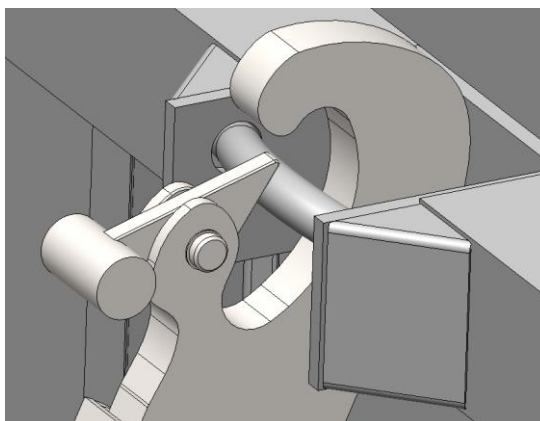


Obr. 54 Ilustračné zobrazenie použitých rozmerov

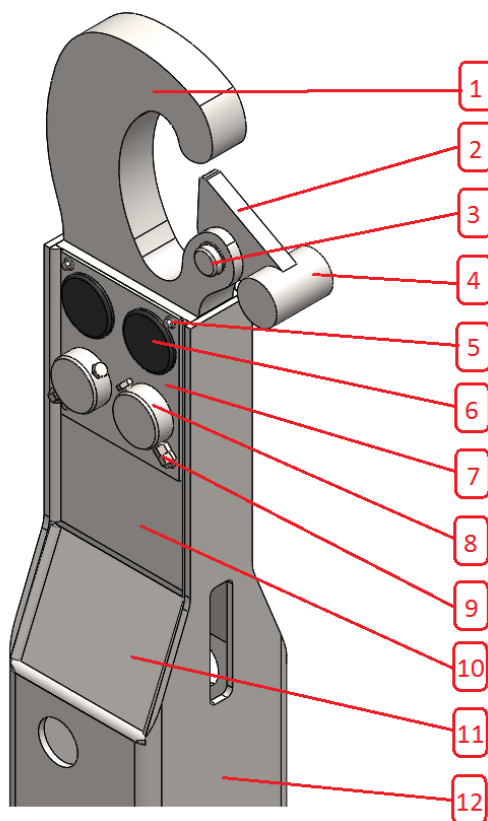
### 2.2.1.2 NÁVRH ULOŽENIA A ZABEZPEČOVACÍ MECHANIZMUS

Navrhnuté uloženie na Obr. 55 pozostáva z nosného profilu (12), ten je vo svojej vrchnej časti zrezaný a zúžený, vložená a privarená je dvojica 12 mm hrubých plechov (11). Nosnú časť uloženia čapov tvorí dvojica 15 mm hrubých plechov (10). Z dôvodu zväčšenia kontaktnej plochy je k nim pomocou dvoch skrutiek M8 (5) pripevnená dvojica 5 mm hrubých plechov (7). V tomto uložení sa nachádza dvojica čapov (8) s hákovým mechanizmom, ten tvorí vlastný hák (1) a zabezpečovací mechanizmus pozostávajúci z konzoly (2) a závažia (4). Spojenie zabezpečuje čap (3) s poistkou proti axiálnemu posuvu. Axiálny posuv čapov (8) zamedzuje

skrutka M12 s dvojicou matíc (9). Nevyužitá sada čapových dier je zabezpečená proti vnikaniu nečistôt záslepkami (6).



Obr. 55 Detail na moment potreby poistky na háku (pri sklápaní SHR)

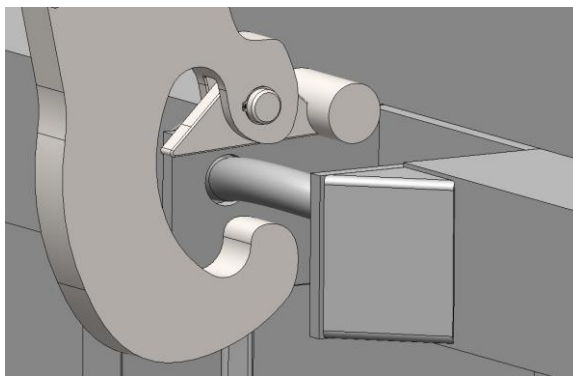


Obr. 56 Komponenty tvoriace uloženie háku

Zabezpečovací mechanizmus (Obr. 54) funguje na jednoduchom princípe, v počiatku naťahovacieho cyklu naťahovací hák na kontajneri (za studena ohýbaná tyčovina o priemere 50-60 mm) má otvorený priestor pre vnik do vnútorného priestoru háku nosiča-závažie cez konzolu (2) otvorí vnútorný priestor po doraz na druhej strane uloženia a vzniká priestor o veľkosti 95 mm na vniknutie/opustenie vnútorného priestoru háku (Obr.56). Primárna funkcia



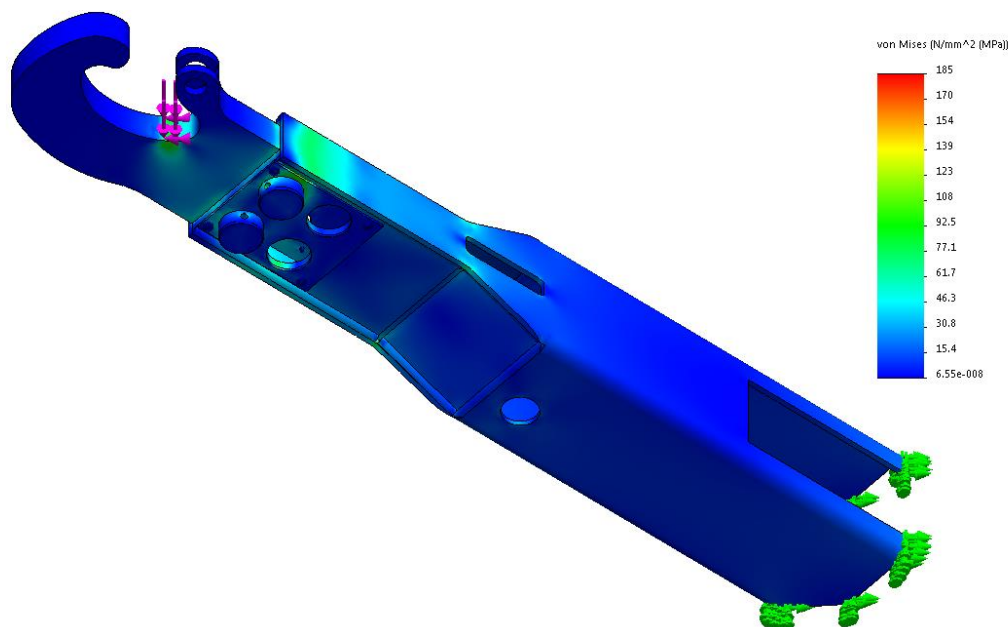
zabezpečovacieho mechanizmu je obmedziť pohyb ňahovacieho háku v rámci vnútorného priestoru háku, predovšetkým pri spätnom posúvaní kontajneru po ráme (Obr.54). Pri vertikálnej polohe SHR závažie (4) vyvodí dostatočný moment na „zavretie“ vstupného priestoru. Voľný priestor medzi konzolou (2) a nosom háku je necelých 40 mm, ňahovací hák sa nedostane mimo vnútorného priestoru háku- konzola (2) sa zaprie o svoje tvarové uloženie a jej otvorenie je zamedzené. Pevnostná kontrola poistky ako aj sietovanie sa nachádza v prílohách ako Obr. 4-2.2.1.2-II a Obr. 5-2.2.1.2—III.



Obr. 57 zabezpečovací mechanizmu pri ňahovacom/skladacom cykle

### 2.2.1.3 MKP HÁKOVÉHO ULOŽENIA PRE ZAŤAŽUJÚCI STAV PRI VÝSYPNOM CYKLE

Zaťažovanie už spomenutými silami  $F_{RhVx}$ ,  $F_{RhVy}$ . Standardné sietovanie s veľkosťou prvku približne 7,2 mm, počet elementov je 450 tisíc. Nosný profil je na svojej spodnej strane votknutý a diery pre závlačky na čapoch majú zamedzený radiálny posuv.

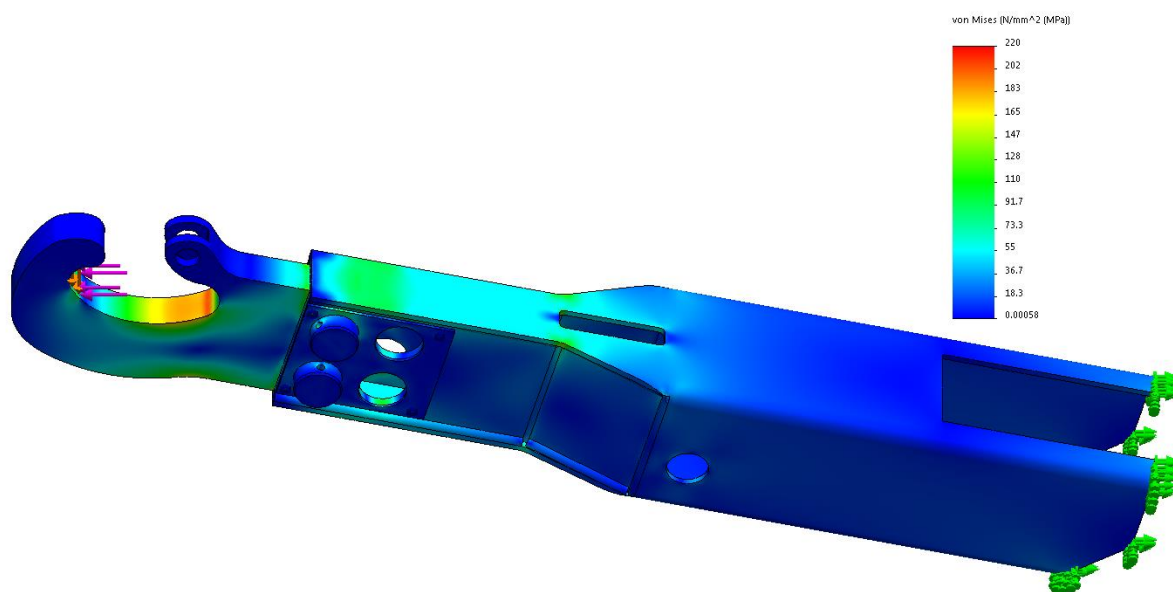


Obr. 58 Celkový pohľad na výsledok MKP simulácie hákového uloženia pre výsypný zaťažovací cyklus, legenda s hornou hranicou 185 MPa podľa HMM podmienky, maximálne napätie 135 MPa v mieste uloženia vrchného čapu

Obr. 57 zobrazuje výsledok analýzy, značne zaťažený je čap a miesto jeho uloženia na pravej strane, namáhaný značným ohybovým momentom od zaťažovacích síl. Lokálne extrémny sa nachádzajú v mieste zúženia činnnej šírky nosného profilu. Hákové uloženie pre nižšiu výškovú konfiguráciu kontrolované nie je, nakoľko ide o zhodné uloženie s väčšou stykovou plochou medzi hákom a chrbátom nosného profilu- teda pevnostne prítivejšie.

#### 2.2.1.4 MKP HÁKOVÉHO ULOŽENIA PRI NAŤAHOVACOM CYKLE

V porovnaní s výsypným zaťažovacím cyklom, vzhľadom na zaťaženie ramena, je tento variant horší (Obr. 58). Rovnako aj pre samotný hák. Značne namáhaný je nosný profil v mieste kontaktu s čelom háku., lokálne extrémny majú zhodné umiestnenie s výsypným cyklom- zoslabené miesta s tvarovým koncentrátorom napätia, ktorý otvorí otvor pre navezujúci mechanizmus.

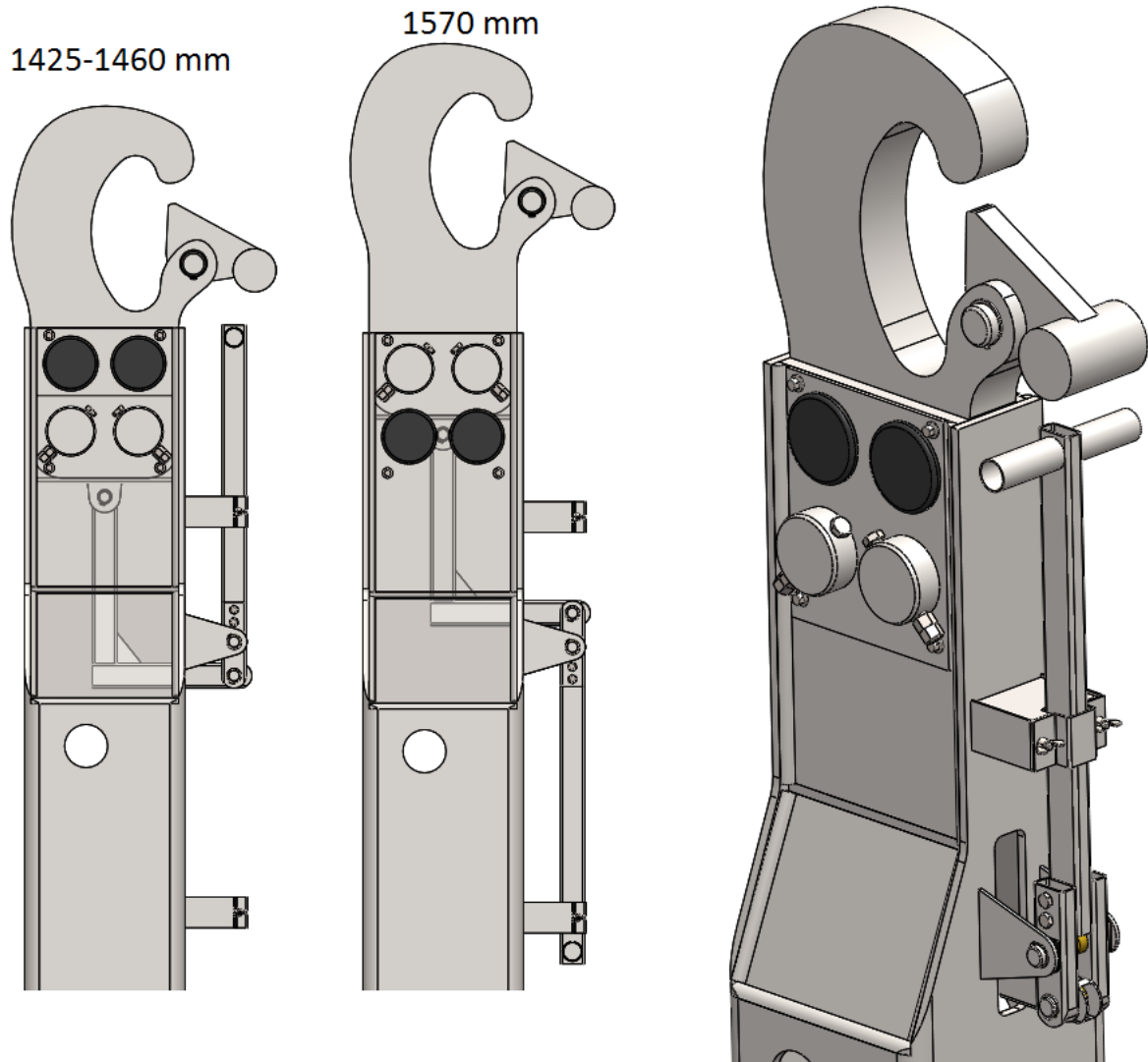


Obr. 59 Celkový pohľad na výsledok MKP simulácie hákového uloženia pre ťažiaci zaťažovací cyklus, legenda s hornou hranicou 220 MPa podľa HMH podmienky, maximálne napätie a jeho pôsobisko rovnaké ako pri samostatnom háku (206 MPa- Obr. 50)

#### 2.2.2 NÁVRH MECHANIZMU PODPORUJÚCEHO ZMENU VÝŠKOVEJ KONFIGURÁCIE HÁKU

Výškovo staviteľný hák je voliteľná výbava takmer u všetkých výrobcov, pri väčšine z nich je ale potrebné zabezpečiť na tento akt minimálne dvoch ľudí, alebo dodatočný mechanizmus. Kvôli už vyššie spomenutému splynutiu dvoch výškových konfigurácií je hák značne hmotný. Manipulácia s hákom a prestavovanie výšky by bolo pre samotného strojníka nemysliteľné.

Z tohto dôvodu bol do stávajúceho ramena implementovaný jednoduchý pákový mechanizmus ktorý je vyobrazený na Obr. 59. Podľa [61] „Příloha č. 9 k nařízení vlády č. 361/2007 Sb.“ je maximálna sila, ktorú môže z hľadiska bezpečnosti práce človek vyvinúť na rúčnu páku, používanú zriedka,  $F_{m\check{c}p} = 300\text{ N}$ .



Obr. 60 Kompletný mechanizmus podporujúci zmenu výšky háku

Za pomoci SolidWorks Motion bol vygenerovaný graf na Obr. 6-2.2.2-I v prílohách. Zobrazuje priebeh potrebného krútiaceho momentu ktorý je potrebný vyvodiť konzole zafixovanej voči ramenu. K vyvodeniu potrebného momentu slúži ručná páka s madlami pre úchop. Navrhnutá dĺžka ramena  $r_p = 454 \text{ mm}$  a potrebný moment je  $M_{kPmax} = 36,175 \text{ Nm}$ , potom sila potrebná na ovládanie páky  $F_p$  je:

$$F_p = \frac{M_{kPmax}}{r_p} \quad (5)$$

$$F_p = \frac{36,175 \cdot 1000}{454}$$

$$F_p = 79,68 \text{ N}$$

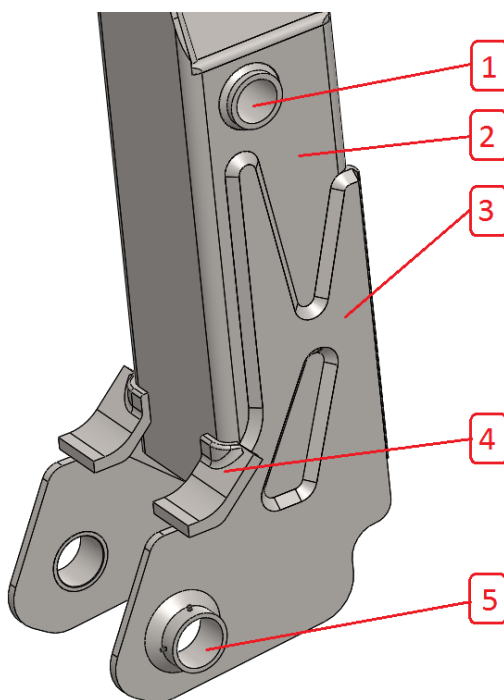
$$F_p \leq F_{m\check{c}p} \quad 79,68 \leq 300 \quad \text{VYHOVUJE}$$

Princíp fungovania ako aj detail na mechanizmus sa nachádza na Obr. 59. Ovládacia sila  $F_p$  je navrhnutá pre zmenu konfigurácie z nižšej výšky na vyššiu, je nutné prekonať tiahu hákového mechanizmu. Pri opačnej zmene konfigurácie práve tiaha naopak pomáha a vyvedenú silu je potrebné zmarit'. Páka pri koncových polohách dosadá do dorazov v ktorých je pomocou krídlatých matíc zabezpečená voči pohybu. Následne môže obsluha stroja pristúpiť k aplikovaniu samotných čapov a ich axiálnemu poisteniu.

Vlastná konštrukcia mechanizmu pozostáva z niekoľkých Jäklových profilov (40x20x2) nakrátených na príslušné dĺžky (v celkovej dĺžke 1 350 mm), niekoľkých výpalkov z plechu hrubého 2 mm, jedného výpalku hrubého 6 mm a spojovacieho materiálu. Ďalej 3 čapy o priemere 20 mm s dĺžkami 35, 70 a 100 mm, k nim príslušné klzné puzdra KU2025 (7 kusov) a pár vhodných madiel.

### 2.2.3 NÁVRH ULOŽENIA SHR NA VNÚTORNÉ VÝSUVNÉ RAMENO

Základ uloženia (Obr. 60) tvoria konzoly (3) z 15 mm hrubého plechu ktoré sú privarené po bočných stranách nosného profilu (2) SHR. Kvôli zväčšeniu kontaktnej plochy zvarov sú použité početné zárezy. Voľné konce konzol sú vystužené privarenou konzolou (4). Uloženie oka piestnej tyče sklopného PČHM tvorí hrubostenná trubka (1) odpovedajúceho rozmeru s opracovanou vnútornou stenou. Tá je vložená do nosného profilu a následne je kútovým zvarom vytvorený „límeč“. Obdobným spôsobom je riešené uloženie (5) zabezpečujúce spojenie s vnútorným výsuvným ramenom. Uloženie s vôľou H11/g11 a opatrené maznicami.

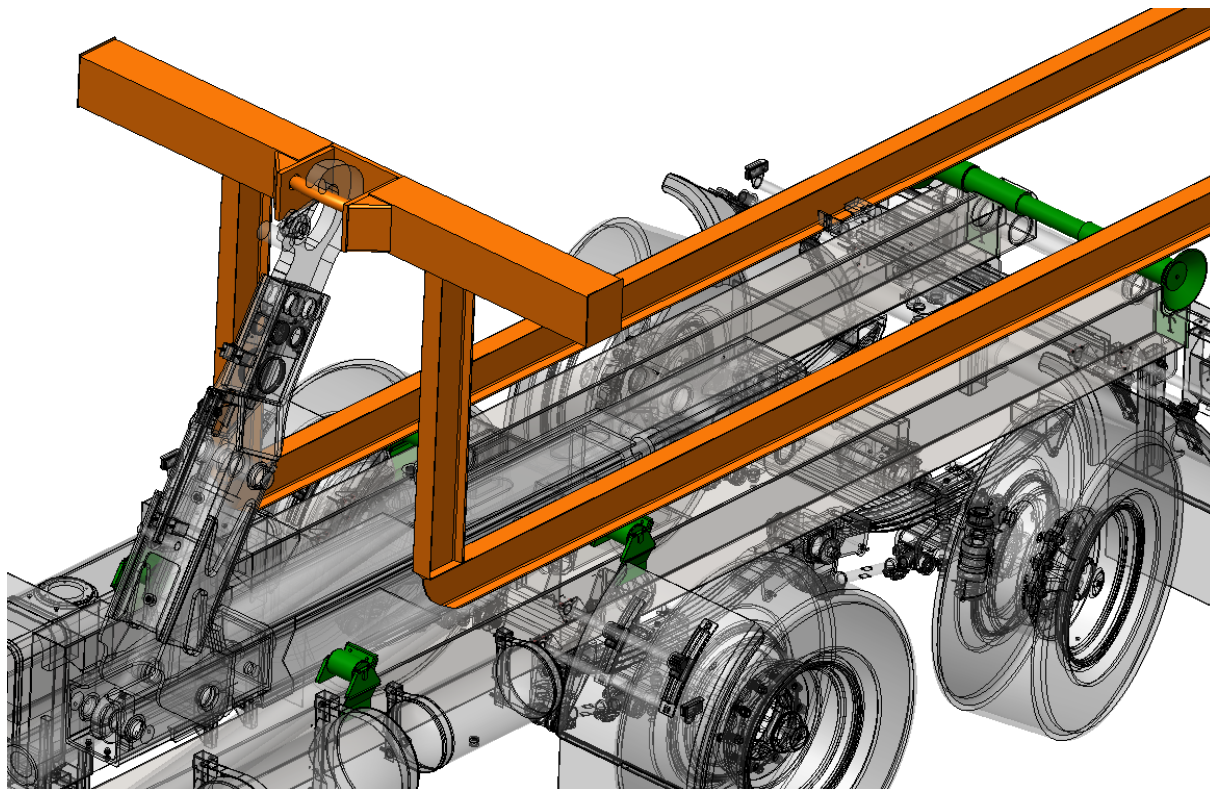


Obr. 61 Detail uloženia SHR



## 2.2.4 NÁVRH SKLOPNÉHO PČHM

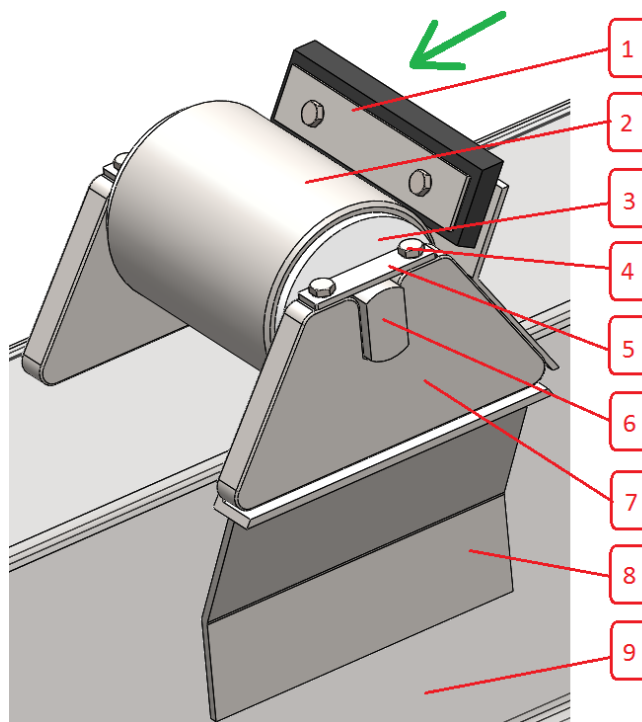
Požiadavky na sklopný PČHM sú: vyvedenie spomenutého posuvu podľa Obr. 47 a zabezpečovací mechanizmus pre naťahovací cyklus-pri nadmernom zaťažení háku sekundárny poistný ventil prepustí tlakovú kvapalinu a nedôjde k poškodeniu celého mechanizmu. Za účelom stanovenia odporov ktoré je nutné prekonať týmto PČHM sú vytvorené podkapitoly ktoré pojednávajú o čistiacom a podpornom valčeku a o rolniach. Rozmiestnenie spomenutých komponent je ilustrované na Obr. 61. Práve trecie odpory valčekov a rolní tvoria súbor síl ktorý je nutný prekonať.



