

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Návrh modelu bagru
Design of Excavator model

Student:

Michal Masnica

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Lukáš Dvořák, Ph.D.

Ostrava 2017

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Zadání bakalářské práce

Student: **Michal Masnica**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: **Návrh modelu bagru**
Design of Excavator Model
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte rešerši konstrukcí a hydraulických systémů bagrů.
2. Navrhnete konstrukci modelu ramene bagru.
3. Proveďte potřebné výpočty, zvolte pohony a řídicí prvky. Pracovní médium volte stlačený vzduch o tlaku do 0,6 MPa.
4. Sestavte model a vyzkoušejte jeho funkci.

Seznam doporučené odborné literatury:


KOLEKTIV AUTORŮ. *SMC Training – Stlačený vzduch a jeho využití*. Brno: SMC Industrial Automation CZ s.r.o. 2. vydání. 344 s.
BEATER, P. *Pneumatic drives: system design, modelling and control*. Berlin: Springer, 2007. 323 p. ISBN 978-3-540-69470-0.
KOPÁČEK, J. *Pneumatické mechanismy díl 1. – Pneumatické prvky a systémy*. Ostrava: VŠB-TUO, 1996. 267 s. ISBN 80-7078-306-0.
NOACK, S. *Hydraulics in Mobile Equipment*. Ditzingen: OMEGON Fachliteratur, 2001. ISBN 3-933698-16-2.
MURRENHOFF, H., REINERTZ, O. *Fundamentals of fluid power: Part 2, Pneumatics*. Aachen: Shaker Verlag, 2014. 333 p. ISBN 978-3-8440-3213-0.

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


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Lukáš Dvořák, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017


doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry




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

Místopřísežné prohlášení studenta

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

V Ostravě 15. 5. 2017

..... *Mavica*

podpis

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmů z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, který 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 a vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby

V Ostravě15.5.2017.....

.....Masnica.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Michal Masnica

Adresa trvalého bydliště autora práce:

Kopřivnice 742 21

Lidická 1035

Anotace bakalářské práce

MASNICA, M. Návrh modelu bagru: Bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2017, 50 s. Vedoucí práce: Dvořák, L.

Cílem bakalářské práce je realizace modelu ramene bagru. Model má sloužit pro veřejné akce pořádané Fakultou strojní nebo Katedrou hydromechaniky a hydraulických zařízení. V úvodní části jsem prostor věnoval druhům konstrukčních provedení ramene a hydraulickým systémům ve skutečných bagrech. Dále je práce zaměřená na návrh modelu, kde hydraulický systém je nahrazen systémem pneumatickým. V návrhu je zvolen tvar, rozměr a nosnost modelu, poté jsou provedeny výpočty pro volbu jednotlivých pneumatických válců a definování jejich zdvihu. Dle navržených hodnot a výkresové dokumentace byli objednány pneumatické prvky a vyrobeny jednotlivé díly ramene. Na závěr byla celá konstrukce smontována a pneumatické prvky zapojeny dle výkresu sestavy a schématu pneumatického obvodu.

Annotation of bachelor's thesis

MASNICA, M. Design of excavator model: Bachelor Thesis. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, 2017, 50 p., Thesis head: Dvořák, L.

The aim of this bachelor thesis is an excavator arm construction. The model is to be used for public events held by the Faculty of Mechanical Engineering or the Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment. The first part of the thesis focuses on construction possibilities in an excavator arm construction and hydraulic systems in real excavators. Subsequently the thesis focuses on a design of a model where the hydraulic system is substituted for a pneumatic system. In the design, there are the chosen dimensions, shape and load capacity, followed by calculations necessary for determination of number of pneumatic cylinders and their stroke. Pneumatic elements and parts of the arm were ordered in accordance with the values and drawings. In the end the whole model was assembled, the pneumatic elements put in circuit in accordance with drawings.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	8
0 Úvod	10
1 Pohon bagru	11
1.1 Mechanický přenos	11
1.2 Hydrostatický přenos.....	11
1.2.1 Regulace hydrostatických převodníků	13
1.3 Hydrodynamický přenos.....	16
2 Podvozky	17
2.1 Pohonné ústrojí kolových podvozků	17
2.2 Pohonné ústrojí pásových podvozků.....	18
2.3 Stabilita podvozku	19
2.3.1 Aretace náprav kolových podvozků.....	19
2.3.2 Rozšiřování rozchodu pásového podvozku	20
2.3.3 Opěry podvozků.....	21
2.4 Otočný svršek bagru	22
3 Pracovní zařízení hydraulicky poháněných bagru	23
3.1 Druhy výložníků	23
3.1.1 Konstrukce výložníků	24
3.1.2 Umístění hydraulického válce výložníků.....	25
3.2 Násady.....	27
3.3 Pracovní nástroj	27
4 Návrh modelu ramene bagru.....	29
4.1 Návrh pneumatických válců	31
4.1.1 Silový rozbor	31
4.1.2 Zdvih válců.....	35
4.1.3 Použité válce dle dostupných prvků	36
5 Pneumatický systém a jeho prvky	38
5.1 Pneumatický válec	39

5.2	Rozváděč.....	39
5.3	Škrticí ventily.....	41
5.4	Jednotka pro úpravu stlačeného vzduchu	42
6	Konstrukce modelu	43
7	Montáž a testování funkce modelu.....	45
8	Závěr.....	47
	Seznam použité literatury.....	48
	Seznam příloh.....	50

Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Název veličiny	Rozměr
A_1	Plocha pístu na straně pístnice	$[\text{mm}^2]$
A_2	Plocha pístu na straně bez pístnice	$[\text{mm}^2]$
D_v	Průměr pístu válce výložníku	$[\text{mm}]$
F	Tíhová síla nákladu	$[\text{N}]$
F	Výsledná síla válce	$[\text{N}]$
F_{PM}	Zdvihová síla přímočarého motoru	$[\text{N}]$
F_r	Síla způsobena tíhou konstrukce	$[\text{N}]$
L_z	Základní rozměr	$[\text{mm}]$
$M_{\check{c}}$	Moment na hřídeli čerpadla	$[\text{N}\cdot\text{m}]$
M_M	Moment na hřídeli motoru	$[\text{N}\cdot\text{m}]$
$P_{\text{hyd}\check{c}}$	Hydraulický výkon motorů	$[\text{W}]$
$P_{\text{hyd}M}$	Hydraulický výkon čerpadla	$[\text{W}]$
$P_{\text{mech}\check{c}}$	Mechanický výkon čerpadla	$[\text{W}]$
$P_{\text{mech}M}$	Mechanický výkon motorů	$[\text{W}]$
R_0	Třecí odpor	$[\text{N}]$
S	Obsah plochy čela lopaty	$[\text{m}^2]$
$V_{g\check{c}}$	Geometrický objem čerpadla	$[\text{m}^3]$
V_{gM}	Geometrický objem motoru	$[\text{m}^3]$
V_L	Pracovní objem lopaty	$[\text{m}^3]$
$V_{\text{str.pas}}$	Objem středního pásu lopaty (díl)	$[\text{m}^3]$
a	Součinitel pasivního odporu	$[1]$
h	Vzdálenost mezi čely lopaty	$[\text{m}]$
$i_{h\text{max}}$	Maximální hydraulický převodový poměr	$[1]$

i_{hmin}	Minimální hydraulický převodový poměr	[1]
i_{hpr}	Hydraulický převod. poměr primární regulace	[1]
i_{hsr}	Hydr. převod. poměr sekundární regulace	[1]
m_L	Hmotnost nákladu při max. naložení lopaty	[kg]
m_{max}	Maximální hmotnost nákladu	[kg]
m_r	Hmotnost zdvihané konstrukce	[kg]
$n_{\check{c}}$	Otáčky hřídele čerpadla	$[\text{min}^{-1}]$
n_M	Otáčky hřídele motoru	$[\text{min}^{-1}]$
P	Tlak v pneumatickém obvodu modelu	[MPa]
p_1	Tlak na vstupu do válce	[Pa]
p_2	Tlak na výstupu z válce	[Pa]
r	Poloměr otáčení kolem bodu A	[1]
v_{PM}	Rychlost pístnice přímočarého motoru	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
$\Delta p_{\check{c}}$	Tlakový spád na čerpadle	[Pa]
Δp_M	Tlakový spád na motoru	[Pa]
ρ_p	Hustota suchého písku při teplotě 20 °C	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$

