

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh konstrukčního řešení výsypky Dumperu

Draft Design of a Dump for a Dumper

Student:

Bc. Radek Klemeš

Vedoucí diplomové práce:

prof. Dr. Ing. Miloš Němček

Ostrava 2014

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Radek Klemeš**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Návrh konstrukčního řešení výsypky Dumperu**
Draft Design of a Dump for a Dumper

Zásady pro vypracování:

Pro malý čtyřkolový nakladač Dumper pro nosnost 1200 kg, vyvíjený VOP Šenov, proveďte konstrukční návrh výsypky. Zaměřte se na mechanismus výsypky, který musí umožnit nabírání materiálu, jeho přepravu a následné vyklopení do tří směrů. Zaměřte se na kinematický a silový rozbor řešených mechanismů a následně pevnostně zkontrolujte jejich klíčové prvky. Max. šířka nakladače je 1270 mm, rozvor 1500 mm. Horní hrany výsypky nesmí být výše než 1640 mm v transportní poloze.

Nakreslete – 3D model navrhovaných mechanismů a výrobní dokumentaci určených dílů.

Seznam doporučené odborné literatury:

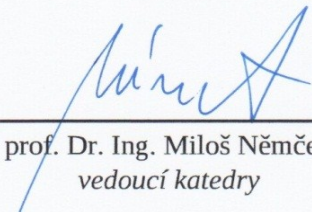
Bolek, A., Kochman, J.: *Části strojů 1, 2*. Praha, SNTL 1989
Boháček, F. a kol.: *Části a mechanismy strojů I, II*. Brno, ES VUT, 1990
Moravec, V., Havlík, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-0878-9
Němček, M.: *Řešené příklady z ČaMS Spoje*. VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **prof. Dr. Ing. Miloš Němček**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry

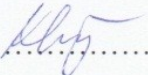



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě15.5.2014.....

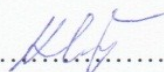
..........

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/200 Sb., autorských práv, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školního díla.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TU“) má právo nevydělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 15.5.2014

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Radek Klemeš

Adresa trvalého pobytu autora práce: Ženklaava 300, 742 67 Ženklaava

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KLEMEŠ, R.: *Návrh konstrukčního řešení výsypky dumperu: diplomová práce*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2014, 52 s. Vedoucí práce: NĚMČEK, M.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem lžice dumperu pro nosnost 1200 kg. Součástí tohoto řešení je mechanismus, který umožňuje nabírání materiálu a jeho následné vyklápění ve třech směrech. V úvodu práce je uveden stručný přehled dumperů nabízených na trhu. Další část práce se zabývá rozбором působících sil na lžici dumperu a na mechanismus. V příloze A je uvedena pevnostní analýza lžice a mechanismu, řešená pomocí software Ansys 14. Dále jsou provedeny pevnostní výpočty jednotlivých lineárních hydromotorů a čepů. V příloze B je uvedena kontrola stability dumperu. K diplomové práci je také doložen sestavný výkres dumperu, mechanismu a výrobní výkres bočnice.

ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS

KLEMEŠ, R.: *Draft design of a Dump for a Dumper: Diploma Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine parts and Mechanisms , 2014, 52 p. Thesis head: NĚMČEK, M.

This diploma thesis deals with design solution bucket of the dumper for capacity 1200kg. Part of the solution is a mechanism, which allows loading of material and its subsequent unloading in three direction. In the introduction is a brief overview dumpers which are available on the market. The next part is the analysis of the forces acting on the bucket and mechanism of the dumpr. In the annex A is given strength analysis bucket and mechanism, solved with software Ansys 14.0. Next, strenght calculations of invidual hydraulic cylinders and pins. The annex B contains a stability control of the dumper. The assembly drawing of the dumper, mechanism and the production drawing of the side are added to the diploma thesis.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů.....	8
1 Úvod.....	10
1.1 Cíle diplomové práce	11
2 Rešerše v oblasti dumperů podobných konstrukcí.....	12
2.1 Typy dumperů	12
2.1.1 Čelní vyklápění korby	13
2.1.2 Otočné vyklápění korby	15
3 Konstrukční řešení dumperu	16
3.1 Požadavky firmy VOP CZ, s.p.....	16
3.2 Konstrukční řešení lžice a mechanismu	17
3.3 Poloha těžiště	18
3.4 Tažná síla.....	19
4 Předběžný návrh hydromotorů.....	22
4.1 Výpočet maximální síly hydromotoru pro vyklápění lžice.....	23
4.2 Výpočet maximální síly hydromotoru pro nabírání materiálu.....	27
5 Kinematika dumperu.....	31
5.1 Klidový stav	31
5.1.1 Silový rozbor	32
5.1.2 Rovnice rovnováhy.....	32
5.1.3 Výpočet reakcí v čepích mechanismu	33
5.2 Nabírání materiálu.....	33
5.2.1 Silový rozbor lžice při nabírání materiálu.....	34
5.2.2 Rovnice rovnováhy.....	34
5.2.3 Výpočet reakcí v čepích lžice	34
5.2.4 Kontrola zatížení hydromotorů HM_A	35
5.3 Silový rozbor mechanismu při nabírání materiálu	35

5.3.1	Rovnice rovnováhy.....	36
5.3.2	Výpočet reakčních sil na spodním rámu mechanismu.....	36
5.4	Čelní vyklápění lžice.....	37
5.4.1	Silový rozbor.....	38
5.4.2	Rovnice rovnováhy.....	38
5.4.3	Výpočet reakcí v čepch lžice.....	39
5.5	Boční vyklápění lžice.....	39
5.5.1	Silový rozbor.....	40
5.5.2	Rovnice rovnováhy.....	40
5.5.3	Výpočet reakčních sil působící na čepy přední nápravy.....	40
6	Pevnostní kontrola hydromotorů.....	41
6.1	Výpočet pístní tyče na vzpěr – hydromotor HM_A	41
6.2	Výpočet pístní tyče na vzpěr – hydromotor HM_B	42
7	Pevnostní výpočet spojovacích čepů.....	43
7.1	Kontrola hlavního čepu lžice.....	44
7.2	Kontrola čepu spojující hydromotor s lžicí.....	45
7.3	Kontrola čepu spojující hydromotor s předním rámem mechanismu.....	46
7.4	Kontrola čepu spojující hydromotor se spodním rámem mechanismu.....	46
7.5	Kontrola hlavního čepu mechanismu.....	47
8	Závěr.....	49
9	Seznam použité literatury.....	50
10	Seznam příloh.....	52

Seznam použitých značek a symbolů

a	Konstanta napětí pro vzpěr	[MPa]
$a_1 - a_4$	Ramena sil působící při nabírání materiálu	[mm]
b	Konstanta napětí pro vzpěr	[MPa]
$b_1 - b_2$	Ramena sil při bočním vyklápní lžice	[mm]
c	Délka	[mm]
d	Průměr	[mm]
g	Gravitační zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
i	Poloměr setrvačnosti	[mm]
k	Součinitel bezpečnosti	[-]
l	Délka	[mm]
m	Hmotnost	[kg]
p	Tlak, tlakové napětí	[MPa]
r	Vzdálenost těžiště k ose rotace	[mm]
r_{HM}	Vzdálenost čepu hydromotoru k ose rotace	[mm]
v	Rychlost	$[m \cdot s^{-1}]$
D	Průměr	[mm]
F	Síla	[N]
G	Tíhová síla	[N]
HM	Hydromotor	[-]
J	Kvadratický moment	$[mm^4]$
P	Jmenovitý výkon motoru	[kW]
R	Reakční síla, poloměr kola	[N], [mm]
R_e	Mez kluzu v tahu materiálu	[MPa]
R_m	Mez pevnosti v tahu materiálu	[MPa]
S	Plocha	$[mm^2]$
T	Těžiště	[-]
T_O	Točivý moment kol	[Nmm]
W_O	Průřezový modul v ohybu	$[mm^3]$
X	Rameno síly	[mm]
X_G	Ramen tíhové síly	[mm]

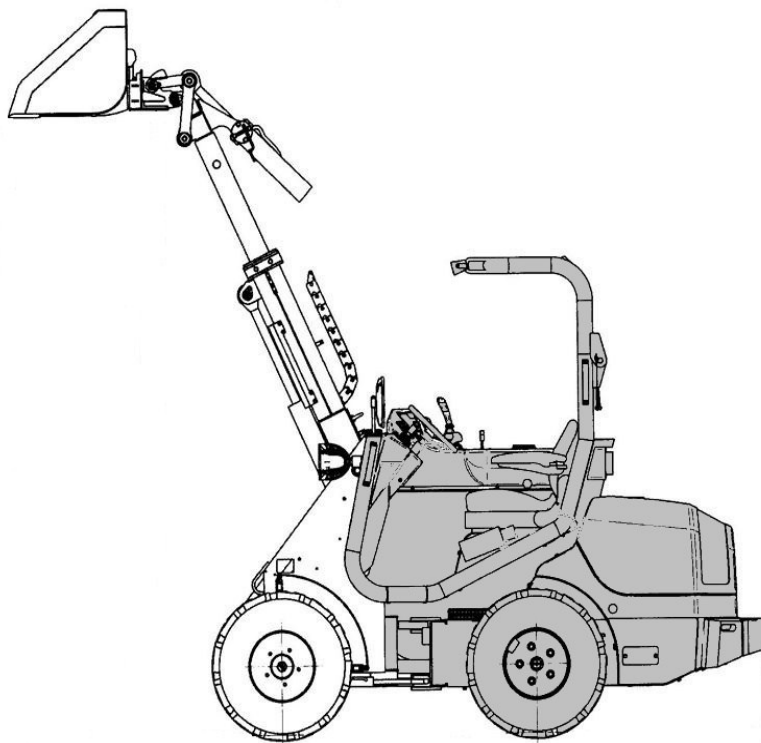
X_{HM}	Rameno síly vyvozené hydromotorem k ose rotace	[mm]
Y	Rameno síly	[mm]
Z	Rameno síly	[mm]
α	Úhel	[°]
β	Úhel	[°]
γ	Úhel	[°]
ε	Úhel	[°]
ζ	Úhel	[°]
λ	Štíhlostní poměr	[–]
μ	Součinitel adheze, součinitel stability	[–]
σ_0	Ohybové napětí	[MPa]
τ_s	Smykové napětí	[MPa]
ω	Úhlová rychlost	[rad · s ⁻¹]

1 Úvod

Dumper (z angličtiny výklopník) je čtyřkolové nebo pásové vozidlo určené pro přepravu stavebních hmot na krátké vzdálenosti.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním řešením lžice čtyřkolového dumperu pro nosnost 1200kg. Součástí konstrukčního řešení je mechanismus, který umožňuje nabírání a vyklápění materiálu ve třech směrech. Oproti stávajícím dumperům se tímto řešením dosáhne univerzálnosti použití v provozu, neboť účel současných dumperů spočívá pouze ve vyklopení materiálu.

Dumper bude vyvíjen ve firmě VOP sídlící v Šenově u Nového Jičína. Firma požaduje použití již zkonstruované zadní části nápravy dapperu (obr. 1.1). Technické parametry dapperu (tab. 1.1) budou dále zahrnuty při konstrukčním řešení dumperu.



Obr. 1.1 Multifunkční nakladač DAPPER 5000

Tab. 1.1 Technické parametry – DAPPER 5000 [10]

Pohon	hydrostatický náhon všech kol
Motor	Kubota V 1505
Výkon	26,8 kW
Palivo	diesel
Hmotnost	1 640 kg
Max. rychlost	11 km/h
Pneumatiky	26 x 12.00-12" grass/TR

1.1 Cíle diplomové práce

- Zpracování přehledu dumperů na trhu
- Vypracovat konstrukční řešení lžice a daného mechanismu
- Na základě tohoto návrhu provést kinematický a silový rozbor
- Pevnostní výpočet konstrukčních dílů lžice a uzlů navrhovaného mechanismu
- Vytvořit 3D model a určenou výrobní dokumentaci

2 Rešerše v oblasti dumperů podobných konstrukcí

První již zkonstruované dumpery (obr. 2.1) vznikaly z nouze v Anglii za 2. světové války, kde se dobře osvědčovaly při odklizení trosk bombardovaných britských měst. K tomuto účelu byly upravované podvozky průmyslových traktorů Fordson. [11]



Obr. 2.1 Dumper – firma E.Boydell [12]

V současné době jsou dumpery s nosností do cca 10 tun využívány převážně na stavbách. Jejich výhodou je převážení sypkých materiálů v těžkých terénech. Vzhledem k zhoršeným adhezním podmínkám jsou opatřeny pohonem 4x4, čímž je dosaženo lepšího přenosu tažné síly mezi koly a vozovkou. Díky kloubovému rámu mají lepší průjezdnost a manévrovatelnost v terénu.

2.1 Typy dumperů

Dumpery mohou být rozděleny do několika skupin. Směrodatným dělením je vždy nosnost převažovaného materiálu. Na trhu existují dva typy dumperů, u kterých vyklápění korby probíhá čelně v jednom směru nebo na otoči rámu.

Mezi přední výrobce patří zejména tyto firmy, které dominují vlastní kvalitou a spolehlivostí:

- NC Engineering
- AUSA
- Thwaites
- Terex

2.1.1 Čelní vyklápění korby

Dumpéry s čelním vyklápěním jsou nejrozšířenějším druhem na trhu. Jejich předností je tuhý rám přední nápravy a celosvařovaná korba umožňující převážet materiál o nosnosti 1 t až 10 t. Vyprazdňování nákladu je prováděno sklopením korby pomocí jednoho nebo dvou lineárních hydromotorů.

NC ENGINEERING ST10

Dumper ST10 (obr. 2.2) o nosnosti 10 t je určen především pro velké stavby a velkoobjemové převozy materiálu. Celosvařovaná korba o tloušťce 8mm umožňuje přední výsyp až do úhlu 91°. Dumper se vyznačuje nízkými provozními náklady, vysokou stabilitou, svahovou dostupností a nízkou spotřebou. [13]



Obr. 2.2 NC Engineering ST10 [13]

Tab. 2.1 Technické parametry – Nc Engineering ST10

Max. nosnost	10 t
Pohon	hydrostatický (4x4)
Výkon	97 kW
Max. rychlost	32 km/h
Vnější poloměr otáčení	12,85 m
Stoupavost	50 %
Pneumatiky	500/60 R22,5 (záběrový profil)

AUSA D85 AHA

Dumper vyráběný firmou Ausa řady D85 AHA (obr. 2.3) je vybaven vysokovýklopem, díky kterému je umožněna nakládka do kontejneru nebo nákladního vozidla. Korba je ve spodní části výrazně zúžená kvůli lepšímu vysypání mazlavých materiálů. Vyklápění korby zajišťují dva přímočaré hydromotory uložené k pohyblivému rámu, dva hydromotory obstarávají zdvih celého mechanismu. Vzhledem k šířce dumperu 1,2 m je vhodným pomocníkem při terénních úpravách, či přepravě materiálů z těsných prostorů.



Obr. 2.3 Ausa D85 AHA [16]

Tab. 2.2 Technické parametry – Ausa D85 AHA

Max. nosnost	850 kg
Motor	Kubota D1105
Pohon	hydrostatický (4x4)
Výkon	16,8 kW
Chlazení	voda
Max. rychlost	14 km/h
Poloměr otočení	3060 mm

2.1.2 Otočné vyklápění korby

Otoče neboli velkorozměrová ložiska, jsou strojní zařízení, která mohou přenášet kombinované zatížení, tj. axiální i radiální zatížení a klopný moment. Mají obvykle upevňovací díry, vnitřní nebo vnější ozubení, mazací díry a těsnění, což umožňuje kompaktní a ekonomické řešení uložení. [17]

Dumpéry vybavené tímto zařízením jsou užitečné zejména pro vysypávání materiálu kolem výkopů.