Obr. 62 Umiestnenie rolní a podporných valčekov(zelená) pod kontajnerovým rámom (oranžová)

### 2.2.4.1 NÁVRH ZOSTAVY BOČNÉHO PODPORNÉHO A ČISTIACEHO VALČEKA

Podporný a čistiaci valček, (2) na Obr. 62 slúži k uľahčeniu pohybu kontajneru po ráme nosiča, na hlavnom ráme sa nachádzajú celkovo 4 takéto zostavy ktoré sú vhodne rozmiestnené, po páre na každej strane. Pri naťahovacom cykle je smer pohybu znázornený zelenou šípkou. Pri uložení kontajnera na rôznych podložkách môže nastať stav, kedy sa na jeho nosných profiloch budú nachádzať nečistoty. Tieto nečistoty by mali byť odstránené aby nedochádzalo k prizdvihávaniu kontajnera na valčekoch. (O tejto problematike pojednáva kapitola „2.5.1 Zabezpečovací mechanizmus“.



Obr. 63 Návrh zostavy podporného a čistiacieho valčeka

O primárne odstránenie nečistôt sa stará gumená škrabka (1), uchytenie skrutkami umožňuje rýchlu výmenu. Nosný profil kontajnera pokračuje až na samotný valček (2) uložený na ose (6) a v konzolách (7). Na vystredenie valčeka medzi konzolami a rovnako na jeho uloženie na ose bol použitý klzný materiál ZEDEX 100K. Úpravou hrúbky vystreďovacieho dielu (3) je možné doceliť tesnosti jednotlivých komponent- pre lepšiu životnosť spomenutej komponenty sú zaoblené kontaktné hrany na tvrdších- oceľových prvkoch. Pri nadmernom opotrebení funkčných komponent je rýchla výmena umožnená príložkami (5) so skrutkami (4). Ako ďalej vyplýva z obrázka, poloha zostavy je voči polohe hlavného pozdĺžnika nosného rámu vyosená. To je spôsobené rozchodom nosných profilov kontajneru. Pri danom vyosení je v kontakte 100% šírky nosného profilu kontajneru a 100% šírky valčeka. Zostava valčeka je teda uložená na podpornej konzole (8) ktorá je privarená o hlavný pozdĺžnik nosného rámu.

Voľbe vhodného materiálu pre klzné uloženia predchádzala rozsiahla rešerš ,z ktorej vzišiel víťazne práve materiál ZEDEX 100K. Tento materiál spĺňa všetky požiadavky a jednoznačne dominuje nad bronzovými materiálmi. Na Obr.7-2.2.4.1-I v prílohách je možné vidieť porovnanie s inými materiálmi. Podľa odporúčania od výrobcu [62] bol prevedený nasledovný výpočet z dôvodu kontroly.

Priemer osi  $d_{opv} = 35 \text{ mm}$ , šírka ložiska  $b_{zpv} = 120 \text{ mm}$ , uhol styku  $\alpha_s = 125^\circ$ , otáčky valčeka  $n_{pv} = 25,7 \text{ min}^{-1}$ , klzná rýchlosť  $v_{kpv}$ , pracovná plocha ložiska  $S_{zpv}$ , zaťaženie ložiska  $p_{zpv}$ , porovnávacia hodnota  $pv_{pv}$  a zaťažovacia sila  $F_{zpv} = 60 \text{ kN}$ - hodnota volená na základe bezpečnosti kvôli riziku zvýšenia zaťaženia. Napr. pri nerovnomernom rozložení nákladu, prípadne kvôli spomenutým nečistotám na hlavných nosníkoch kontajnera.

$$v_{kpv} = \frac{d_{opv} \cdot n_{pv} \cdot \pi}{1000} \quad (6)$$

$$v_{kpv} = \frac{35 \cdot 25,7 \cdot \pi}{1000} = 2,823 \frac{m}{min}$$

$$S_{zpv} = \frac{\pi \cdot d_{opv} \cdot b_{zpv} \cdot \alpha_s}{180 \cdot 2} \quad (7)$$

$$S_{zpv} = \frac{\pi \cdot 35 \cdot 120 \cdot 125}{180 \cdot 2} = 4\,581,49 \text{ mm}^2$$

$$p_{zpv} = \frac{F_{zpv}}{S_{zpv}} \quad (8)$$

$$p_{zpv} = \frac{60\,000}{4\,581,49} = 13,062 \text{ MPa}$$

$$pv_{pv} = p_{zpv} \cdot v_{kpv} \quad (9)$$

$$pv_{pv} = 13,062 \cdot 2,823 = 36,874 \frac{N}{mm^2} \cdot \frac{m}{min}$$

#### 2.2.4.2 NÁVRH KLZNÉHO ULOŽENIA PRE ROLNE

Analogicky s rovnicami (6), (7), (8), (9) boli pre nasledovné vstupné hodnoty, týkajúce sa uloženia a puzdra rolnien, stanovené výsledné hodnoty.

Vstupné hodnoty: priemer osi  $d_{or} = 70 \text{ mm}$ , šírka ložiska  $b_{zr} = 175 \text{ mm}$ , uhol styku  $\alpha_s = 125^\circ$ , otáčky valčeku  $n_r = 14,428 \text{ min}^{-1}$ , klzná rýchlosť  $v_{kr}$ , pracovná plocha ložiska  $S_{zr}$ , zaťaženie ložiska  $p_{zr}$ , porovnávacia hodnota  $pv_r$  a zaťažovacia sila  $F_{zr} = 80 \text{ kN}$  - hodnota volená na základe bezpečnosti kvôli riziku zvýšenia zaťaženia. Napr. pri nerovnomernom rozložení nákladu, prípadne spomenuté nečistoty na hlavných nosníkoch kontajnera, ktoré by pri kontakte s roľňami spôsobili nerovnomerné zaťaženie pri úvodnej fáze kontaktu a tým preťažovali danú stranu. Viac o roľniach sa bude pojednávať v kapitole „2.5 Výklopný rám“.

Výsledné hodnoty:

$$v_{kr} = 3,17 \frac{m}{min}$$

$$S_{zr} = 13\,362,68 \text{ mm}^2$$

$$p_{zr} = 5,986 \text{ MPa}$$

$$pv_r = 18,984 \frac{N}{mm^2} \cdot \frac{m}{min}$$

Maximálne prípustné tlakové zaťaženia pre obe puzdra neboli prekročené, podľa grafu na Obr.8-2.2.4.2-I v prílohách.

Podľa [63] stanovujem koeficienty trenia (bez mazania) pre podporný valčeka a roľňu  $f_{Tpv} = f_{Tr} = 0,1$

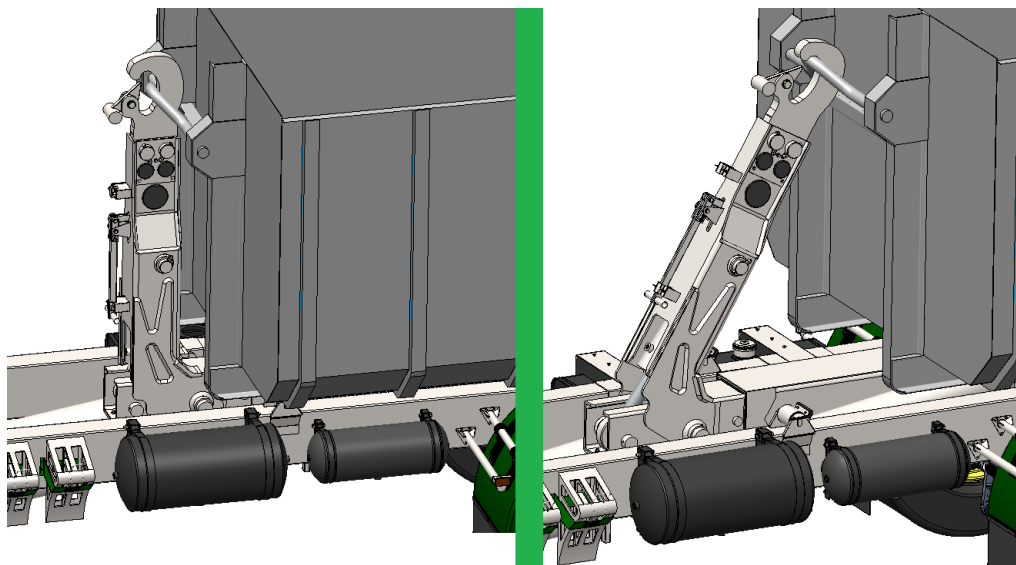
### 2.2.4.3 VLASTNÝ NÁVRH

Tiaha kontajnera je  $G_k = 200 \text{ kN}$ , zavádzam „koeficient bezpečnosti voči medznému stavu znečistenia klzných puzdier“  $k_{bb} = 2,2$ . Tretiu silu tvorí normálová zložka, pre tento prípad  $G_k$ , násobená príslušným koeficientom trenia.

$$F_{Tk} = G_k \cdot f_{Tr} \cdot k_{bb} \quad (10)$$

$$F_{Tk} = 200 \cdot 0,1 \cdot 2,2 = 44 \text{ kN}$$

Obr. 63 (zľava doprava) zobrazuje polohu sklopného PČHM pri započatí skladacieho cyklu. Samotnému cyklu sklopenie odpovedá graf na Obr. 64 s priebehmi tlačnej a vratnej sily na PČHM. Pri počiatocnom uhle osi motoru s vertikálou  $\alpha_{0shm} = 9^\circ$  je teda osová sila ktorú je potrebné vytvoriť  $F_{0shm}$ .



Obr. 64 Počiatocná a konečná poloha sklopného PČHM pri skladacom cykle (zľava doprava), alebo naopak pri ťažovacom cykle

$$F_{0shm} = \frac{F_{Tk}}{\sin \alpha_{0shm}} \quad (11)$$

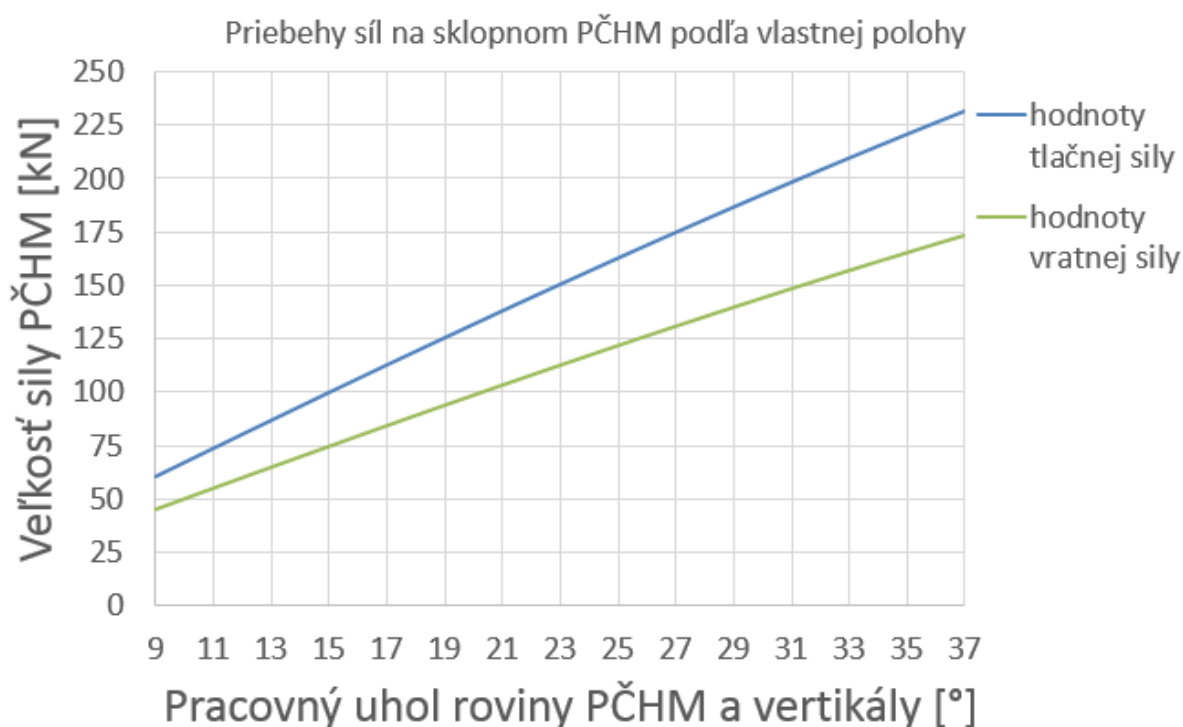
$$F_{0shm} = \frac{44}{\sin 9} = 281,268 \text{ kN}$$

Sklopný PČHM je využívaný pri ťažovacom aj skladacom cykle, musí teda prekonať silu  $F_{0shm}$  pri oboch pohyboch, jak tlačnom tak vratnom. Návrh prebieha na menšiu, teda vratnú.



Po dohode so zadávateľom práce volím pracovný tlak hydraulického okruhu  $p_{ho} = 25 \text{ MPa}$

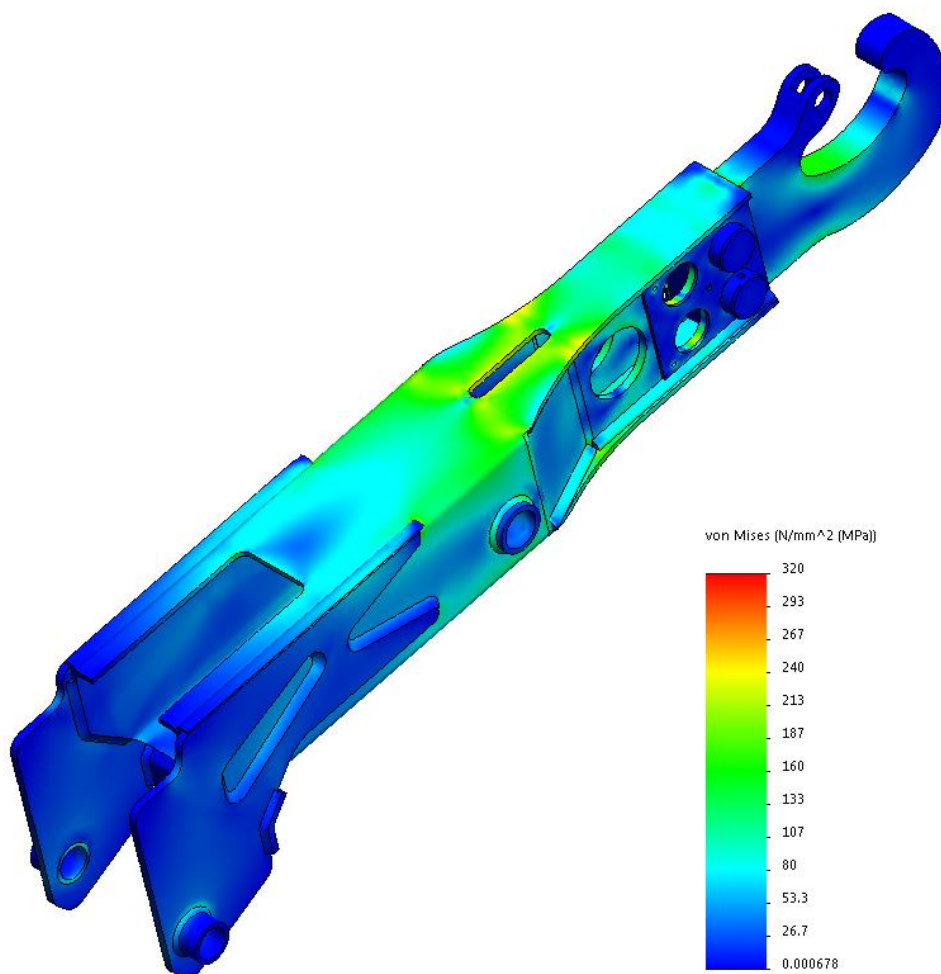
Dodávateľom PČHM je spoločnosť AVHB Hydraulika, podľa katalógového listu [64] volím PČHM s označením „HM2- 140/70-350“. Kde vnútorný priemer piestneho valca  $D_{shM} = 140 \text{ mm}$ , priemer piestnej tyče  $d_{shM} = 70 \text{ mm}$  a maximálny výsuv piestnej tyče je 350 mm. Spoločnosť dodáva daný PČHM s továrensky pripraveným uložením na čap s priemerom  $d_{sč} = 70 \text{ mm}$ . V tejto konfigurácii pri pracovnom tlaku sú silové parametre nasledovné: tlačná sila  $F_{Stl} = 384,845 \text{ kN}$  a vratná sila  $F_{Svr} = 288,634 \text{ kN}$ . Podmienka vyvolania pohybu kontajneru po ráme je splnená,  $F_{Svr} > F_{0shM}$ .



Obr. 65 Hodnoty tlačnej a vratnej sily sklopného PČHM v závislosti na uhle zvieranom medzi rovinou PČHM a vertikálou

### 2.2.5 PEVNOSTNÉ OVERENIE NÁVRHU

Verifikácia prebehla pre rovnaký záťažový stav, ako v kapitole "MKP uloženia pri naťahovacom cykle" ( $F_{RhNx} = 60 \text{ kN}$ ,  $F_{RhNy} = 97,1 \text{ kN}$ ). Použité štandardné sieťovanie za hojného užitia prvku „mesh control“-predovšetkým pod plochy zvarov a na samotné zvary. Zaväzbenie je adekvátne a nahrádza ďalší prvok o ktorom bude pojednávať ďalšia kapitola. Obr. 9-2.2.5-I v prílohách zobrazuje sieťovanie, zaťaženie a spomínané zaväzbenie. Obr. 65 zachytáva pevnostnú kontrolu, pri zjednodušenom uvážení, že obe sady čapových konzol majú vhodne odobrané po dva stupne voľnosti a ponechaný len moment, je výsledok adekvátny. Najzaťažovanejším miestom je prechod z plného nosného profilu do zrezaného, kde ako koncentrátor napätia vystupuje výrez pre rameno mechanizmu ktorý podporuje výškové nastavenie háku.

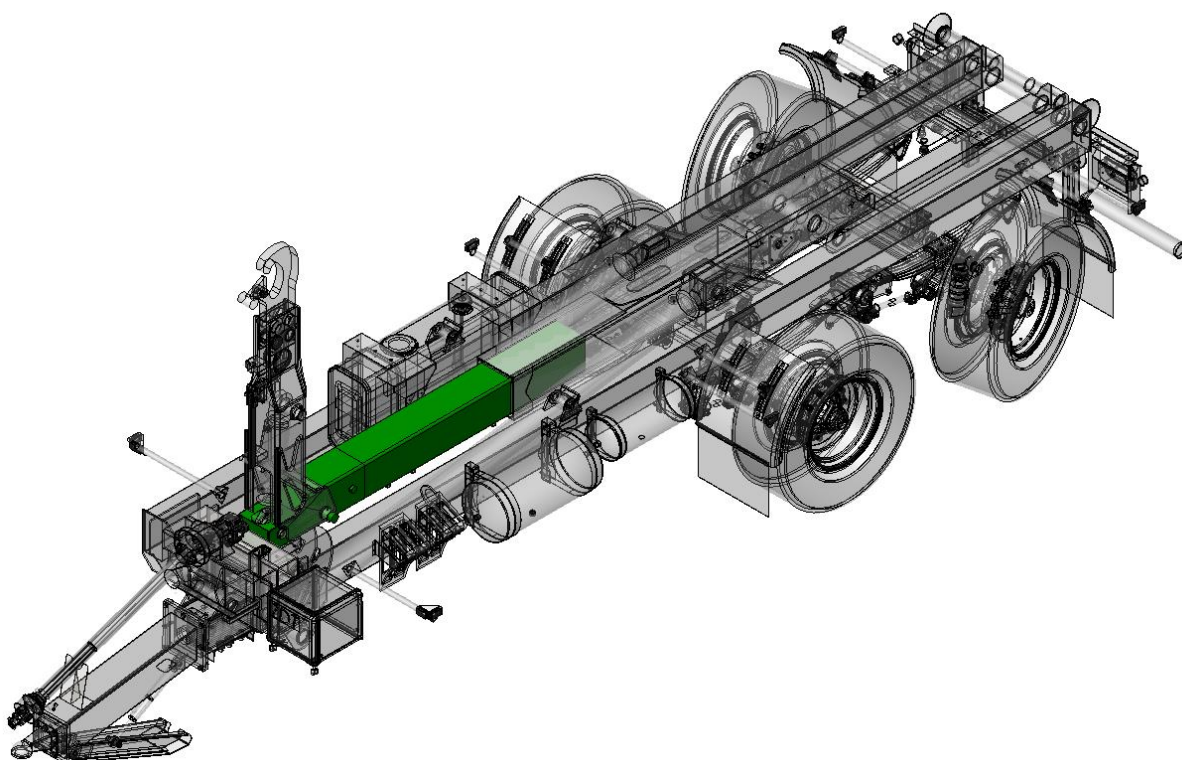


Obr. 66 Celkový pohľad na výsledok MKP, simulácia kompletného SHR so záťažovým stavom pre naťahovací cyklus z kapitoly 2.2.1, legenda s hornou hranicou 320 MPa podľa HMH podmienky, maximálne napätie 238 MPa v najužšom mieste prechodu profilu a tvarovom koncentratore napätia v podobe výrezu

## 2.3 VNÚTORNÉ VÝSUVNÉ RAMENO

Ďalej bude o predmete kapitoly referované ako o „VVR“. V kombinácii s vonkajším obalovým ramenom, o ktorom bude pojednávať ďalšia kapitola 2.4, je základnou úlohou tejto skupiny prvkov, okrem splnenia nosnej funkcie, aj zaistenie obdobného pohybu kontajnera po ráme ako SHR, teda horizontálny posuv čela kontajneru o 1 350 mm, ilustrovaný na Obr. 47.

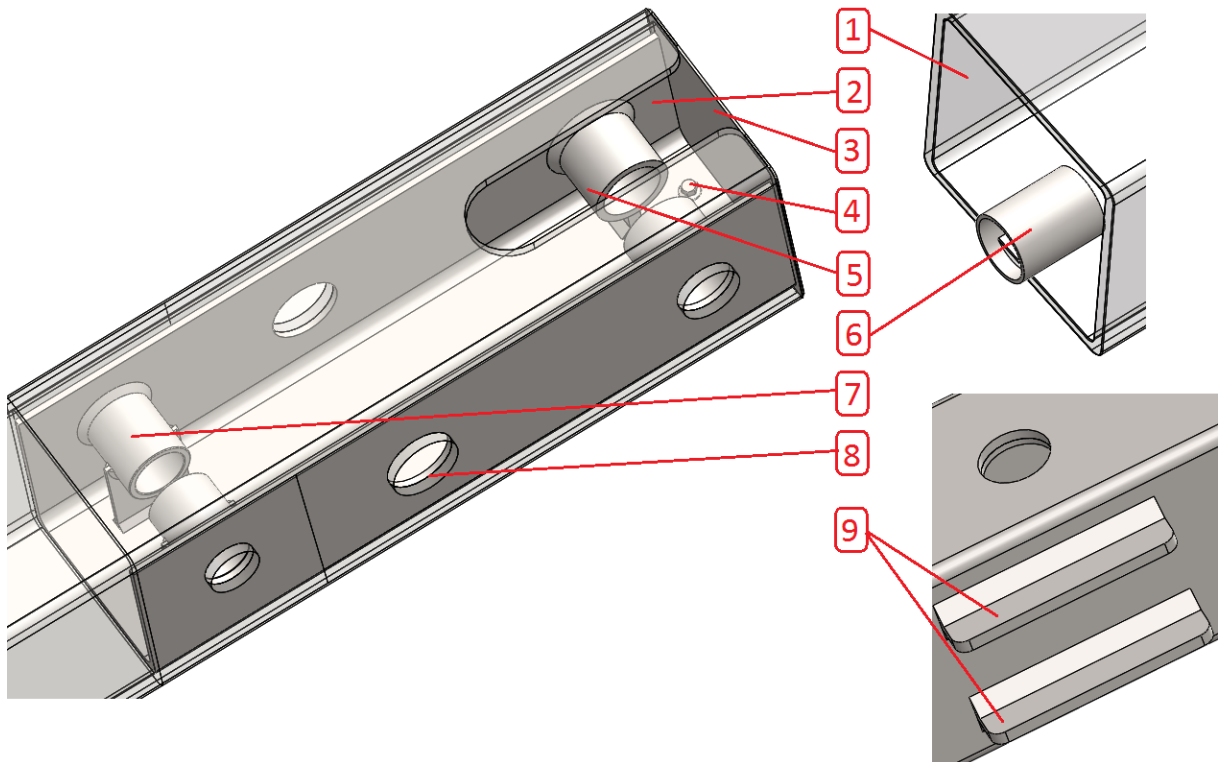
Tento posuv bude vyvolaný teleskopickým PČHM-v tejto práci je o tomto PČHM referované ako o teleskopickom, ale z dôvodu že jeho funkciou je výsuv vnútorného ramena- teleskopu, nie pre to že by išlo o PČHM teleskopickéj konštrukcie. O jeho návrhu pojednáva samostatná podkapitola. Obr. 66 zachytáva teleskop v plne vysunutej konfigurácii.