0 Úvod

Bagry patří do kategorie zemních strojů jejichž náplní práce je rozpojování zeminy. K rozpojování zeminy slouží rameno zakončené pracovním zařízením. V dnešní době převažují bagry hydraulické. Hydraulika u bagru má své opodstatnění, umožňuje jednoduchý rozvod oleje (energie) do jednotlivých motorů pro pohon podvozku, ramene a dalších pohyblivých částí bagru. Mezi další výhody hydraulického přenosu energie patří velké síly při malých rozměrech zařízení, jednoduchá údržba a velká pracovní spolehlivost i v těžkých podmínkách.

Problematicke pohonu a konstrukce bagru je věnována úvodní část bakalářské práce, z důvodu obsáhlosti tohoto tématu, je práce zaměřena pouze na hydraulicky ovládané prvky a konstrukci ramene.

Náplní praktické části bakalářské práce je návrh a následná realizace kompletního modelu ramene bagru, který má simulovat pracovní pohyby reálného ramene. Jelikož se jedná o zmenšený model, který má několikanásobně menší hmotnost a jeho pracovní zatížení je pouze 1 kg, je hydraulika nahrazena pneumatickým systémem. Mezi další důvody použití pneumatiky jako pohonu ramene patří nižší cena prvků a čistota provozu.

Výsledkem práce je sestavený model ramene bagru, který bude dále sloužit při prezentacích oboru případně Fakulty strojní na akcích, jako je např. Den otevřených dveří.

1 Pohon bagru

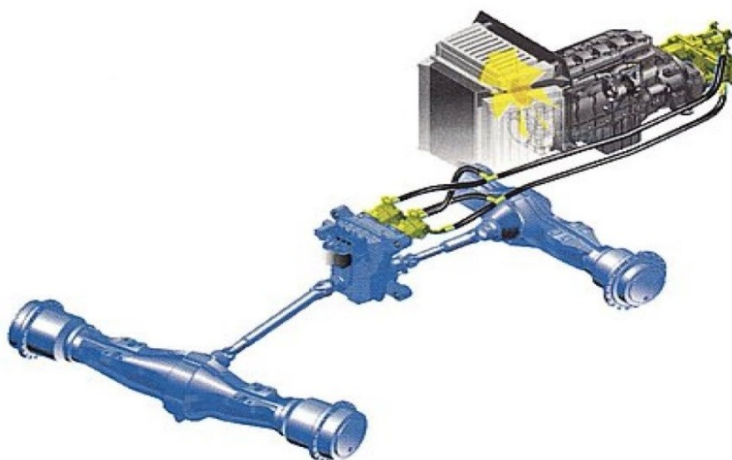
Pro pohon bagrů, nakladačů a dalších pracovních strojů se používá nejčastěji spalovacího motoru (převážně vznětového) nebo elektrického asynchronního motoru. V dnešní době zvyšování nároku na snižování emisí a úspory paliva se začínají objevovat v bagrech také hybridní pohony, které kombinují pohon dieselovým a elektrickým motorem. K přenosu energie vzniklé na hřídeli motoru do pracovních částí bagru, lze využít několika způsobů, které jsou podrobně popsány v literatuře [3][5], v odstavcích níže je uveden krátký přehled.

1.1 Mechanický přenos

Pro přenos energie z motoru umístěného na vrchní části bagru na podvozek stroje je využívána vertikální hřídel, která je zakončena kuželovým ozubením, odkud se dále přenáší energie na hnací nápravy. Pro přenos energie do dalších pohyblivých částí bagru (otoč, násada...) je využíváno strojních součástí – hřídele, ozubené kola, brzdy, řetězy, spojky, ložiska a další strojní součásti. Tento způsob přenosu se v dnešní době už nevyužívá.[1][3]

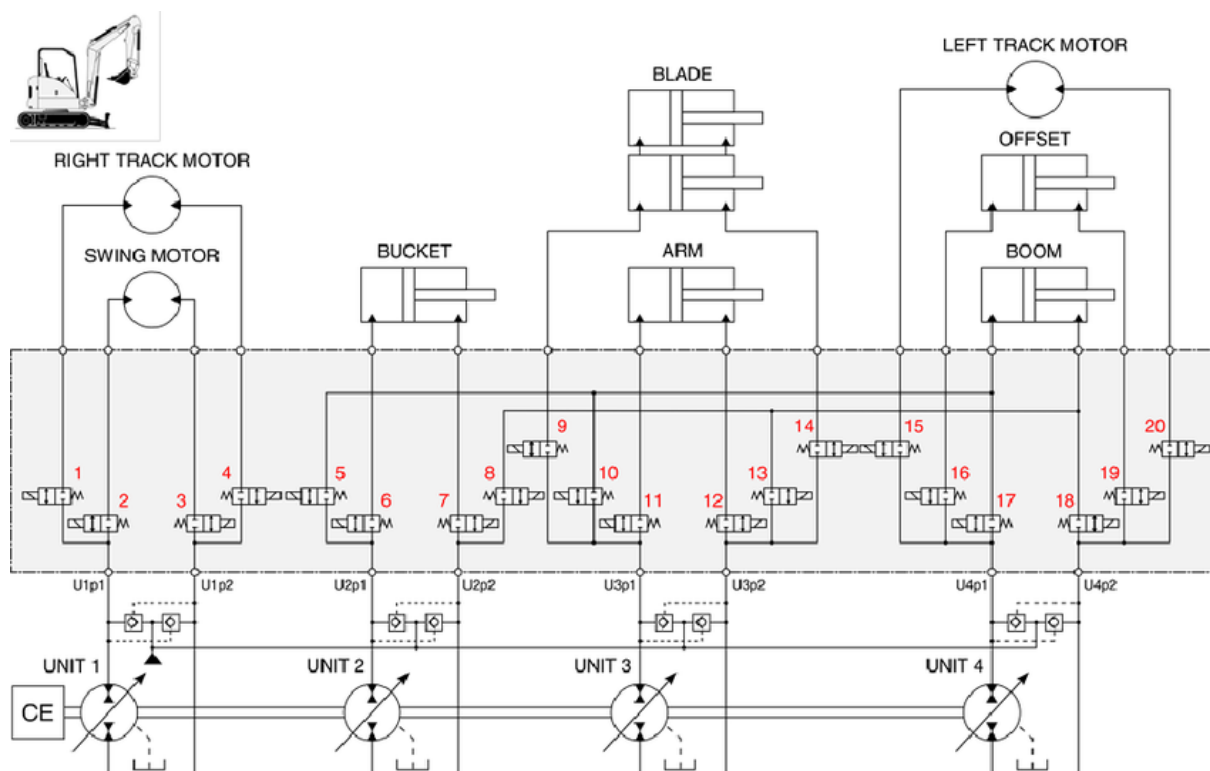
1.2 Hydrostatický přenos

Tento přenos využívá tlakové energie kapaliny, kde hnací motor je pevně spojen s hydrogenerátorem nebo soustavou hydrogenerátorů, ty rozvádí natlakovaný hydraulický olej, který pohání rotační hydromotory pro pohon pojezdu a otoče a přímočaré motory výložníku, násady, lopaty popřípadě opěr. Hydrogenerátor je spojen s hydromotorem trubkami nebo hadicemi, což umožňuje libovolné umístění hydromotoru.