THWAITES 6 TONNE

Dumper (obr. 2.4) o nosnosti 6 tun je vybaven hydraulicky ovládanou otočnou korbou. Tato celosvařovaná korba, vyrobená z plechu tloušťky 8mm, dokáže vyklápat materiál po stranách dumperu v rozsahu $\pm 90^\circ$. Samotný výklop korby do 90° obstarává jeden lineární hydromotor uložený v horním rameni mechanismu. Vzhledem bezpečnosti obsluhy je dumper osazen ochranným rámem. [19]



Obr. 2.4 Thwaites 6 Tonne [20]

Tab. 2.3 Technické parametry – Thwaites 6 Tonne

Max. nosnost	6000 kg
Motor	JCB Dieselmax 444 TC
Pohon	hydrostatický (4x4)
Výkon	63 kW
Pneumatiky	405/70 x 20
Max. rychlost	27,7 km/h

3 Konstrukční řešení dumperu

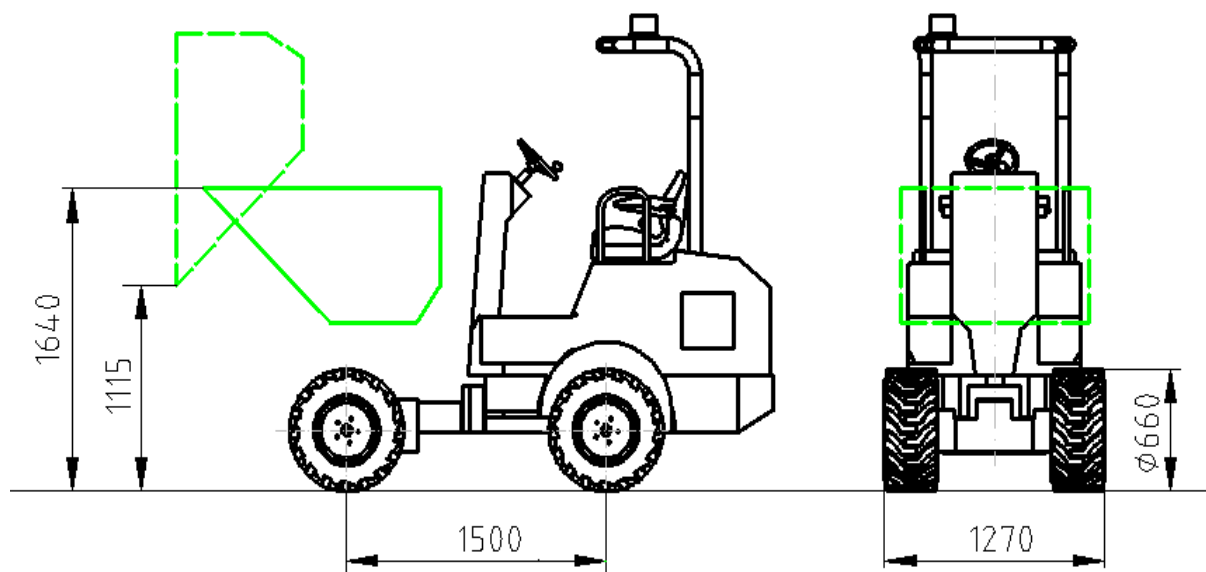
Pohonná jednotka navrhovaného kloubového dumperu je tvořena dieslovým motorem Kubota o výkonu 26,8kW a se samostatným hydrostatickým náhonem všech kol. Prostor řidiče je z bezpečnostních důvodů opatřen rámem.

3.1 Požadavky firmy VOP CZ, s.p.

Firma VOP CZ, s.p. požaduje navrhnout na přední nápravu dumperu mechanismus, který bude schopen nabírat materiál a následně jej vyklápět do tří směrů.

Hlavními požadavky jsou:

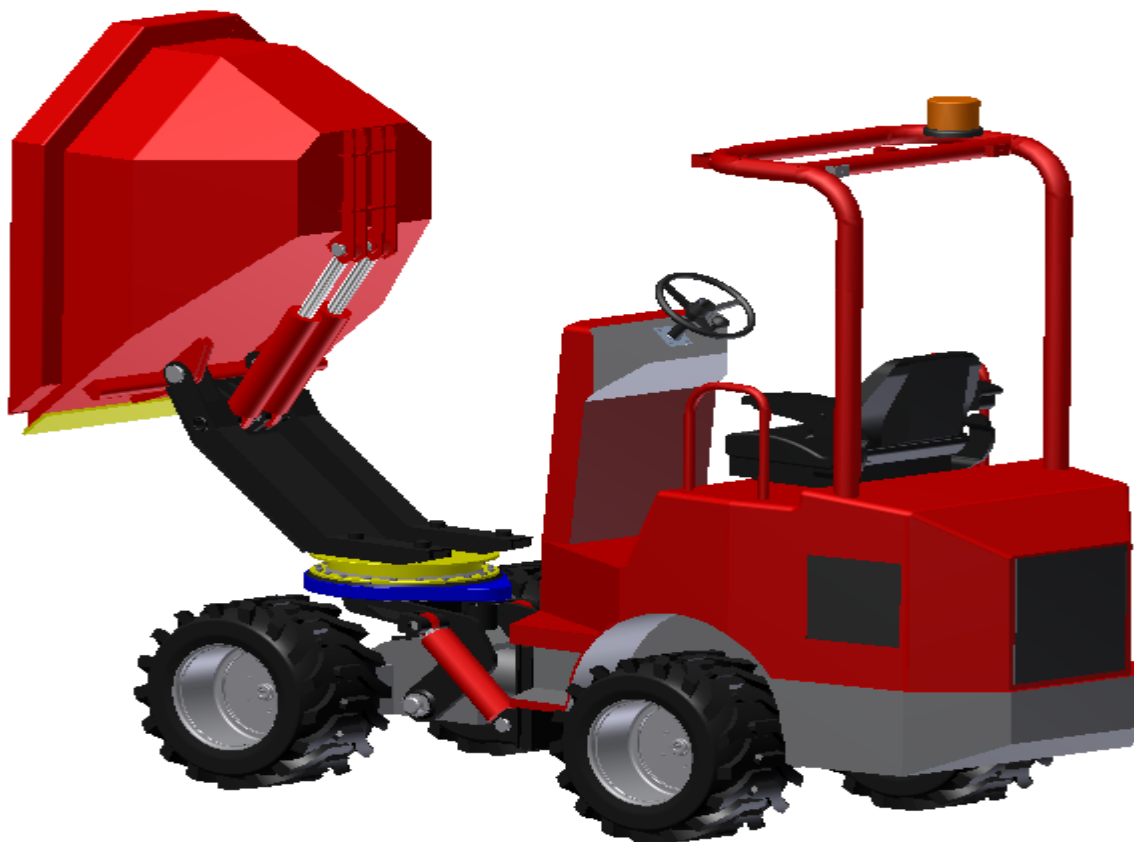
- horní hrana lžice nesmí přesáhnout v transportní poloze rozměr 1640 mm
- při vyklopení v úhlu 90° nesmí být hrana lžice k vozovce níže než 1115 mm



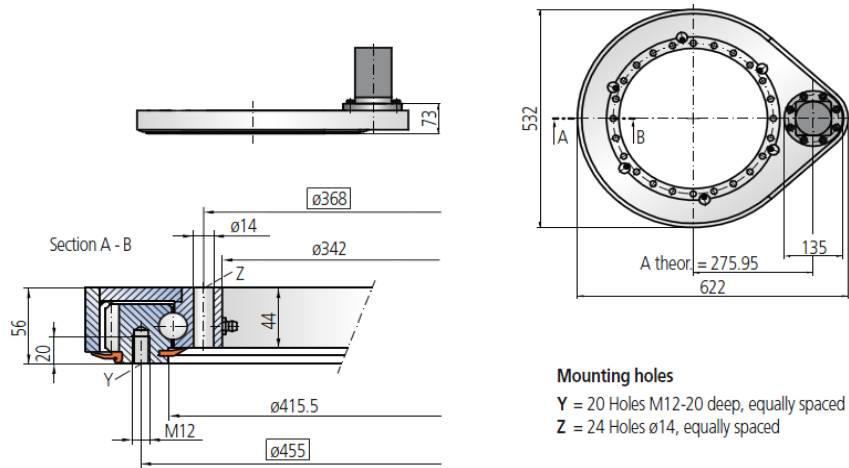
Obr. 3.1 Rozměrové požadavky firmy VOP CZ, s.p.

3.2 Konstrukční řešení lžice a mechanismu

Hlavní součástí uzlu je celosvařovaná lžice (obr. 3.2) vyrobená z konstrukční oceli 11 523 o tloušťce plechu 8 mm. Na čele lžice je navařen ořezavzdorný břit vyrobený z materiálu Hardox 450. Celý uzel je uložen na dvou čepích přední nápravy. Vyklápění lžice obstarávají dva lineární hydromotory (HM_A) uložené v horním rameni mechanismu. Nabírání materiálu se uskutečňuje vyklopením celého mechanismu pomocí dvou lineárních hydromotorů (HM_B) uchycených k přední nápravě. Vysypávání materiálu po stranách dumperu v rozmezích $\pm 90^\circ$ je prováděno pomocí normalizované otoče (obr. 3.3) firmy IMO. Otoč je poháněna rotačním hydromotorem o objemovém průtoku $Q = 201/\text{min}$.



Obr. 3.2 Konstrukční řešení mechanismu dumperu



Obr. 3.3 Otoč – SP-I 0411 [14]

3.3 Poloha těžiště

Poloha těžiště má zásadní vliv na další výpočty. Od firmy VOP byly poskytnuty souřadnice těžišť přední a zadní nápravy. Souřadnice těžiště a hmotnosti jednotlivých částí stroje jsou uvedeny v tab. 3.1. Počátek souřadnic je veden od zadního kola (obr. 3.4).

Tab. 3.1 Parametry těžiště

Část dumperu	Označení	Souřadnice [mm]		Hmotnost [kg]
		x	y	
Přední náprava	T_{PN}	1270	400	300
Zadní náprava	T_{ZN}	-192	690	820
Člověk	T_C	-135	1515	95
Lžice	T_L	1546	1294	218
Mechanismus	T_M	1576	823	219

Hmotnost dumperu s obsluhou:

$$m_{Dc} = m_{PN} + m_{ZN} + m_C + m_L + m_M = 300 + 820 + 95 + 218 + 219 = 1652 \text{ kg} \quad (3.1)$$

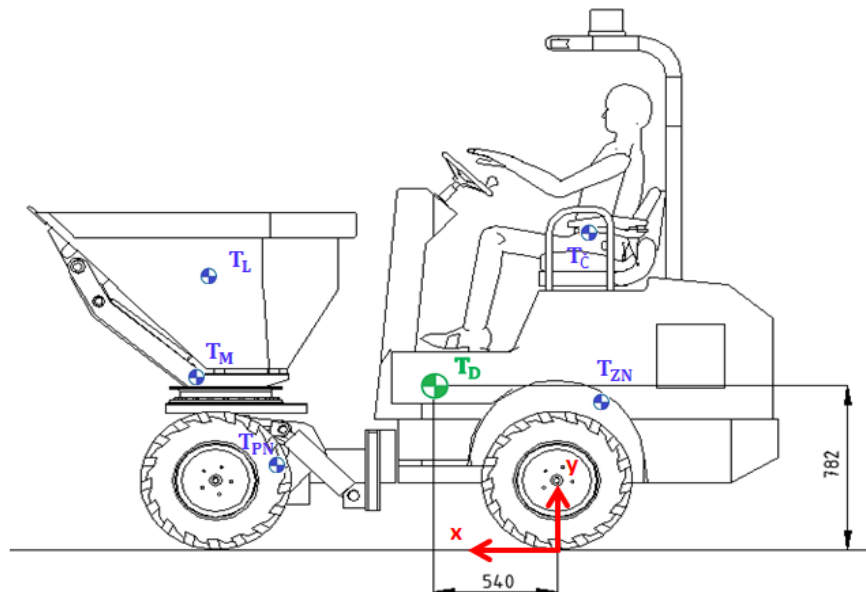
Poloha těžiště ve směru osy x:

$$x_T = \frac{\sum_{i=1}^n x_i \cdot m_i}{\sum_{i=1}^n m_i} = \frac{1270 \cdot 300 - 192 \cdot 820 - 135 \cdot 95 + 1546 \cdot 218 + 1576 \cdot 219}{300 + 820 + 95 + 218 + 219} = 540 \text{ mm} \quad (3.2)$$

Poloha těžiště ve směru osy y:

$$y_T = \frac{\sum_{i=1}^n y_i \cdot m_i}{\sum_{i=1}^n m_i} = \frac{400 \cdot 300 + 690 \cdot 820 + 1515 \cdot 95 + 1294 \cdot 218 + 823 \cdot 219}{300 + 820 + 95 + 218 + 219} = 782 \text{ mm} \quad (3.3)$$

Na obr. 3.4 je znázorněno těžiště celého dumperu T_D o souřadnicích $x_T = 540\text{mm}$ a $y_T = 782\text{ mm}$. Toto těžiště bylo vypočteno bez nákladu 1200 kg. V příloze B - *Kontrola stability dumperu* je tomuto případu věnována větší pozornost.

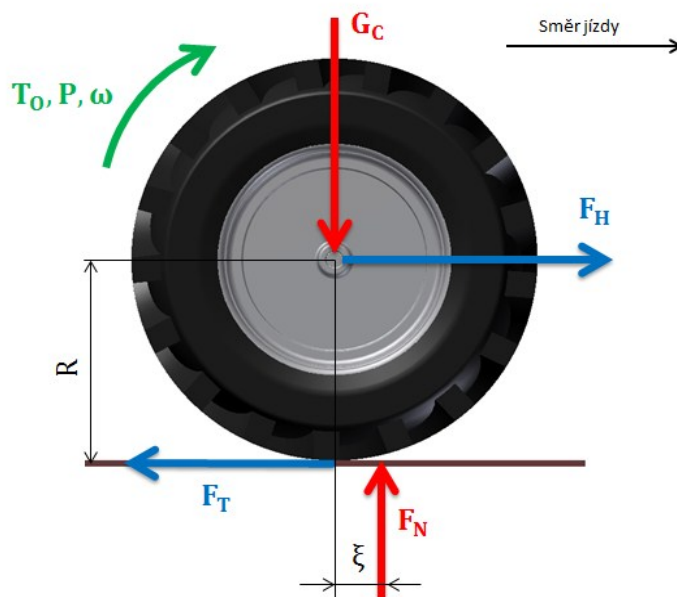


Obr. 3.4 Poloha těžiště dumperu

3.4 Tažná síla

Tažná neboli hnací síla se rozumí taková, která je nutná k uvedení vozidla do pohybu. Proti této síle působí jednotlivé odpory (odpor čepového tření, odpor vzduchu, svahový odpor, odpor valivého tření apod.), které tato síla musí překonávat. [5]

Jelikož znám technické parametry dumperu (viz tab. 1.1), bude výpočet tažné síly vypadat následovně.



Obr. 3.5 Síly působící mezi kolem a podložkou

Vzhledem k pohonu všech kol (4x4) a působišti celkové tíhové síly včetně nákladu 1200 kg předpokládám, že všechna kola přenášejí stejný otáčivý moment.

Úhlová rychlost kol:

$$\omega = \frac{v}{R} = \frac{3,6}{0,330} = 9,4 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.4)$$

Celkový otáčivý moment kol:

$$T_O = \frac{P}{\omega} = \frac{26,8 \cdot 10^3}{9,4} = 2851,1 \text{ Nm} \quad (3.5)$$

Celková tažná síla:

$$F_T = F_H = \frac{T_O}{R} = \frac{2851,1 \cdot 10^3}{330} = 8640 \text{ N} \quad (3.6)$$

Celková tíhová síla dumperu včetně nákladu 1200 kg :

$$G_C = g \cdot (m_{D_c} + m_N) = 9,81 \cdot (1652 + 1200) = 27978 \text{ N} \quad (3.7)$$

Rovnice rovnováhy:

$$\begin{aligned} x : F_H - F_T &= 0 \\ y : F_N - G_C &= 0 \end{aligned} \quad (3.8)$$

Tab. 3.2 Hodnoty součinitele adheze μ [6]

Povrch	Stav	μ
asfalt	suchý	0,9
	vlhký	0,7
beton	suchý	0,8 – 1,0
	vlhký	0,5 – 0,8
polní cesta	hlinitá	0,8
	písčítá	0,7
oranice	čerstvá	0,4 – 0,5
	uhelná	0,5 – 0,7
pole	rozbahněné	0,1
louka		0,1
drn		0,8 – 0,4
písek	suchý	0,3 – 0,4
	vlhký	0,4 – 0,5

Pro provoz v těžkém terénu volím součinitel adheze $\mu = 0,4$.

Podmínka valení:

$$F_T \leq F_N \cdot \mu = G_C \cdot \mu \quad (3.9)$$

$$8640 \leq 27978 \cdot 0,4$$

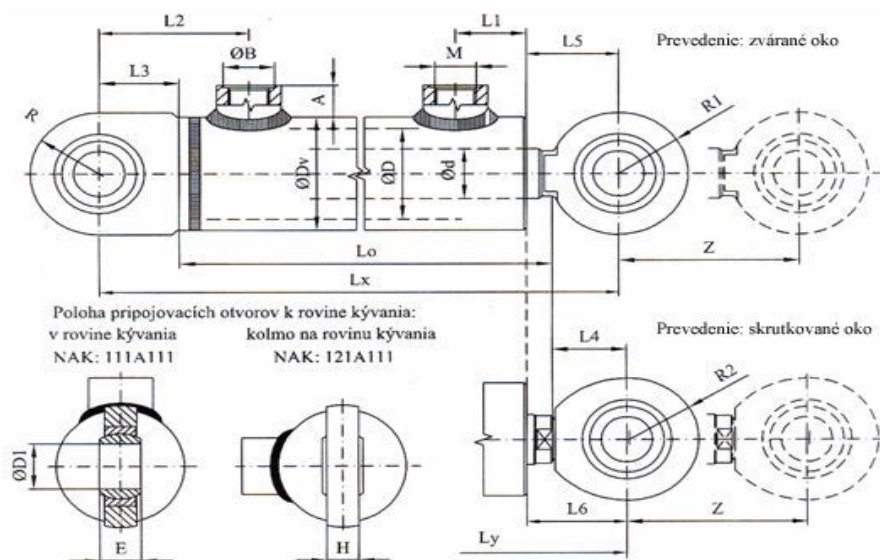
$$8640 < 11194,8 \quad \text{vyhovuje}$$

Z výše uvedeného výsledku je patrné, že při maximálním výkonu a zatížení stroje nedojde k prokluzu kol.