Obr. 67 Predmet kapitoly 2.3- vnútorné výsuvné rameno

Komponenty tvoriace VVR zobrazuje Obr.67, samotné VVR pozostáva z nosného profilu (1) dlhého 2 650 mm, jeho predná časť (vo vzťahu k nosiču ako takému) je tvorená zaslepením (3) výstuhou (2). Zaslepenie má za úlohu aspoň mierne kompenzovať oslabenie profilu vytvorené výrezom pre piestnu tyč sklopného PČHM, po obvode je privarené k čelu nosného profilu. Výstuha pozostáva z troch kusov plechov zvarovaných do U kútovými zvarmi. Výstuha je nosným prvkom konzol pre uchytenie piestneho valca sklopného PČHM (5) a uchytenie oka piestnej tyče teleskopického PČHM (7). Obe konzoly sú riešené už vyššie popísaným spôsobom, hrubostenná trubka príslušného rozmeru, opatrená kútovým zvarom po obvode, v kombinácii s rebrom. Podľa potreby a charakteristiky zaťaženia je rebro umiestnené rovnobežne s pozdĺžnou rovinou trubky (5) alebo kolmo na ňu (7). Uloženie výstuhy do nosného profilu je riešené párom skrutiek (4) a trojicou čapov. Tretím je uchytenie konzol z SHR na VVR (8).

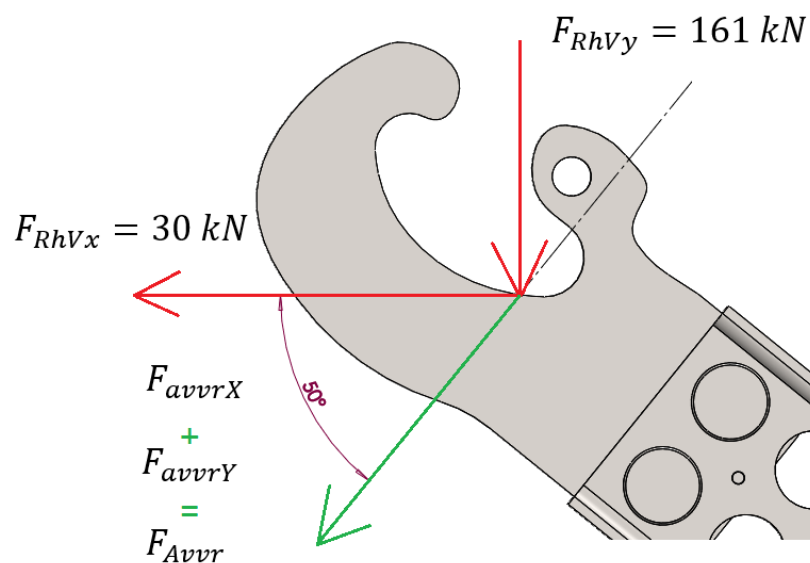
Na základe predikcie je pod týmto miestom umiestnená dvojica vystužujúcich plechov (9), pri jednotlivých záťažových stavoch očakávam zvýšené napätie v tomto mieste. Posledným prvkom umiestneným na zadnom konci nosného profilu je konzola (6), tá tvorí ovládací prvok aretačného mechanizmu vonkajšieho obalového ramena a výklopného rámu. Aj o tomto prvku bude pojednávané v kapitole 2.4.4 „Návrh aretačného mechanizmu vonkajšieho obalového ramena a výklopného rámu“.



Obr. 68 Popis komponent vnútorného výsuvného ramena

### 2.3.1 NÁVRH TELESKOPICKÉHO PČHM

Okrem vyššie spomenutého posuvu je ďalšou významnou funkciou zamedzenie axiálneho posuvu oboch ramien voči sebe, jak pri ťahovacom a skladacom cykle, tak pri výsypnom cykle. Pri poslednom menovanom je nutné previesť kontrolu voči medznému stavu vzpernej stability nakoľko cyklus prebieha pri plnom výsuve VVR.



Obr. 69 Hodnoty a rozmery potrebné pre výpočet maximálnej axiálnej sily pôsobiacej na teleskopický PČHM



Podľa zaťaženia z Obr. 68 boli prepočítané hodnoty reakčných síl,  $F_{RhVx} = 30 \text{ kN}$  a  $F_{RhVy} = 161 \text{ kN}$ , pomocou goniometrických funkcií do zložky pôsobiacej v axiálnom smere lokálneho súradnicového systému VVR. Výsledkom je hodnota  $F_{Avvr}$  podľa ktorej bude navrhovaný priemer piestnej tyče teleskopického PČHM.

$$\cos \alpha_{vsm} = \frac{F_{RhVx}}{F_{AvvrX}} \quad F_{AvvrX} = \frac{F_{RhVx}}{\cos \alpha_{vsm}} \quad (12)$$

$$F_{AvvrX} = \frac{30}{\cos 50} = 46,672 \text{ kN}$$

Analogicky s rovnicou (12) pre axiálnu zložku od horizontálneho zaťaženia bola stanovená axiálna zložka od vertikálneho zaťaženia  $F_{AvvrY}$

$$F_{AvvrY} = \frac{161}{\sin 50} = 210,170 \text{ kN}$$

Celková hodnota  $F_{Avvr}$  je daná súčtom oboch zložiek  $F_{AvvrY}$  a  $F_{AvvrX}$

$$F_{Avvr} = F_{AvvrY} + F_{AvvrX}$$

$$F_{Avvr} = 210,170 + 46,672 = 256,843 \text{ kN}$$

Podľa [58] str. 36 a doporučení od dodávateľa-vzper podľa Eulera pre obidva konce kĺbovo uložené kde maximálna dĺžka výsuvu je vzdialenosť oko piestneho valca-okolo piestnej tyče, navrhujem minimálny priemer piestnej tyče  $d_{Nptel}$ , kde Youngov modul pružnosti v ťahu  $E = 210 \text{ GPa}$ , koeficient bezpečnosti voči medznému stavu straty vzpernej stability  $k_{vzp} = 2$ , maximálna dĺžka výsuvu  $l_{vp} = 3530 \text{ mm}$  a návrhový minimálny kvadratický moment  $I_{xminp}$ .

$$F_{Avvr} \cdot k_{vzp} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{xminp}}{l_{vp}^2} \Rightarrow I_{xminp} = \frac{F_{Avvr} \cdot k_{vzp} \cdot l_{vp}^2}{\pi^2 \cdot E} \quad (13)$$

$$I_{xminp} = \frac{256,843 \cdot 2 \cdot 3530^2}{\pi^2 \cdot 210} = 3,088 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$I_{xminp} = \frac{\pi \cdot d_{Nptel}^4}{64} \Rightarrow d_{Nptel} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot I_{xminp}}{\pi}} \quad (14)$$

$$d_{Nptel} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 3,088 \cdot 10^6}{\pi}} = 89,061 \text{ mm}$$

Na základe komunikácie s dodávateľom volím z katalógového listu [64] produkt s označením „HM2-125/90-1350“. Kde vnútorný priemer piestneho valca  $D_{Thm} = 125 \text{ mm}$ , priemer piestnej tyče  $d_{Thm} = 90 \text{ mm}$  a maximálny výsuv piestnej tyče je 1 350 mm. Piestna tyč je na objednávku s dodávaná s väčším priemerom ako v katalógovom liste. Spoločnosť dodáva daný PČHM s továrensky pripraveným uložením na čap s priemerom 60 mm, avšak

kontrola konzol uchytenia ukázala že čap je nutné použiť väčší, s priemerom  $d_{T\zeta} = 70 \text{ mm}$ . V tejto konfigurácii pri pracovnom tlaku sú silové parametre nasledovné: tlačná sila  $F_{Ttl} = 306,796 \text{ kN}$  a vratná sila  $F_{Tvr} = 147,753 \text{ kN}$ .

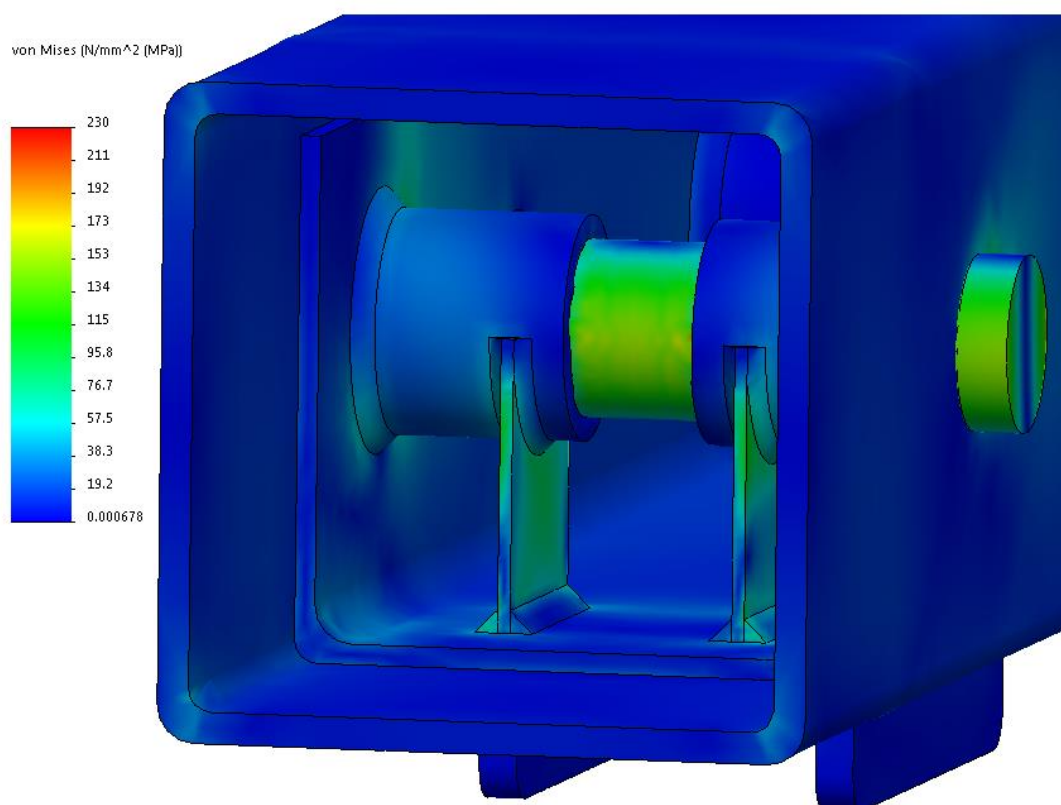
Na vyvodenie pohybu kontajneru je nutné prekonať treciu silu  $F_{Tk} = 44 \text{ kN}$

$$F_{Ttl} \cup F_{Tvr} > F_{Tk}$$

$$306,796 \cup 147,753 > 44 \quad \text{VYHOVUJE}$$

### 2.3.1.1 PEVNOSTNÁ KONTROLA KONZOL UCHYTENIA OKA PIESTNEJ TYČE TELESKOPICKÉHO PČHM

Z dôvodu zmeny niektorých rozmerov daného PČHM považujem za nutné previesť pevnostnú kontrolu konzol a čapu. Simulovaný moment odpovedá záťažovému stavu výsypného cyklu. Zaťaženie čapu je reakcia od oka piestnej tyče teleskopického PČHM- $F_{Avvr}$ . Z dôvodu výsledku kontroly, ktorá prebehla s čapom podľa katalógového listu výrobcu, bola prevedená zmena priemeru čapu spomenutá v predchádzajúcej kapitole, pričom Obr. 69 odpovedá čapu s priemerom  $d_{T\zeta} = 70 \text{ mm}$ .

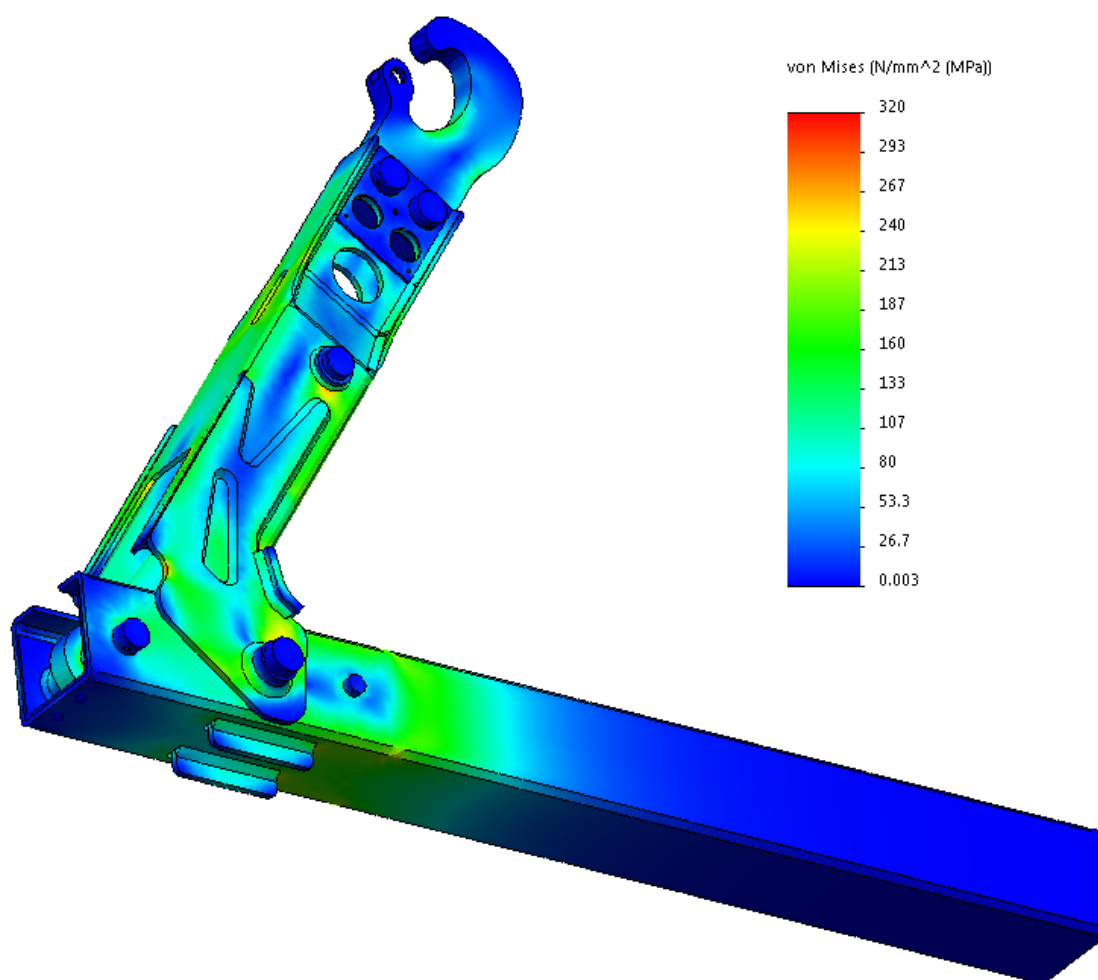


Obr. 70 Celkový pohľad na výsledok MKP, simulácia konzol a čapu so záťažovým stavom pre výsypný cyklus zaťažený axiálnou silou z predchádzajúcej kapitoly, legenda s hornou hranicou 230 MPa podľa HMH podmienky, maximálne napätie 169 MPa v mieste silového pôsobenia- odvrátená strana čapu

### 2.3.2 PEVNOSTNÁ KONTROLA SHR SPOLU S VVR

Na Obr. 70 sa nachádza vyobrazené MKP doposiaľ navrhnutých celkov pre naťahovací cyklus, SHR prešlo ešte drobnými vystužovacími úpravami. V simulácii sa už nachádzaj aj náhrada za sklopný PČHM. „Voľný“ koniec VVR sa môže zdať predimenzovaný a nevyužitý, avšak pri zmene záťažového stavu bude plne využitý. V závislosti od výsledkov ďalšieho testovania je možné nosný profil optimalizovať z hľadiska vlastnej hmotnosti.

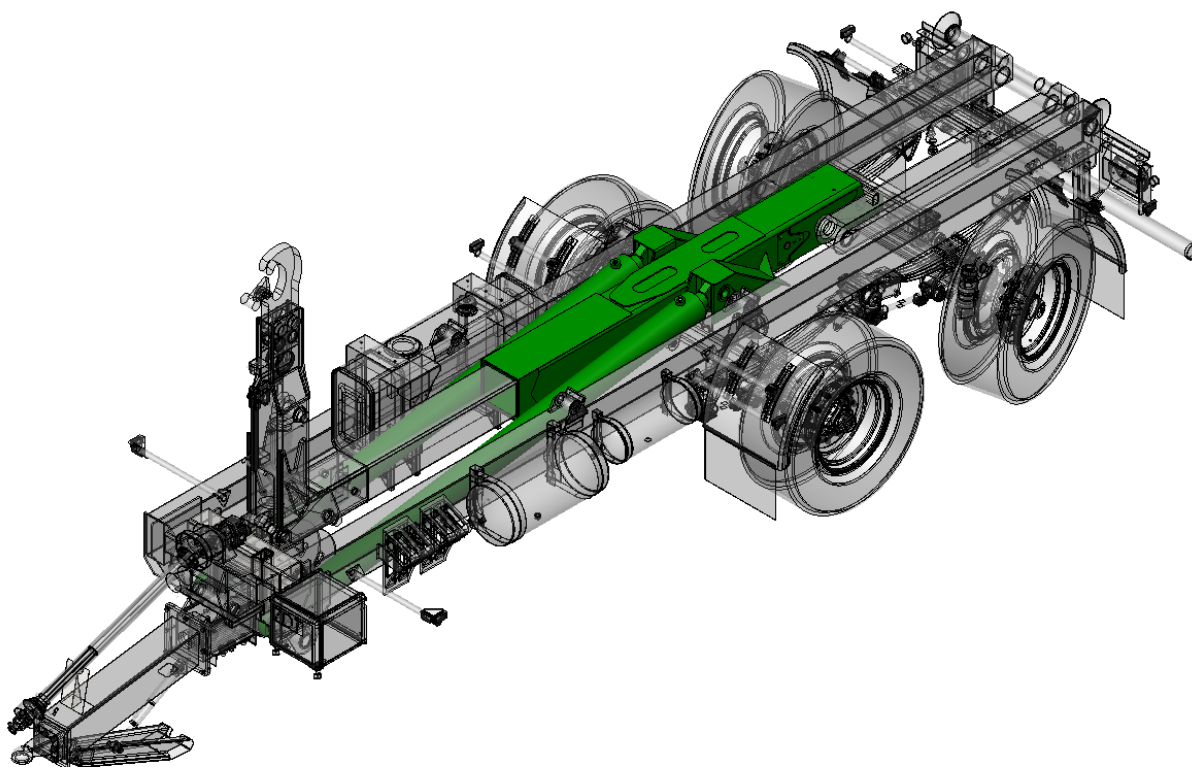
Z výsledkov zobrazených v prílohách na Obr.11-2.3.2-I vyplýva že ďalšia optimalizácia v budúcnosti je možná, napätie okolo strednice nosného profilu je nízke, rovnako aj dĺžka ktorou sa prekrýva s vonkajším obalovým ramenom (veľkosť vsadenia) môže byť ďalej optimalizovaná.



*Obr. 71 Celkový pohľad na výsledok MKP, simulácia kompletného VVR a SHR so záťažovým stavom pre naťahovací cyklus z kapitoly 2.2.1, legenda s hornou hranicou 320 MPa podľa HMMH podmienky, maximálne napätie 247 MPa v konzole ktorá spája SHR a VVR, vo vybraní pre čap oka piestnej tyče sklopného SHR*

## 2.4 VONKAJŠIE OBALOVÉ RAMENO

Ďalej označované ako „VOR“. VOR tvorí najkomplexnejší navrhovaný celok pretože pozostáva z niekoľkých samostatne navrhovaných a kontrolovaných celkov. Konzoly ukotvenia piestneho valca teleskopického PČHM, konzoly ukotvenia hlavných PČHM, hlavné PČHM, mechanizmus zabezpečujúci aretáciu s výklopným rámom a vlastný návrh za účelom splnenia nosnej funkcie. Vyobrazenie všetkých spomenutých komponent a ich umiestnenie v celkovej zostave sa nachádza na Obr. 71



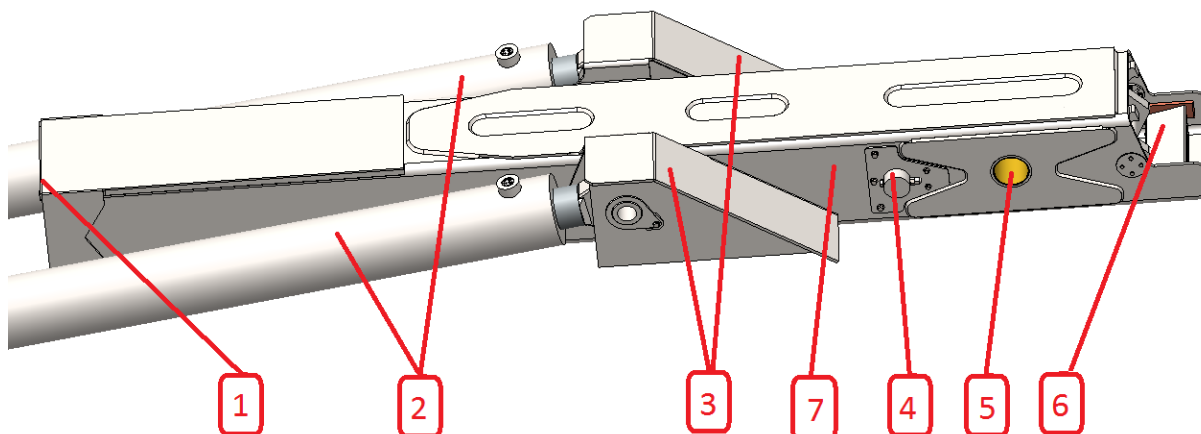
Obr. 72 Predmet kapitoly 2.4- Vonkajšie obalové rameno (VOR) a združené komponenty

Nosným prvkom je 3 033 mm dlhý uzavretý profil štvorcového prierezu (7). Polovica jeho dĺžky je vnútri vyložená klznými doskami z materiálu Zedex 100K (1). Klzný materiál je v priamom kontakte s profilom VVR. Axiálnemu pohybu VVR voči VOR je zamedzené teleskopickým PČHM, jeho uloženie v VVR už je navrhnuté, oko piestneho valca je uložené pri konci nosného profilu (7) vo vlastných konzolách (4). Tvar konzoly je navrhnutý aby nekolidoval s plátovaním uloženia VOR do výklopného rámu (5). Ďalšia kapitola pojednáva o návrhu hlavných PČHM (2) a o uložení ok piestnych tyčí- konzoly (3). Uloženie ok piestnych valcov bude riešene v jednej z nasledujúcich kapitol.

Obr. 72 zobrazuje aj mnohopočetné výstupy a plátovania nosného profilu za účelom zaistenia požadovanej pevnosti pri všetkých záťažových stavoch. Najnepriaznivejší záťažový stav nastáva v momente začiatku výsypaného cyklu- celé rameno musí preniesť enormnú silu od hlavných PČHM cez aretačný mechanizmus (6) na výklopný rám, pričom predná časť musí



s istotou preniesť požadovanú silu na SHR a SHR ďalej až na hák, pôsobením ktorého na podací hák kontajnerového rámu začína výsypaný cyklus.

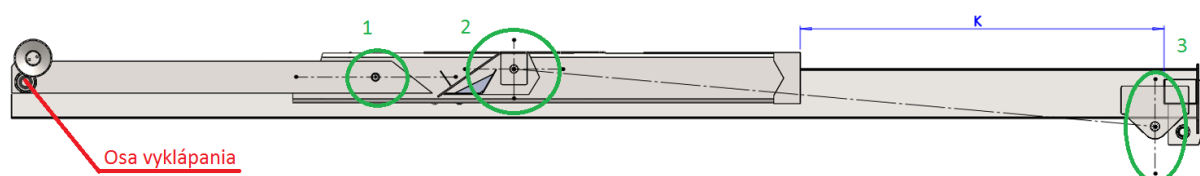


Obr. 73 Navrhované komponenty v rámci VOR

#### 2.4.1 NÁVRH A KONTROLA HLAVNÝCH PČHM

Návrh pozostával z odsimulovania niekoľko desiatok konfigurácii pomocou SolidWorks Motion. Následne boli dáta vyhodnocované a porovnávané medzi jednotlivým krokmi, pri čom rozhodujúcim faktorom bola veľkosť potrebnej sily na vyvedenie všetkých pracovných cyklov. Jednotlivé konfigurácie sa líšili od predchádzajúcej o veľkosť kroku ktorý bol stanovený geometriou. Na Obr. 73 sa nachádzajú tri základné uzly, oblasť uzlu (1) tvorí ukotvenie VOR do výklopného rámu. Oblasť uzlu (2) tvorí kotvenie piestnych tyčí hlavných PČHM a oblasť (3) tvorí kotvenie piestnych valcov hlavných PČHM do nosného rámu HNTTP. Označenie „K“ nesie dĺžka, s ktorou sa počas hľadania vhodnej kinematiky nerobili zmeny, označuje výsuv VVR.