obr. 1 – Hydrostatický obvod pro pohon podvozku[8]

Pro pohon bagru se využívá více hydrostatických obvodů, které dohromady tvoří hydrostatické soustavy. Hydrogenerátory zde mohou být spínány paralelně, kdy každý hydrogenerátor má svůj pracovní hydraulický obvod a ovládá dané hydromotory. Princip funkce je stejný jako u řízení jedním hydrogenerátorem, pouze umožňuje současné řízení několika pohybů. Další možností je součtové (výkonové) spínání, kdy nám hydrostatická soustava umožňuje sériovou funkci určitých výkonově namáhavějších pohybů, kdy dosahujeme vyšší pracovní síly.[1]



obr. 2 – Schéma hydrostatické soustavy pro pohon bagru [9]

bucket - lžíce, *blade* – radlice (přední a zadní výsuvné nebo sklápěcí opěry),
arm - násada, *swing motor* - motor pro pohon otoče, *offset* – rozšiřování rozchodu pásu,
boom – výložník, *right and left track motor* – motory pro pohon jednotlivých pásu

Na obr. 2 je čtyřgenerátorová soustava s kombinací součtového a paralelního spínání, kdy pro pohon pojezdu a otoče slouží pouze jeden daný generátor jedná se o paralelní spínání a pro pohon všech přímočarých hydromotoru může být využito součtového spínání. O tom jaký motor bude vykonávat pracovní pohyb a o typu jeho spínání rozhodnou rozváděče (1-20), které jsou řízený z kabiny pracovníka.

1.2.1 Regulace hydrostatických převodníků

Hydromotory vykonávající pracovní pohyb u bagru nejsou vždy zatíženy stejnou pracovní silou (váha zeminy, nerovnoměrný terén apod.), tyto a další pracovní vlastnosti mohou ovlivnit aktuální potřebný výkon hydromotoru. Proto se u bagrů zavádí regulace převodníku, která nám dovoluje při konstantním výkonu hnacího motoru $P_{mech\check{c}} = konst.$, měnit výkon hnaného motoru dle převodového poměru i_h , jehož velikost je určena druhem regulace. Princip hydrostatické regulace dvou rotačních převodníků je popsán v následujících krocích. V rovnicích uvedených níže zanedbáváme účinnosti, jedná se tedy o teoretické hodnoty, které jsou pro vysvětlení principu funkce dostačující.[1]

Na hydrogenerátoru platí rovnice rovnováhy výkonu [4]:

$$P_{mech\check{c}} = P_{hyd\check{c}} \quad (2.1)$$

Dosazením do rovnice (2.1) zjistíme, že otáčky hydrogenerátoru $n_{\check{c}}$ nemají v rovnici rovnováhy vliv na další výpočty

$$M_{\check{c}} \cdot 2\pi \cdot n_{\check{c}} = V_{g\check{c}} \cdot n_{\check{c}} \cdot \Delta p_{\check{c}} \quad (2.2)$$

Hydrogenerátor je poháněn konstantním zdrojem výkonu, proto $P_{mech\check{c}} = konst.$. Po úpravě tedy dostaneme tvar rovnice rovnováhy pro hydrogenerátor (2.3) a z ní vyjádříme $\Delta p_{\check{c}}$.

$$konst. = V_{g\check{c}} \cdot \Delta p_{\check{c}} \quad (2.3)$$

$$\Delta p_{\check{c}} = \frac{konst}{V_{g\check{c}}} \quad (2.4)$$

U hydromotoru platí stejná rovnice rovnováhy výkonu, kde ale $P_{mechM} \neq konst.$.

$$P_{mechM} = P_{hydM} \quad (2.5)$$

$$M_M \cdot 2\pi \cdot n_M = V_{gM} \cdot n_M \cdot \Delta p_M \quad (2.6)$$

$$M_M \cdot 2\pi = V_{gM} \cdot \Delta p_M \quad (2.7)$$

Z rovnice (2.7) vyjádříme moment hydromotoru M_M

$$M_M = \frac{V_{gM} \cdot \Delta p}{2\pi} \quad (2.8)$$

Pokud zanedbáváme ztráty vzniklé na vedení, platí že:

$$\Delta p_{\zeta} = \Delta p_M \quad (2.9)$$

Z konečného vztahu (2.10) vidíme, že změnu zatížení (momentu) na hydromotoru M_M , můžeme regulovat změnou geometrického objemu V_g jednoho nebo obou převodníků.

$$M_M = \frac{V_{gM} \cdot \frac{konst}{V_{g\zeta}}}{2\pi} \quad (2.10)$$

Regulovat je možné také přímočaré hydromotory, kde lze regulovat pouze hydrogenerátorem. Hydrostatické regulace se využívá také pro změnu smyslu otáčení hydromotoru nebo pohybu pístnice přímočarého motoru. Změna je možná pouze při regulaci hydrogenerátoru, kterým lze měnit směr proudění kapaliny v obvodu. Jako regulační převodníky u bagrů používáme axiální pístové s nakloněnou deskou nebo nakloněným blokem. Kde velikost geometrického objemu je dána úhlem natočení desky nebo bloku.

Máme tři možnosti regulace hydrostatického obvodu:

- **Primární regulace** – u primární regulace se jedná pouze o regulaci hydrogenerátoru, geometrický objem hydromotoru V_{gM} je neměnný neboli konstantní. Změna geometrického objemu $V_{g\zeta}$ hydrogenerátoru působí přímo úměrně na změnu otáček motoru n_M (2.12) a nepřímo úměrně na moment M_M (2.13). Tento druh regulace je často využíván u mobilních strojů. [1][4]

V případě primární regulace platí,

$$Q = V_{gM} \cdot n_M = V_{g\zeta} \cdot n_{\zeta} \quad (2.11)$$
$$n_{\zeta} = konst., V_{gM} = konst.$$

Potom:

$$n_M = n_{\zeta} \cdot \frac{V_{g\zeta}}{V_{gM}} = konst. \cdot V_{g\zeta} \quad (2.12)$$

Pro vyjádření momentu M_M dosadíme do vztahu (2.10), kde $V_{gM} = konst.$

$$M_M = \frac{\frac{konst}{V_{g\check{c}}}}{2\pi} = \frac{konst.}{V_{g\check{c}} \cdot 2\pi} \quad (2.13)$$

- **Sekundární regulace** – jedná se pouze o regulaci hydromotoru, tento druh regulace neumožňuje otáčení výstupní hřídele hydromotoru v obou směrech, ale pouze v jednom směru a ten je dán směrem proudění kapaliny od hydrogenátoru. Využijeme vztah (2.11), kde $V_{g\check{c}} = konst.$.