4 Předběžný návrh hydromotorů

Než bude prováděn samotný výpočet kinematiky pro jednotlivé pracovní režimy dumperu, je zapotřebí určit síly působící v přímočarých hydromotorech.

Pro vyklápění lžice a nabírání materiálu byly předběžně zvoleny dvojčinné hydromotory bez tlumení typu HM 1.2 vyráběné firmou Rerosa-Hydraulika s.r.o. o pracovním tlaku $p_s = 16 \text{ MPa}$



Obr. 4.1 Popis dvojčinného hydromotoru [18]

Tab. 4.1 Rozměry hydromotorů

	Hydromotor pro vyklápění lžice	Hydromotor pro nabírání materiálu
Z	312	238
Lx	517	443
Lo	440	366
ϕD_1	30	40
ϕD	80	
ϕd	45	
ϕD_v	95	
L1	46	
L2	77	
L3	42	
L4	45	
L5	47	
H	19	
E	22	

Činná plocha pístu při vysouvání:

$$S_V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 80^2}{4} = 5026,5 \text{ mm}^2 \quad (4.1)$$

Činná plocha pístu při zasouvání:

$$S_Z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} = \frac{\pi \cdot 80^2}{4} - \frac{\pi \cdot 45^2}{4} = 3436,1 \text{ mm}^2 \quad (4.2)$$

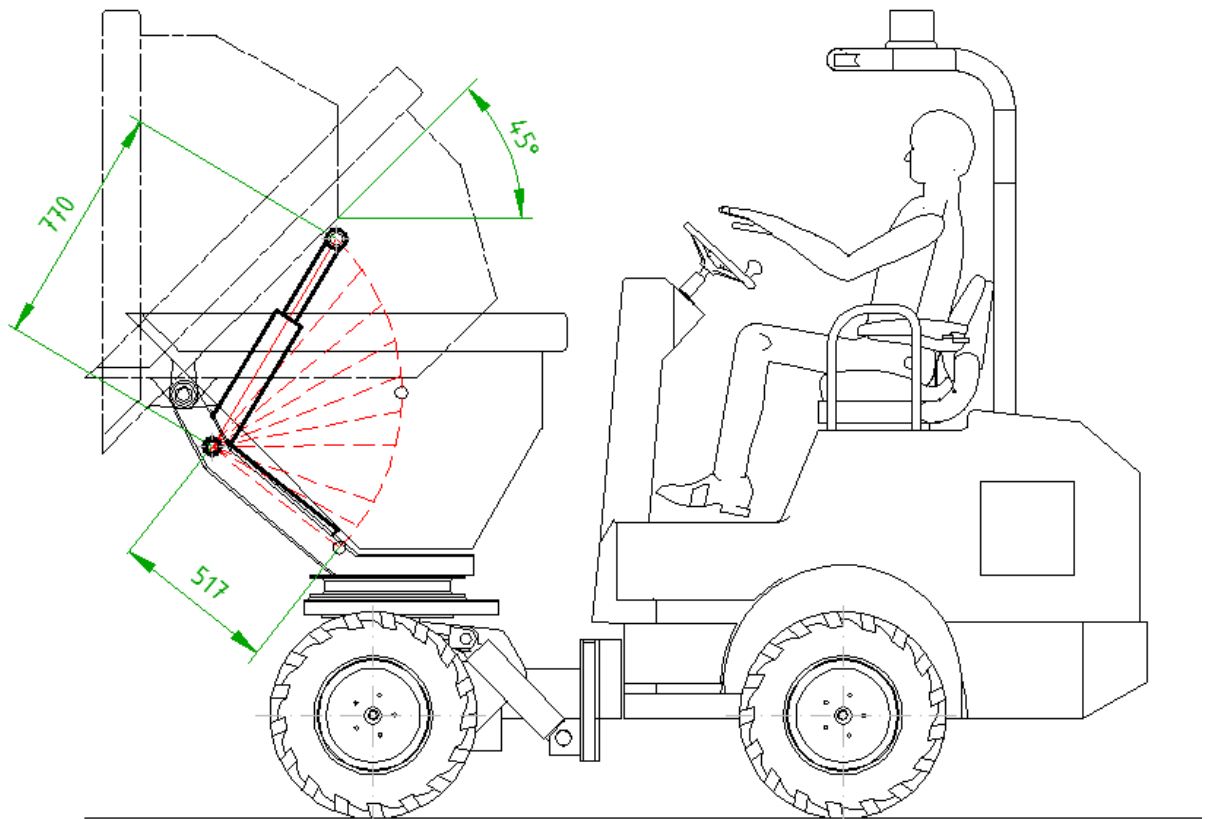
Výpočet maximální síly při vysouvání:

$$F_{PV} = p_s \cdot S_V = 16 \cdot 5026,5 = 80424 \text{ N} \quad (4.3)$$

Výpočet maximální síly při zasouvání:

$$F_{PZ} = p_s \cdot S_Z = 16 \cdot 3436,1 = 54977,6 \text{ N} \quad (4.4)$$

4.1 Výpočet maximální síly hydromotoru pro vyklápění lžice



Obr. 4.2 Průběh vysouvání hydromotoru A při vyklápění lžice

Tíhová síla lžíce:

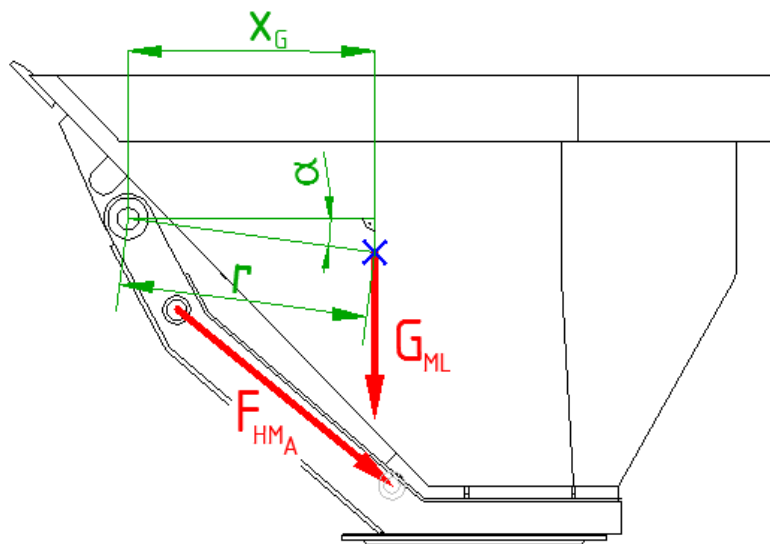
$$G_L = g \cdot m_L = 9,81 \cdot 218 = 1716,8 \text{ N} \quad (4.5)$$

Tíhová síla lžíce a nákladu:

$$G_{ML} = g \cdot (m_N + m_L) = 9,81 \cdot (1200 + 218) = 13910,6 \text{ N} \quad (4.6)$$

Poloha těžiště lžíce a rameno otáčení r bylo zjištěno pomocí software Inventor Professional 2012.

Úhel α při vyklápění lžíce lineárně narůstá ($7^\circ - 84^\circ$).



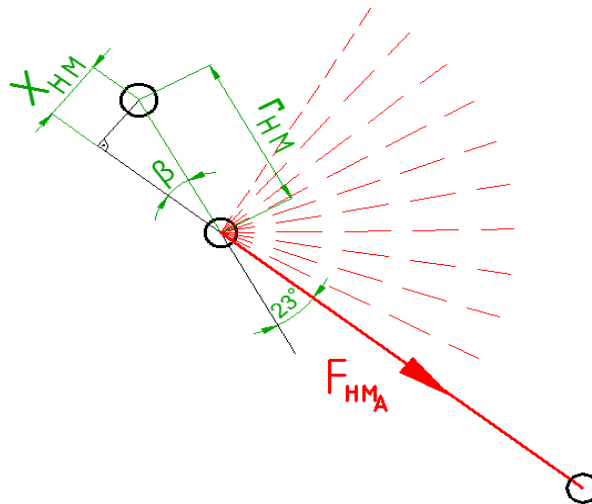
Obr. 4.3 Rameno tíhové síly lžíce k ose rotace

Rameno tíhové síly lžíce a materiálu k ose rotace:

$$X_G = r \cdot \cos \alpha = 467 \cdot \cos 7^\circ = 463,5 \text{ mm} \quad (4.7)$$

Rameno síly hydromotoru působené zdvihem k ose rotace:

$$X_{HM} = r_{HM} \cdot \sin \beta = 190 \cdot \sin 23^\circ = 74,2 \text{ mm} \quad (4.8)$$

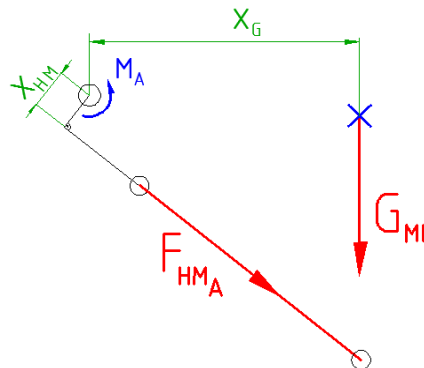


Obr. 4.4 Rameno síly hydromotoru

Úhel β při vyklápní lžíce nelineárně narůstá ($23^\circ - 120^\circ$).

Momentová rovnováha k ose rotace (přední čep rámu):

$$M_A : F_{HM_A} \cdot X_{HM} - G_{ML} \cdot X_G = 0 \quad (4.9)$$



Obr. 4.5 Momentová rovnováha k ose rotace při vyklápní lžíce

Síla potřebná pro vyklopení lžíce:

$$F_{HM_A} = \frac{G_{ML} \cdot X_G}{X_{HM}} = \frac{13910,6 \cdot 463,5}{74,2} = 86894,3 \text{ N} \quad (4.10)$$

Mezi rámem a lžicí jsou uloženy dva hydromotory.

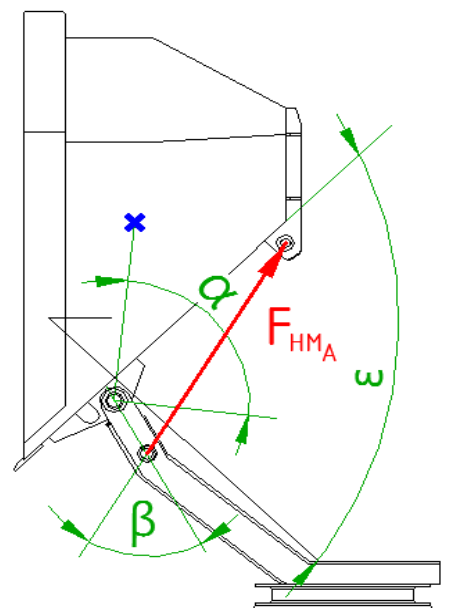
Síla potřebná pro vyklopení lžíce připadající na jeden hydromotor:

$$F_{HM_{A1}} = \frac{F_{HM_A}}{2} = \frac{86894,3}{2} = 43447,2 \text{ N} \quad (4.11)$$

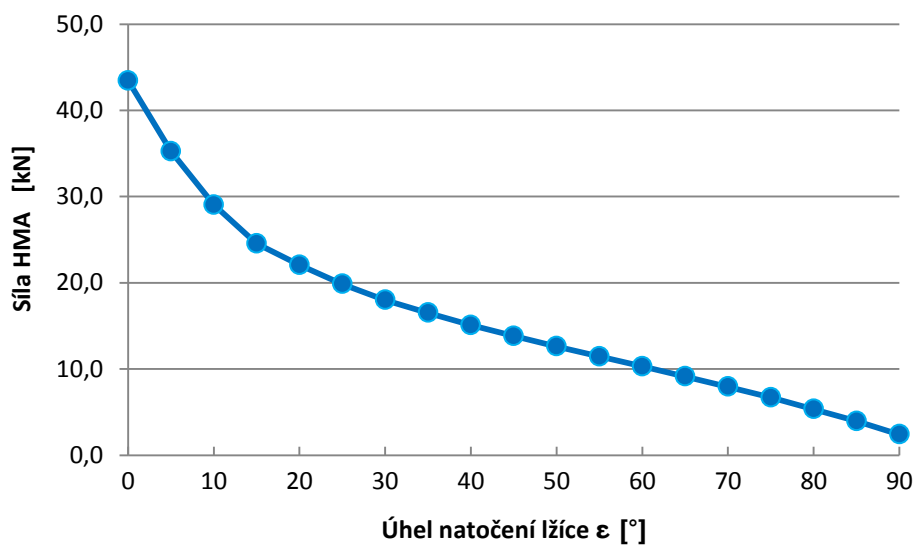
Pro zjištění závislosti dané síly hydromotoru na úhlu naklonění lžice jsem využil software MS Excel.

Tab. 4.2 Závislosti hydromotoru A (HM_A)

Natočení lžice ε [°]	Natočení těžiště α [°]	Natočení HM_A β [°]	Síla HM_A F_{HM_A} [kN]
0	7	23	43,4
5	2	29	35,2
10	3	36	29,0
15	8	42	24,5
20	13	49	22,1
25	18	55	19,9
30	23	61	18,0
35	28	66	16,5
40	33	72	15,1
45	38	77	13,8
50	43	82	12,6
55	48	88	11,4
60	53	93	10,3
65	58	97	9,1
70	63	102	7,9
75	68	107	6,7
80	73	111	5,4
85	78	116	4,0
90	83	120	2,4



Obr. 4.6 Naklápění lžice



Obr. 4.7 Graf závislosti síly HM_A na úhlu natočení lžice

Z výše uvedeného grafu je patrné, že maximální síla hydromotoru $F_{HMA_1} = 43,4$ [kN] je na začátku vyklápění lžice. S narůstajícím úhlem ε klesá zatěžující síla na hodnotu 2,4 [kN].

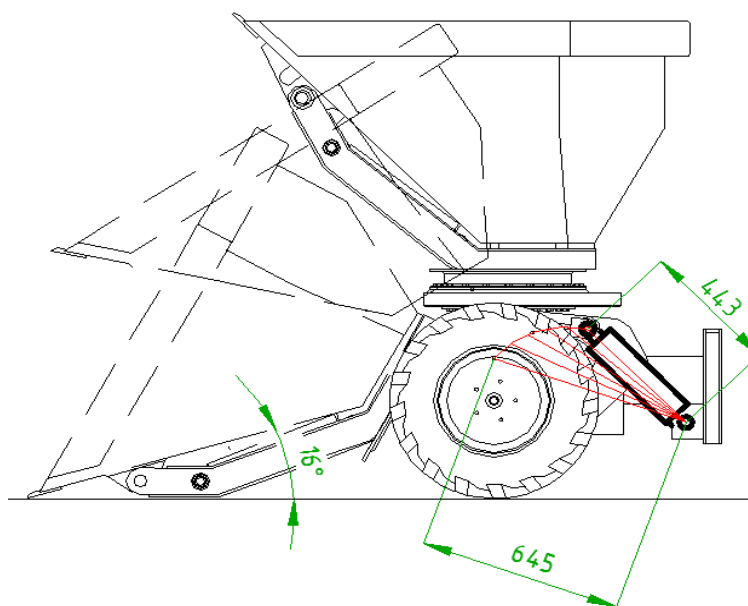
Podmínka únosnosti hydromotoru:

$$F_{HMA_1} < F_{PV} \quad (4.12)$$

$$43447,2 < 80424$$

Hydromotor HMA by měl vydržet téměř dvojnásobné přetížení lžice.

4.2 Výpočet maximální síly hydromotoru pro nabírání materiálu

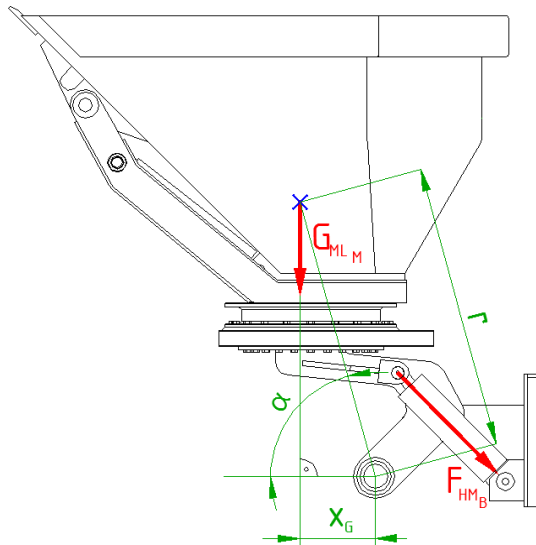


Obr. 4.8 Průběh vysouvání hydromotoru B při vyklápění mechanismu

Tíhová síla mechanismu včetně lžice a nákladu:

$$G_{MLM} = g \cdot (m_M + m_L + m_N) = 9,81 \cdot (219 + 218 + 1200) = 16059 \text{ N} \quad (4.13)$$

Úhel α při vyklápění mechanismu lineárně klesá ($75^\circ - 14^\circ$).