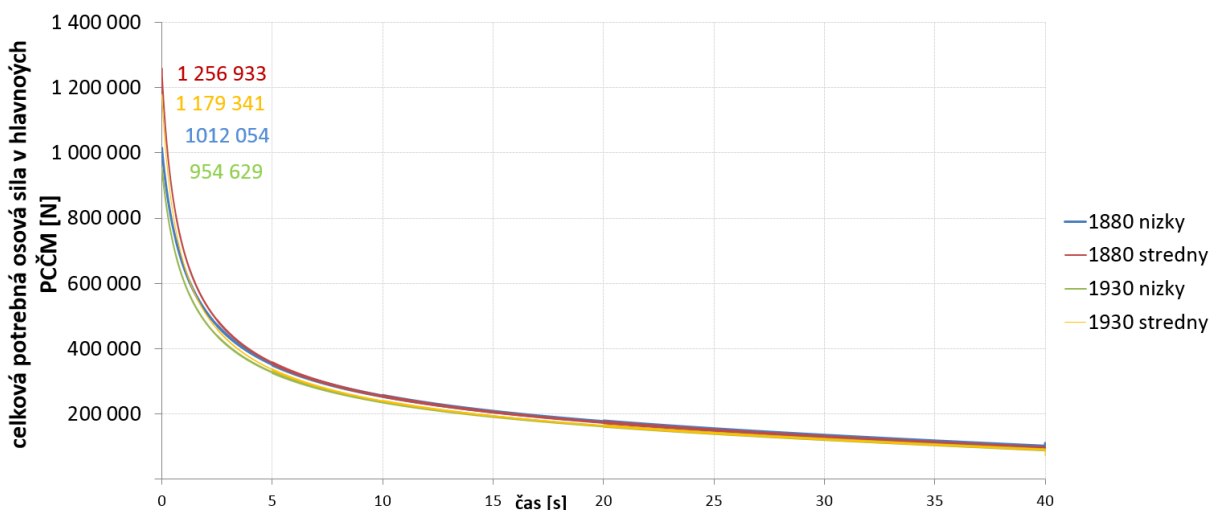
Nároky kladené na hlavné PČHM počas naťahovacieho/skladacieho cyklu sú zrejmé z Obr. 12 v kapitole 1.3.1. Nároky kladené počas týchto cyklov sú ovplyvňované predovšetkým vzájomnou polohou uzlov (1) a (2). Všeobecne je dôležitá najmä poloha uzlov (2) a (3) voči sebe pretože od nej závisí počiatočná „účinnosť“ hlavných PČHM. Tá závisí práve od uhlu ktorý zvierá naznačená osa hlavného PČHM s horizontálou. Od počiatku cyklov je využívaná pre pracovné cykly sinusová zložka hlavného PČHM- čím vyššia vertikálna vzdialenosť uzlov (2) a (3), tým väčší uhol a teda väčšia využívaná zložka sily. S rastúcim uhlom rastú aj nároky na jednotlivé uloženia.



Obr. 74 Ilustrácia jednotlivých uzlov pri návrhu základnej kinematiky

Jednoduchou úvahou je možné vyvodit' záver, že silové nároky na hlavné PČHM sú značne rozdielne vzhľadom na cyklus. Dôvod je evidentný, pri naťahovacom/skladacom cykle leží osa otáčania VOR v uzle (1), následkom toho spomínaný uhol, teda aj využitelná sila, rastie rýchlejšie. Pri výsypanom cykle sa vďaka aretačnému mechanizmu rám hákových ramien otáča okolo osi vyklápania. Uhol teda rastie pomalšie a počiatkové nároky na vyvodenie pohybu môžu byť viac-násobné. Pre správny výber hlavných PČHM je teda kľúčovým faktorom silový nárok pri výsypanom cykle. Na Obr. 74 sa nachádza vyobrazenie priebehu síl pre štyri finálne konfigurácie.

### Výsypaný cyklus



Obr. 75 Finálne konfigurácie pre stanovenie hlavných PČHM- výsypaný cyklus

Názvy z legendy sú pracovné názvy polohy jednotlivých uzlov z prechádzajúceho odseku, cifra je vzdialenosť uzlu (1) a osi vyklápania, označenie nízky/stredný je pre polohu uzlu (3). Do návrhu ďalej používam zelený variant-„1930 nízky“ z prostého dôvodu. Pri jednoduchej úprave Pascalovho zákona:

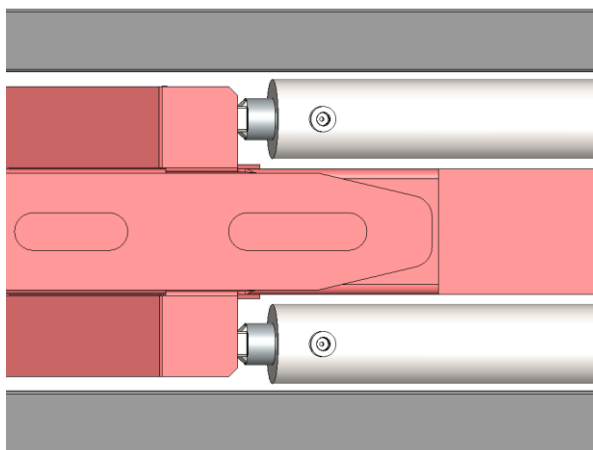
$$p_p = \frac{F_{zvc}}{S_{thlp}} = \frac{4 \cdot F_{zvc}}{\pi \cdot D_{Nthlp}^2} \Rightarrow D_{Nthlp} = \sqrt[2]{\frac{4 \cdot F_{zvc}}{\pi \cdot p_p}} \quad (15)$$

Kde  $F_{zvc}$  je zaťažovacia sila z Obr. 74,  $S_{thlp}$  vnútorná pracovná plocha piestneho valca hlavného PČHM a  $D_{Nthlp}$  vypočítaný informačný vnútorný priemer piestneho valca pre danú  $F_{zvc}$ .

Tab. 2 Možnosti použitia rôznych PČHM podľa priebehov na Obr. 74

Z grafu výsypaného cyklu potencionálna pracovná sila	Podľa upravenej rovnice Pascalovho zákona		Podľa katalógu výrobcu AVHB	
	vypočítaný vnútorný priemer piestneho valca		vnútorný priemer piestneho valca	vonkajší priemer piestneho valca
[kN]	[mm]		[mm]	[mm]
1 256.933	178.907		180	210
1 179.341	173.296		180	210
1 012.054	160.536		180	210
954.629	155.915		160	190

Voľba posledného variantu ( $F_{zvc} = 954,629 \text{ kN}$ ) je teda založená aj na ušetrenom zástavbovom priestore- Obr. 75, tento faktor je podstatnejší ako sa na prvý pohľad môže zdať. Medzi najstiesnenejšími miestami je vôľa 17 mm-tá musí pokryť montážne nepresnosti a deformácie pod zaťažením. Ak by bolo nutné použiť hlavný PČHM s vonkajším priemerom piestneho valca 210 mm, musela by narásť celková šírka rámu-rozchod pozdĺžnikov, tým by sa napr. zúžili možnosti použitia rôznych pneumatík-maximálna celková šírka musí ostať zachovaná. Ďalej by sa zvýšila vzdialenosť medzi pôsobením sily od PČHM a samotnou konzolou-potreba zachytiť väčší ohybový moment. Rovnaký princíp by sa uplatnil aj pri uložení hlavných PČHM na nosný rám a pri uložení výklopného rámu na nosný rám. Ďalšími výhodami sú menšia hmotnosť, menej pracovnej kvapaliny a v neposlednom rade priaznivejšia nákupná cena.



Obr. 76 VOR (červená), pozdĺžniky nosného rámu (tmavo-šeda) a hl. PČHM (sivá)

#### 2.4.1.1 KONTROLA HLAVNÝCH PČHM VOČI MEDZNÉMU STAVU STRATY VZPERNEJ STABILITY

Z grafu výsypného cyklu, Obr. 74 vyplýva že najväčšiu záťaž nesie piestna tyč na začiatku cyklu, pri malom výsuve. S rastúcim výsuvom zaťaženie pomerne prudko klesá.. Výpočet je analogický s rovnicami (13) a (14) v kapitole „Návrh teleskopického PČHM“ ( $k_{vzp} = 2$ ). Výsledky sú znázornené v Tab. 3

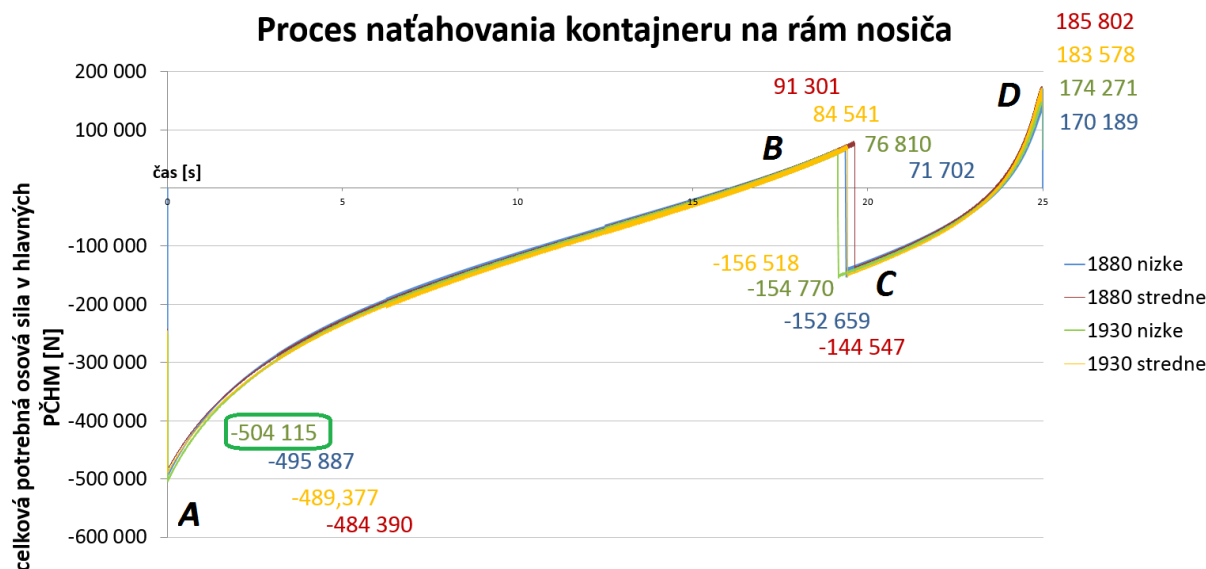
Tab. 3 Analyticky stanovené priemery piestnych tyčí hlavných PČHM v závislosti na fáze výsypného cyklu

čas vo výsypnom cykle [s]	0	2.5	5	10	15	20	25	30	35	40
celkové osové zaťaženie [kN]	953.6	438.97	329.4	233.6	190.2	162.2	139.9	121.3	104.8	89.33
výsuvná dĺžka [mm]	3733	3855	3973	4215	4455	4695	4935	5176	5416	5654
vypočítaný priemer piestnej tyče d [mm]	106.9	89.486	84.55	89.92	76.99	78.88	76.07	75.18	74.14	72.78

Na základe výsledkov z Tab. 2 a Tab. 3 volím z katalógového listu [64] „HM2-160/110- 2200“. Kde vnútorný priemer piestneho valca  $D_{thlp} = 160 \text{ mm}$ , priemer na objednávku riešenej piestnej tyče  $d_{phlp} = 110 \text{ mm}$  a maximálny výsuv piestnej tyče 2 200 mm. Spoločnosť dodáva daný PČHM s továrensky pripraveným uložením na čap s priemerom  $d_{HLČ} = 80 \text{ mm}$ .

### 2.4.1.2 VERIFIKÁCIA VYVINUTEJ VRATNEJ SILY

K finálnemu stanoveniu konfigurácie celého hlavného PČHM je nutné verifikovať maximálnu vratnú silu pre danú konfiguráciu- celý ňaťahovací cyklus prebieha pri vratnom pohybe hlavných PČHM. Graf na Obr. 76 je pre výškové nastavenie háku na splynutie 1 425- 1 460, táto konfigurácia je z hľadiska potrebnej sily „horšia“- hák sa musí dostať nižšie, výšuv piestnej tyče je vyšší.



Obr. 77 Finálne konfigurácie -ňaťahovací cyklus

Z grafu ďalej vyplýva že celková potrebná veľkosť sily pre zdvih kontajneru zo zeme je  $F_{VhlhmP} = 504,115 \text{ kN}$ . Hodnota potrebná na jeden PČHM je teda polovičná. Podľa katalógového listu je pre  $D_{thlp} = 160 \text{ mm}$  a  $d_{phlp} = 110 \text{ mm}$  pri pracovnom tlaku  $p_p = 25 \text{ MPa}$  maximálna tlačná sila  $F_{Thlhm} = 502,655 \text{ kN}$  a maximálna vratná sila  $F_{Vhlhm} = 265,072 \text{ kN}$

$$2 \cdot F_{Vhlhm} > F_{VhlhmP} \quad (16)$$

$$2 \cdot 265,072 = 530,144 \text{ kN} > 504,115 \text{ kN} \quad \text{VYHOVUJE}$$

$$2 \cdot F_{Thlhm} > F_{zvc} \quad (17)$$

$$2 \cdot 502,655 = 1\,005,31 \text{ kN} > 954,629 \text{ kN} \quad \text{VYHOVUJE}$$

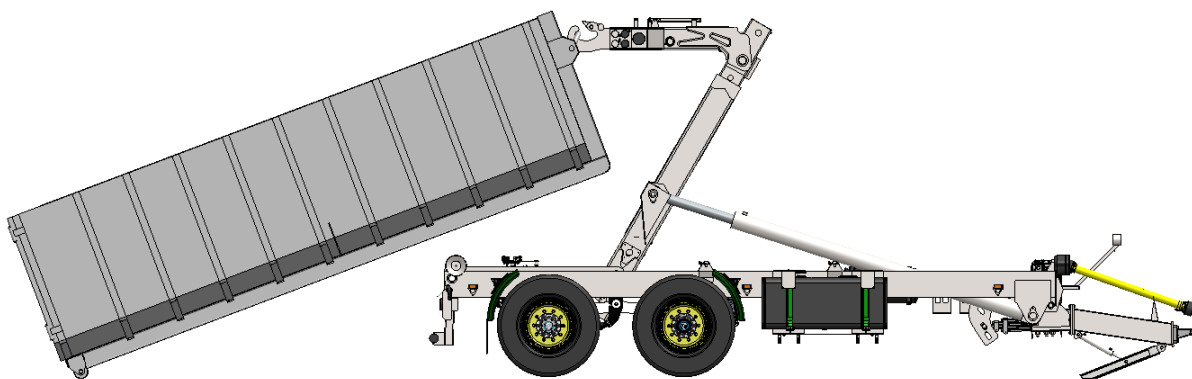
Na Obr. 76 sa nachádzajú abecedne označené lokálne extrémny, ktoré nastávajú počas ňaťahovacieho a analogicky skladacieho procesu, sú to:

**A→B** Tento úsek tvorí počiatok cyklu, od počiatočného odňatia prednej časti kontajnerového rámu od zeme. Na začiatku cyklu je citeľne väčší silový nárok- uhol ktorý zvierá pozdĺžna rovina hlavného PČHM s horizontálou je malý. Postupne ale narastá a priebeh sa takmer linearizuje. Celá časť cyklu je doposiaľ realizovaná vratným pohybom (znamienko mínus v grafe, motor použitý v simulácii na vyvedenie pohybu konal prácu), avšak pri dosiahnutí

momentu kedy SHR je v rovnobežnej polohe voči rámu (Obr. 77) je kontajnerový rám vplyvom vlastnej tiahy (hlavný PČHM musí konať minimálnu prácu) nútený dokončiť fázu cyklu pokým nedôjde ku kontaktu s roľňami, v tom momente nastáva bod B (platí pre dĺžku kontajnerového rámu použitú v simulácii- 7 200 mm)

**B→C** V krátkom časovom úseku nastáva významná zmena silových pomerov. V tomto okamihu naberajú na významne stabilizátory (Obr. 28) ktoré vytvoria medzi nápravami a nosným rámom pevné premostenie. Bez stabilizátorov a iných podporných prvkov môže tento moment vyústiť až do pridvihnutia zadnej časti ťahača.

**C→D** So začiatkom tejto krivky v grafe sa prerušuje akýkoľvek kontakt medzi kontajnerovým rámom a podložkou, celá jeho tiaha je rozložená na rám nosiča. Motor v simulácii zase musí konať prácu a druhé pretnutie nulovej hranice nastáva pri prevalení ťažiska kontajnerového rámu na stranu nosiča



Obr. 78 Ilustračné zobrazenie momentu kedy v simulovanom prostredí dochádza počas priebehu sily potrebnej na natiahnutie (**A→B**) pretnutie nulovej hodnoty sily

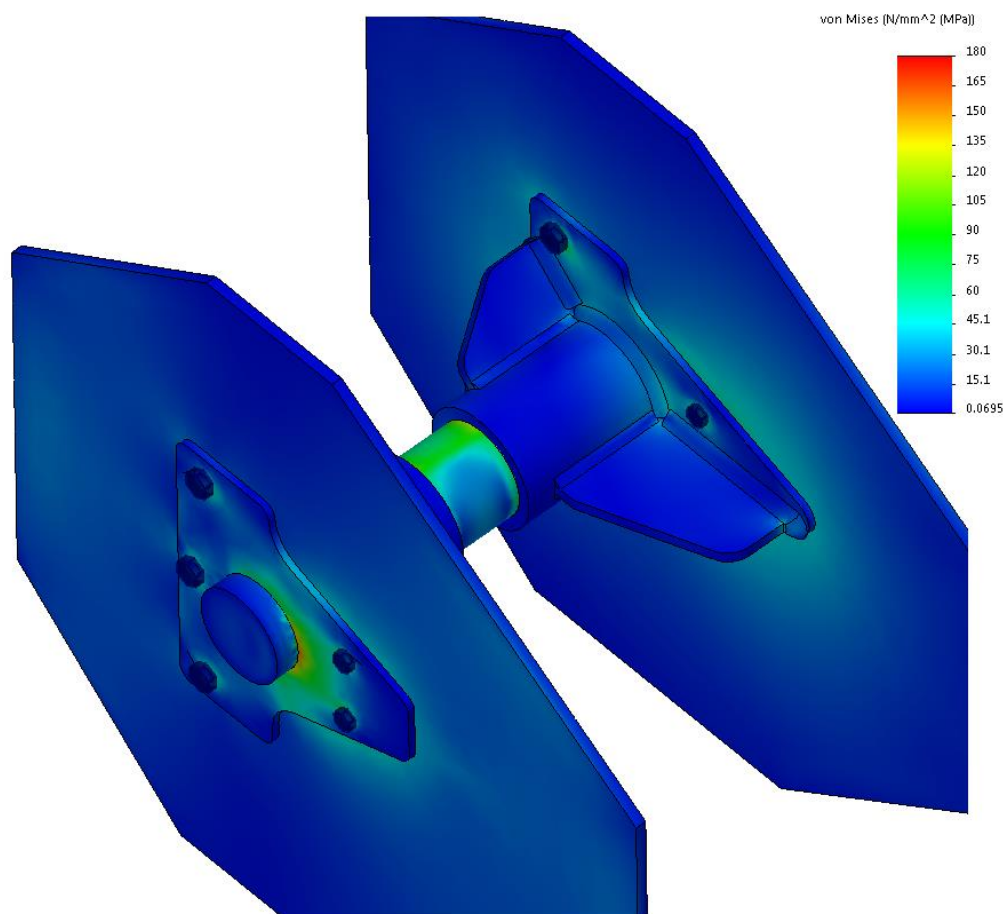
Ako už bolo popísané na začiatku v teoretickej časti, celý naťahovací cyklus závisí na počiatkových podmienkach ktoré sa môžu značne líšiť. Popísaný simulačný cyklus z Obr. 76 odpovedá ideálnemu, valenie valčekov na konci kontajnerového rámu je ideálne po hladkej podložke, kontajnerový rám má rovnomerne rozložený náklad. Tieto dva faktory môžu do značnej miery ovplyvniť priebeh sily, záťažové stavy a chovanie celého HNTP.

#### 2.4.2 PEVNOSTNÁ KONTROLA KONZOL UCHYTENIA OKA TELA TELESKOPICKÉHO PČHM

Z rovnakého dôvodu ako v podkapitole kapitoly 2.3.1.1 „Pevnostná kontrola konzol uchytenia oka piestnej tyče teleskopického PČHM“ prevádzam nasledovnú kontrolu, rovnako pre čap  $d_{T\zeta} = 70 \text{ mm}$ . Sieťovanie a zaťaženie sa nachádza v prílohách ako Obr.12-2.4.2-I.

Nasledovnej simulácii-Obr. 78, odpovedá jedno zjednodušenie, nie je zahrnutý celý nosný profil VOR ale je nahradený odpovedajúcimi komponentami plechov. Nároky na simuláciu sú menšie a napätím ovplyvnené okolie je odpovedajúce.





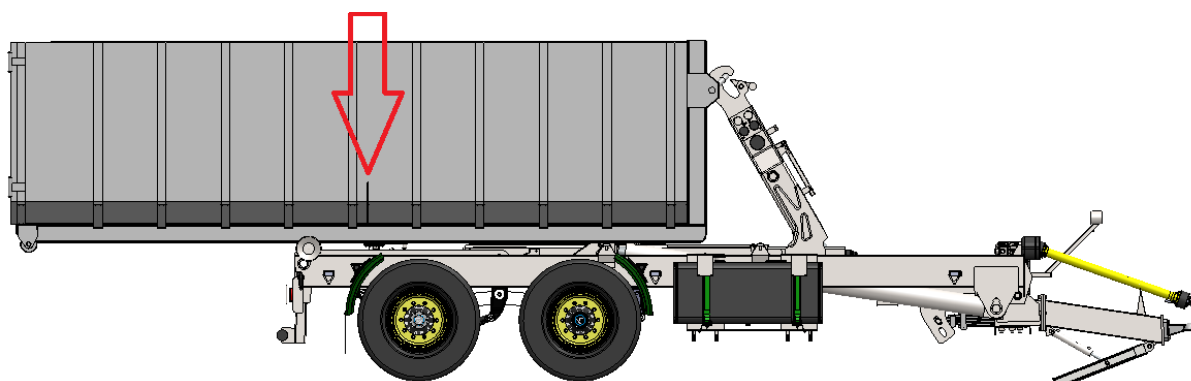
Obr. 79 Celkový pohľad na výsledok MKP, simulácia konzol a čapu so záťažovým stavom pre výsypaný cyklus zaťažený axiálnou silou kapitoly „2.3.1 Návrh teleskopického PČHM“, legenda s hornou hranicou 180 MPa podľa HMM podmienky, maximálne napätie 160 MPa v mieste kontaktu čapu s plechovými výpalkami konzol

### 2.4.3 NÁVRH ULOŽENIA VOR DO VÝKLOPNÉHO RÁMU

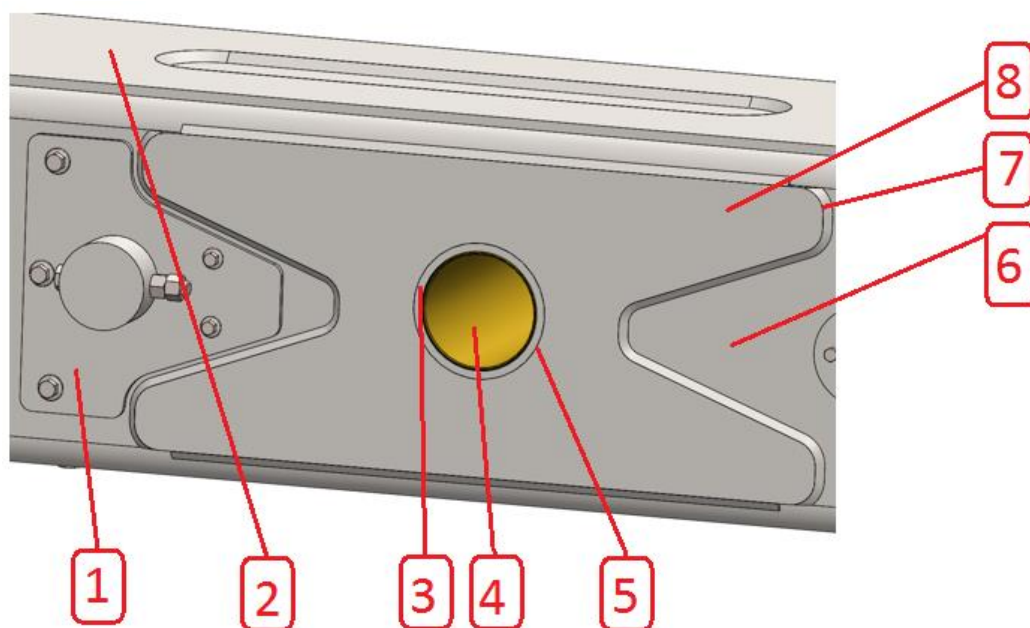
Zaťaženie menovaného celku ovplyvňuje široké spektrum faktorov. Z Obr. 76 plynie analogicky, že sprava doľava ide o skladací cyklus, počiatkové zaťaženie je približne 170 kN. To však platí pre ideálne rozloženie hmotnosť na kontajneri a predovšetkým pre uvažovanú dĺžku kontajnera 7 200 mm. Z Obr. 79 vyplýva že čím bude použitý kontajnerový rám kratší, tým väčšie budú silové nároky na počiatok skladacieho cyklu-červená šípka reprezentuje polohu ťažiska kontajnerového rámu. Pri už spomenutej dĺžke použitého kontajnera v simulačnom prostredí sa ťažisko nachádza pomerne blízko ku klopnej hrane ktorá prechádza cez rolne v smere „do papiera“. Avšak pri skracovaní dĺžky sa bude ťažisko posúvať smerom k prednému čelu nosiča- silové nároky na vyvodenie počiatového pohybu rastú. Tým pádom rastie aj zaťaženie vlastného uloženia

Z dôvodu vysokých nárokov sa uloženie navrhujem skladbu komponent ako na Obr.80. Tá pozostáva z nosného profilu (6), hlavnej výstuhy uloženia na výklopný rám (8) ktorá je po obvode privarená kútovým zvarom (7) k nosnému profilu. Klzné uloženie (4) je uložené v hrubostennej trubke (3) a ako celok vložené do pripraveného otvoru v nosnom profile. Následne je vytvorený V zvar (5) medzi stenou trubky a otvorom vo výstuhe. Uloženie konzol

oka piestneho valca teleskopického PČHM (1) je pripevnené skutkami do nosného profilu z dôvodu zamedzenia ďalšieho tepelného ovplyvňovania okolitého materiálu dodatočným zvarom.