Potom:

$$n_M = n_{\check{c}} \cdot \frac{V_{g\check{c}}}{V_{gM}} = \frac{konst.}{V_M} \quad (2.14)$$

Pro vyjádření momentu M_M dosadíme do vztahu (2.10), kde $V_{g\check{c}} = konst.$

$$M_M = \frac{V_{gM} \cdot konst.}{2\pi} \quad (2.15)$$

- **Spojenou regulací (primární a sekundární)** – V případě spojené regulace dosahujeme větších převodových poměrů, kdy maximální převodový poměr je dán vztahem (2.20). Minimální převodový poměr je u všech druhů regulace roven hodnotě $i_{hmin} = 1$. Výstupní otáčky a výstupní moment dle jsou závislé na změně geometrických objemů obou převodníků (2.17)(2.18).

$$i_{hmax} = i_{hpr} \cdot i_{hsr} \quad (2.16)$$

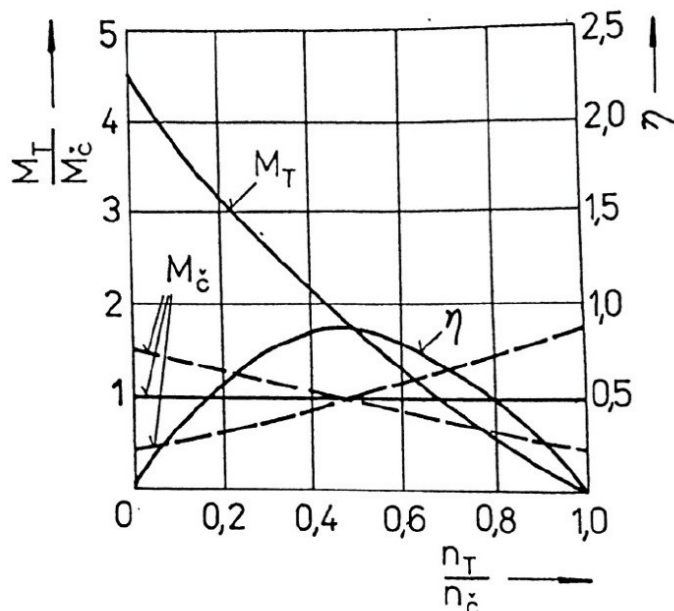
$$n = n_G \cdot \frac{V_G}{V_M} \quad (2.17)$$

$$M_M = \frac{V_{gM} \cdot \frac{konst}{V_{g\check{c}}}}{2\pi} \quad (2.18)$$

Na závěr kapitoly je důležité, také zmínit využití proporcionální techniky proporcionálních tlakových ventilů a servoventilů. Proporcionální tlakové ventily automaticky vyrovnávají vzájemné tlakové rozdíly mezi jednotlivými hydraulickými okruhy. To umožňuje plynulé ovládání hydromotoru bez ohledu na zatížení. Dále se olej dostává do servoventilů ty vykonávají výslednou výkonovou a průtokovou regulaci. Poté při určitém vychýlení páky přitéká do hydromotoru odpovídající množství oleje s požadovaným tlakem. Tato problematika přesahuje rámec bakalářské práce, proto jen krátké shrnutí funkce.[1]

1.3 Hydrodynamický přenos

Hydrodynamický přenos využívá kinetické energie oleje k přenosu výkonu hnacího motoru na hnané ústrojí. Na tomto principu funguje hydrodynamická spojka a hydrodynamický měnič. V dnešní době je převážně využíván hydrodynamický měnič, který oproti spojce dokáže několikanásobně zvýšit výstupní moment v porovnání ze vstupním, kdy maximálního momentu dosahují při nulových otáčkách (viz obr. 3). „Měnič umožňuje udržování konstantního výkonu a otáček hnacího motoru při jeho plném měnicím se zatížení a otáčkách hnaného motoru“ [4]. Hydrodynamický měnič slouží, také jako tlumič rázů, vznikajících v motoru. [6]



obr. 3 – Graf průběhu podílu momentu a otáček s křivkou účinnosti [4]

Na obr. 3 můžeme vidět, že maximální účinnost hydrodynamického měniče je pouze v malém rozsahu otáček, k udržení vysoké účinnosti ve větším rozsahu otáček se konstruují vícestupňové měniče, které obsahují několik převaděčů a turbínových kol. Hydrodynamický měnič se v provozu často kombinuje s několikastupňovou mechanickou převodovkou. Tuto kombinaci nazýváme jako hydrodynamická převodovka. Tento přenos energie je využíván převážně u bagrů traktorového typu rypadlo-nakládač.[4]

2 Podvozky

Bagry jsou určeny pro práci v terénu, kde musí překonávat velké stoupání, nerovnosti terénu, pracovat ve stísněných prostorech nebo ve velkém příčném sklonu. Proto požadavky kladené na podvozek bagru jsou zabezpečení stability stroje, přenos hmotnosti a všech provozních sil na podložku a schopnost přemístění stroje na jiný pracovní úsek. Z důvodu rozsáhlosti problematiky podvozků u bagrů, která přesahuje rámec této bakalářské práce se zaměřím pouze na hydraulické prvky využívané u dvou nejrozšířenějších typů podvozku a to kolových a pásových. [1]

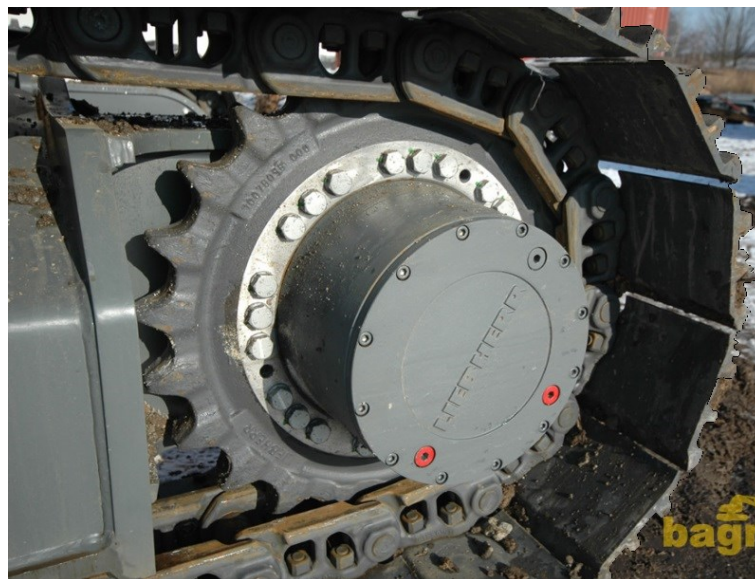
2.1 Pohonné ústrojí kolových podvozků

- **Mechanický přenos** – pro přenos energie z motoru umístěného na vrchní části na podvozek bagru je využívána vertikální hřídel, která je zakončena kuželovým ozubením, odkud se dále přenáší na hnací nápravy. Tento způsob přenosu se v dnešní době už nevyužívá. [1]
- **Hydraulicko - mechanický** – rotační hydromotor je umístěn na vrchní části rypadla a dále k přenosu energie na hnací nápravy je využito ozubených převodů. [1]
- **Centrálním hydromotorem** – v tomto případě je hydromotor uložen v podvozku, do něhož je přiváděna tlaková kapalina z hydrogenerátoru spojeného s motorem (viz. obr. 1). Další přenos energie zajišťují kloubové hřídele. Vertikální hřídel je nahrazena hydrostatickým přenosem pomocí hadic a potrubí s tlakovým olejem. [1]

- **Hydromotory umístěnými v obou nápravách** – pracují na stejném principu jako přenos centrálním hydromotorem, pouze umístění hydromotorů je přímo v nápravách podvozku, a proto odpadají kloubové hřídele. Toto uložení hydromotorů také uvolňuje místo pod bagrem a proto dosahujeme větší průjezdné světlosti. [1]
- **Hydromotory umístěnými přímo v náboji hnacích kol** – Na každé kolo je připevněn radiální pomaluběžný hydromotor, který je vybaven hydromechanickou spojkou a hydraulickou brzdou, tento přenos energie a umístění motorů dovoluje podvozku se pohybovat i v těžkých terénech. [1]