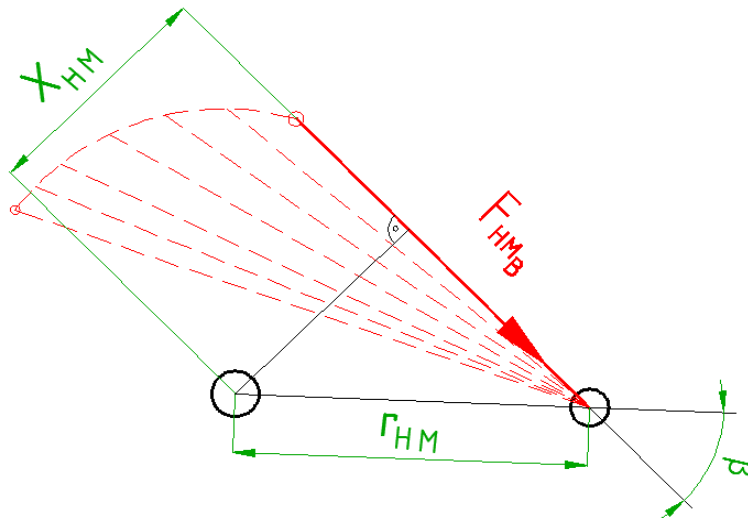
Obr. 4.9 Rameno tíhové síly mechanismu k ose rotace

Rameno tíhové síly mechanismu a nákladu k ose rotace:

$$X_G = r \cdot \cos \alpha = 827 \cdot \cos 75^\circ = 214 \text{ mm} \quad (4.14)$$

Rameno síly hydromotoru působené zdvihem k ose rotace:

$$X_{HM} = r_{HM} \cdot \sin \beta = 375 \cdot \sin 43^\circ = 255,7 \text{ mm} \quad (4.15)$$

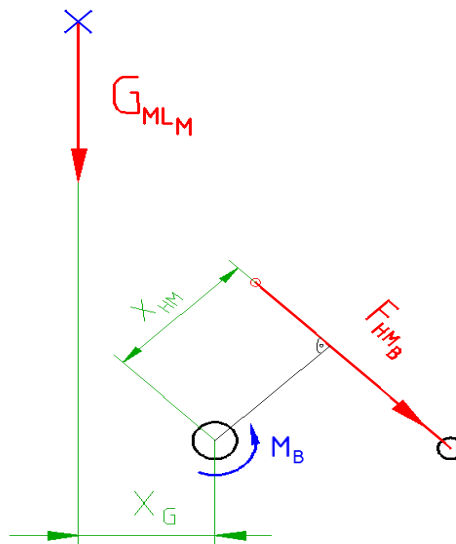


Obr. 4.10 Rameno síly hydromotoru

Úhel β při vyklápění mechanismu nelineárně klesá ($43^\circ - 17^\circ$).

Momentová rovnováha k ose rotace (spodní čep mechanismu):

$$M_B : -F_{HM_B} \cdot X_{HM} + G_{ML_M} \cdot X_G = 0 \quad (4.16)$$



Obr. 4.11 Momentová rovnováha k ose rotace při vyklápění mechanismu

Síla potřebná pro vyklopení mechanismu:

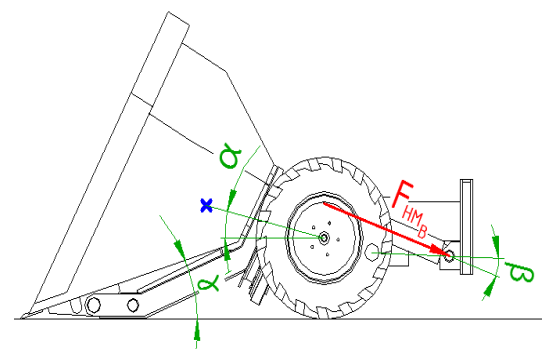
$$F_{HM_B} = \frac{G_{ML_M} \cdot X_G}{X_{HM}} = \frac{16059 \cdot 214}{255,7} = 13440 \text{ N} \quad (4.17)$$

Síla potřebná pro vyklopení mechanismu připadající na jeden hydromotor:

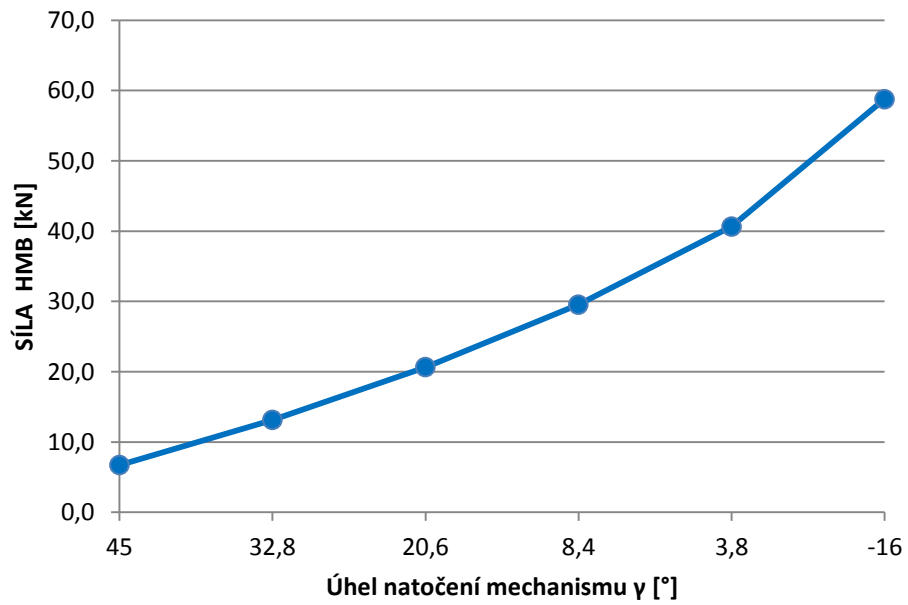
$$F_{HM_{B1}} = \frac{F_{HM_B}}{2} = \frac{13440}{2} = 6720 \text{ N} \quad (4.18)$$

Tab. 4.3 Závislosti hydromotoru B (HM_B)

Natočení mechanismu γ [°]	Natočení těžiště α [°]	Natočení HM_B β [°]	Síla HM_B $F_{HM_{B1}}$ [kN]
45	75	43	6,7
32,8	62,8	38	13,1
20,6	50,6	33	20,6
8,4	38,4	28	29,6
3,8	26,2	23	40,7
-16	14	17	58,8



Obr. 4.12 Naklápění mechanismu



Obr. 4.13 Graf závislosti síly HMB na úhlu natočení mechanismu

Z výše uvedeného grafu je patrné, že s narůstajícím úhlem γ roste maximální síla hydromotoru HMB až na hodnotu 58,8[kN].

Podmínka únosnosti hydromotoru:

$$F_{HMB} < F_{PV} \quad (4.19)$$

$$58800 < 80424 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

5 Kinematika dumperu

Konstrukční návrh mechanismu budu provádět na základě působení zatěžujících sil ve čtyřech pracovních režimech, kdy je lžice vždy plně naložena nákladem o hmotnosti 1200 kg .

- 1. pracovní režim – klidový stav
- 2. pracovní režim – nabírání materiálu
- 3. pracovní režim – čelní vyklápění lžice
- 4. pracovní režim – boční vyklápění lžice

5.1 Klidový stav

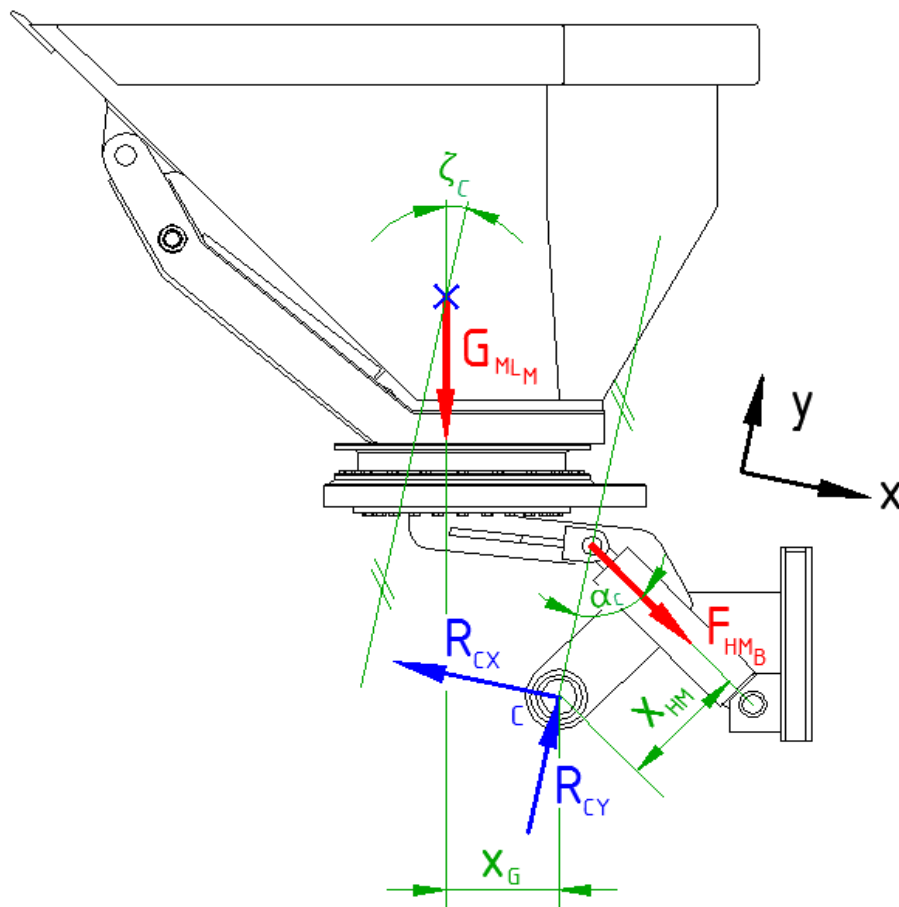
Celý mechanismus je uložen na dvou čepích přední nápravy. Tíhová síla včetně nákladu a navazujících dílů, která působí na přední nápravu je $G_{MLM} = 16059 \text{ N}$. Na spodní rám mechanismu dále působí síla dvou hydromotorů $F_{HMB} = 13440 \text{ N}$ (obr. 5.1).



Obr. 5.1 Klidový stav dumperu

5.1.1 Silový rozbor

Působení sil při tzv. klidovém stavu a jejich rozklad do rovin x a y je znázorněno na obr. 5.2.



Obr. 5.2 Silový rozbor při klidovém stavu

5.1.2 Rovnice rovnováhy

$$\begin{aligned}
 x : F_{HM_B} \cdot \sin \alpha_C - R_{CX} + G_{ML_M} \cdot \sin \zeta_C &= 0 \\
 y : R_{CY} - F_{HM_B} \cdot \cos \alpha_C - G_{ML_M} \cdot \cos \zeta_C &= 0 \\
 M_C : F_{HM_B} \cdot X_{HM} - G_{ML_M} \cdot X_G &= 0
 \end{aligned}
 \tag{5.1}$$

Úhel sklonu mezi silou F_{HM_B} vůči rovině y: $\alpha_C = 57^\circ$

Úhel mezi tíhovou silou mechanismu G_{ML_M} a rovinou y: $\zeta_C = 12^\circ$

5.1.3 Výpočet reakcí v čepech mechanismu

$$R_{CX} = F_{HM_B} \cdot \sin \alpha_C + G_{ML_M} \cdot \sin \zeta_C = 13440 \cdot \sin 57^\circ + 16059 \cdot \sin 12^\circ = 14610,2 \text{ N} \quad (5.2)$$

$$R_{CY} = F_{HM_B} \cdot \cos \alpha_C + G_{ML_M} \cdot \cos \zeta_C = 13440 \cdot \cos 57^\circ + 16059 \cdot \cos 12^\circ = 23028 \text{ N}$$

Reakce připadající na jeden čep:

$$R_{CX_1} = \frac{R_{CX}}{2} = \frac{14610,2}{2} = 7305,1 \text{ N} \quad (5.3)$$

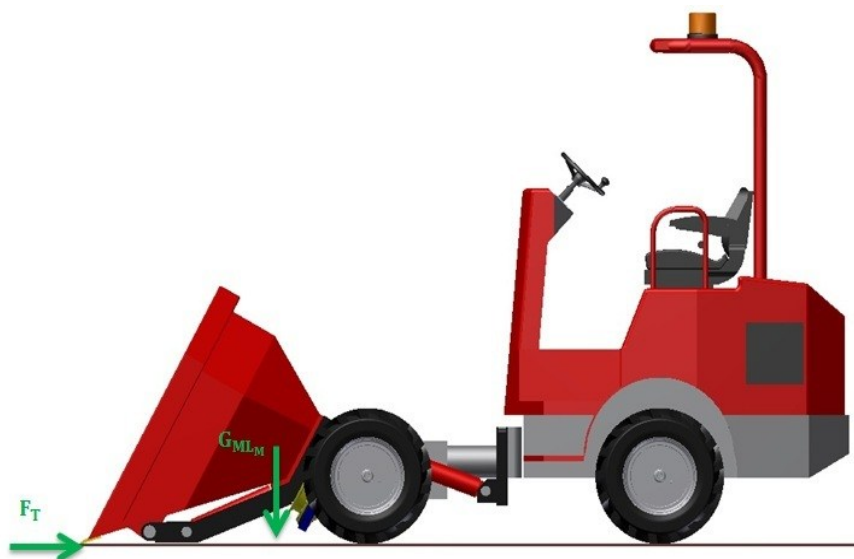
$$R_{CY_1} = \frac{R_{CY}}{2} = \frac{23028}{2} = 11514 \text{ N}$$

Celková reakce v hlavním čepu mechanismu:

$$R_{C_1} = \sqrt{R_{CX_1}^2 + R_{CY_1}^2} = \sqrt{7305,1^2 + 11514^2} = 13636 \text{ N} \quad (5.4)$$

5.2 Nabírání materiálu

Lžice mechanismu je k vozovce sklopená 16° . Při nabírání materiálu vzniká na břitu lžice síla F_T vyvozená tahem dumperu (obr. 5.3). Uvažuji, že síla F_T při najetí do materiálu bude stejně velká, jako maximální tažná síla $F_T = 8640 \text{ N}$. Z hlediska působení zatěžujících sil budou navržené rozměry převážně kontrolovány pro tento pracovní režim.