Obr. 80 Zobrazenie ťažiska kontajneru pre dĺžku použitú v simulácii



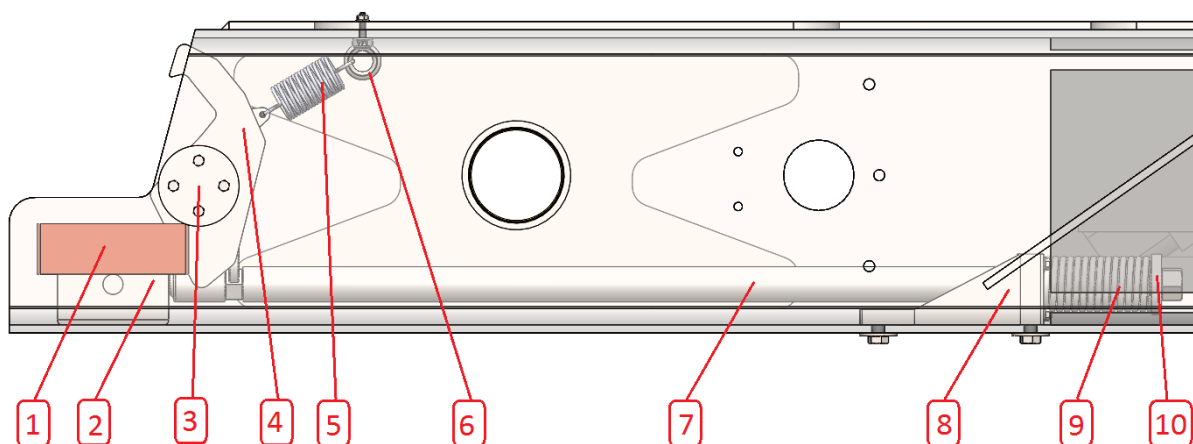
Obr. 81 Detail na uloženie oka piestneho valca teleskopického PČHM a na uloženie VOR do výklopného rámu

Klzné uloženie (4) môže byť vytvorené už vyššie spomenutým materiálom ZEDEK 100K, alebo zo za sebou radenými bronzovým puzdrami. Práve sériovo radené puzdra sú použité na Obr. 80. Sériové radenie je podmienené pracovnou šírkou uloženia- 312 mm. Väčšina výrobcov ponúka dĺžkové rozmery puzdier okolo 100 mm. V rámci dodatočnej optimalizácie môže byť jej predmetom aj voľba najvhodnejšieho klzného uloženia.

#### 2.4.4 NÁVRH ARETAČNÉHO MECHANIZMU VOR A VÝKLOPNÉHO RÁMU

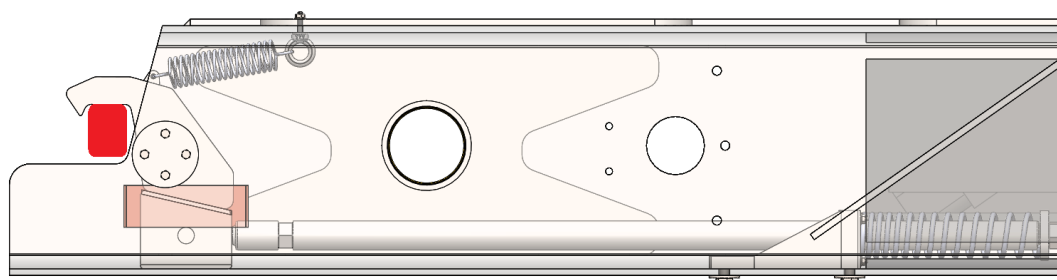
Tento mechanizmus zabezpečuje zmenu pracovného cyklu nosiča, z výsypného cyklu na naťahovací/skladací a naopak. Z dôvodu zložitosti celkovej kontroly takéhoto mechanizmu a rozsahu tejto práce uvádzam len návrh, bez celkovej kontroly pre všetky záťažové stavy.

Všetky prvky mechanizmu sa nachádzajú vnútri v nosnom profile VOR.



Obr. 82 Prvky tvoriace aretačných mechanizmus VOR a výklopného rámu

Ovládací prvok celého mechanizmu je zadné čelo VVR-presnejšie z Obr. 67 je to konzola (6). Moment ktorý je zachytený na obrázku vyššie nastáva pri plne zasunutom VVR, to cez spomenutú konzolu zatlačí na viečko (10) a cez tlačnú tyč (7) prenesie pohyb až na zostavu prvkov (2) ktoré sú vytlačené spod hákov (4). Po tomto vytlačení sú háky zabezpečené proti ďalšiemu pohybu pružinami (5) ukotvených cez oko so závitom (6) do nosného rámu. Po prevedení naťahovacieho/skladacieho cyklu, kedy je rameno vrátené do vodorovnej polohy, nastáva zmena polohy mechanizmu. Po vysunutí VVR-viečko tlačnej tyče už nie je tlačené konzolou, zaujíma pracovnú polohu pružina (9). Tá je uchytená medzi pevným kotvením tyče (8) a spomenutým viečkom. Tým že sa pružina snaží dostať do voľného stavu, expanduje, vyvoláva pohyb tlačnej tyče (7) smerom k prednému čelu nosiča. Tá prenáša pohyb na zostavu prvkov (2) ktoré sú postupne vťahované pod háky (4). Háky sú otočne uložené na konzole (3), pri pôsobení zostavy prvkov sú teda preklopené do pracovnej polohy. Nastáva výsypný cyklus, Obr. 82, kde červený profil predstavuje prvok ukotvený vo výklopnom ráme. Pri pôsobení hlavných PČHM sa tieto prepojené celky otáčajú okolo osi prechádzajúcej roľňami a kontajner je vysypávaný.



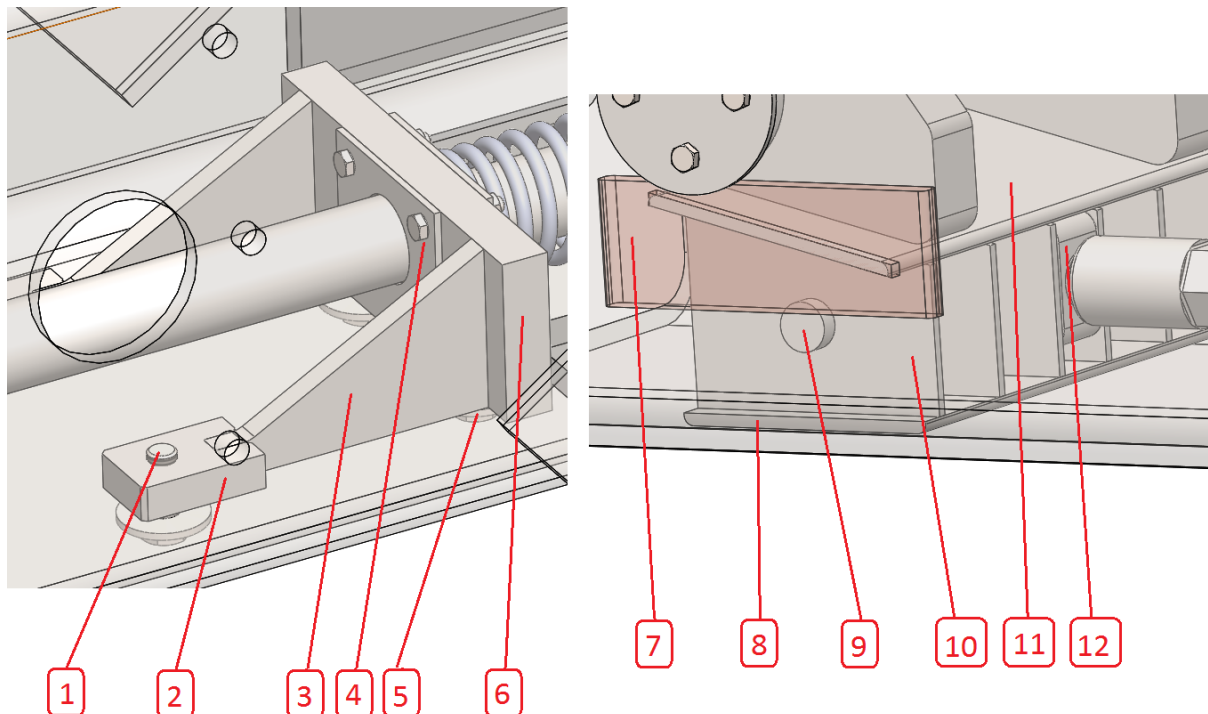
Obr. 83 Zoskupenie prvkov aretačného mechanizmu pri výsypnom cykle

Tlačná tyč (7) musí byť schopná preniesť vratnú silu teleskopického PČHM- $F_{Tvr} = 147,753 \text{ kN}$ , jej priemer je navrhovaný vzhľadom na medzný stav straty vzpernej stability, analogicky s rovnicami (13) a (14) pre dĺžku  $l_{tt} = 940 \text{ mm}$ . Vypočítaný návrhový priemer tlačnej tyče je  $d_{Ntt} = 39,974 \text{ mm}$ , preto navrhujem použiť oceľovú tyč o priemere 40 mm.

Pri návrhu pružiny (9) je nutné dbať na fakt že sila potrebná na jej stlačenie musí byť menšia ako vratná sila teleskopického PČHM, v opačnom prípade nie je zaručená funkcia. Pružiny (5) musia byť schopné vyvinúť silu ktorá vyvodí dostatočný moment na to aby boli háky pridržené v nefunkčnej polohe podľa Obr. 81.

Obr. 83 zobrazuje dva hlavné celky z Obr. 81-konzolu (8) a zostavu prvkov (2). Konzola pozostáva zo zvarenca tvoriaceho nosnú časť-hrubý (20 mm) plech (6), pár rebier (3) a konzola (2). Celý zvarenec je zafixovaný voči nosnému profilu VOR skrutkami (1) a (6). V plechu (6) sa nachádza otvor pre klznú puždu tlačnej tyče, axiálne poistenie tvorí sada príložiek (4) spojených skrutkami. Celá zostava musí byť navrhnutá tak, aby zachytila vratnú silu teleskopického PČHM a umožnila stlačenie pružiny.

Vpravo na Obr. 83 sa nachádza zostava prvkov ktorá zabezpečuje tvarovým stykom polohu hákov. Tlačná tyč je ukotvená v konzole (12), tá leží na ose (9) ktorá prechádza každým rebrom (10). Práve rebrá sú najnamáhanejším prvkom pretože prenášajú zaťaženie z hákov do nosného profilu. Kontaktná plocha medzi nosným profilom VOR a plechom (8) je mazaná mazivom Mogul A00. Vystredenie celej podzostavy je realizované párom klzných plastov (7). Kontaktnú plochu medzi hákmi a podzostavou tvorí plech (11), ten by mal byť z kvalitnejšieho oteruvzordného matetiálu.

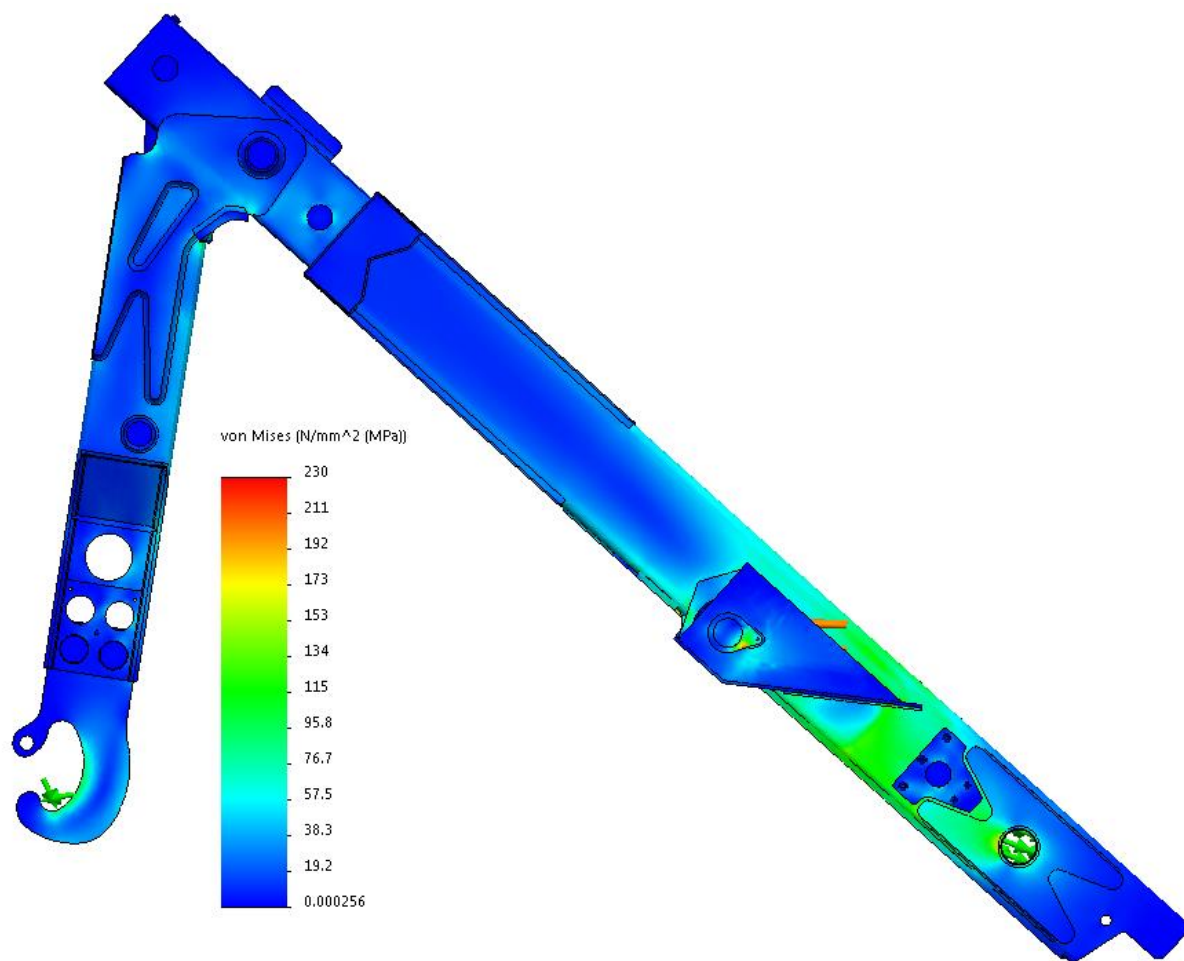


Obr. 84 Dve hlavné podzostavy tvoriace aretačný mechanizmus

### 2.4.5 PEVNOSTNÉ OVERENIE NAVRHNUTÝCH PRVKOV PRE NAŤAHOVACÍ ZÁŤAŽOVÝ CYKLUS

;Po postupnom navrhnutí a skontrolovaní všetkých prvkov, ktoré obsahuje kompletne hákové rameno- SHR, VVR a VOR, pokračujem pevnostnou analýzou najhoršieho možného stavu. Na Obr.84 je zachytená reálna poloha, ide o počiatok ťahovacieho cyklu pre výškovú konfiguráciu háku 1 570 mm. Zaťaženie je patrné z obrázka: v mieste kotvenia VOR do výklopného rámu sa nachádza väzba odoberajúca oba posuvy. Posledný stupeň voľnosti je odobraný sústave na háku.

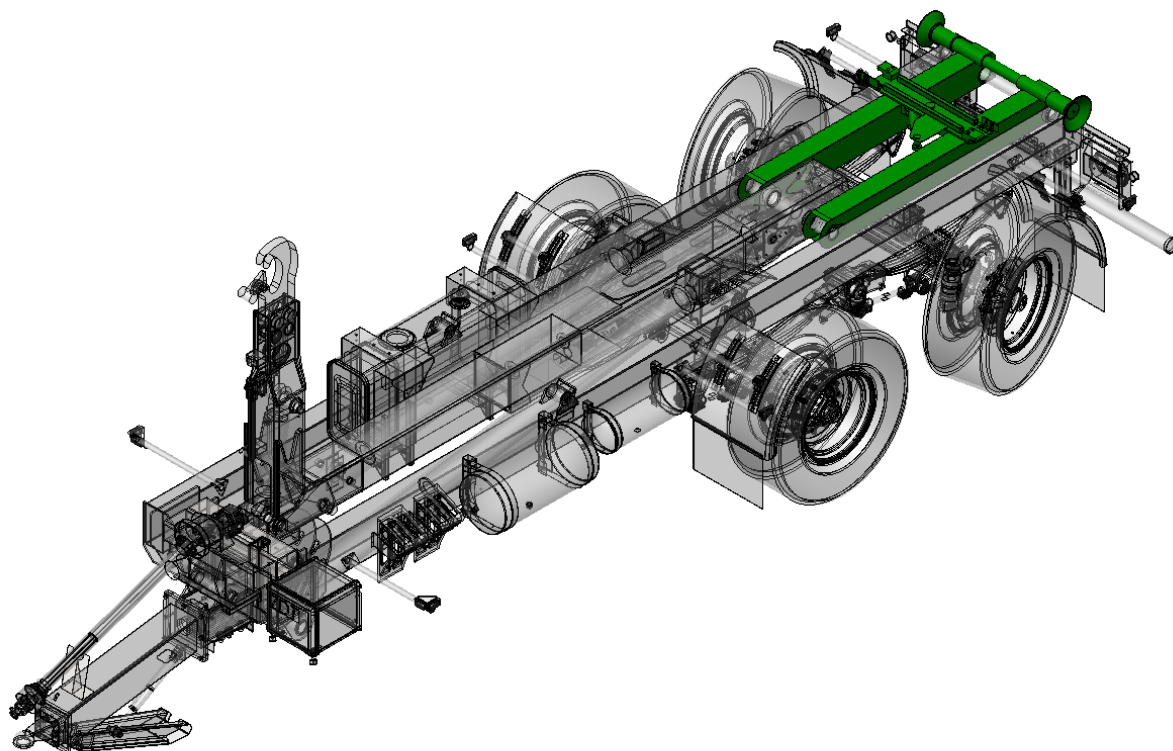
Situácia by prakticky nikdy nemala nastať, ide o moment kedy hlavné PČHM vyvíjajú maximálnu vratnú silu, no háku má zamedzený pohyb. V praxi takýto stav môže nastať pri niekoľkonásobnom preťažení kontajneru, alebo zapretí kontajneru o pevnú prekážku-v prípade že si strojník nevšimne tento stav a začne cyklus. Navrhovaná konštrukcia musí odolať bez vyvolania akéhokoľvek medzného stavu .



Obr. 85 Celkový pohľad na výsledok MKP, simulácia kompletneho hákového ramena pri ťahovacom cykle, legenda s hornou hranicou 230 MPa podľa HMM podmienky, maximálne napätie 183 MPa v mieste kotvenia držiaku tlačnej tyče aretačného mechanizmu do nosného profilu VOR- otvor tvorí koncentrátor napätia

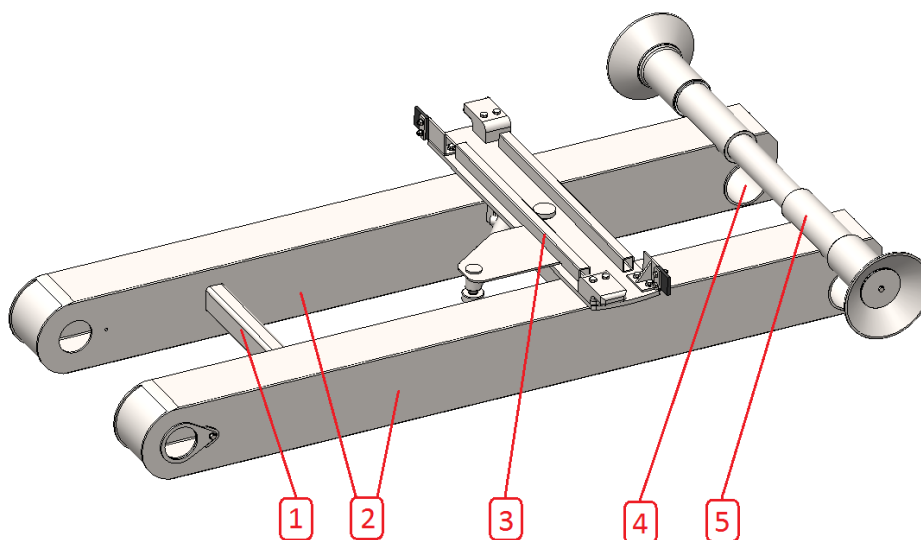


## 2.5 VÝKLOPNÝ RÁM



Obr. 86 Predmet kapitoly „2.5 Výklopný rám“ a jeho umiestnenie v celkovej zostave

Výklopný rám (Obr. 86) tvorí dvojica hlavných nosníkov (2). V nich sa nachádza v prednej časti uloženie pre osu z VOR, nosník tvarového styku pre aretačných mechanizmus (1) a v zadnej časti uloženie (4) pre osu z hlavného rámu. Vrchnú časť tvorí zostava rolní (5) a v neposlednom rade zostava zabezpečovacieho mechanizmu (4).

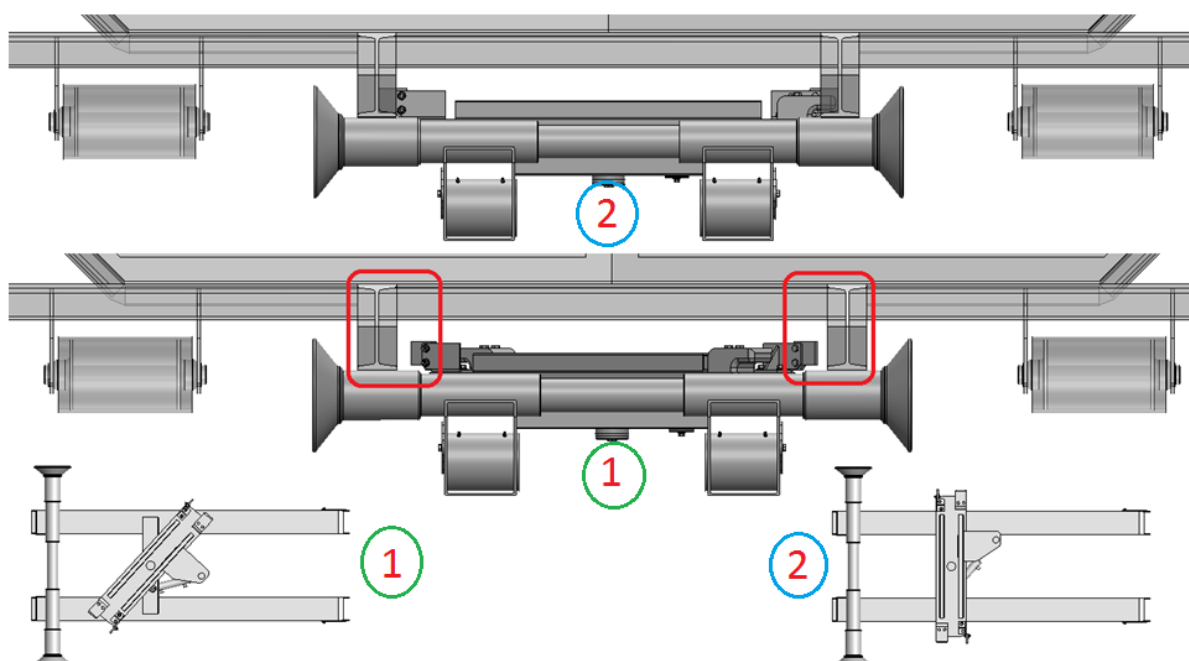


Obr. 87 Komponenty tvoriace výklopný rám

O uložení rolní pojednáva kapitola 2.2.4.2 „Návrh klzného uloženia pre rolne“. Uloženie sa sa nachádza na dlhej priebežnej ose. Zvolil som priebežnú osu kvôli lepšiemu rozloženiu síl pri zaťažovaní rolní. Samotná osa je vložená do trubkových konzol ktoré sú privarené kútovými zvarmi do vybraní na nosných profiloch. Výklopný rám je pri naťahovacom/skladacom cykle opretý o nosník medzi hlavnými nosnými pozdĺžnikmi základného rámu, plní funkciu uloženia pre VOR. Pri výsypanom cykle musí výklopný rám zabezpečiť zachytenie síl od hlavných PČHM a ich prenesenie do základného rámu tak, aby došlo k úspešnému vysypaniu objemu kontajneru. Očakávam značné namáhanie celého výklopného rámu pri výsypanom cykle, celý rám je možné ďalej vystužovať do všetkých smerov.

### 2.5.1 ZABEZPEČOVACÍ (ZAMYKACÍ) MECHANIZMUS KONTAJNEROVÉHO RÁMU

Táto problematika bola naznačená v teoretickej časti. Kvôli už spomenutým informáciám (predovšetkým v kapitole 1.3.3 kde sa prvý krát spomenula problematika uzamykania) bol navrhnutý mechanizmus ktorý odstránil menované nedostatky.