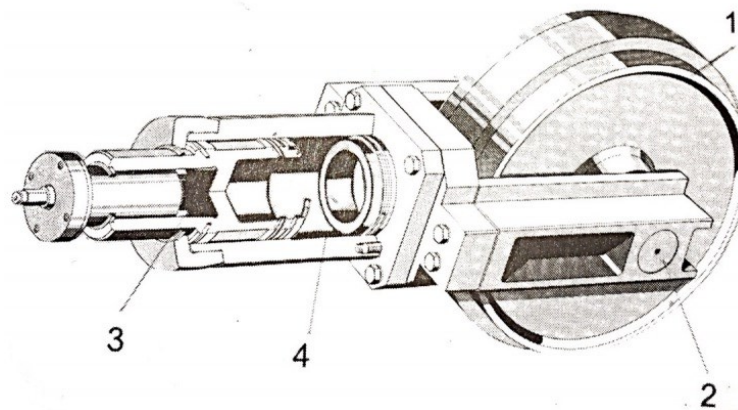
2.2 Pohonné ústrojí pásových podvozků

Pro přenos energie od hnacího motoru až na poháněné turasové kolo slouží hydrostatický přenos energie, kde hydrogenerátor popřípadě soustava hydrogenerátoru rozvádí olej do rotačních hydromotorů připojených k turasovému kolu každého pásu. Mezi hydromotorem a turasovým kolem je umístěna planetová převodovka pro regulaci výstupních otáček a momentu.



obr. 4 - Turasové kolo pásového podvozku poháněné hydromotorem [9]

Pásy bagru jsou napnuty mezi zmíněným turasovým kolem a vodícím kolem. Pro přenos výkonu mezi turasovým kolem a pásy podvozku je důležité, abychom udržovali potřebné napětí pásu, proto je vodící kolo uloženo posuvně ve vidlici zakončenou pružným členem (obr. 5). Jako pružný člen byla využívána silná ocelová pružina, která je v dnešní době nahrazována hydraulicko-pneumatickým systémem. Tento systém slouží nejen k udržování napětí pásu, ale také zabraňuje vzniku přepětí a tlumí rázy vzniklé při práci stroje,

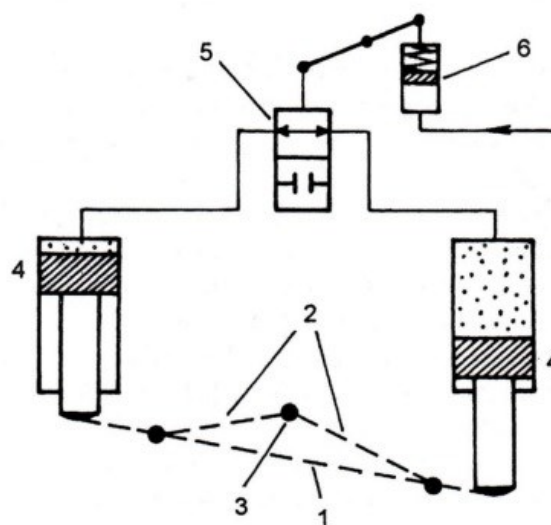


obr. 5 -Vodící kolo uložené na vidlici s hydraulicko-pneumatickým pružným členem [1]
 1 – Vodící kolo, 2 – vidlice s ložisky, 3 – tukový váleček, 4 prostor vyplněný dusíkem

2.3 Stabilita podvozku

2.3.1 Aretace náprav kolových podvozků

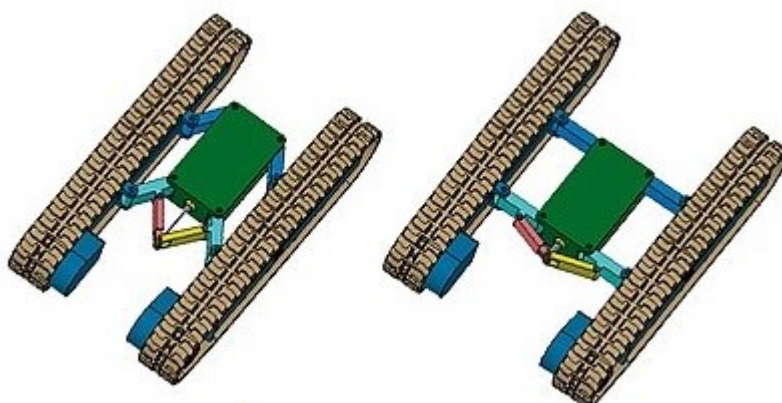
U kolových podvozků bývá nejčastěji přední náprava uložena kyvně, přičemž zadní náprava je tuhá. Důvodem kyvného uložení nápravy je potřebný přímý styk se zemí i při nerovném terénu. Při práci bagru je nutno, aby kyvné uložení bylo znehyněno. Proto je přední osa aretována zvláštním hydraulickým systémem (obr. 6), který umožňuje potřebné znehynění osy. Vykývnutí nápravy je zachycováno v hydraulických válcích (4), kdy při změně úhlu výkyvu nápravy je kapalina vytlačována pístem jednoho z hydraulických válců přes rozváděč (5) v poloze *otevřeno* do prostoru nad pístem druhého hydraulického válce(4). Pokud chceme nápravu zajistit (aretovat), tak aby zůstala v požadované poloze, přestavíme rozváděč (5) do druhé polohy *zavřeno* pomocí pákového mechanismu ovládaného řídicím hydraulickým nebo pneumatickým válcem s pružinou (6). [2]



obr. 6 Schéma systému aretace kolových podvozků [2]

2.3.2 Rozšiřování rozchodu pásového podvozku

Rámy pásových podvozků dělíme na dělené a nedělené. Nedělené rámy jsou tvořeny středním mostem, na který jsou přišroubovány podélné nosníky, v tomto případě nelze měnit šířku rozchodu pásů. Použitím dělených rámu, můžeme pomocí hydraulických válců měnit rozchod podvozků. Rozšířením rozchodu podvozků dojde k zvýšení stability stroje při pracovním zatížení. Naopak zúžený stav dovoluje lepší přepravní podmínky. Takto ovládané podvozky jsou často využívány u bagrů nižších a středních výkonových tříd, kde je potřeba dobrá přepravitelnost a zároveň vysoká pracovní stabilita. [11]



obr. 7 - Kloubové řešení hydraulického rozšiřování podvozku [11]

Rozchod pásu můžeme měnit buď jednotlivě nebo současně . Před změnou rozchodu je potřeba podvozek odlehčit pomocí pracovního nástroje, pokud se jedná o současné vysouvání rozchodu využijeme také sklápěcí nebo výsuvné opěry pro odlehčení. [11]

2.3.3 Opěry podvozků

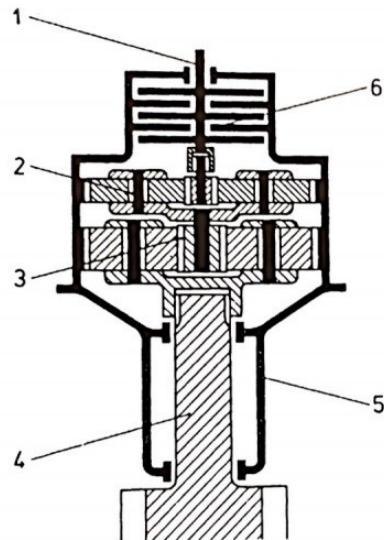
Pro zvýšení stability podvozku kolových a pásových rypadel využíváme výsuvné nebo sklápěcí opěry (obr. 8) umožňující větší pracovní zatížení a příznivější provozní podmínky. Sklápění nebo vysouvání opěr je prováděno pomocí hydraulických přímočarých motorů.



obr. 8 - Sklápěcí (vpravo) a výsuvná (vlevo) opěra kolového podvozku [23]

2.4 Otočný svršek bagru

Svršek bagru je uložen na otáčivém ústrojí, které dovoluje otočení o 360°, u některých menších druhů rypadel může být úhel otáčení pouze 70-75° na každou stranu podélné osy rypadla. K otáčení svršku slouží hydraulický pohon. [1]



obr. 9 - Hydraulický pohon otoče [1]

Hydraulický pohon otoče (obr. 9) se skládá z dvoustupňové planetové převodovky(2)(3), kdy vstupní (hnací) hřídel (1) převodovky je poháněna axiálním pístovým hydromotorem a výstupní hřídel (4) zakončená ozubeným pastorkem zapadajícího do ozubeného věnce zajišťuje otáčení vrchní části bagru, mechanismus je zajištěn lamelovou brzdou (6) v olejové lázni, která zabraňuje samovolnému pohybu otoče, celý mechanismus je umístěný ve skříni (5). [1][7]

3 Pracovní zařízení hydraulicky poháněných bagru

Pracovní zařízení nebo také rameno je složeno ze tří částí: výložníku, násady a pracovního nástroje. Celé zařízení je kloubově uloženo na otočném svršku bagru, který dovoluje otáčení pracovního zařízení kolem svislé osy bagru. Některé typy bagru (např. pásové minirypadlo na obr. 10) jsou opatřeny hydraulickým přímočarým motorem, kterým lze řídit natočení pracovního zařízení nezávisle na otočení svršku bagru.



obr. 10 - Pásové minirypadlo

1 – Výložník, 2 – Násada, 3 – Pracovní nástroj, 4 – kyvné uložení ovládané hydromotorem [11]

3.1 Druhy výložníků

Výložník tvoří nosnou součást pracovního zařízení a je kloubově uložen k vrchní části bagru. Výložníky dělíme dle typu konstrukce a způsobu umístění hydraulického válce.