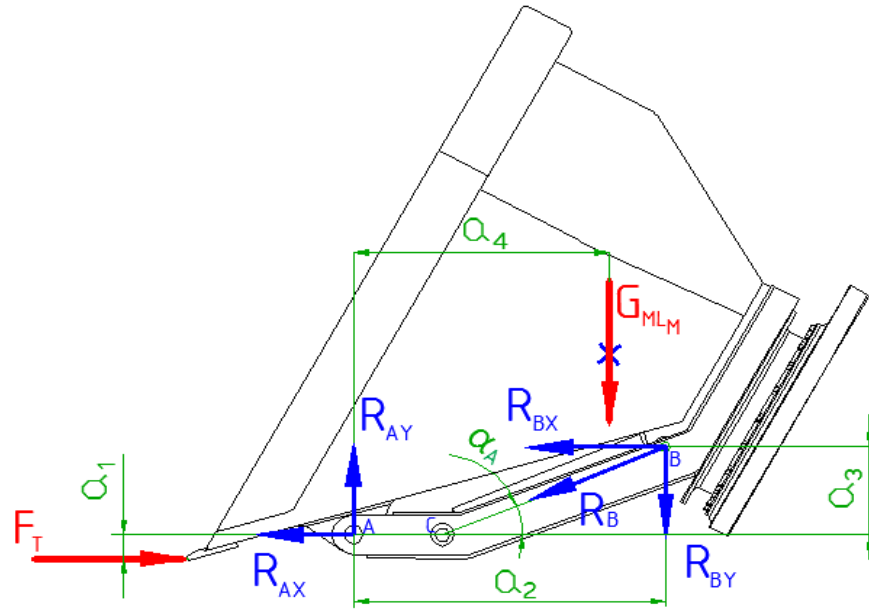
Obr. 5.3 Nabírání materiálu

5.2.1 Silový rozbor lžíce při nabírání materiálu

Ramena sil působících při nabírání materiálu:

$$a_1 = 55 \text{ mm} \quad a_2 = 667 \text{ mm}$$

$$a_3 = 198 \text{ mm} \quad a_4 = 547 \text{ mm}$$



Obr. 5.4 Silový rozbor lžíce při nabírání materiálu

5.2.2 Rovnice rovnováhy

$$x : F_T - R_{AX} - R_B \cdot \cos \alpha_A = 0 \quad (5.5)$$

$$y : R_{AY} - G_{MLM} - R_B \cdot \sin \alpha_A = 0$$

$$M_A : F_T \cdot a_1 - G_{MLM} \cdot a_4 + R_B \cdot \cos \alpha_A \cdot a_3 - R_B \cdot \sin \alpha_A \cdot a_2 = 0$$

5.2.3 Výpočet reakcí v čepch lžíce

$$R_B = \frac{G_{MLM} \cdot a_4 - F_T \cdot a_1}{\cos \alpha_A \cdot a_3 - \sin \alpha_A \cdot a_2} = \frac{16059 \cdot 547 - 8640 \cdot 55}{198 \cdot \cos 23^\circ - 667 \cdot \sin 23^\circ} = -106040,3 \text{ N} \quad (5.6)$$

$$R_{AX} = F_T - R_B \cdot \cos \alpha_A = 8640 + 106040,3 \cdot \cos 23^\circ = 106250,6 \text{ N} \quad (5.7)$$

$$R_{AY} = G_{MLM} + R_B \cdot \sin \alpha_A = 16059 - 106040,3 \cdot \sin 23^\circ = -25374,2 \text{ N}$$

Na obou stranách horního ramene mechanismu vznikají stejné poloviční síly R_{AX} a R_{AY} :

$$R_{AX1} = \frac{R_{AX}}{2} = \frac{106250,6}{2} = 53125,3 \text{ N} \quad (5.8)$$

$$R_{AY1} = \frac{R_{AY}}{2} = \frac{25374,2}{2} = 12687,1 \text{ N}$$

Celková reakce v hlavním čepu lžice:

$$R_{A_1} = \sqrt{R_{AX1}^2 + R_{AY1}^2} = \sqrt{53125,3^2 + 12687,1^2} = 54619,2 \text{ N} \quad (5.9)$$

Reakce v čepu pro uchycení hydromotoru HMA připadající na jednu stranu lžice:

$$R_{B_1} = \frac{R_B}{2} = \frac{106040,3}{2} = 53020,2 \text{ N} \quad (5.10)$$

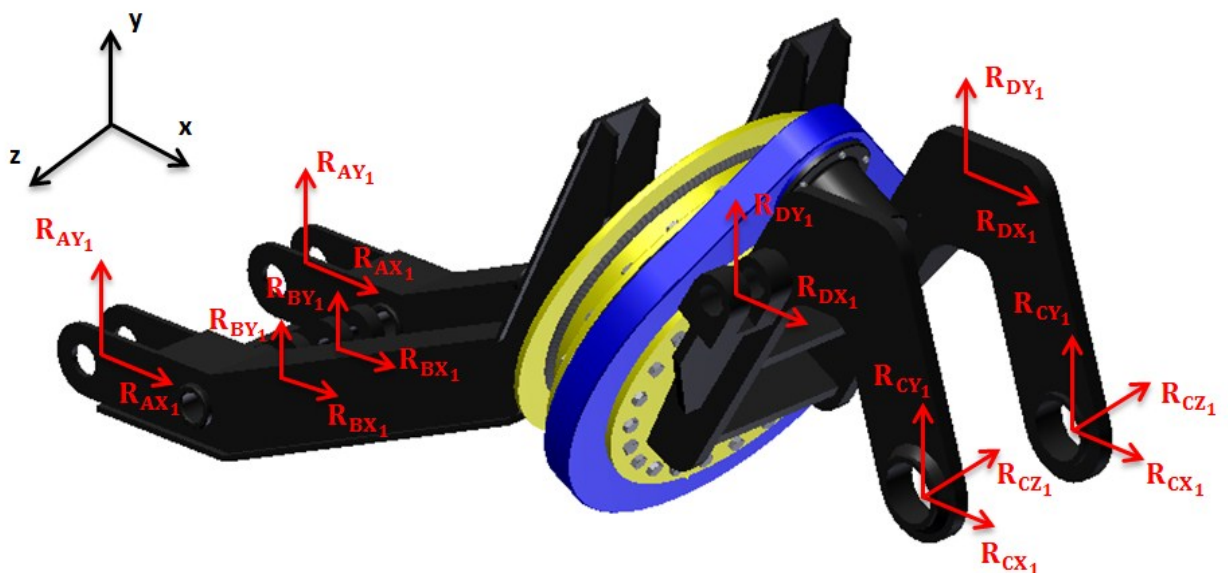
5.2.4 Kontrola zatížení hydromotorů HM_A

Vzhledem působení vnějších sil na lžici jsou namáhané taktěž dva hydromotory HM_A a proto je nutná jejich kontrola při maximální síle F_{PZ} .

$$R_{B_1} < F_{PZ} \quad (5.11)$$

$53020,2 < 54977,6 \Rightarrow$ Podmínka správnosti je splněna

5.3 Silový rozbor mechanismu při nabírání materiálu



Obr. 5.5 Schéma rozložení reakčních sil na mechanismu

Ramena silových účinků a reakcí k čepu C:

$$X_A = 1350 \text{ mm} \quad Y_A = 214 \text{ mm} \quad Z_A = 37 \text{ mm}$$

$$X_B = 1159 \text{ mm} \quad Y_B = 214 \text{ mm} \quad Z_B = 66 \text{ mm}$$

$$X_D = 233 \text{ mm} \quad Y_D = 201 \text{ mm} \quad Z_D = 57 \text{ mm}$$

Jednotlivá ramena silových účinků byla zjištěna pomocí software AutoCAD Mechanical 2012.

5.3.1 Rovnice rovnováhy

Dle obr. 5.5 jsou provedeny rovnice rovnováhy mechanismu.

$$x : R_{AX} + R_{BX} + R_{CX} + R_{DX} = 0 \quad (5.12)$$

$$y : R_{AY} + R_{BY} + R_{CY} + R_{DY} = 0$$

$$z : R_{CZ} = 0$$

$$M_{XC} : -R_{AY_1} \cdot Z_A + R_{BY_1} \cdot Z_B - R_{DY_1} \cdot Z_D = 0 \quad (5.13)$$

$$M_{YC} : R_{AX_1} \cdot Z_A - R_{BX_1} \cdot Z_B + R_{DY_1} \cdot Z_D = 0$$

$$M_{ZC} : R_{AX_1} \cdot Y_A - R_{AY_1} \cdot X_A + R_{BX_1} \cdot Y_B - R_{BY_1} \cdot X_B - R_{DX_1} \cdot Y_D - R_{DY_1} \cdot X_D = 0$$

Úhel mezi hydromotorem HMB a rovinou x-z: $\alpha_D = 20^\circ$

$$R_{DX} = R_D \cdot \cos \alpha_D$$

$$R_{DY} = R_D \cdot \sin \alpha_D$$

5.3.2 Výpočet reakčních sil na spodním rámu mechanismu

$$R_{D_1} = \frac{R_{AX_1} \cdot Y_A - R_{AY_1} \cdot X_A + R_{BX_1} \cdot Y_B - R_{BY_1} \cdot X_B}{Y_D \cdot \sin \alpha_D + X_D \cdot \cos \alpha_D} \quad (5.14)$$

$$R_{CX_1} = -R_{AX_1} - R_{BX_1} - R_{D_1} \cdot \cos \alpha_D$$

$$R_{CY_1} = -R_{AY_1} - R_{BY_1} - R_{D_1} \cdot \sin \alpha_D$$

Působící silové účinky (viz kapitola 5.2.3.):

$$R_{AX_1} = -53125,3 \text{ N} \quad R_{AY_1} = -12687,1 \text{ N}$$

$$R_{BX_1} = -48805,4 \text{ N} \quad R_{BY_1} = -20716,6 \text{ N}$$

Výpočet reakcí:

$$R_{D_1} = \frac{-53125,3 \cdot 214 + 12687,1 \cdot 1350 - 48805,4 \cdot 214 + 20716,6 \cdot 1159}{201 \cdot \sin 20^\circ + 233 \cdot \cos 20^\circ} = 67171,8 \text{ N} \quad (5.15)$$

$$R_{CX_1} = 53125,3 + 48805,4 - 67171,8 \cdot \cos 20^\circ = 38809,9 \text{ N}$$

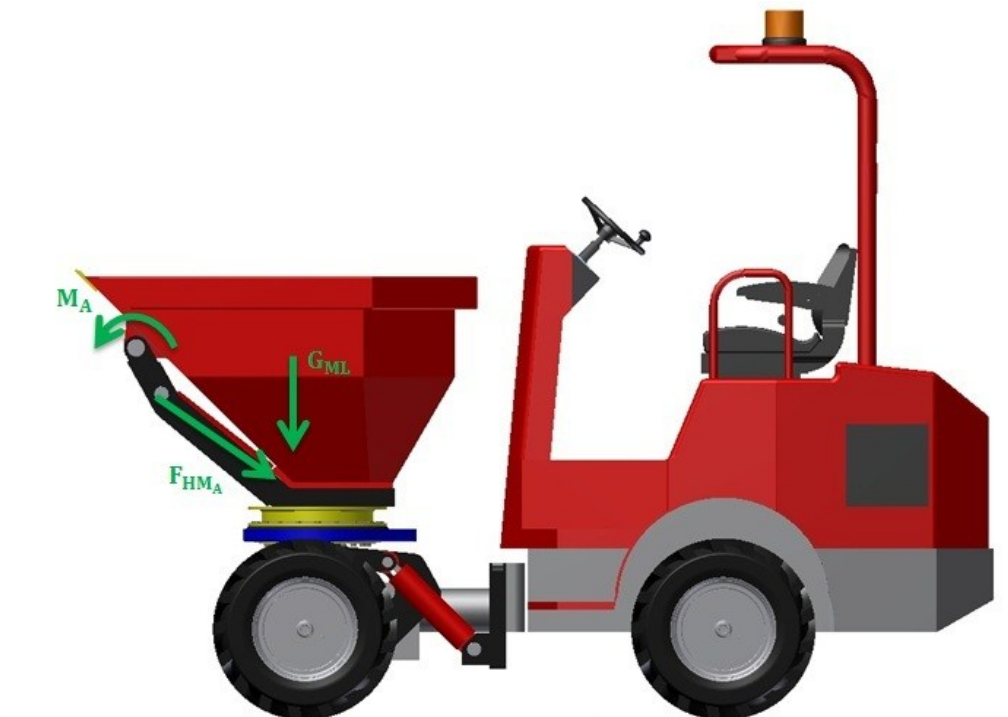
$$R_{CY_1} = 12687,1 + 20716,6 - 67171,8 \cdot \sin 20^\circ = 10430 \text{ N}$$

Celková reakce v hlavním čepu mechanismu:

$$R_{C_1} = \sqrt{R_{CX_1}^2 + R_{CY_1}^2} = \sqrt{38809,9^2 + 10430^2} = 40187 \text{ N} \quad (5.16)$$

5.4 Čelní vyklápění lžice

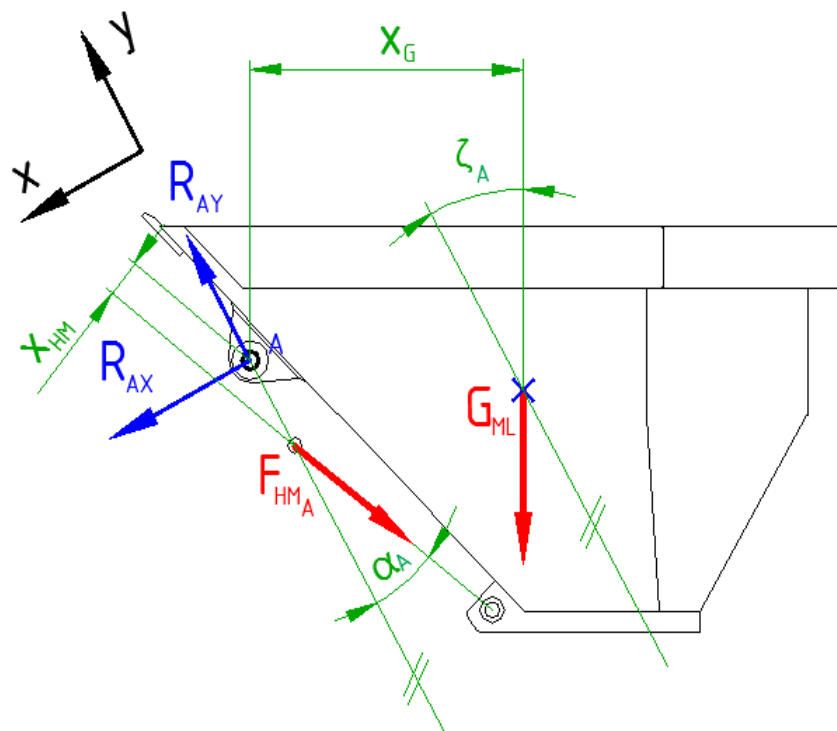
Při tomto pracovním režimu (obr. 5.6) dochází k vyklápění lžice za působení maximální síly dvou hydromotorů $F_{HMA} = 86894,3 \text{ N}$.



Obr. 5.6 Čelní vyklápění lžice

5.4.1 Silový rozbor

Působení sil při čelním vyklápění lžice a jejich rozklad do rovin x a y je znázorněno na obr. 5.7.



Obr. 5.7 Silový rozbor při vyklápění lžice

5.4.2 Rovnice rovnováhy

$$x : G_{ML} \cdot \sin \zeta_A - F_{HM_A} \cdot \sin \alpha_A + R_{AX} = 0$$

$$y : R_{AY} - F_{HM_A} \cdot \cos \alpha_A - G_{ML} \cdot \cos \zeta_A = 0 \quad (5.17)$$

$$M_A : G_{ML} \cdot X_G - F_{HM_A} \cdot X_{HM} = 0$$

Úhel sklonu mezi silou F_{HM_A} vůči rovině y: $\alpha_A = 23^\circ$

Úhel mezi tíhovou silou lžice s nákladem G_{ML} a rovinou y: $\zeta_A = 29^\circ$

5.4.3 Výpočet reakcí v čepech lžice

$$R_{AX} = F_{HM_A} \cdot \sin \alpha_A - G_{ML} \cdot \sin \zeta_A = 86894,3 \cdot \sin 23^\circ - 13910,6 \cdot \sin 29^\circ = 27208,3 \text{ N} \quad (5.18)$$

$$R_{AY} = F_{HM_A} \cdot \cos \alpha_A + G_{ML} \cdot \cos \zeta_A = 86894,3 \cdot \cos 23^\circ + 13910,6 \cdot \cos 29^\circ = 92153,1 \text{ N}$$

Reakce připadající na jeden čep:

$$R_{AX_1} = \frac{R_{AX}}{2} = \frac{27208,3}{2} = 13604,2 \text{ N} \quad (5.19)$$

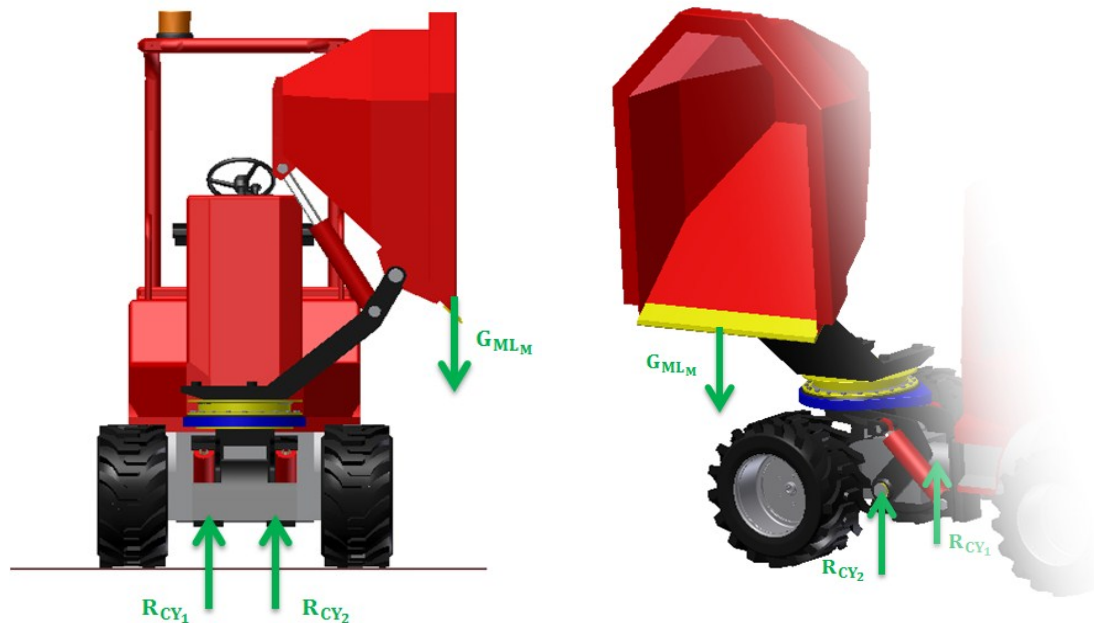
$$R_{AY_1} = \frac{R_{AY}}{2} = \frac{92153,1}{2} = 46076,6 \text{ N}$$

Celková reakce v hlavním čepu lžice:

$$R_{A_1} = \sqrt{R_{AX_1}^2 + R_{AY_1}^2} = \sqrt{13604,2^2 + 46076,6^2} = 48043 \text{ N} \quad (5.20)$$

5.5 Boční vyklápění lžice

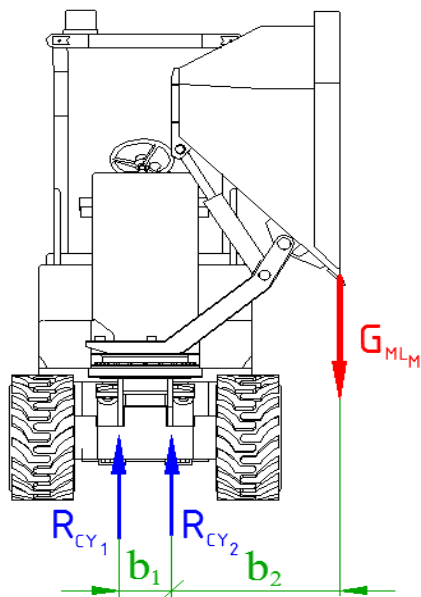
Boční vyklápění lžice (obr. 5.8) způsobuje především ohybové namáhání spodních čepů uchycených k přední nápravě dumperu. Pro tento případ uvažují, že na dané čepy působí maximální síla $G_{MLM} = 16059 \text{ N}$.