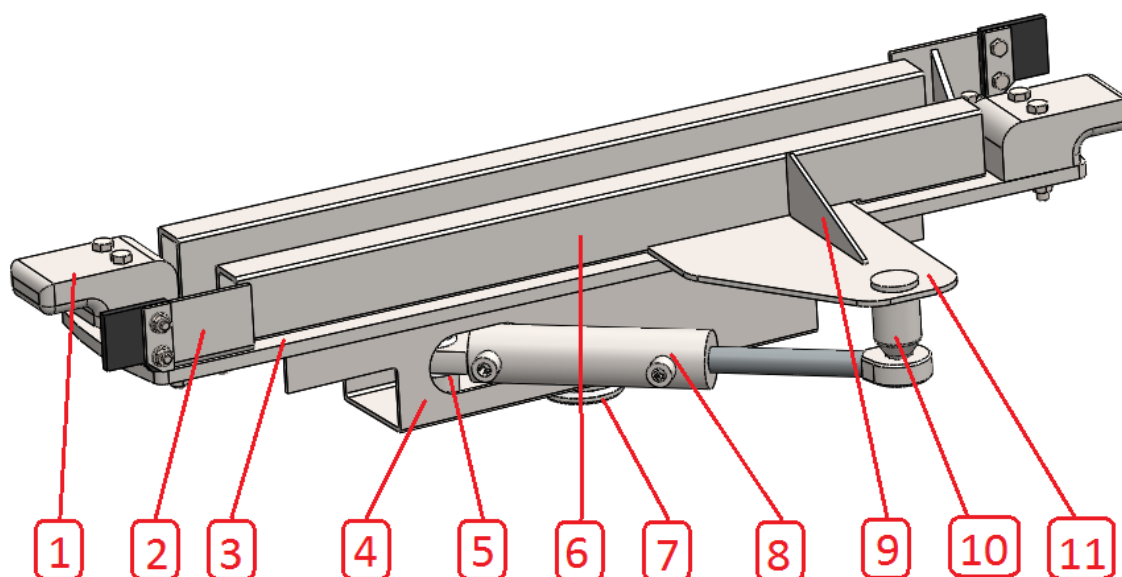
Obr. 88 Ozrejmienie funkcie zamykacieho mechanizmu

Princíp fungovania sa nachádza na Obr. 87. Kde poloha (1) predstavuje zamykací mechanizmus mimo prevádzky-kontajner sa pohybuje nezávisle na polohe zariadenia. Pri vyvedení tlačného pohybu príslušným PČHM je zamykací mechanizmus uvedený do prevádzky a nastáva poloha (2). Výhoda navrhnutého mechanizmu je práve v uvedení do pracovnej polohy rotačným pohybom.

Škrabky umiestnené po oboch stranách odstraňujú menej súdržné nečistoty. Keby zostali hrubšie nečistoty v hlavnom nosnom I profile kontajnerového rámu, tým že samotné zamykanie „kamene“ konajú tak isto rotačný pohyb, vzhľadom na spomenutý nosník, šanca že nastane situácia že by priamo tlačili na zdeformovaný nosník alebo do tvrdej nečistoty a tým ďalej deformovali nosník alebo vlastnú konštrukciu je menšia ako pri systémoch používaných

konkurenciou. Mechanizmus musí byť v prevádzke pri presune HNTT po komunikáciách a pri výsypanom cykle.

Zostava mechanizmu sa skladá z hlavného nosníka (4), ktorý je ukotvený na nosíky výklopného rámu, „taniera“ (3) ktorý nesie funkčné prvky, páru čističov a príslušných konzol (2)- tie sú umiestnené skrutkami kvôli dobrej vymeniteľnosti po opotrebovaní. Rovnako na skrutkách sa nachádzajú vlastné zamykacie „kamene“ (1). Dôležitým prvkom sú výstuhy (6), ktoré zabezpečujú dobré rozloženie napätia. Do prevádzky je mechanizmus uvádzaný už spomenutým PČHM (8), na „tanier“ je zmena polohy prenášaná cez konzolu. Tú tvorí plech (11) ktorý je umiestnený vo výreze jednej z výstuh, vystužený rebrom (9). Do pripraveného otvoru je vložený kolík (10) a obvarený „límcom“ z kútového zvaru. Druhá strana s menším priemerom zapadne do oka piestnej tyče PČHM. Posledným dielom je axiálne poistenie. Umiestnenie PČHM na nosnom profile je riešené čapom (5) a niekoľkými konzolami. Celá otočná časť je spojená s hlavným nosníkom čapom s hlavou. Zo spodnej strany je na čap priskrutkované viečko. Obe riešenia s čapmi (5) aj (7) používajú na oddelenie trecích plôch klzný materiál ZEDEX 100K.

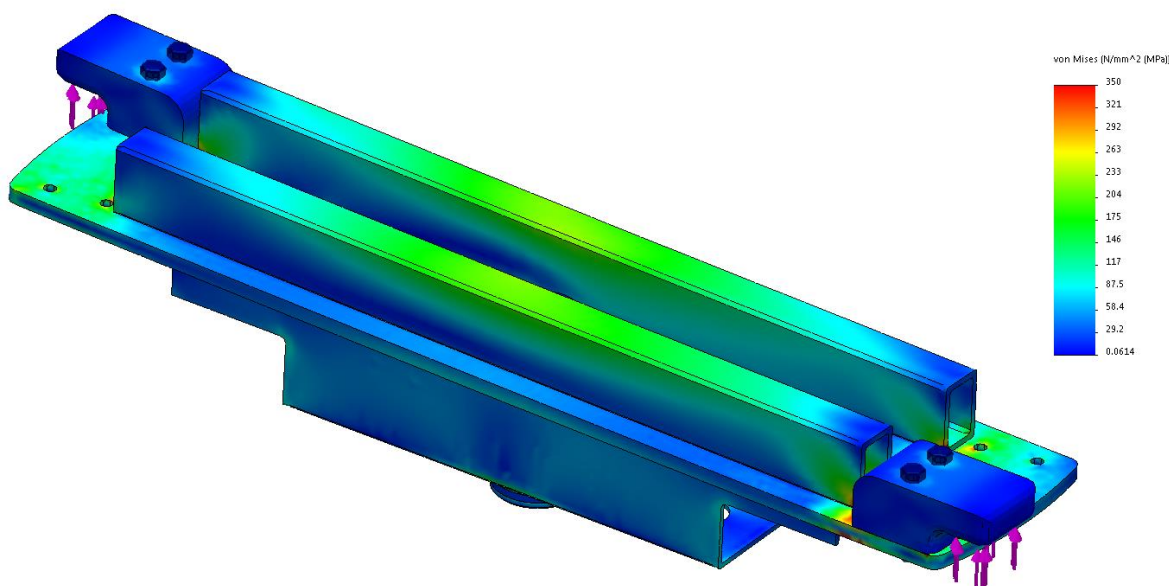


Obr. 89 Popis jednotlivých komponent tvoriacich zamykací mechanizmus

Stanovenie zaťaženia zabezpečovacieho mechanizmu vychádza primárne z odpruženia náprav a povrchu komunikácií. Pre získanie potrebných vstupných dát by bolo ideálne nasimulovať určitú dráhu s rôznymi povrchmi, výmoľmi a prekážkami. Následne v prostredí vhodného softvéru odsimulovať prejdeie danej dráhy s týmto nosičom s plným kontajnerom.

Tomu nezodpovedá rozsah tejto práce, preto uvádzam pevnostnú kontrolu informatívneho charakteru, tá demonštruje rozloženie napätia a možnosti ďalších úprav, pri zachovaní funkčnosti. Zaťaženie každého z kameňov je 25 kN. Ako vyplýva z Obr. 89, zaťaženie „taniera“ je aj na krut. Pre väčšie sily je možné postupne zväčšovať výstuhy, ako je možno vidieť na Obr. 87, výšková rezerva medzi kontajnerom a výstuhou je značná. Pre ďalšie potreby odporúčam podrobiť optimalizácii zamykací „kameň“, v ideálnom prípade zväčšiť kontaktnú plochu a zmenšiť robustnosť prvku. Ďalej je možné zmeniť uloženie PČHM ak by si to vyžadovala deformácia konštrukcie. Pri vyšších deformáciách je vhodné použiť guľový

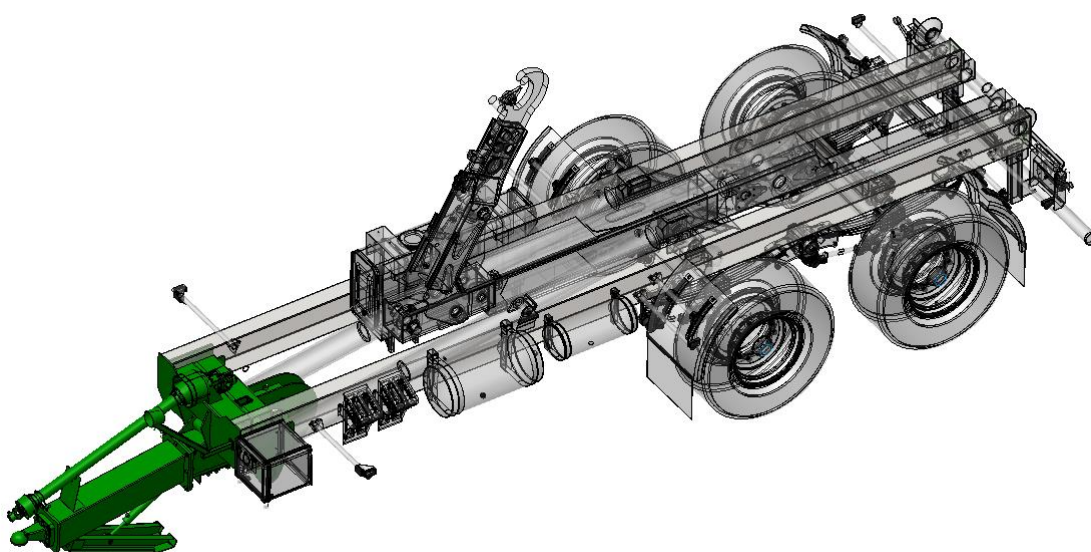
čap alebo obdobné riešenie ktoré umožňuje naklápanie. Pri nevhodnom zaťažení PČHM by dochádzalo k predčasnej deštrukcii tesnenia piestnej tyče a podobne.



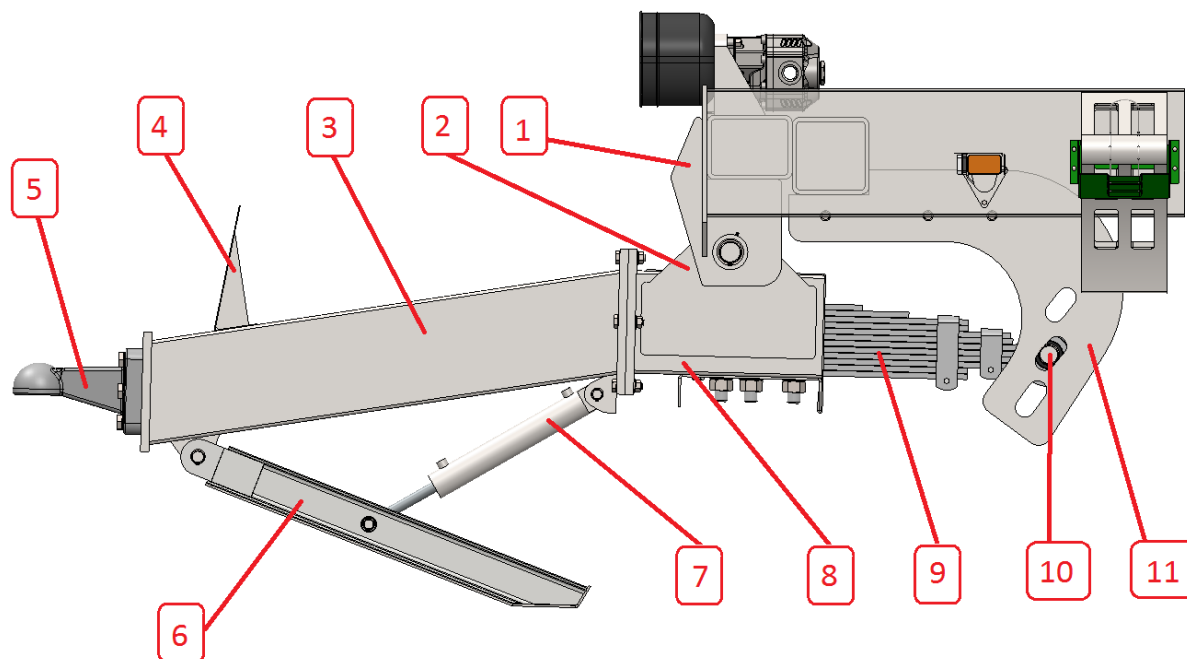
Obr. 90 Pevnostná kontrola zabezpečovacieho mechanizmu pre zaťaženie oboch „kameňov“ po 25 kN. Horná hranica legendy 350 MPa podľa HMH podmienky, maximálne napätie 300 MPa pod vnútornou hranou „kameňa“.

## 2.6 VÝŠKOVO STAVITEĽNÁ OJ A KOMPONENTY V PREDNEJ ČASTI NOSIČA

V prednej časti nosiča sa nachádza výškovo nastaviteľná oj, kotvenie ôk piestnych valcov hlavných PČHM, držiak na vzduchové hadice, čerpadlo a jeho uchytenie s pohonom. Celkové umiestnenie je možno vidieť na Obr. 90.



Obr. 91 Umiestnenie navrhovaných komponent



Obr. 92 Komponenty spadajúce do kategórie oj

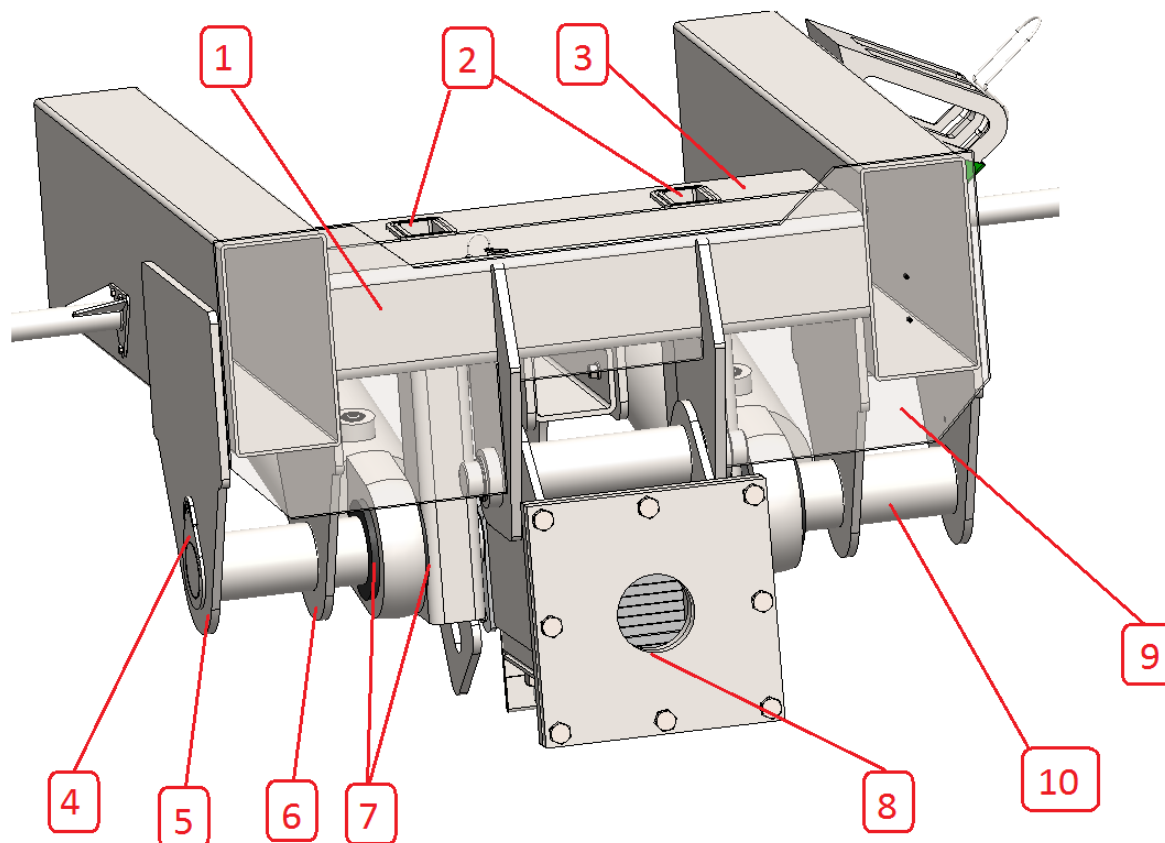
Základnými prvkami oje sú nosné profily (3) a (8), ich vzájomné spojenie je realizované niekoľkými skrutkami. Na začiatku sa nachádza miska (5) na guľu, s pracovným označením K80, rovnako upevnená na skrutkách. Tým je umožnená vo výrobe ľahká zmena podľa potrieb zákazníka z misky na oko. Na druhom konci profilov je vložený a priskrutkovaný zväzok listových pružín (9). Doposiaľ pomenované komponenty sú v styku so základným rámom v dvoch miestach, prvým je konzolu (2)- chytenie priamo na čele základného rámu (1), druhým je cez čap zväzku pružín (10) do konzol umožňujúcich výškové nastavenie (11). Samotné výškové nastavenie je realizované pomocou zmeny funkčnej drážky na konzole (11). Na Obr. 91 je použitá stredná drážka, ak chce strojník použiť ťahač so závesom ktorý je nižšie, použije drážku nad momentálne použitou. Ak vyššie, použije drážku pod. Odstavenie nepoužívaného nosiča umožňuje operná sklopná „noha“ (6). Tá je ovládaná príslušným PČHM (7). Na nosných profiloch sa ešte nachádza držiak kardanovej hriadele (4).

K vyššie popísanému celku je ešte pridaných niekoľko profilov a konzol ktoré tvoria uchytenie ôk piestnych valcov hlavných PČHM, tie budú popísané zvlášť aby nevznikol zmätok, tak ako je vyobrazené na Obr. 92.

Hlavné PČHM vykazujú enormné silové výkony pri výsypanom cykle, ich reakcie je nutne zachytiť v mieste uloženia do základného rámu. Počiatočnými prvkami sú konzoly (5) a (6), v podstate sú rovnaké, rozdiel je v tom že vnútorná (6) má výrez pre čelný profil (1)-nosný profil uchytenia konzol (1) z prechádzajúceho odseku a obrázku. Skrz spomenuté konzoly je vložená a uchytená hrubostenná trubka (10). Z vnútornej strany piestneho valca sa nachádzajú vystužené profily (2)-dva rozmerovo vhodné profily sú vložené do seba, konce sú opatrné V zvarom. Kútovým zvarom sú zafixované na zadnú stenu čelného profilu (1). Následne je priložené sekundárny čelný profil (3), uchytený skrutkami do (1) a zo spodnej a vrchnej strany opatrený kútovými zvarmi k profilom (2). Ako vystreďovací materiál je použitý Zedex 100K (7). Finálne je skrz všetky komponenty pretlačený nosný čap (na obrázku nie je vidno, ma spoločnú os s (10) ) a zabezpečený voči axiálnemu pohybu prvkom (4). Na obrázku je

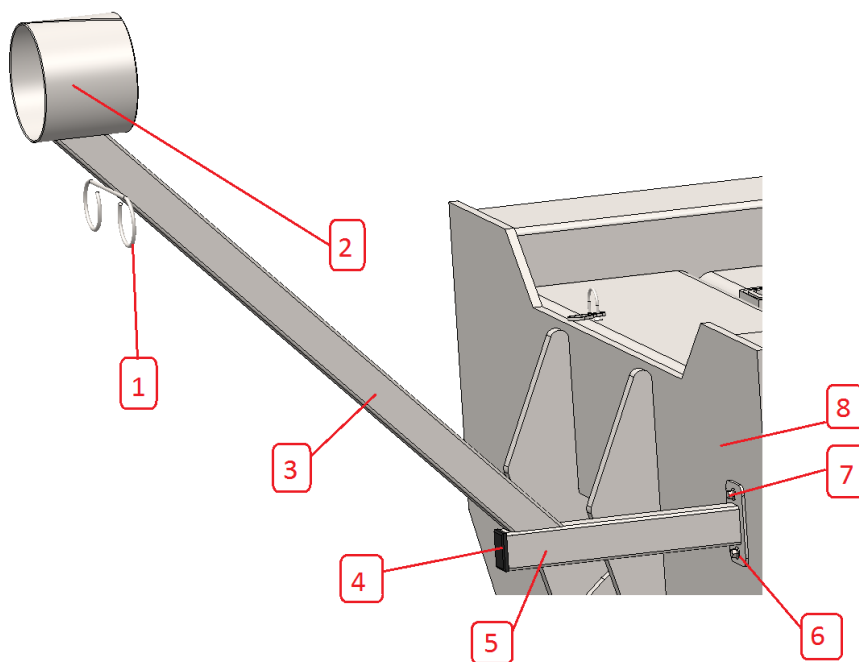


vyobrazený aj otvor (8) ktorým sú vedené hydraulické hadice k PČHM ovládajúcemu opernú „nohu“. Posledným vyobrazeným doposiaľ nepopísaným prvkom je vystuženie (9) voľných koncov hlavných pozdĺžnikov základného rámu.



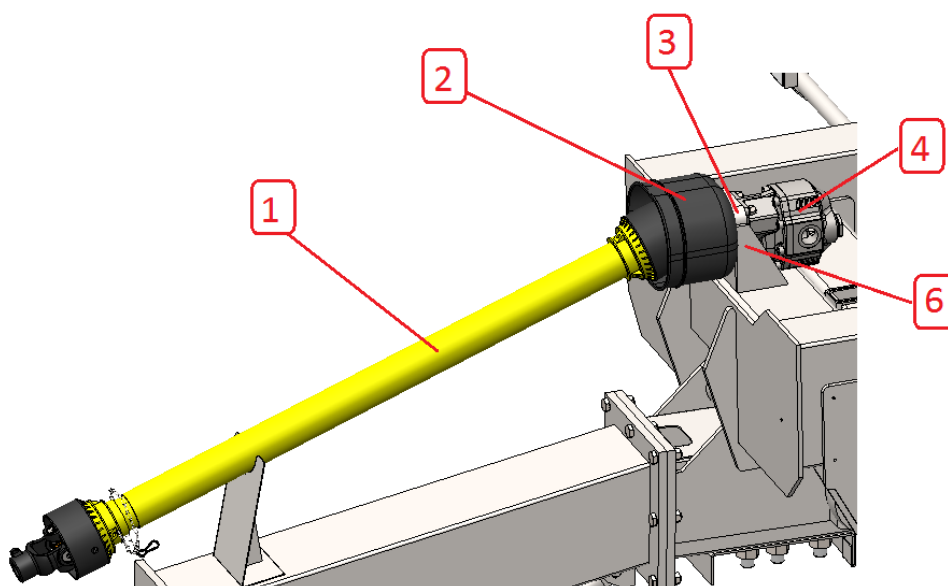
Obr. 93 Zobrazenie uchytenia ok piestnych valcov hlavných PČHM

Obr. 93 zobrazuje detail na usporiadanie a ukotvenie držiaku kabeláže, z ťahača na nosič musí viesť minimálne pár vzduchových hadíc- plniaci a brzdiaci okruh, a kabeláž elektroniky. Z dôvodu dobrého uskladnenia spomenutých prvkov navrhujem použitie držiaku, ten pozostáva zo skruženého plechu (2) zafixovaného na šikmom ramene (3). V blízkosti (2) sa nachádza menší držiak (1). Šikmé rameno je uchytené na vodorovné rameno (5)- obe ramená sú Jäklove profily, otvorený predný profil vodorovného je zaslepený záslepkou (4). K druhému koncu vodorovného profilu je privarený kútovým zvarom pliešok (6), ten je opatrený párom otvorov pre skrutky (7) ktoré sú uchytené v závitových dierach vo výstuhe (8)



Obr. 94 Detail držiaku kabeláže a hadíc vychádzajúcich z ťahača

### 2.6.1 NÁVRH ČERPADLA A JEHO POHONU



Obr. 95 Čerpadlo a jeho pohon

Poslednými prvkami ktoré je potrebné navrhnuť, sú tie najdôležitejšie. Ide o prvky ktoré zabezpečujú dodávku tlakovej kvapaliny do systému. Vyobrazené na Obr. 94 sú to čerpadlo (4), kotvenie čerpadla tvorené konzolou z robustného plechu (3) a rebrami (6), krytom spojenia kardanovej hriadele s čerpadlom (2) a samotný kardanov hriadeľ (1).

Pre návrh čerpadla je nutné v prvom rade stanoviť vstupné hodnoty. Pracovný tlak je  $p_p = 25 \text{ MPa}$ . Čas výsypaného pracovného cyklu navrhujem na  $t_{Nvc} = 45 \text{ sec} = \frac{3}{4} \text{ min}$ , za tento čas je potrebné do piestneho valca dodať určitý objem pracovnej kvapaliny. Nemám k dispozícii kompletne 3D modely a rozmery hlavných PČHM na to aby som stanovil presný geometrický objem, no budem vychádzať z dát ktoré mám k dispozícii zaokrúhlených nahor.