3.1.1 Konstrukce výložníků

Dle účelu zaměření máme několik druhů konstrukcí výložníku.

Jednodílné výložníky - jedná se o jeden pevný kus, který je vyroben svařením ocelových plechů (obr. 10). Využití tohoto typu výložníků je hlavně u větších typu rypadel. Mezi výhody patří vysoká pevnost, dobrý přenos rypné síly a také menší hmotnost než výložníky dělené. Jelikož jeho konstrukce je pevná a neměnná neumožňuje změnu zalomení nebo délky výložníku.[1][2]

Výložníky dělené – tento typ výložníku je zpravidla složen ze dvou nebo více dílů, které lze přestavovat změnou zalomení výložníku, (obr. 11). Účelem přestavení výložníku je dosažení optimálního využití stroje pro danou práci např. maximální využití rypné síly nebo zvýšení výkonnosti. Přestavení je realizováno mechanicky nebo hydraulicky pomocí dalšího přímočarého hydromotoru. Mezi speciální konstrukce dělených výložníků patří stranově lomené výložníky, kde první část realizuje zdvih výložníku a kloubově uloženou druhou část lze pomocí hydromotoru vychýlit proti první části o úhel 35-50°.[1][2]



obr. 11 - Bagr s dvoudílným hydraulicky přestavitelným výložníkem [13]

Teleskopické výložníky – u tohoto typu výložníku, lze z kabiny strojníka plynule hydraulicky měnit délku výložníku pomocí teleskopického vysouvání. Teleskopickým vysunutím výložníku zvýšíme vodorovný dosah pracovního zařízení. [1]

Příhradové výložníky - mají dlouhou příhradovou konstrukci, kde pohyb pracovního nástroje je realizován lany poháněnými hydraulicky. Příhradové výložníky využívají jeřábová zařízení a zařízení pro zhutňování či bourací práce.[1]

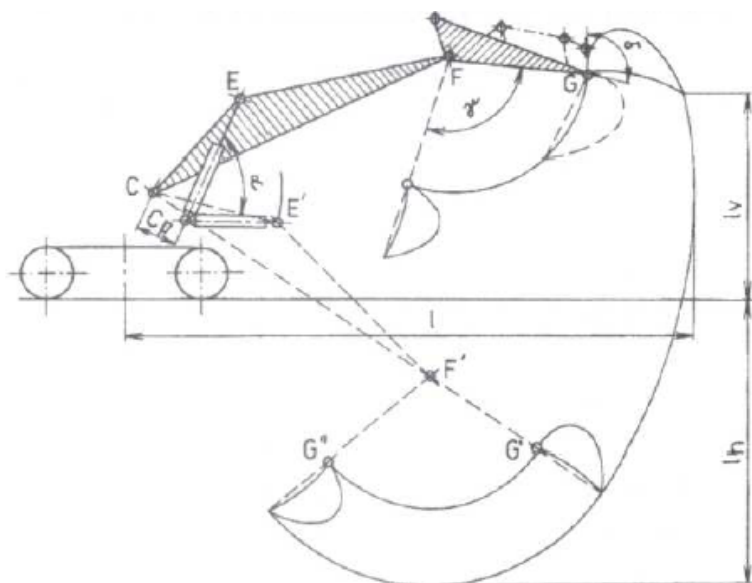
3.1.2 Umístění hydraulického válce výložníků

Velký vliv na velikost rypné síly pracovního zařízení a na úhlu výkyvu výložníku má umístění hydraulického válce výložníku. U bagrů využíváme dvou typů umístění a to s výložníkem zavěšeným a výložníkem podepřeným.

Výložník podepřený

a) s hydromotorem odkloněným od osy bagru

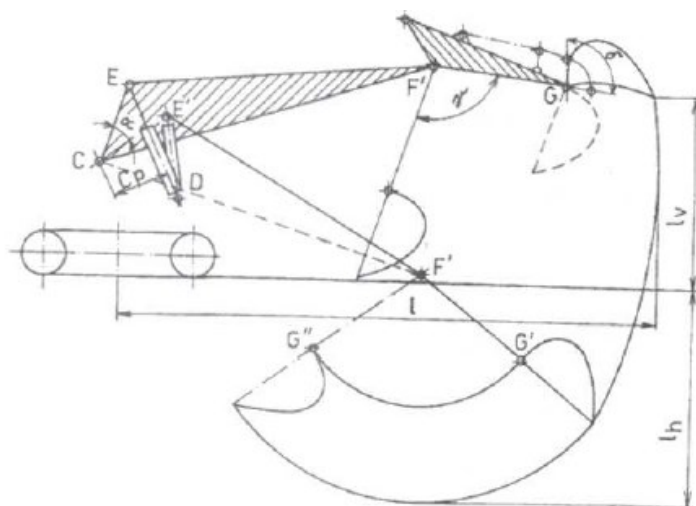
Varianta s hydromotorem odkloněným od osy umožňuje velké výkyvy výložníku, což při určité výsypné výšce dovoluje značné hloubky výkopu.



obr. 12 - Uložení s hydromotorem odkloněným od osy bagru [3]

b) s hydromotorem přikloněným k ose bagru

Konstrukce s hydromotorem přikloněným k ose bagru se stejnou výsypnou výškou dosahuje menší hloubky výkopu, ta je ale kompenzována vyšší rypnou silou pracovního zařízení při stejném výkonu pohonu (obr. 13). [3]



obr. 13 - Uložení s hydromotorem přikloněným k ose bagru [3]

Výložník zavěšený

a) S uchycením typickým pro univerzální zemní stroje jako rypadlo-nakladač

Uchycení se liší dle požadavků na pracovní zařízení. Umístění kloubového uložení výložníku a závěsných bodů hydromotoru určuje, zda bude mít rameno větší rypnou sílu a menší dosah nebo větší dosah na úkor menší rypné síly. [3]



obr. 14 - Zemní stroj typu rypadlo-nakladač [22]

b) S pákovým závěsem

Pro pákový závěs hydromotoru je nezbytný odlišný tvar výložníku. Dále pro dosah a velikost rypné síly platí to, co již bylo uvedeno v předchozím bodě a). [3]

3.2 Násady

Násada je na jedné straně zakončena upínacím zařízením pro upnutí pracovního nástroje a na druhé straně kloubově spojena s výložníkem, pracovní pohyb násady je realizován přímočarým hydromotorem. Pro různé pracovní požadavky máme několik druhů násad lišících se délkou.



obr. 15 - Tiltrotátor (vlevo) a mechanická rychlospojka (vpravo) od výrobce Volvo [14]