Obr. 5.8 Boční vyklápění lžice

5.5.1 Silový rozbor

Na obr. 5.9 je znázorněno působení sil při bočním vyklápění lžice.



Obr. 5.9 Silový rozbor při bočním vyklápění lžice.

5.5.2 Rovnice rovnováhy

$$x : 0$$

$$y : R_{CY_1} + R_{CY_2} - G_{ML_M} = 0 \quad (5.21)$$

$$M_{CY_1} : -R_{CY_2} \cdot b_1 + G_{ML_M} \cdot (b_1 + b_2) = 0$$

5.5.3 Výpočet rekčních sil působících na čepy přední nápravy

$$R_{CY_2} = \frac{G_{ML_M} \cdot (b_1 + b_2)}{b_1} = \frac{16059 \cdot (250 + 785)}{250} = 66484,3 \text{ N} \quad (5.22)$$

$$R_{CY_1} = G_{ML_M} - R_{CY_2} = 16059 - 66484,3 = -50425,3 \text{ N}$$

6 Pevnostní kontrola hydromotorů

V kapitole 4 byly předběžně navrženy hydromotory pro vyklápění lžice a nabírání materiálu. Dále byly vypočteny maximální reakční síly působící v těchto hydromotorech při jednotlivých zátěžových stavech. Pevnostní kontrolu hydromotorů budu provádět pro pístní tyče na vzpěr.

6.1 Výpočet pístní tyče na vzpěr - hydromotor HM_A

Pístní tyč o průměru $d_p = 45 \text{ mm}$ je zatížena tlakem od maximální síly $F_{pV} = 80424 \text{ N}$ (viz str. 23).

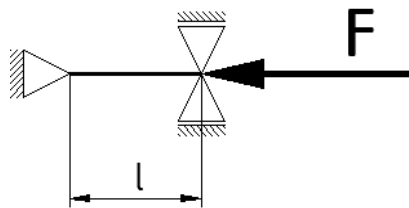
Poloměr setrvačnosti:

$$i = \sqrt{\frac{J_{\min}}{S_p}} = \sqrt{\frac{\pi \cdot d_p^4}{64}} = \sqrt{\frac{\pi \cdot 45^4}{64}} = 11,3 \text{ mm} \quad (6.1)$$

Štíhlostní poměr:

$$\lambda = \frac{l_0}{i} = \frac{312}{11,3} = 27,6 \quad (6.2)$$

kde $l = l_0 = 312 \text{ mm}$ je délka vysunutí pístní tyče



Obr. 6.1 Příklad vzpěru kde $l = l_0$ [1]

Pro nelegované oceli je mezní štíhlost $\lambda_m = 100$ [1].

$$\lambda_m > \lambda$$

Jelikož je mezní štíhlost větší než štíhlostní poměr, jedná se tak o vzpěr v nepružné oblasti. Z tohoto hlediska bude kontrola vzpěru provedena dle Tetmajera.

Pro materiál pístní tyče 11 500 odpovídají konstanty napětí $a = 335 \text{ MPa}$ a $b = 0,62 \text{ MPa}$ určené dle [1]. Pro výpočet bezpečnosti je doporučena minimální dovolená bezpečnost $k_{\text{DOV}} = 2$ [1]. Vzhledem k zatížení jednotlivých hydromotorů volím dovolenou bezpečnost $k_{\text{DOV}} = 5$.

Kritické napětí (napětí při zhroucení prutu):

$$\sigma_{\text{KR}} = a - b \cdot \lambda = 335 - 0,62 \cdot 27,6 = 317,8 \text{ MPa} \quad (6.3)$$

Bezpečnost na vzpěr:

$$F_{\text{HMA}_1} \leq \frac{\sigma_{\text{KR}} \cdot S_p}{k} \Rightarrow k = \frac{\sigma_{\text{KR}} \cdot \frac{\pi \cdot d_p^2}{4}}{F_{\text{pV}}} = \frac{317,8 \cdot \frac{\pi \cdot 45^2}{4}}{80424} = 6,3 \quad (6.4)$$

Podmínka bezpečnosti:

$$k > k_{\text{DOV}} \quad (6.5)$$

$6,3 > 5 \Rightarrow$ pístní tyč vyhovuje

6.2 Výpočet pístní tyče na vzpěr – hydromotor HM_B

Pístní tyč o průměr $d_p = 45 \text{ mm}$ je zatížena opět maximální silou $F_{\text{pV}} = 80424 \text{ N}$. Vzhledem stejnému průměru d_p , jako u předešlého hydromotoru, je poloměr setrvačnosti $i = 11,3 \text{ mm}$. Délka vysunutí pístní tyče je $l = 238 \text{ mm}$.

Štíhlostní poměr:

$$\lambda = \frac{l_0}{i} = \frac{238}{11,3} = 21,1$$

Z velikosti štíhlostního poměru bude pístní tyč opět kontrolována dle Tetmajera. Výsledné hodnoty výpočtu jsou uvedeny v tab. 6.1.

Tab. 6.1 Vypočtené hodnoty

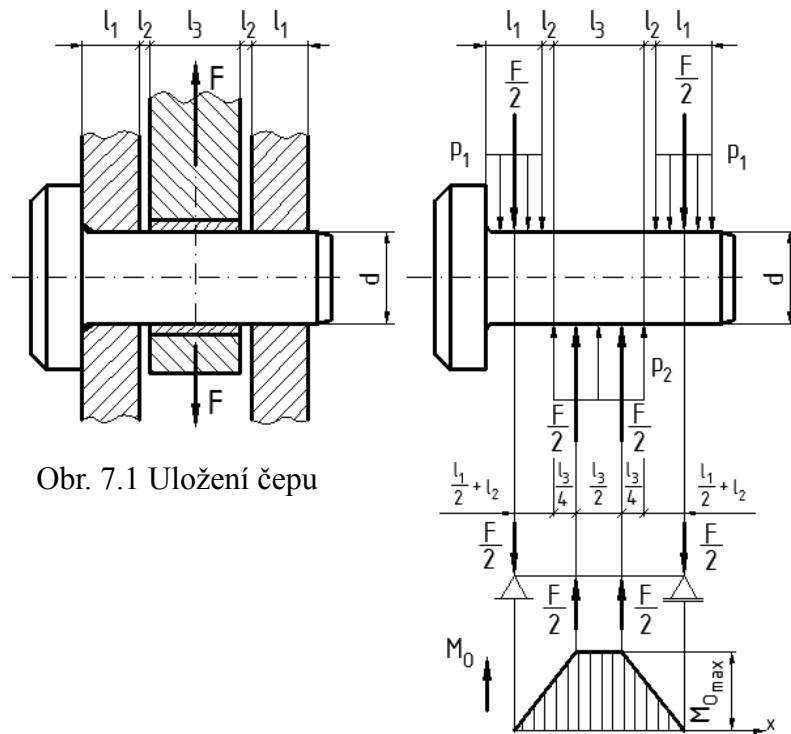
Označení	Název	Hodnota	Použitý vzorec
σ_{KR}	Kritické napětí	321,9 [MPa]	6.3
k	Bezpečnost na vzpěr	6,4 [-]	6.4

Vypočtená bezpečnost je vyšší než dovolená \rightarrow pístní tyč vyhovuje.

7 Pevnostní výpočet spojovacích čepů

V této kapitole budou kontrolovány čepy, sloužící k otočnému spojení jednotlivých dílů mechanismu. Materiál všech čepů volím konstrukční ocel 11 700 s mezí kluzu $R_e = 360 \text{ MPa}$.

Uložení spojovacích čepů je tvořeno vidlicí a okem (obr. 7.1). Namáhání spojovacího čepu (obr. 7.2) zatíženého silou F , se řeší jako namáhání nosníku ohybem na dvou podporách.[2]



Obr. 7.1 Uložení čepu

Obr. 7.2 Namáhání čepu

Výpočet platný pro všechny čepy:

Maximální ohybový moment v čepu:

$$M_{o_{\max}} = \frac{F}{2} \cdot \left(\frac{l_1}{2} + l_2 + \frac{l_3}{4} \right) \quad (7.1)$$

Průřezový modul v ohybu:

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (7.2)$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{\max}}}{W_o} \quad (7.3)$$

Tlak ve stykové ploše čepu a vidlice resp. čepu a oka:

$$p_1 = \frac{F}{2 \cdot d \cdot l_1} \leq p_D \quad (7.4)$$

$$p_2 = \frac{F}{d \cdot l_3} \leq p_D \quad (7.5)$$

Smykové napětí:

$$\tau_s = \frac{F}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \leq \tau_D \quad (7.6)$$

Statická bezpečnost v ohybu:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_o} \geq 1,5 \quad (7.7)$$

Hodnota dovoleného napětí v tlaku p_D a smyku τ_D při proměnlivém zatížení dle [1]:

$$p_D = 100 \text{ MPa (11 523)}$$

$$\tau_D = 110 \text{ MPa (11 700)}$$

7.1 Kontrola hlavního čepu lžice

Tento čep byl posouzen na zatížení od maximální možné síly, v tomto případě je to reakční síla $R_{A_1} = 54619,2 \text{ N}$ vyvolaná zatěžovacím stavem při nabírání materiálu (viz kapitola 5.2.3).

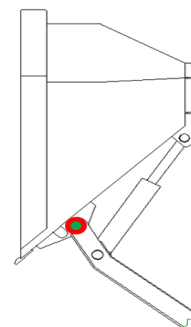
Rozměry uložení čepu d_A :

$$d_A = 40 \text{ mm}$$

$$l_1 = 6 \text{ mm}$$

$$l_2 = 2 \text{ mm}$$

$$l_3 = 58 \text{ mm}$$



Obr. 7.3 Kontrolovaný čep

Tab. 7.1 Vypočtené hodnoty

Označení	Název	Hodnota	Použitý vzorec
$M_{O_{max}}$	Max. ohybový moment čepu	1720504,8 [Nmm]	7.1
W_O	Průřezový modul v ohybu	6283,2 [mm ³]	7.2
σ_O	Ohybové napětí	273,8 [MPa]	7.3
p_1	Kontrola měrného tlaku v oblasti l_1	85,3 [MPa]	7.4
p_2	Kontrola měrného tlaku v oblasti l_2	23,5 [MPa]	7.5
τ_s	Smykové napětí	21,7 [MPa]	7.6
k_s	Statická bezpečnost v ohybu	2,5 [-]	7.7

7.2 Kontrola čepu spojující hydromotor s lžící

Kontrola toho čepu (obr. 7.4) byla provedena opět pro zatěžovací stav simulující nabírání materiálu, kdy velikost maximální síly je $R_B = 53020,2 \text{ N}$ (viz kapitola 5.2.3).

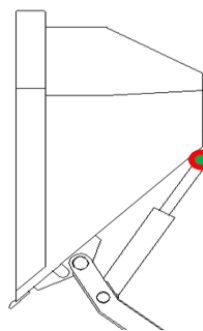
Rozměry uložení čepu d_B :

$$d_B = 30 \text{ mm}$$

$$l_1 = 22 \text{ mm}$$

$$l_2 = 2 \text{ mm}$$

$$l_3 = 22 \text{ mm}$$



Obr. 7.4 Kontrolovaný čep

Tab. 7.2 Vypočtené hodnoty

Označení	Název	Hodnota	Použitý vzorec
$M_{O_{max}}$	Max. ohybový moment čepu	490436,9 [Nmm]	7.1
W_O	Průřezový modul v ohybu	2650,7 [mm ³]	7.2
σ_O	Ohybové napětí	185 [MPa]	7.3
p_1	Kontrola měrného tlaku v oblasti l_1	40,2 [MPa]	7.4
p_2	Kontrola měrného tlaku v oblasti l_2	23,5 [MPa]	7.5
τ_s	Smykové napětí	37,5 [MPa]	7.6
k_s	Statická bezpečnost v ohybu	1,9 [-]	7.7

7.3 Kontrola čepu spojující hydromotor s předním rámem mechanismu

Čep pro uchycení hydromotoru HM_A na předním rámu (obr. 7.5) byl posouzen na maximální zatížení opět pro nabírání materiálu $R_{B_1} = 53020,2 \text{ N}$.

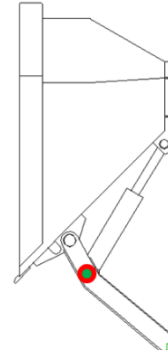
Rozměry uložení čepu d_B :

$$d_C = 30 \text{ mm}$$

$$l_1 = 20 \text{ mm}$$

$$l_2 = 2 \text{ mm}$$

$$l_3 = 22 \text{ mm}$$



Obr. 7.5 Kontrolovaný čep

Tab. 7.3 Vypočtené hodnoty

Označení	Název	Hodnota	Použitý vzorec
$M_{O_{max}}$	Max. ohybový moment čepu	463926,8 [Nmm]	7.1
W_O	Průřezový modul v ohybu	2650,7 [mm ³]	7.2
σ_O	Ohybové napětí	175 [MPa]	7.3
p_1	Kontrola měrného tlaku v oblasti l_1	44,2 [MPa]	7.4
p_2	Kontrola měrného tlaku v oblasti l_2	23,5 [MPa]	7.5
τ_s	Smykové napětí	37,5 [MPa]	7.6
k_s	Statická bezpečnost v ohybu	2,1 [-]	7.7

7.4 Kontrola čepu spojující hydromotor se spodním rámem mechanismu

Čep pro uchycení hydromotoru HM_B na spodním rámu byl posouzen na maximální zatížení pro nabírání materiálu $R_{D_1} = 67171,8 \text{ N}$.

Rozměry uložení čepu d_B :

$$d_D = 40 \text{ mm}$$

$$l_1 = 25 \text{ mm}$$

$$l_2 = 5 \text{ mm}$$

$$l_3 = 22 \text{ mm}$$

Tab. 7.4 Vypočtené hodnoty

Označení	Název	Hodnota	Použitý vzorec
$M_{O_{max}}$	Max. ohybový moment čepu	772475,7 [Nmm]	7.1
W_O	Průřezový modul v ohybu	6283,2 [mm ³]	7.2
σ_O	Ohybové napětí	122,9 [MPa]	7.3
p_1	Kontrola měrného tlaku v oblasti l_1	33,6 [MPa]	7.4
p_2	Kontrola měrného tlaku v oblasti l_2	76,3 [MPa]	7.5
τ_s	Smykové napětí	26,7 [MPa]	7.6
k_s	Statická bezpečnost v ohybu	2,9 [-]	7.7

7.5 Kontrola hlavního čepu mechanismu

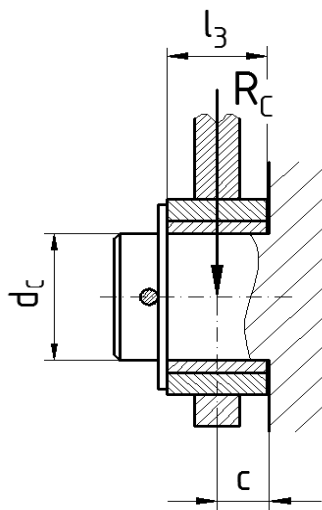
Tento čep (obr. 7.6) je nejvíce namáhán silou $R_C = 66484,3 \text{ N}$, která vzniká při bočním vyklápní lžíce.

Rozměry uložení čepu d_C :

$$d_C = 60 \text{ mm}$$

$$l_3 = 42 \text{ mm}$$

$$c = 21 \text{ mm}$$



Obr. 7.6 Rozměry kontrolovaného čepu

Maximální ohybový moment v čepu:

$$M_{O_{\max}} = R_c \cdot c = 66484,3 \cdot 21 = 1396170,3 \text{ Nmm} \quad (7.8)$$

Průřezový modul v ohybu:

$$W_O = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 60^3}{32} = 21205,8 \text{ mm}^3 \quad (7.9)$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_O = \frac{M_{O_{\max}}}{W_O} = \frac{1396170,3}{21205,8} = 65,8 \text{ MPa} \quad (7.10)$$

Tlak ve stykové ploše:

$$p_2 = \frac{R_c}{d_c \cdot l_3} = \frac{66484,3}{60 \cdot 42} = 26,3 \text{ MPa} \quad (7.11)$$

Statická bezpečnost v ohybu:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_O} = \frac{360}{65,8} = 5,5 \quad (7.12)$$

Všechny čepy vypočtené v této kapitole vyhovují daným pevnostním podmínkám.