Výsuv piestnej tyče pri výsypanom cykle je približne  $l_{Nčpt} = 1\,925 \text{ mm}$  a vnútorný priemer piestneho valca pri  $D_{thlp} = 160 \text{ mm}$ , potom objem kvapaliny ktorý je potrebný dodať je  $V_{1hlp}$

$$V_{1hlp} = \frac{\pi \cdot D_{thlp}^2}{4} \cdot l_{Nčpt} \quad (18)$$

$$V_{1hlp} = \frac{\pi \cdot 0,16^2}{4} \cdot 1,925 = 38,704 \text{ l}$$

$$V_{1hlp} = 40 \text{ l}$$

Hlavné PČHM sú dva, celkový objem ktorý je potrebné dodať je  $V_{NC} = 80 \text{ l}$ . Pre voľbu čerpadla je potrebné stanoviť potrebný prietok  $Q_{Nč}$

$$Q_{Nč} = \frac{V_{NC}}{t_{Nvc}} \quad (19)$$

$$Q_{Nč} = \frac{80}{\frac{3}{4}} = 106,667 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

Ďalej je nutné stanoviť otáčky čerpadla, tie sa priamo odvíjajú od otáčok na výstupnom hriadeľi. Z dôvodu pomerne vysokého potrebného prietoku navrhujem používať otáčky na výstupnej hriadeľi  $n_{vh} = 1\,000 \cdot \text{min}^{-1} = 16,667 \cdot \text{s}^{-1}$

Po prieskume trhu sa ako najlepšie možné riešenie javí čerpadlo NPGH-100 [71] s pracovným tlakom odpovedajúcim požiadavke a výtlakom

$$V_{gNPGH} = 102,6 \frac{\text{cm}^3}{\text{ot}}$$

Pri pracovných otáčkach teda čerpadlo dodáva prietok  $Q_{č}$

$$Q_{č} = V_{gNPGH} \cdot n_{vh} \quad (20)$$

$$Q_{č} = 102,6 \cdot 1\,000 = 102,6 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

Z rovnice (19) potom vyplynie čas výsypaného cyklu  $t_{vc} = 46,78 \text{ s}$

Pre pohon takéhoto čerpadla pri danom pracovnom tlaku je potrebný ťahač (traktor) o minimálnom výkone na výstupnom hriadeľi  $P_T$  a krútiacom momente  $M_{kT}$  pri účinnosti prevodov PTO  $\mu = 0,85$

$$P_T = \frac{Q_{\check{c}} \cdot p_p}{\mu} \quad (21)$$

$$P_T = \frac{102,6 \cdot 25 \cdot 10^6}{0,85 \cdot 60 \cdot 1\,000} = 50,294 \text{ kW}$$

$$M_{kT} = \frac{P_T}{2 \cdot \pi \cdot n_{vh}} \quad (22)$$

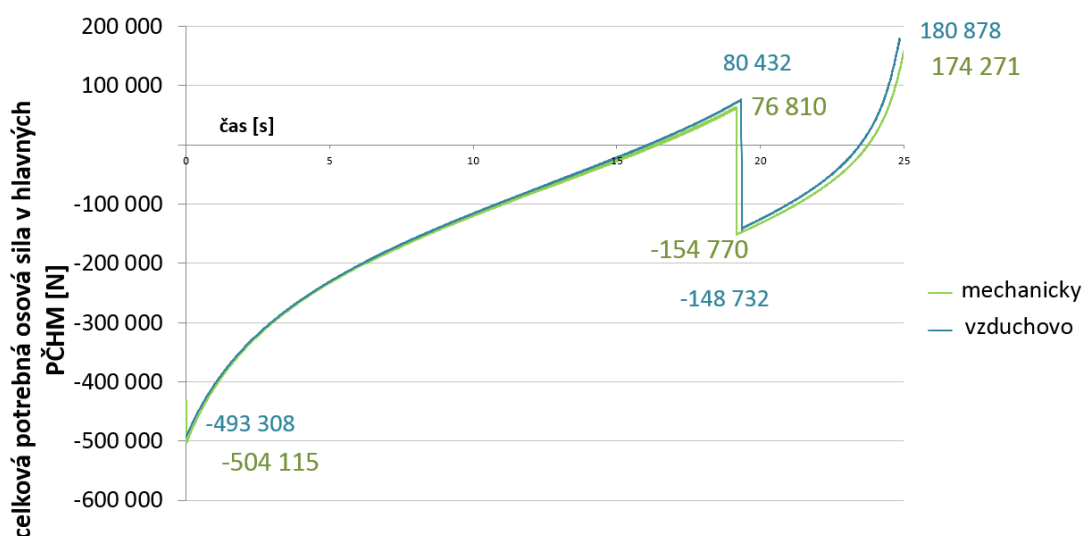
$$M_{kT} = \frac{50\,294}{2 \cdot \pi \cdot 16,667} = 480,466 \text{ Nm}$$

Na základe stanovených parametrov volím kardanov hriadeľ od výrobcu Blueline s kódom 243121054956, tá prenáša krútiaci moment  $580 \text{ Nm}$  a výkon  $59 \text{ kW}$  [72]

## 2.7 ODPRUŽENIE NÁPRAV

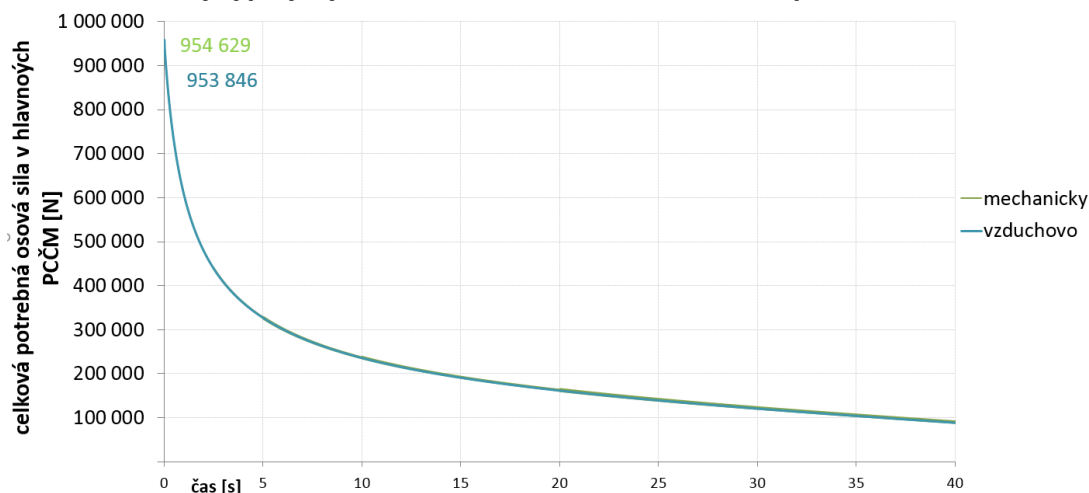
Z údajov dostupných, z firmou poskytnutých informácií vyplýva, že na navrhnutý HNTT je možné osadiť pruženie náprav mechanické-listové pružiny alebo pneumatické bez dodatočných konštrukčných zásahov. Svetlá výška sa líši pri spomenutých typoch o  $57 \text{ mm}$ , takto malú hodnotu výškového posuvu nie je možné nastaviť na výškovo nastaviteľnej oji.

### Naťahovanie kontajneru na nosič-mechanické a vzduchové odpruženie



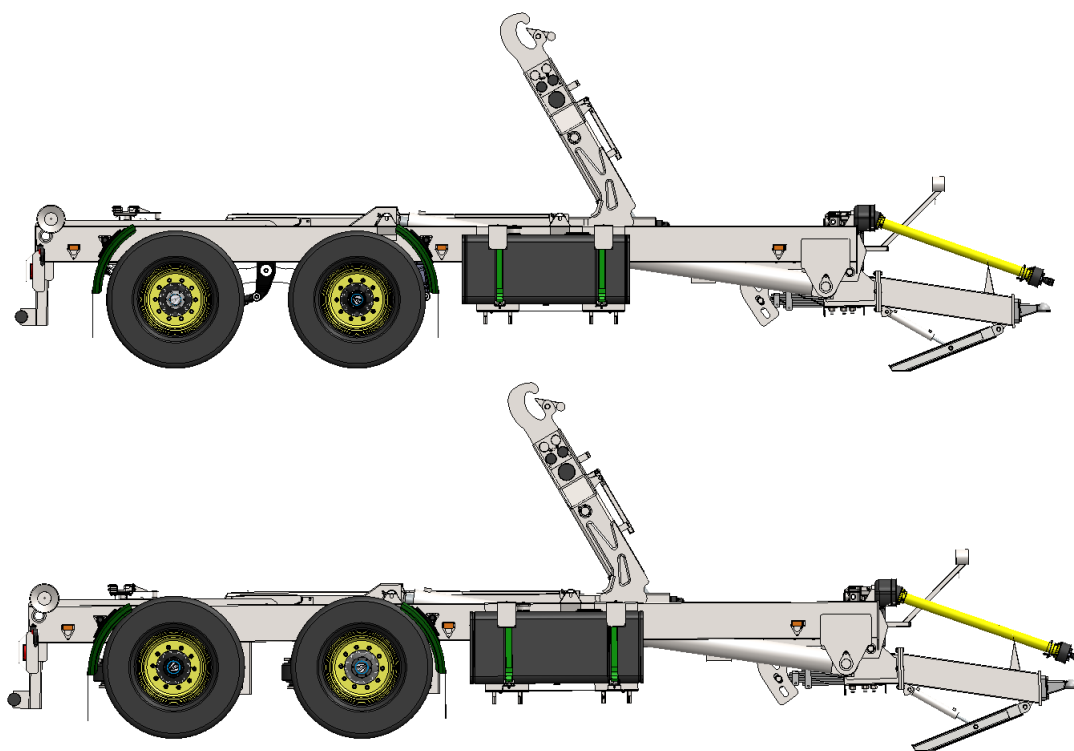
Obr. 96 Porovnanie ideálnej potrebnej sily pre naťahovací cyklus pre mechanicky a pneumatically odpružené nápravy

### Výsypný cyklus-mechanické a vzduchové pruženie



Obr. 97 Porovnanie ideálnej potrebnej sily pre výsypný cyklus pre mechanicky a pneumaticky odpružené nápravy

Na Obr. 96 a Obr. 97 sa nachádzajú porovnania jednotlivých typov pružení náprav vzhľadom na sily potrebné pre vyvedenie jednotlivých cyklov. Použitie náprav, ktoré umožňujú meniť sklon rámu nosiča voči podložke, je vhodné z dôvodu znižovania silových nárokov na hlavné PČHM. Podľa dostupnej dokumentácie jednotlivých náprav a ich pružení, zníženie vzduchových náprav na dorazy vyvodí sklon rámu voči podložke o  $0,34^\circ$ -zobrazené na Obr. 98. Dôsledky na silové nároky sú, ale vzhľadom k malému uhlu sklonu, malé.



Obr. 98 Porovnanie použitia jednotlivých náprav, hore mechanicky, dole pneumaticky



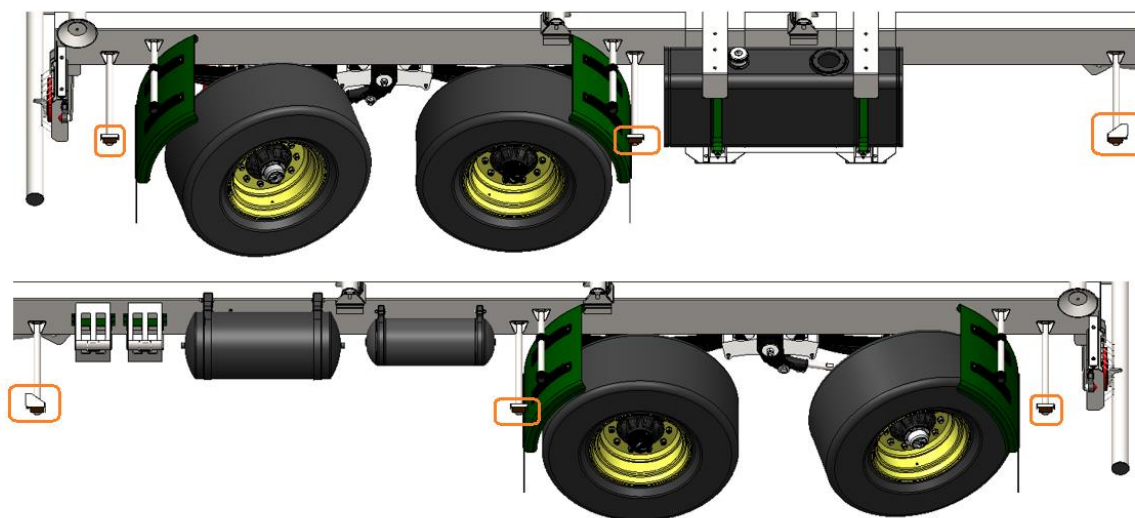
## 2.8 ZÁKONNÉ POŽIADAVKY

Popri zákonných ustanoveniach týkajúcich sa maximálnych rozmerov, musí navrhnuté vozidlo spĺňať široké spektrum ďalších ustanovení. Tie sa zaoberajú osvetlením a povinnou výbavou, pričom štát od štátu sa platné normy líšia. Ak chce teda výrobca predávať svoj produkt do okolitých štátov, musí mať k dispozícii možnosti vybaviť vozidlo podľa platnej legislatívy daného štátu

### 2.8.1 OSVETLENIE VOZIDLA

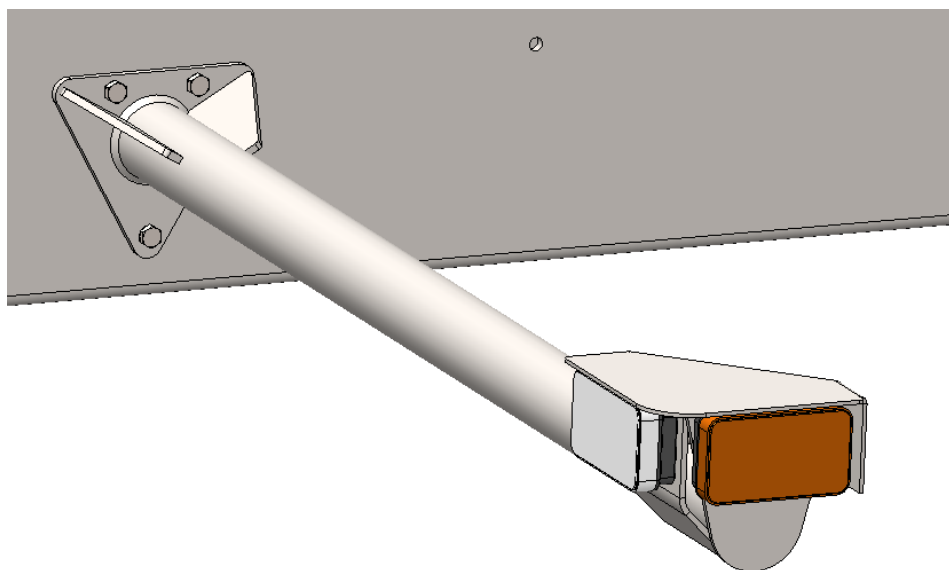
Nosné jadro tejto kapitoly tvorí „Predpis Európskej hospodárskej komisie Organizácie Spojených národov (EHK OSN) Ā. 48 – Jednotné ustanovenia o typovom schvaľovaní vozidiel z hľadiska montáže zariadení na osvetlenie a svetelnú signalizáciu [2016/1723]“. Na základe nariadení z daného predpisu boli do nosného rámu implementované kotviace body- všetky kotviace body sú riešené pomocou nitovacích matic (KVT-Fastening Group [67]) z dôvodu ľahkej vymeniteľnosti. Práve legislatívou stanovená maximálna šírka, 2 550 mm, je šírka meraná cez odrazky po stranách. Je teda vysoko pravdepodobné že v stiesnených priestoroch, alebo pri iných nepriaznivých podmienkach, dôjde k ulomeniu „tykadla“ so svetlom.

Keďže príves prekračuje dĺžku 6 000 mm musí byť povinne nainštalované bočné obrysové svetlo-oranžové. Z ustanovení a navrhnutých rozmerov vozidla vyplýva že na rám vozidla musia byť osadené tri páry obrysových svetiel, dané rozmery a výšky kotvenia sa nachádzajú v spomenutom predpise- ECE R48 § 6.18 a R91. Takto osadený rám sa nachádza na Obr. 99



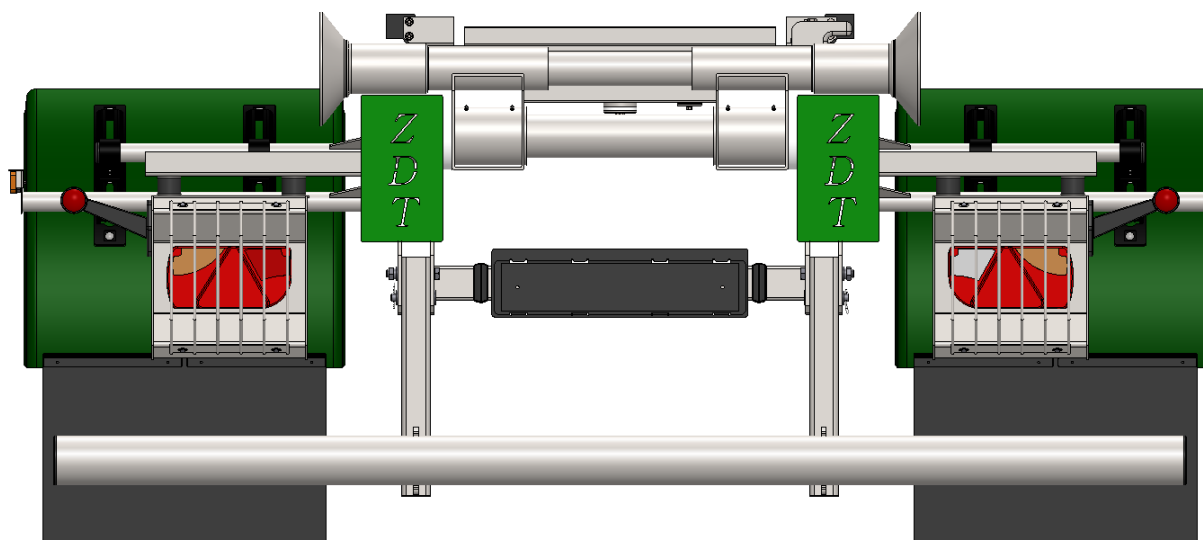
Obr. 99 Rozloženie bočných odrazových svetiel podľa stanovenej legislatívy

Ďalej musí byť zaradená predná biela odrazka-ECE R48 § 6.16 a R3. Tá je implementovaná na predné „tykadlo“ k bočnej oranžovej odrazke- Obr. 100.



Obr. 100 Detail „tykadla“ s prednou a bočnou odrazkou

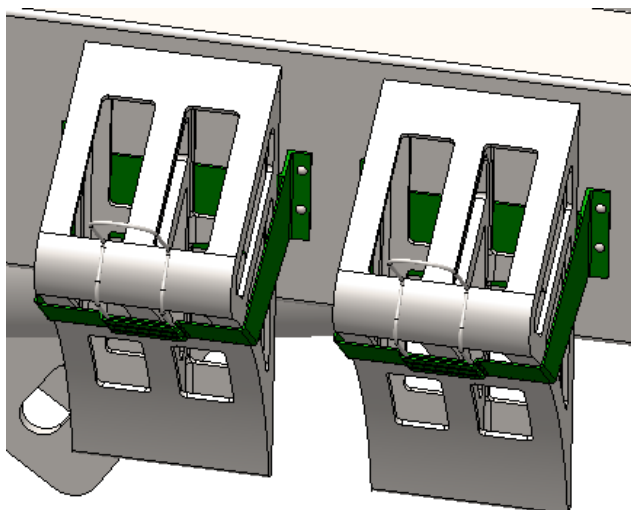
Posledný celok osvetlenia tvorí zadné osvetlenie-zobrazené na Obr. 101. Všeobecne ide o pomerne komplexné združenie viacerých prvkov: zadné smerové svetlá, zadné obrysové svetlá, zadné brzdové svetlá, cúvacie zadné svetlá a hmlové zadné svetlá. V predpise EHK OSN sa nachádzajú rozmerové požiadavky pre všetky typy svetiel, maximálne a minimálne vzdialenosti od krajných bodov vozidla a podobne. Zadné svetlá sú osadené cez silentbloky na nosníky ktoré sú na pevno zafixované k nosnému rámu. Uchytenie cez silentbloky dáva svetlám miernu poddajnosť, teda pri kolízii s prekážkou nemusí hneď nastať deštrukcia svetla. Z rovnakého dôvodu prevencie sú svetla vsadené do tvarovaného plechu a prekryté miernym mrežovaním.,  
[65] [66] [68]



Obr. 101 Pohľad na zadnú časť HNTT so zadným osvetlením značky COBCO, verzia LIGHT TRUCK

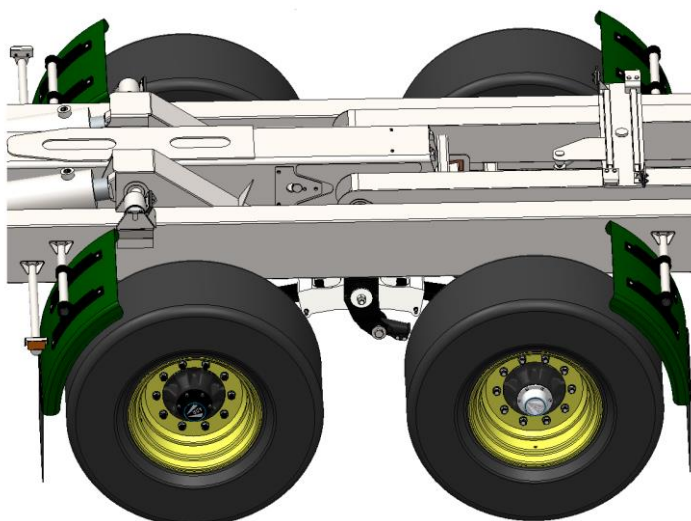
## 2.8.2 PRVKY POVINNEJ VÝBAVY

Podľa [54] , sekcia „Technické požiadavky na prípojná vozidla kategórie R“ musí vozidlo obsahovať najmenej jeden zabezpečovací klin (Obr. 102) ktorý je schopný zabezpečiť vozidlo proti samovoľnému pohybu. Musí byť dobre prístupný, bezpečne uchopiteľný a zaistený proti vypadnutiu. Tieto podmienky spĺňa napríklad zakladací klin z Trans-Technik. [69]



Obr. 102 Klin zakladací ocelový, R 560 mm s držiakom s pružnou poistkou

Ako už bolo spomenuté v kapitole 1.4, podľa [54] musí vozidlo s najvyššou konštrukčnou rýchlosťou presahujúcou 20 km/h byť vybavené blatníkmi alebo inými lapačmi nečistôt aspoň na poslednej náprave. Blatníky Domar DK2155-Obr.103 sú osadené na rovnakom základe ako „tykadlo“ odraziak. [70]



Obr. 103 HNTF Osadený blatníkmi DOMAR a zástierkami príslušného rozmeru

Podľa [54] musí byť vozidlo kategórie R, s najväčšou technicky prípustnou hmotnosťou vyššou ako 3 500 kg, vybavené ochranným zariadením proti podídeniu ktoré dostatočne ochráni automobily kategórii M1 a N1 v prípade ich nárazu zozadu do vozidiel vyššie uvedenej kategórie. Na Obr. 101 je použitý takýto prvok len ilustračne. Reálny prvok podlieha homologizácii podľa EHK 058- Ochranné zariadenia proti podídeniu zozadu. V niektorých krajinách sa používa aj ochrana proti podídeniu z bočných strán.

## ZÁVĚR

Cieľom tejto práce bolo previesť návrh a pevnostnú analýzu vybraných celkov traktorového nosiča hákových kontajnerov pre spoločnosť ZDT, ktorá sa zaoberá výrobou a predajom poľnohospodárskej mechanizácie.

Prvá časť je zameraná na oboznámenie sa problematikou nosičov kontajnerov, popis rôznych používaných kinematík poprednými výrobcami a vhodné použitie.

Druhá teoretická časť slúži sa oboznámenie sa s riešeniami traktorových nosičov, ktoré používa konkurencia. Podľa subjektívneho názoru boli hodnotené použité členy, prípadne dostupné výbavy. Z tejto časti vyplynulo základná koncepcia sa odlišuje minimálne, až podľa výšky počiatočnej investície vznikajú drobné odlišnosti.

Základný návrh vychádza z rozsiahlej kinematickej analýzy (viď. kap. 2.4.1), celkové riešenie odpovedá využitiu vedomostí získaných v teoretickej časti. V práci boli použité dva nové koncepty riešenia, ide o zmenu konfigurácie výšky háku (viď. kap. 2.2.2) a zabezpečovací mechanizmus kontajnerového rámu (viď. kap. 2.5.1).

Posledná návrhová časť bola venovaná legislatívnym požiadavkam. Navrhnuté riešenie spĺňa všetky stanovené smernice pre prevádzku po pozemných komunikáciách.