Mezi časté prvky příslušenství pro násady se používají rychlospojky a tiltrotátory (lze použít současně (obr.15)). Rychlospojky umožňují strojníkovi rychle a pohodlně měnit pracovní nástroje bagru, při použití hydraulicky ovládaných rychlospojek lze dokonce měnit nástroje přímo z kabiny stroje. Pro zvýšení přesnosti a produktivity práce využíváme také tiltrotátory, které pomocí přímočarých hydromotorů mění úhel naklonění nástroje. [14]

3.3 Pracovní nástroj

Bagry patří mezi zemní stroje s největším spektrem výměnných pracovních nástrojů. Nástroj obecně slouží k rozpojování zeminy, dochází zde tedy k přímému styku se zeminou. Nejpoužívanější pracovní nástroje bagru jsou lžíce (lopaty) a drapáky (obr. 16), lze také použít rozrušovače zeminy např. hydraulické bourací kladivo.



obr. 16 - Demoliční a třídící drapák s připojením pro bagry [21]

Dle typu tvrdosti zeminy a dalších pracovních podmínek dělíme lopaty do tří skupin

- General (universal) duty
- Heavy duty
- Extreme duty



obr. 17 - Hlubková lopata typu Extreme duty (vlevo) a General duty (vpravo) [14]

Lopata typu general je určena pro základní kopání, hloubení popř. nakládání převážně sypkých hmot, naopak lopaty typu Extreme vyrobeny z velmi tvrdého materiálu jsou určeny pro práci v těžkých podmínkách a nejnáročnějších prostředích (např. těžba v kamenolomech).



obr. 18 - Lopaty určené pro třídění, čištění příkopů a další dokončovací práce[15]

4 Návrh modelu ramene bagru

V předchozích kapitolách byly stručně shrnuty konstrukce a pohony bagrů. K přenosu energie se používá u reálných strojů především tlaková kapalina. Pro pohon modelu bagru, který je v této práci řešen, byl ale zvolen pro přenos energie stlačený vzduch. Pneumatické pohony byly zvoleny především proto, že nebudou požadovány velké síly. Dalšími důvody jsou mimo jiné cena prvků a čistota provozu. Před samotným návrhem konstrukce a pneumatického systému modelu bylo důležité určit pracovní prostor, na kterém rameno bude pracovat, pro jakou činnost bude primárně určeno a jaká bude maximální nosnost. Tyto údaje byly stěžejní jak pro návrh konstrukce, tak pro volbu pneumatického systému. Zvolený pracovní prostor měl splňovat přibližně rozměry přibližně 50x50 cm a maximální nosnost ramene byla zvolena $m_{\max} = 1 \text{ kg}$. Model má sloužit k přepravě sypké hmoty z jedné přepravky do druhé, jako simulace pohybu skutečného ramene bagru.



obr. 19 - Rameno bagru Caterpillar 308E2 CR SB [16]

Při návrhu konstrukce jsem vycházel z pásového bagru Caterpillar 308E2 CR SB (obr. 19). Kde rameno je složeno ze tří částí: výložníku, násady a pracovního nástroje. Výložník je jednodílný podepřený s hydromotorem odkloněným od axiální osy bagru, násada je kloubově uložena na výložníku a zakončena hloubkovou lopatou. Celé rameno je uloženo v nosném zařízení, které je k svršku bagru uloženo kyvně, tak aby umožňovalo natáčení ramene kolem svislé osy.



obr. 20 – Základní rozměr (znázorněný červenou čarou) – vzdálenost uložení výložníku

Pro tvorbu 3D modelu a následné výkresové dokumentace celé konstrukce je nutné znát včetně tvaru a typu, také hlavní funkční rozměry, mezi tyto rozměry patří vzdálenosti jednotlivých kloubových uložení pneumatických válců a pracovních částí. Jako základní rozměr byla zvolena vzdálenost uložení výložníku, která byla navržena na hodnotu $L_z = 300$ mm (obr. 20). Všechny ostatní rozměry pro první návrh byly odvozeny poměrově od základního rozměru. Rozměry jsou pouze orientační, výsledný tvar a rozměry jednotlivých částí se mohou s umístěním a velikostí pneumatických válců změnit.

4.1 Návrh pneumatických válců

U modelu byly použity pneumatické válce dle ISO 6432 (obr. 21), kde rozměry válce jsou dány jeho zdvihem a průměrem pístu. Abychom mohli určit, který válec bude použit, musíme znát požadovanou sílu a zdvih.



obr. 21 - Pneumatický válec dle ISO 6432 [17]

4.1.1 Silový rozbor

Zadaným pracovním médiem systému je stlačený vzduch s hodnotou tlaku od 0,3 MPa do 0,6 MPa. Z důvodu možnosti změny tlaku v systému je pro návrh pneumatických válců dostačující výpočet statických silových účinků. Hmotnosti jednotlivých částí jsou předpokládány, určené z předběžného návrhu modelu. Z výsledné hodnoty síly F_p bude následně určen průměr pístu při pracovním tlaku 0,3MPa..

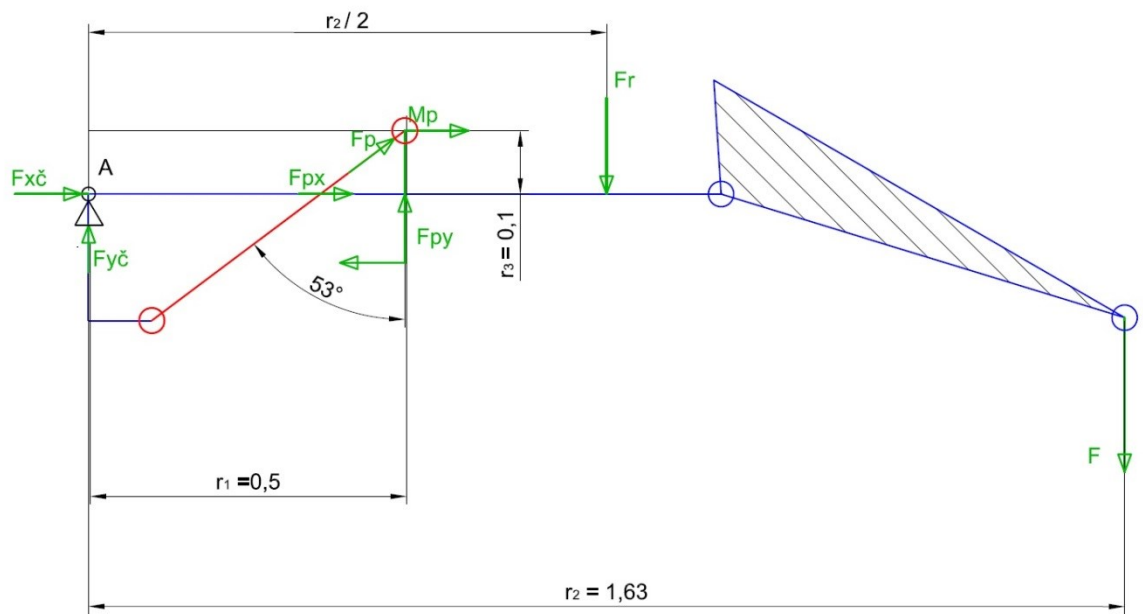
K výpočtu síly F_p každého z válců je využita Momentová věta:

„Otáčivé účinky sil působících na tuhé těleso otáčivé kolem nehybné osy se navzájem ruší, je-li vektorový součet momentů všech sil vzhledem k ose otáčení nulový“ [19]

Matematický zápis:

$$M_1 + M_2 + \dots + M_n = 0 \quad [19]$$

Výložník:



obr. 22 - Schéma pro výpočet síly působící na válec výložníku

Pro výpočet síly válce F_p působící na výložník musíme znát přibližnou hmotnost zdvihané konstrukce ramene m_r a maximální hmotnost nákladu m_{\max} . Ze zadaných hodnot vypočteme tíhové síly F_r a F , kde síla F_r je umístěna do středu počítaného nosníku (přibližná hodnota těžiště).