8 Závěr

V této diplomové práci jsem se zabýval konstrukčním řešením lžíce dumperu pro nosnost 1200 kg. Součástí tohoto řešení byl mechanismus, který umožňuje nabírání materiálu a jeho následné vyklopení ve třech směrech.

Mechanismus včetně lžíce je uložen na dvou čepích přední nápravy. Nabírání materiálu a vyklápění lžíce se uskutečňuje pomocí dvou lineárních hydromotorů od firmy Rerorosa-hydraulika s.r.o. o pracovním tlaku $p_s = 16 \text{ MPa}$. Pro vyklápění materiálu po stranách dumperu v rozmezí $\pm 90^\circ$ je mechanismus tvořen normalizovanou otočí od firmy IMO. Otoč je poháněna rotačním hydromotorem o objemovém průtoku $Q = 20 \text{ l/min}$.

Mechanismus se lžící je navržen dle zadaných parametrů a podmínek stanovených firmou VOP. Konstrukční řešení bylo nejprve prováděno analyticky na základě působících zatěžujících sil pro jednotlivé zátěžové stavy a poté zkontrolováno metodou konečných prvků (viz příloha A). V příloze B je uvedena kontrola stability dumperu.

Závěrem lze konstatovat, že všechny cíle stanovené v kapitole 1.1 byly splněny. Součástí diplomové práce je přiložen sestavný výkres dumperu, mechanismu a výrobní výkres bočnice.

Tab. 8.1 Technické parametry dumperu

Max. nosnost	1200 kg
Geometrický objem lžíce	520 l
Max. úhel vyklopení lžíce	90°
Otáčení lžíce	$\pm 90^\circ$
Motor	Kubota D1105
Pohon	hydrostatický (4x4)
Výkon	26,8 kW
Vnější poloměr otáčení	2,6 m
Hmotnost	1557 kg

9 Seznam použité literatury

Knihy a příručky:

- [1] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. Albra – Pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2006. ISBN 80-7361-033-7.
- [2] DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. – spojovací části strojů. Návrh, výpočet, konstrukce*. Vydavatelství Montanex a.s. Ostrava, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3
- [3] BOLEK, A., KOCHMAN, J. a kol.: *Částí strojů – 1. svazek*. Technický průvodce 6. SNTL Praha, 1989, 776 s. ISBN 80-03-00046-7.
- [4] MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1.vyd. Ostrava: VŠB - TU Ostrava, 2005, 72 s. ISBN 80-248-0878-1.
- [5] MORAVEC, V.: *Mechanické a hydraulické převody – mechanické převody*. Ostrava: VŠB - TU Ostrava, 2008, 109 s. ISBN 978-80-248-1057-7.
- [6] JEŘÁBEK, K., HELEBRANT, F., JURMAN, J., VOŠTOVÁ, V.: *Stroje pro zemní práce – silniční stroje*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 1996, 466 s. ISBN 80-7078-389-3.
- [7] NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů. Spoje*. 2. vyd. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2011, 114 s. ISBN 978-80-248-1782-8.
- [8] BROUSIL, J. a kol.: *Dynamika*. SNTL Praha, 1989, 328s. ISBN 80-03-00164-1.
- [9] MIČKAL, K.: *Sbírka úloh z technické mechaniky*. Nakladatelství Informatorium Praha, 1998, 265 s. ISBN 80-86073-36-X

Internet:

- [10] *Dapper 5000* [online]. c2014. <<http://www.dapper.cz/>>
- [11] *Muzeum starých strojů* [online]. c2014. <<http://www.starestroje.cz/>>
- [12] *Muir-Hill* [online]. c2014. <<http://www.muir-hill.com/Sand%20Pits%203.jpg>>
- [13] *NC-Engineering* [online]. c2014. <<http://www.nc-engineering.cz/stavebni-technika>>

- [14] *IMO Slewing rings* [online]. c2014. <<http://www.goimo.com/>>
- [15] *Transtechnik CS* [online]. c2014. <<http://www.transtechnikcs.cz/produkty/ausa/>>
- [16] *AUSA* [online]. c2014. <<http://www.ausa.com/products/d-100-120-a/>>
- [17] *PSL, a.s.* [online]. c2014. <<http://www.pslas.sk/sk/produkty/otoce.php>>
- [18] *Rerosa – Hydraulika, s.r.o.* [online]. c. 2014. <<http://www.rerosa.cz/hm12dvojciny.html>>
- [19] *Thwaites* [online]. c2014. <<http://www.thwaitesdumpers.co.uk>>
- [20] *Helpful Hirings* [online]. c2014. <<http://www.helpfulhirings.co.uk/thwaites-6-tonne-4wd-swivel-dumper-247-p.asp>>

10 Seznam příloh

Název	Označení	Formát
Dumper	KLE0024-SN2KIK01	A1
Mechanismus	KLE0024-SN2KIK01-1	A1
Bočnice	KLE0024-1.0	A3
Pevnostní analýza mechanismu a lžice	Příloha A	A4
Kontrola stability dumperu	Příloha B	A4

Použitý software:

Microsoft Office Word 2010

Microsoft Excel 2010

Autodesk AutoCAD Mechanical 2012

Autodesk Inventor Professional 2012

Ansys 14.0

Poděkování:

Rád bych poděkoval prof. Dr. Ing. Miloši Němčkovi za cenné rady a trpělivost při zpracování diplomové práce. Také bych chtěl poděkovat Ing. Dušanu Kahánkovi, z firmy VOP s.p., za poskytnutí podkladů.

Příloha A – Pevnostní analýza mechanismu a lžice

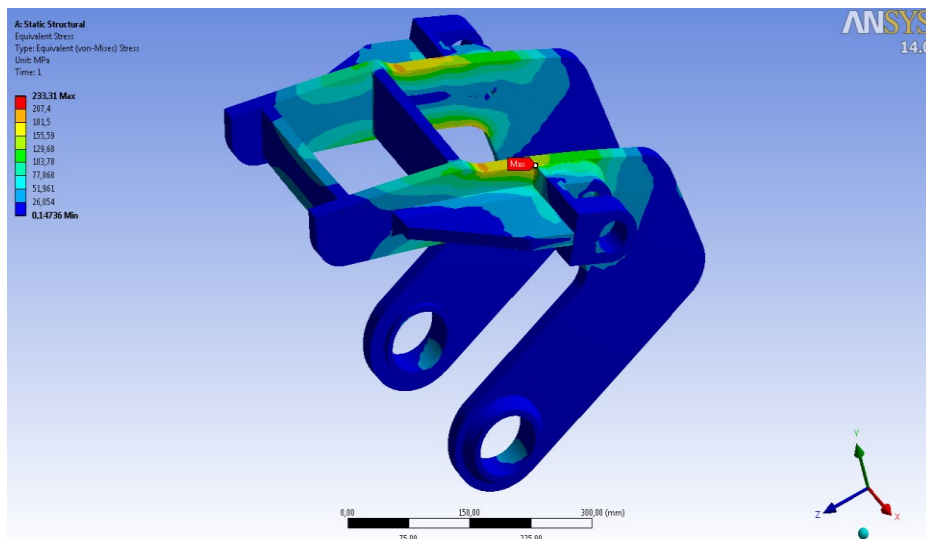
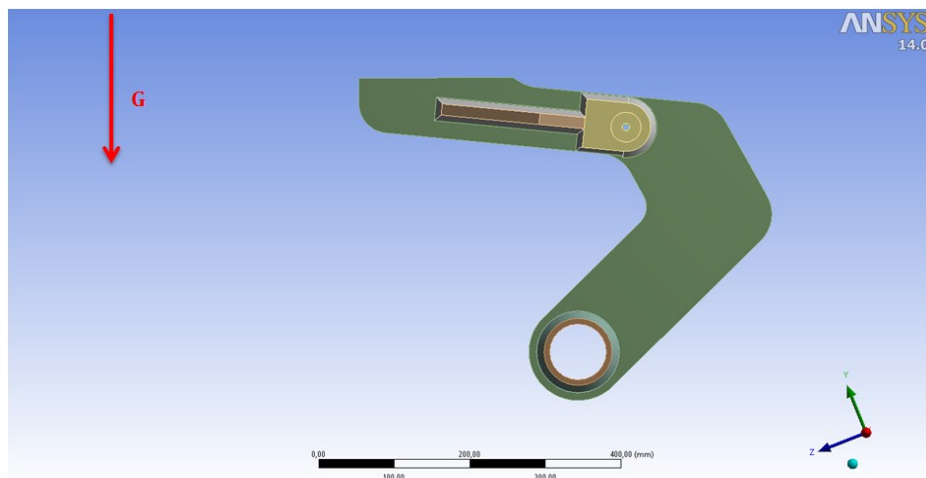
Pro pevnostní výpočty jsem použil software ANSYS 14.0 pracující s metodou konečných prvků. Pro jednotlivé zátěžové stavy je vypočtena hodnota maximálního napětí (Von Mises) a statická bezpečnost.

Okrajové podmínky:

Na jednotlivé plochy ok (uložení čepů s hydromotory) aplikuji podporu *Compression only support*.

Pevnostní kontrola spodního ramene mechanismu

Pevnostní kontrolu spodního ramene mechanismu provádím při vyklápění lžice, která je plně naložena nákladem o hmotnosti 1200 kg. V těžišti horní části mechanismu a lžice působí tíhová síla $G = 15000$ N.

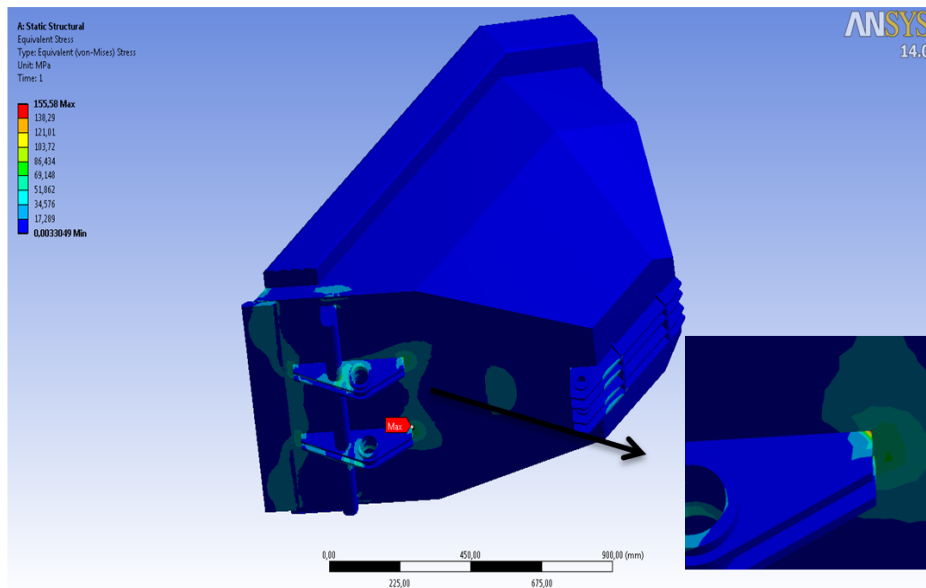
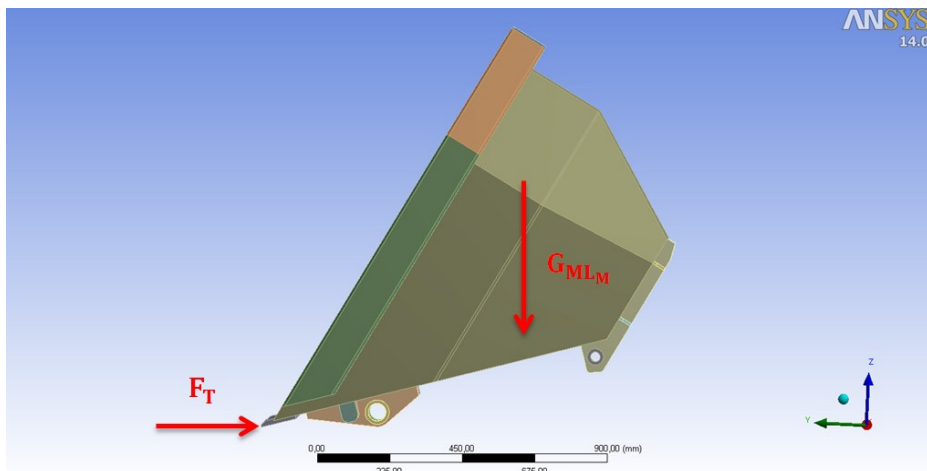


Maximální redukované napětí: $\sigma_{MAX} = 233,3 \text{ MPa}$

Statická bezpečnost: $k_S = \frac{R_e}{\sigma_{MAX}} = \frac{355}{233,3} = 1,5$

Zatěžovací stav lžice – Nabírání materiálu

Při tomto zatěžovacím stavu vzniká na břitu lžice síla $F_T = 8640 \text{ N}$ vyvolaná najetím do materiálu. Lžice je dále zatížena tíhovou silou $G_{MLM} = 16059 \text{ N}$.

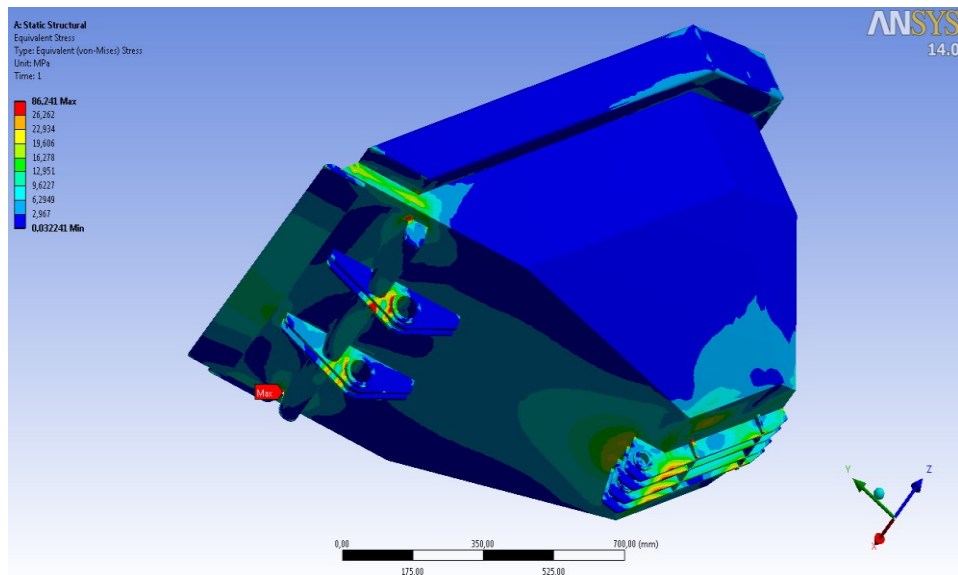
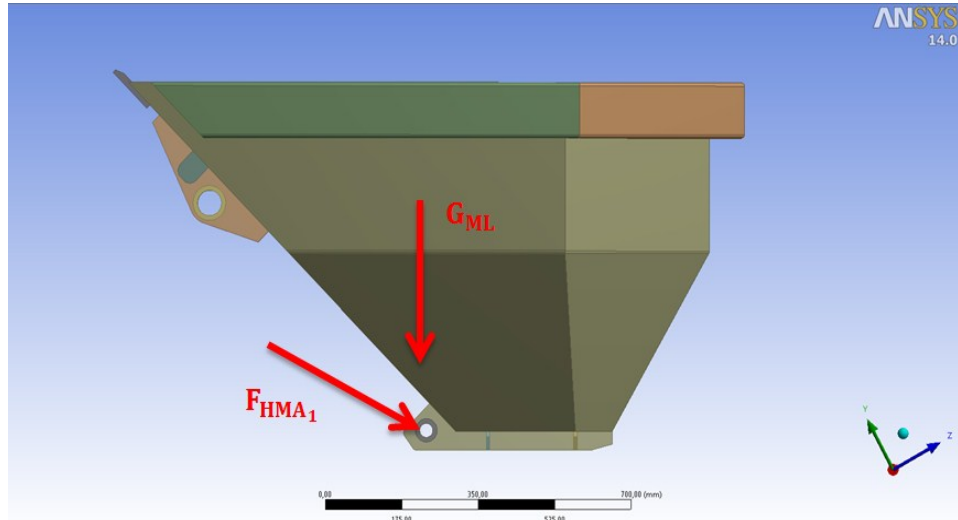


Maximální redukované napětí: $\sigma_{MAX} = 155,6 \text{ MPa}$

Statická bezpečnost: $k_S = \frac{R_e}{\sigma_{MAX}} = \frac{355}{155,6} = 2,3$

Zatěžovací stav lžice – Vyklápění materiálu

Při vyklápění lžice působí maximální síla dvou hydromotorů $F_{HMA_1} = 43447,2$ N. Lžice je dále zatížena tíhovou silou $G_{ML} = 13910,6$ N.