Výkresová dokumentácia bola zhotovená podľa stanovených požiadaviek.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *Vyhláška č. 341/2014 Sb.* [online]. Ministerstvo dopravy, 2014 [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.schroter.cz/predpisy/vyh1341-2014.htm>
- [2] *Produkty. Kontajnery od ut-kontajner.sk* [online]. UT Umwelt- und Transporttechnik [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.ut-kontajner.sk/produkty>
- [3] *Výhody používania kontajnerových nosičov* [online]. Charvát CTS [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.charvat-cts.cz/?kategorie=d1-dle-din-30-722-1>
- [4] *Nosný rám DIN 30 722* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.ut-kontajner.sk/cache/images/MjdfcHJvZHVjdHNfbGFyZ2U.jpeg>[http://www.cobo-vertrieb.de/zz\\_ing/new\\_uk/drop/drop\\_frm.htm](http://www.cobo-vertrieb.de/zz_ing/new_uk/drop/drop_frm.htm)
- [5] *Kontajner* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: [http://www.murtec.sk/products/imer\\_group/preprava/obr/kontajner.jpg](http://www.murtec.sk/products/imer_group/preprava/obr/kontajner.jpg)
- [6] *Pottinger* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: [http://www.poettinger-oneworld.at/img/et/produkte/abroller\\_1.jpg](http://www.poettinger-oneworld.at/img/et/produkte/abroller_1.jpg)
- [7] DERKA, L. *Ramenový nosič kontejnerů NKR130V*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 61 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Kašpárek Ph.D. <https://www.prozem.cz/kloubova-hridel-lz1210mm-f24-g5-g6-6-zubu-6-zubu>
- [8] *Mercedes CTS 180 T* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.vved.sk/Data/330/UserFiles/cts%20servis/mercedes-cts-180-t.jpg>
- [9] *Fornal NKR 65* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.fornal.cz/wp-content/uploads/nkr-65-4.jpg>
- [10] *Fornal NKH 120 V2K* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.fornal.cz/wp-content/uploads/nkh-120v2k-6.jpg>
- [11] *Hákové nosiče kontejnerů* [online]. Fornal [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.fornal.cz/vyrobky/hakove-nosice-kontejneru/>
- [12] *Ramenový nosič MULTILIFT FUTURA* [online]. Hiab [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: [https://www.hiab.com/sk-SK/multilift/highlights/MULTILIFT\\_FUTURA/#SKIPTOP](https://www.hiab.com/sk-SK/multilift/highlights/MULTILIFT_FUTURA/#SKIPTOP)
- [13] *Abroll Container Transport System* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/7/72/ACTS3.jpg>
- [14] *New Hookloader - ISOTIP* [online]. Palfinger [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: [https://www.palfinger.com/en/mde/products/hook-and-skiploader/current-issues/2016/isotip\\_hookloader](https://www.palfinger.com/en/mde/products/hook-and-skiploader/current-issues/2016/isotip_hookloader)
- [15] *Hákové nakladače kontajnerov* [online]. ZETES Pro [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.zber-surovin.sk/download/hnz.pdf>

- [16] ] *Kinematické schéma Palfinger 1* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: [https://static.palfinger.com/medias/sys\\_master/root/h73/h2f/8805080989726.jpg](https://static.palfinger.com/medias/sys_master/root/h73/h2f/8805080989726.jpg)
- [17] *System Hook Lift Cylinders* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://ontrux.metastudios.co/wp-content/uploads/2016/11/System-Hook-Lift-Cylinders.jpg>
- [18] *Hooklift Trailer Design* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.hooklifttrailers.com/images/Hooklift-Trailer-Design.jpg>
- [19] *Kinematické schéma Palfinger 2* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: [https://static.palfinger.com/medias/sys\\_master/root/h92/h2f/8805082005534.jpg](https://static.palfinger.com/medias/sys_master/root/h92/h2f/8805082005534.jpg)
- [20] ] *Kinematické schéma Palfinger 3* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: [https://static.palfinger.com/medias/sys\\_master/root/h88/h2f/8805081677854.jpg](https://static.palfinger.com/medias/sys_master/root/h88/h2f/8805081677854.jpg)
- [21] *PALIFT TELESCOPIC T18-T26* [online]. Palfinger [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: [http://www.kuhn-mt.cz/fileadmin/kuhn\\_cz/News\\_Offers/Palfinger\\_PALIFT/Palift-T18\\_to\\_T26\\_Range.pdf](http://www.kuhn-mt.cz/fileadmin/kuhn_cz/News_Offers/Palfinger_PALIFT/Palift-T18_to_T26_Range.pdf)
- [22] *Kinematické schéma Palfinger 4* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: [https://static.palfinger.com/medias/sys\\_master/root/h8a/h2f/8805081743390.jpg](https://static.palfinger.com/medias/sys_master/root/h8a/h2f/8805081743390.jpg)
- [23] ] *Ampliroll Alba 20 PA* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.marrel.com/wp-content/uploads/alba20pa-1.jpg>
- [24] *Ampliroll AL 20* [online]. Marrel [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.marrel.com/products/amplirolls-hooklifts/ampliroll-al-20/>
- [25] *Power - Power A Hookloaders* [online]. Palfinger [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: [https://static.palfinger.com/medias/sys\\_master/root/h03/h95/8805932957726.pdf](https://static.palfinger.com/medias/sys_master/root/h03/h95/8805932957726.pdf)
- [26] *Power A Hookloader* [online]. Palfinger [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: [https://static.palfinger.com/medias/sys\\_master/root/h09/h95/8805933154334.pdf](https://static.palfinger.com/medias/sys_master/root/h09/h95/8805933154334.pdf)
- [27] *Třmenové traktorové nosiče kontejnerů PORTÝR 14 T* [online]. WTC Písečná [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.wtc-pisecna.eu/traktorove-nosice-kontejneru-portyr-14-t-trmen>
- [28] *TATRA Phoenix Trmen 7* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: [https://www.atsjicin.cz/sites/default/files/obrazky/novinky/phoenix\\_trmen\\_7.jpg](https://www.atsjicin.cz/sites/default/files/obrazky/novinky/phoenix_trmen_7.jpg)
- [29] *STRONGA HookLoada* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: [http://www.stronga.de/Nachrichten/wp-content/uploads/2012/02/IMG\\_6195.jpg](http://www.stronga.de/Nachrichten/wp-content/uploads/2012/02/IMG_6195.jpg)
- [30] *Hook Lift Trailer System - Hook Loada* [online]. Stronga [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.stronga.co.uk/HookLift-Trailers/HookLoada.php>
- [31] *Catalogue* [online]. Stronga [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.stronga.co.uk/Stronga-Product-Catalogue-UK.pdf>

- [32] *PowerTrak drive system* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://stronga.se/en/2016/01/introducing-powertrak-drive-system-technology-across-the-world-famous-trailer-series/7/http://stronga.se/en/2016/01/introducing-powertrak-drive-system-technology-across-the-world-famous-trailer-series/7/>
- [33] *Joskin* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: [http://img.agriexpo.online/de/images\\_ag/photo-g/169425-10370598.jpg](http://img.agriexpo.online/de/images_ag/photo-g/169425-10370598.jpg)
- [34] *Joskin Cargo modular system* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: [http://www.joskin.com/?page=cargo\\_concept&model=cargo-lift-cl&user\\_lang=en](http://www.joskin.com/?page=cargo_concept&model=cargo-lift-cl&user_lang=en)
- [35] *Joskin Cargo-Lift* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.joskin.com/pdf/prospec/cargo/en/Cargo-LIFT%20-%20EN.pdf>
- [36] *Krampe THL 21 L* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: [http://img.directindustry.com/images\\_di/photo-g/90787-9724993.jpg](http://img.directindustry.com/images_di/photo-g/90787-9724993.jpg)
- [37] *Tandem-Hakenlift THL 21 L* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: [https://www.krampe.de/produkte/krampe-Hakenlift.php?we\\_objectID=1560&detail=2](https://www.krampe.de/produkte/krampe-Hakenlift.php?we_objectID=1560&detail=2)
- [38] *THL Hook lift trailers* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: [https://www.krampe.de/downloads/prospekte-english/THL\\_GB\\_2016.pdf](https://www.krampe.de/downloads/prospekte-english/THL_GB_2016.pdf)
- [39] *HT - Hooklift Trailer* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.harshuk.com/itrunner/>
- [40] *HT Hooklift Trailer brochure* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.harshuk.com/wp-content/uploads/2017/03/ITRunner-Brochure.pdf>
- [41] *Uniquie Product Advantages HARSH* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.harshuk.com/wp-content/uploads/2017/03/Uniquie-Product-Advantages-HARSH.pdf>
- [42] *Traktorové nosiče kontejnerů PORTYR 16* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.wtc-pisecna.eu/traktorove-nosice-kontejneru-portyr-16>
- [43] *Traktorový nosič kontejnerů PORTYR 16* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.wtc-pisecna.eu/admin/files/ModuleItem/45/traktorovy-nosic-kontejneru-portyr-16-wtc-pisecna.pdf>
- [44] ] KUBÍN, M. Zajišťovací mechanismus kontejneru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 70 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Břetislav Mynář, CSc.
- [45] *PRONAR trailer T286* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://pronar.pl/en/produkt/pronar-trailer-t286/>
- [46] *Operator's manual PRONAR T286* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: [http://pronar.pl/pdf/instrukcje/T286/T286\\_EN.pdf](http://pronar.pl/pdf/instrukcje/T286/T286_EN.pdf)

- [47] *BIGAB 20-24* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.forsmw.com/hook-lift-trailer/20-24>
- [48] *BIGAB* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: [http://www.forsmw.com/20.0.0.0/7813/cache/7813\\_966184221d8a55847a7cbcacdf73c3b3.jpg](http://www.forsmw.com/20.0.0.0/7813/cache/7813_966184221d8a55847a7cbcacdf73c3b3.jpg)
- [49] *BIGAB 20-24 Presentation* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: [http://www.forsmw.com/50.0.1.0/17/download\\_568.php](http://www.forsmw.com/50.0.1.0/17/download_568.php)
- [50] *Zemědělská doprava a legislativa v ČR a EU* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: [http://svt.pi.gin.cz/vuztweb/doc/energetika/leg\\_dop.pdf?menuid=186](http://svt.pi.gin.cz/vuztweb/doc/energetika/leg_dop.pdf?menuid=186)
- [51] *Zális - ET* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.pneudom.sk/zalis-et>
- [52] *Agricultural tyres* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <https://www.tyreleader.ie/agricultural-tyres>
- [53] *Technický rádce* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.barum-pneu.cz/technicky-radce>
- [54] *Vyhláška č. 341/2014 Sb.* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2014-341>
- [55] *Princip činnosti vzduchové brzdy* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.schroter.cz/ouvskc3/ouv-c-ot31mpks.htm>
- [56] *Inovace vzduchové brzdy* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: [http://www.isstvm.cz/sites/default/files/stranka/190/vy\\_32\\_inovace\\_aut\\_2u\\_to\\_21\\_17\\_vzduchove\\_brzdy.docx](http://www.isstvm.cz/sites/default/files/stranka/190/vy_32_inovace_aut_2u_to_21_17_vzduchove_brzdy.docx)
- [57] *Stellar Hooklift SpecBook* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.stellarindustries.com/pages/brochures/StellarHookliftSpecBook.pdf>
- [58] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [59] *Quality control type mesh Solidworks simulation* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <https://www.hawkridgesys.com/blog/quality-control-type-mesh-solidworks-simulation/>
- [60] *Solidworks analysis solver* [online]. [cit. 2017-05-28]. Dostupné z: [http://help.solidworks.com/2015/English/SolidWorks/cworks/c\\_Analysis\\_Solvers.htm?id=53d94b749a1742ef82824e19b106ad11](http://help.solidworks.com/2015/English/SolidWorks/cworks/c_Analysis_Solvers.htm?id=53d94b749a1742ef82824e19b106ad11)
- [61] *Podmínky ochrany zdraví při práci* [online]. [cit. 2017-05-28]. Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2007-361>
- [62] *Schéma návrhu kluzného ložiska* [online]. [cit. 2017-05-28]. Dostupné z: <http://www.wolkoplast.cz/files/zedex-100/schema-navrhu-kluzneho-loziska-zjednoduseno.pdf>

- [63] *Koeficienty tření* [online]. [cit. 2017-05-28]. Dostupné z: <http://www.wolkoplast.cz/files/zedex-100/koeficienty-treni-materialu-zedex-100-bez-mazani.pdf>
- [64] ] *AVHB Hydraulické valce* [online]. In: . [cit. 2017-05-28]. Dostupné z: <http://www.avhb.cz/menu/hydraulicke-valce/hydraulicke-valce/>
- [65] *Jednotná ustanovení pro schvalování typu vozidel z hlediska montáže zařízení pro osvětlení a světelnou signalizaci* [online]. [cit. 2017-05-28]. Dostupné z: <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/PDF/?uri=CELEX:42016X1723&from=SK>
- [66] *Přehled všech předpisů upravujících osvětlení* [online]. [cit. 2017-05-28]. Dostupné z: [https://stk-spara.cz/repository/images/soubory/673\\_Legal\\_Requirements\\_Brochure\\_HELLA\\_CZ.pdf](https://stk-spara.cz/repository/images/soubory/673_Legal_Requirements_Brochure_HELLA_CZ.pdf)
- [67] *KVT Nýtovací matice* [online]. [cit. 2017-05-28]. Dostupné z: [https://www.kvt-fastening.cz/media/d5a64de7-bb2a-20e8-0dd5-44fd73558667/KVT\\_fp\\_FILKO\\_CZ\\_15-03-2013\\_web.pdf](https://www.kvt-fastening.cz/media/d5a64de7-bb2a-20e8-0dd5-44fd73558667/KVT_fp_FILKO_CZ_15-03-2013_web.pdf)
- [68] ] *C.O.B.O. Taillights and license plate lights* [online]. [cit. 2017-05-28]. Dostupné z: [http://www.cobo-vertrieb.de/zz\\_ing/new\\_uk/drop/drop\\_frm.htm](http://www.cobo-vertrieb.de/zz_ing/new_uk/drop/drop_frm.htm)
- [69] *Klín zakládací ocelový R 560 mm* [online]. [cit. 2017-05-28]. Dostupné z: <http://www.trans-technik.cz/klin-zakladaci-ocelovy-r-560-mm-0871103-000>
- [70] *Blatník návěsu DOMAR DK2155* [online]. [cit. 2017-05-28]. Dostupné z: <https://www.cartruck.eu/www-cartruck-cz/eshop/11-1-NAVES-PRIVES/1224-2-blatniky-navesu/5/4134-blatnik-navesu-DOMAR-DK2155>
- [71] *Hydraulické čerpadlo NPGH-100* [online]. [cit. 2017-05-28]. Dostupné z: <http://eshop.hcscentrum.cz/tandemove-iso-2/npgh-100-8>
- [72] *Kloubová hřídel* [online]. [cit. 2017-05-28]. Dostupné z: <https://www.prozem.cz/kloubova-hridel-lz1210mm-f24-g5-g6-6-zubu-6-zubu>
- [P1] *Srovnání vlastností kluzných materiálů* [online]. [cit. 2017-05-28]. Dostupné z: <http://www.wolkoplast.cz/files/zedex-100/srovnani-vlastnosti-kluznych-materialu.pdf>
- [P2] *Maximální přípustné tlakové zatížení závislosti modulu pružnosti na teplotě* [online]. [cit. 2017-05-28]. Dostupné z: <http://www.wolkoplast.cz/files/zedex-100/maximalni-pripustne-tlakove-zatizeni-zavislosti-modulu-pruznosti-na-teplote.pdf>



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\sigma_{Dh\check{c}}$	[MPa]	Dovolené napätie hákového čapu
$D_{Nthlp}$	[mm]	Návrhový informačný vnútorný priemer piestneho valca
$D_{Shm}$	[Nm]	Vnútorný priemer tela sklopného PČHM
$D_{Thm}$	[mm]	Vnútorný priemer tela teleskopického PČHM
$D_{Thm}$	[mm]	Vnútorný priemer piestneho valca teleskopického PČHM
$D_{thlp}$	[mm]	Vnútorný priemer piestneho valca hlavného PČHM
$F_{OshM}$	[kN]	Počiatočná osová sila v sklopnom PČHM pri skladacom cykle
$F_{\check{c}hM1}$	[kN]	Reakčná sila na prvom čape medzi hákom a čapom
$F_{\check{c}hM2}$	[kN]	Reakčná sila na druhom čape medzi hákom a čapom
$F_{Avvr}$	[kN]	Celková axiálna sila zaťažujúca teleskopický PČM pri výsypanom cykle
$F_{RhNx}$	[kN]	Reakčná sila na háku, naťahovací cyklus horizontálna zložka
$F_{RhNy}$	[kN]	Reakčná sila na háku, naťahovací cyklus vertikálna zložka
$F_{RhVx}$	[kN]	Reakčná sila na háku, výsypaný cyklus horizontálna zložka
$F_{RhVy}$	[kN]	Reakčná sila na háku, výsypaný cyklus vertikálna zložka
$F_{Stl}$	[kN]	Tlačná sila sklopného PČHM
$F_{Svr}$	[kN]	Vratná sila sklopného PČHM
$F_{Thlhm}$	[kN]	Maximálna tlačná sila hlavného PČHM
$F_{Tk}$	[kN]	Trecia sila kontajnera pri pohybe na nosnom ráme
$F_{Ttl}$	[kN]	Tlačná sila teleskopického PČHM
$F_{Tvr}$	[kN]	Vratná sila teleskopického PČHM
$F_{Vhlhm}$	[kN]	Maximálna vratná sila hlavného PČHM
$F_{VhlhmP}$	[kN]	Sila potrebná pre naťahovací cyklus
$F_{Zpv}$	[kN]	Zaťažovacia sila puzdra podporného valčeka
$F_{Zr}$	[kN]	Zaťažovacia sila puzdra rolne

$F_{avvrX}$ [kN]	Axiálna zložka sily od horizontálneho zaťaženia pri výsypanom cykle zaťažujúca teleskopický PČM
$F_{avvrY}$ [kN]	Axiálna zložka sily od vertikálneho zaťaženia pri výsypanom cykle zaťažujúca teleskopický PČM
$F_{mčp}$ [N]	Maximálna sila vyvinutá človekom na páke
$F_p$ [N]	Ovládacia sila páky
$F_{zvc}$ [kN]	Zaťažovacia sila hlavných ČHM pre výsypaný cyklus-z grafu
$G_k$ [kN]	Tiaha naloženého kontajnera
$I_{xminp}$ [mm <sup>4</sup> ]	Návrhový minimálny kvadratický moment piestnej tyče teleskopického PČHM
$M_{hčmax}$ [Nm]	Maximálny ohybový moment na čape háku
$M_{kPmax}$ [Nm]	Maximálny krútiaci moment potrebný na páke pre zdvih háku
$M_{kT}$ [Nm]	Krútiaci moment potrebný na vývodovom hriadelí ťahača pre pohon čerpadla
$P_T$ [kW]	Výkon potrebný na vývodovom hriadelí ťahača pre pohon čerpadla
$Q_{\check{c}}$ [l/min]	Prietok čerpadla
$Q_{N\check{c}}$ [l/min]	Návrhový prietok čerpadla
$S_{h\check{c}}$ [mm <sup>2</sup> ]	Plocha prierezu hákového čapu
$S_{hkp}$ [mm <sup>2</sup> ]	Priemet stykovej plochy do roviny kolmej k smeru zaťaženia
$S_{Zpv}$ [mm <sup>2</sup> ]	Pracovná plocha ložiskového puzdra podporného valčeka
$S_{Zr}$ [mm <sup>2</sup> ]	Pracovná plocha ložiskového puzdra rolne
$S_{thlp}$ [mm <sup>2</sup> ]	Vnútorňá pracovná plocha piestneho valca hlavného PČHM
$V_{1hlpm}$ [l]	Objem kvapaliny ktorý je potrebné dodať jednému PČHM pre výsypaný cyklus
$V_{NC}$ [l]	Návrhový celkový objem ktorý je potrebné dodať čerpadlom
$V_{gNPGH}$ [cm <sup>3</sup> /ot]	Výtlač navrhnutého čerpadla NPGH-100

$W_{ohč}$	[mm <sup>3</sup> ]	Prierezový modul v ohybe hákového čapu
$a_a$	[mm]	Rameno pôsobenia $F_{čHM1}$
$a_b$	[mm]	Dĺžka kontaktnej plochy v konzole na hákový čap
$b_{zpv}$	[mm]	Šírka klzného puzdra pre podporný valček
$b_{Zr}$	[mm]	Šírka klzného puzdra pre rolne
$d_{hč}$	[mm]	Zvolený skutočný priemer hákového čapu
$d_{HLč}$	[mm]	Priemer čapu na oko hlavného PČHM
$d_{Nptel}$	[mm]	Návrhový minimálny priemer piestnej tyče teleskopického PČHM
$d_{Ntt}$	[mm]	Návrhový priemer tlačnej tyče
$d_{Sč}$	[mm]	Priemer spojovacieho čapu sklopného PČHM
$d_{shM}$	[Nm]	Priemer piestnice sklopného PČHM
$d_{Tč}$	[mm]	Priemer spojovacieho čapu teleskopického PČHM
$d_{ThM}$	[mm]	Priemer piestnej tyče teleskopického PČHM
$d_{nhč}$	[mm]	Navrhovaný priemer hákového čapu
$d_{opv}$	[mm]	Priemer osi podporného valčeku
$d_{or}$	[mm]	Priemer osi rolnien
$d_{phlp}$	[mm]	Priemer piestnej tyče hlavného PČHM
$d_{ptel}$	[mm]	Priemer piestnej tyče teleskopického PČHM
$f_{Tpv}$	[-]	Koeficient trenia klzného puzdra podporného valčeka
$f_{Tr}$	[-]	Koeficient trenia klzného puzdra rolne
$k_{bb}$	[-]	Koeficient zohľadňujúci možné znečistenie klzných puzdier
$k_{vzp}$	[-]	Koeficient bezpečnosti voči medznému stavu straty vzpernej stability
$l_{Nčpt}$	[mm]	Predpokladaný výsuv piestnej tyče hlavného PČHM pri výsypanom cykle
$l_{tt}$	[mm]	Dĺžka tlačnej tyče

$l_{vp}$	[mm]	Maximálna dĺžka výsuvu pre teleskopický PČHM
$n_{vh}$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky výstupného hriadeľa ťahača
$n_{pv}$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky podporného valčeka
$n_r$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky rolne
$p_{ho}$	[MPa]	Pracovný tlak hydraulického okruhu
$p_{Dkhč}$	[MPa]	Dovolený kontaktný tlak hákového čapu a konzol
$p_{Skhč}$	[MPa]	Skutočný kontaktný tlak hákového čapu a konzol
$p_{Zpv}$	[MPa]	Zaťaženie ložiskového puzdra podporného valčeka
$p_{Zr}$	[MPa]	Zaťaženie ložiskového puzdra rolne
$pv_{pv}$	[MPa· m/min]	Porovnávací hodnota $pv$ pre puzdro podporného valčeka
$pv_r$	[MPa· m/min]	Porovnávací hodnota $pv$ pre puzdro rolne
$r_p$	[mm]	Rameno páky
$t_{Nvc}$	[s]	Návrhová doba trvania výsypného cyklu
$t_{vc}$	[s]	Doba trvania výsypného cyklu
$v_{kpv}$	[m/min]	Klzná rýchlosť podporného valčeka
$v_{kr}$	[m/min]	Klzná rýchlosť rolne
$\alpha_s$	[°]	Uhol styku osi a klzného puzdra
$\alpha_{vsm}$	[°]	Maximálny výsypný uhol potrebný na vyprázdnenie kontajnera
$\tau_{Dhč}$	[MPa]	Dovolené napätie v krute hákového čapu
$\tau_{Shč}$	[MPa]	Skutočné napätie v krute hákového čapu
E	[GPa]	Youngov modul pružnosti v ťahu
HNTT	[-]	Hákovy nosič traktorového typu
PČHM	[-]	Priamočiarý hydraulický motor
PTO	[-]	Power take-off
SHR	[-]	Sklopné hákové rameno
VOR	[-]	Vonkajšie obalové rameno

---

VVR	[-]	Vnútorné výsuvné rameno
$\mu$	[-]	Účinnosť sprevodovania PTO



## SEZNAM PŘÍLOH

### Obrazové přílohy na stranách P1 – P9

*Obr. 104-2.2.1-I Priebeh reakčných síl na háku pre návrh čapov*

*Obr. 105-2.2.1-II Výsypný cyklus*

*Obr. 106-2.2.1-III sietovanie a zaväzbenie háku pre výsypný cyklus*

*Obr. 107-2.2.1.2-II Celkový pohľad na výsledok MKP poistky háku pre zaťaženie 65 kN*

*Obr. 108-2.2.1.2--III Sietovanie, uloženie a zaťaženie zostavy háku a poistky*

*Obr. 109-2.2.2-I Priebeh potrebné krútiaceho momentu vyvedeného na konzole zafixovanej voči ramenu*

*Obr. 110-2.2.4.1-I Porovnanie parametrov klzného materiálu ZEDEX 100 a konkurenčných materiálov*

*Obr. 111- 2.2.4.2-I Maximálne prípustné tlakové zaťaženie materiálu ZEDEX 100K*

*Obr. 112-2.2.5-I Sietovanie, zaťaženie a zaväzbenie výpočtového modelu SHR*

*Obr. 113-2.3.2-I Sietovanie zaťaženie a zaväzbenie výpočtového modelu SHR+VVR*

*Obr. 114-2.3.2-I Celkový pohľad na výsledok MKP, simulácia kompletného VVR a SHR so záťažovým stavom pre výsypný cyklus*

*Obr. 115116-2.4.2-I Sietovanie a zaťaženie výpočtového modelu konzol uchytenia tela teleskopického PČHM*

### Výkresová dokumentácia

Zostava: 5oADI-10-00, 5oADI-10-00-01, 5oADI-10-00-02, 5oADI-10-00-03,  
5oADI-10-00-04

Podzostava: 5oADI-10-01

Diely: 5oADI-10-11, 5oADI-10-22, 5oADI-10-33, 5oADI-10-44, 5oADI-10-55,