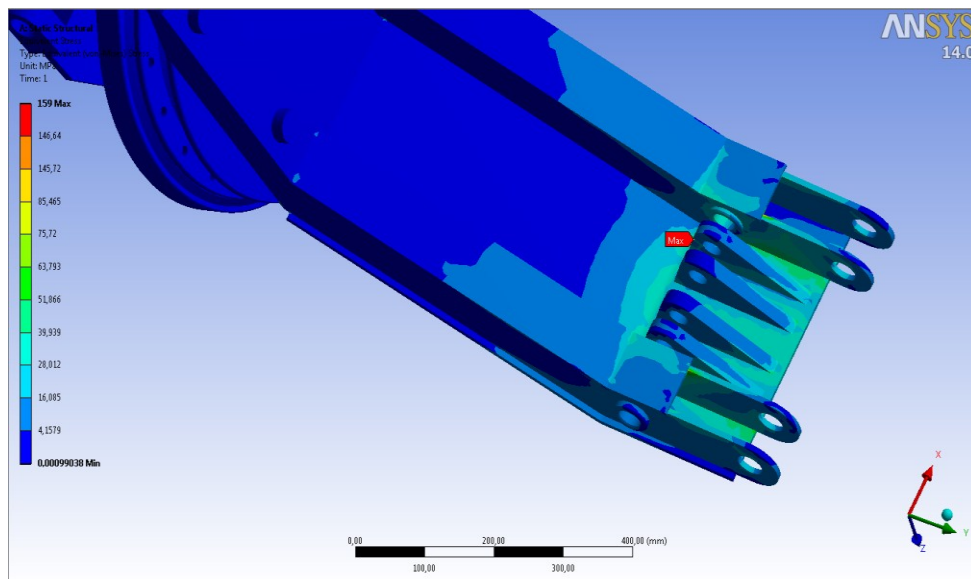
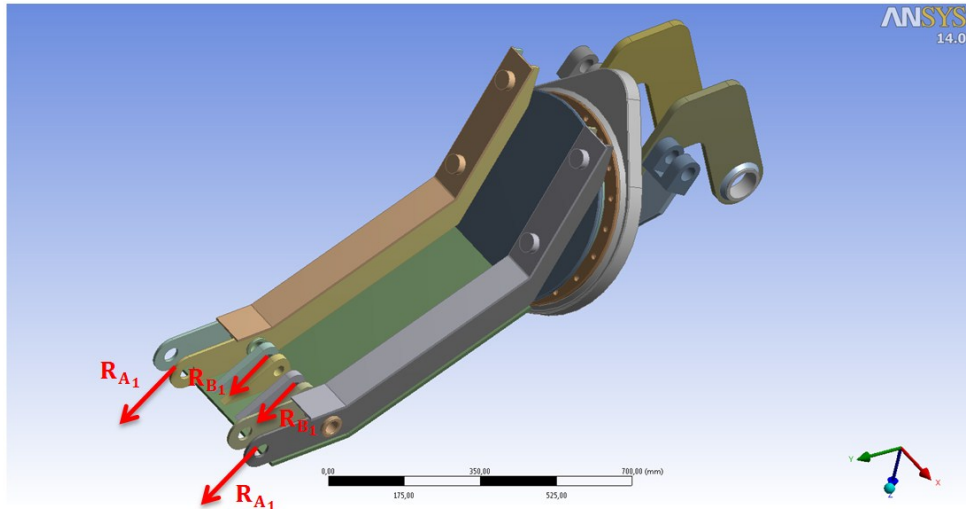


Maximální redukované napětí: $\sigma_{MAX} = 86,2$ MPa

Statická bezpečnost: $k_s = \frac{R_e}{\sigma_{MAX}} = \frac{355}{86,2} = 4,1$

Zatěžovací stav mechanismu – Nabírání materiálu

Při tomto zatěžovacím stavu je zatížení odvozeno z velikosti reakcí vypočítaných ze statického rozboru lžice (viz kapitola 5.2.1).



Maximální redukované napětí:

$$\sigma_{\text{MAX}} = 159 \text{ MPa}$$

Statická bezpečnost:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{\text{MAX}}} = \frac{355}{159} = 2,2$$

Příloha B - Kontrola stability dumperu

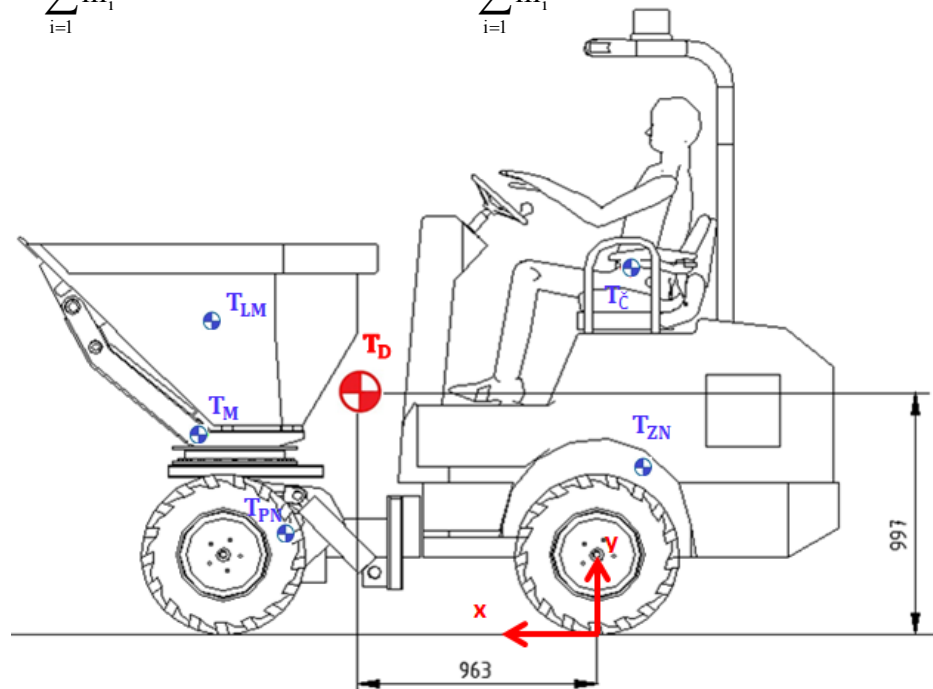
Těžiště dumperu při zatížení nákladem 1200 kg.

Část dumperu	Označení	Souřadnice [mm]		Hmotnost [kg]
		x	y	
Přední náprava	T_{PN}	1270	400	300
Zadní náprava	T_{ZN}	-192	690	820
Člověk	$T_{\check{C}}$	-135	1515	95
Lžice + materiál	T_{LM}	1546	1294	1418
Mechanismus	T_M	1576	823	219

Souřadnice těžiště:

$$x_T = \frac{\sum_{i=1}^n x_i \cdot m_i}{\sum_{i=1}^n m_i} = 963 \text{ mm}$$

$$y_T = \frac{\sum_{i=1}^n y_i \cdot m_i}{\sum_{i=1}^n m_i} = 997 \text{ mm}$$



Kontrolu stability provádím ve třech v následujících režimech:

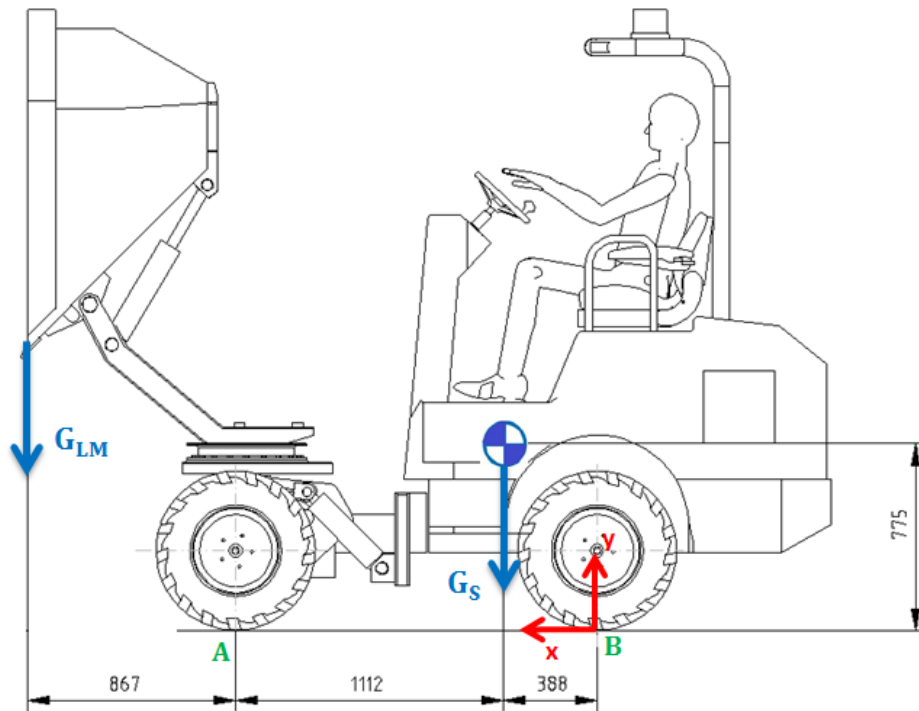
- Čelní vyklápění lžice
- Boční vyklápění lžice
- Dumper na nakloněné rovině

Kontrola stability při čelním vyklápění lžíce

Část dumperu	Souřadnice [mm]		Hmotnost [kg]
	x	y	
Přední náprava	1270	400	300
Zadní náprava	-192	690	820
Člověk	-135	1515	95
Mechanismus	1576	823	219

Souřadnice těžiště:

$$x_T = \frac{\sum_{i=1}^n x_i \cdot m_i}{\sum_{i=1}^n m_i} = 388 \text{ mm} \quad y_T = \frac{\sum_{i=1}^n y_i \cdot m_i}{\sum_{i=1}^n m_i} = 775 \text{ mm}$$



Tíhová síla lžíce a nákladu:

$$G_{LM} = g \cdot (m_L + m_N) = 9,81 \cdot (218 + 1200) = 13910,6 \text{ N}$$

Tíhová síla stroje (bez lžíce a nákladu):

$$G_S = g \cdot (m_{PN} + m_{ZN} + m_C + m_M) = 9,81 \cdot (300 + 820 + 95 + 219) = 14067,5 \text{ N}$$

Klopný moment k bodu A:

$$M_{KL_1} = G_{LM} \cdot x_{K1} = 13910,6 \cdot 867 = 12060,5 \text{ Nm}$$

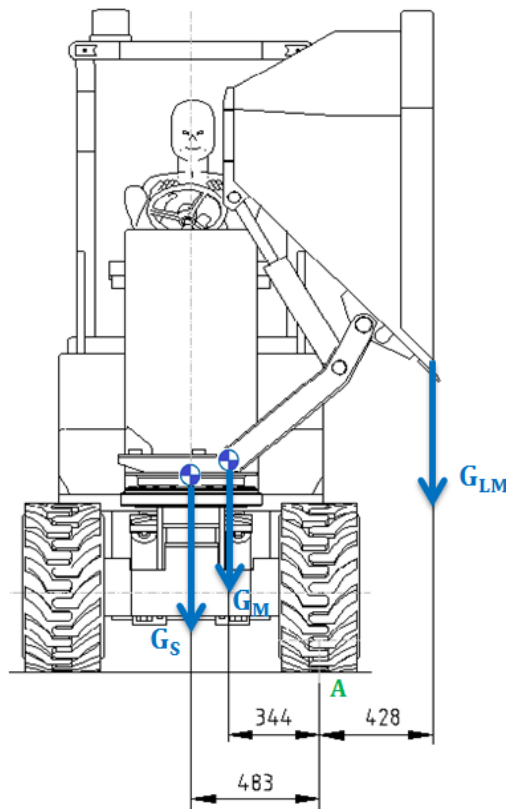
Stabilizující moment k bodu A:

$$M_{ST_1} = G_S \cdot x_{S1} = 14067,5 \cdot 1112 = 15643 \text{ Nm}$$

Součinitel stability:

$$\mu_1 = \frac{M_{ST_1}}{M_{KL_1}} = \frac{15643}{12060,5} = 1,30 > 1 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola stability při bočním vyklápění lžice



Tíhová síla stroje (bez lžice, mechanismu a nákladu):

$$G_S = g \cdot (m_{PN} + m_{ZN} + m_C) = 9,81 \cdot (300 + 820 + 95) = 11919,2 \text{ N}$$

Tíhová síla mechanismu:

$$G_M = g \cdot m_M = 9,81 \cdot 219 = 2148,4 \text{ N}$$

Klopný moment k bodu A:

$$M_{KL_2} = G_{LM} \cdot x_{K_2} = 13910,6 \cdot 428 = 5953,7 \text{ Nm}$$

Stabilizující moment k bodu A:

$$M_{ST_2} = G_S \cdot x_{S_2} + G \cdot x_{S_3} = 11919,2 \cdot 483 + 2148,4 \cdot 344 = 6496 \text{ Nm}$$

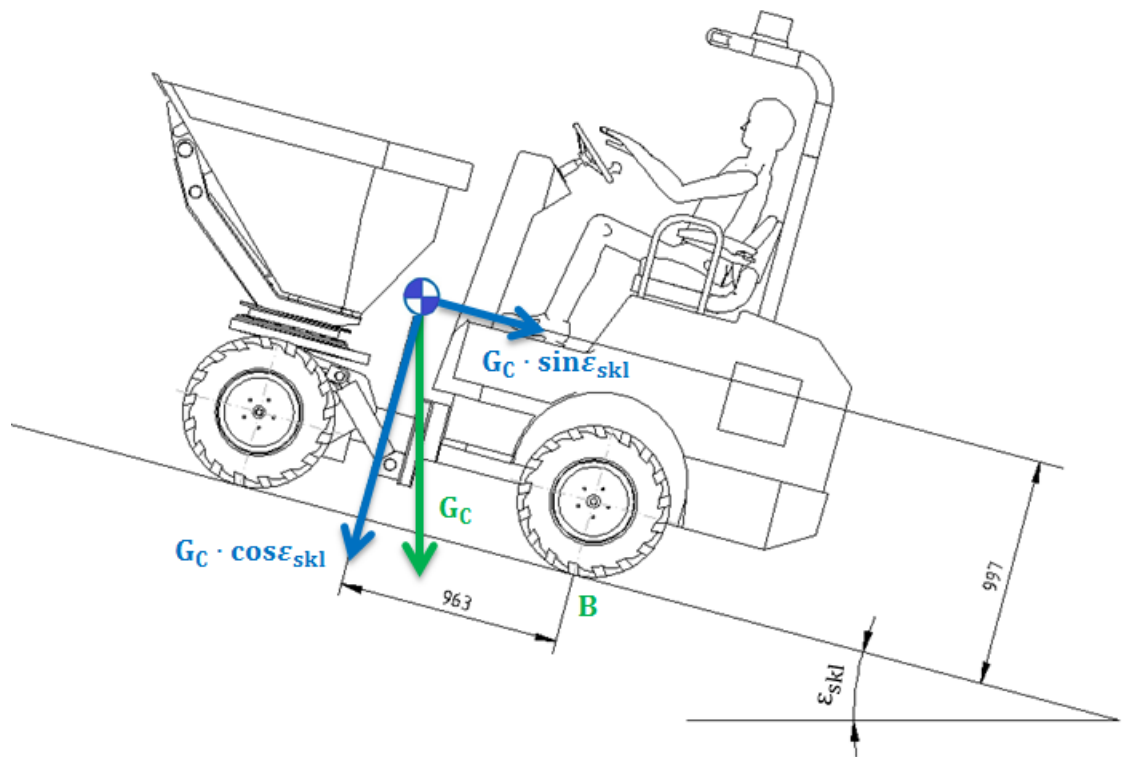
Součinitel stability:

$$\mu_2 = \frac{M_{ST_2}}{M_{KL_2}} = \frac{6496}{5953,7} = 1,10 > 1 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Vzhledem zavedené poloze tíhové síly lžice G_{LM} , bude součinitel stability vyšší.

Kontrola stability dumperu na nakloněné rovině

Naklonění roviny je $\varepsilon_{skl} = 15^\circ$



Celková tíhová síla dumperu včetně nákladu:

$$G_C = m_C \cdot g = 2852 \cdot 9,81 = 27978,1 \text{ N}$$

Klopný moment k bodu B:

$$M_{KL_3} = G_C \cdot \sin \varepsilon_{skl} \cdot y_{kl} = 27978,1 \cdot \sin 15^\circ \cdot 997 = 7219,5 \text{ Nm}$$

Stabilizující moment k bodu B:

$$M_{ST_3} = G_C \cdot \cos \varepsilon_{skl} \cdot x_{s4} = 27978,1 \cdot \cos 15^\circ \cdot 963 = 26024,9 \text{ Nm}$$

Součinitel stability:

$$\mu_3 = \frac{M_{ST_3}}{M_{KL_3}} = \frac{26024,9}{7219,5} = 3,6 > 1 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$