$$F_r = m_r \cdot g = 2 \cdot 9,81 = 19,62 \text{ N}$$

$$F = m \cdot g = 1 \cdot 9,81 = 9,81 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$M_p + F_r \cdot \frac{r_2}{2} + F \cdot r_2 - F_{py} \cdot r_1 = 0$$

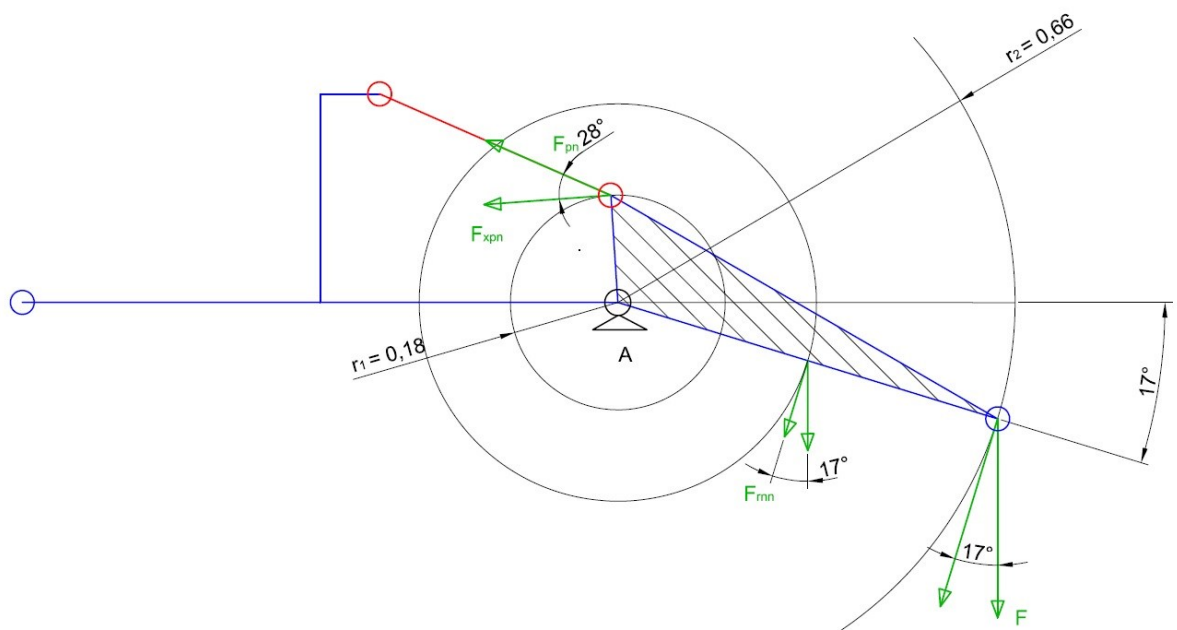
$$F_{py} \cdot \text{tg}53^\circ \cdot r_3 + F_r \cdot \frac{r_2}{2} + F \cdot r_2 - F_{py} \cdot r_1 = 0$$

$$F_{py} \cdot \text{tg}53^\circ \cdot r_3 - F_{py} \cdot r_1 = -F_r \cdot \frac{r_2}{2} - F \cdot r_2$$

$$F_{py} = \frac{F_r \cdot \frac{r_2}{2} + F \cdot r_2}{r_1 - \text{tg}53^\circ \cdot r_3} = \frac{19,62 \cdot 0,815 + 9,81 \cdot 1,63}{0,5 - \text{tg}53^\circ \cdot 0,1} = \mathbf{87,1 \text{ N}}$$

$$F_p = \frac{F_{yp}}{\cos 53^\circ} = \frac{87,07}{\cos 53^\circ} = \mathbf{144,7 \text{ N}}$$

Násada:



obr. 23 - Schéma pro výpočet síly působící na válec násady

Na násadu působí stejná síla F jak v předchozím výpočtu, rozdílná je hmotnost zdvihané konstrukce m_r , která zahrnuje hmotnost násady a lopaty, poté je tíhová síla F_r umístěna do středu počítaného nosníku (přibližná hodnota těžiště).

$$F_r = m_r \cdot g = 1 \cdot 9,81 = 9,81 \text{ N}$$

$$F = 9,81 \text{ N}$$

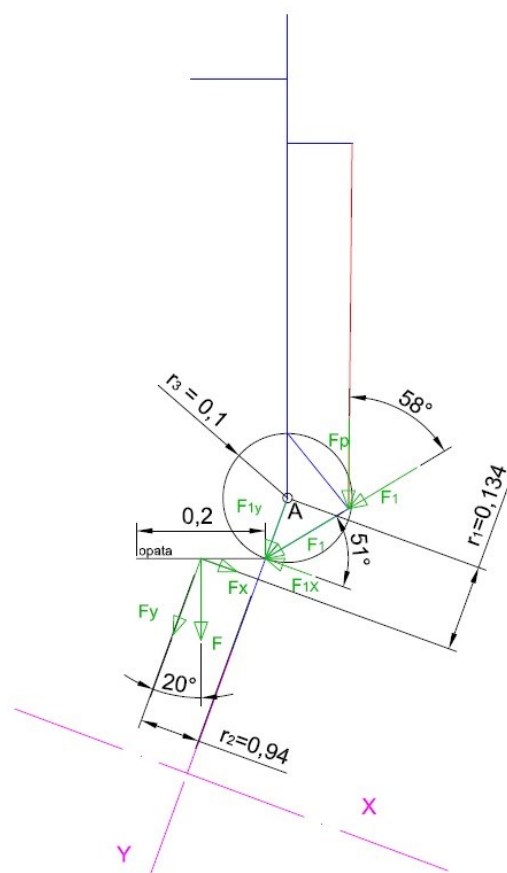
$$\sum M_A = 0$$

$$r_1 \cdot F_P \cdot \cos 28^\circ - F_r \cdot \cos 17^\circ \cdot \frac{r_2}{2} - F \cdot \cos 17^\circ \cdot r_2 = 0$$

$$r_1 \cdot F_P \cdot \cos 28^\circ = F_r \cdot \cos 17^\circ \cdot \frac{r_2}{2} + F \cdot \cos 17^\circ \cdot r_2$$

$$F_P = \frac{F_r \cdot \cos 17^\circ \cdot \frac{r_2}{2} + F \cdot \cos 17^\circ \cdot r_2}{r_1 \cdot \cos 28^\circ} = \frac{9,81 \cdot \cos 17^\circ \cdot \frac{0,66}{2} + 9,81 \cdot \cos 17^\circ \cdot 0,66}{0,18 \cdot \cos 28^\circ} = 58,4 \text{ N}$$

Lopata:



obr. 24 - Schéma pro výpočet síly působící na válec lopaty

Tíhová síla F je určena maximální hmotností nákladu m_{\max} a hmotností zdvihané konstrukce m_r . A umístěna do středu zadaného rozměru lopaty (obr. 24)

$$F = (m_r + m) \cdot g = (0,4 + 1) \cdot 9,81 = 13,734 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{1x} \cdot r - F_x \cdot r_1 - M_{FY} = 0$$

$$\cos 51^\circ \cdot F_1 \cdot r_3 - \sin 20^\circ \cdot F \cdot r_1 - F \cdot \cos 20^\circ \cdot r_2 = 0$$

$$F_1 = F \cdot \frac{\sin 20^\circ \cdot r_1 + \cos 20^\circ \cdot r_2}{\cos 51^\circ \cdot r_3} = 13,734 \cdot \frac{\sin 20^\circ \cdot 0,134 + \cos 20^\circ \cdot 0,094}{\cos 51^\circ \cdot 0,1} = 29,3 \text{ N}$$

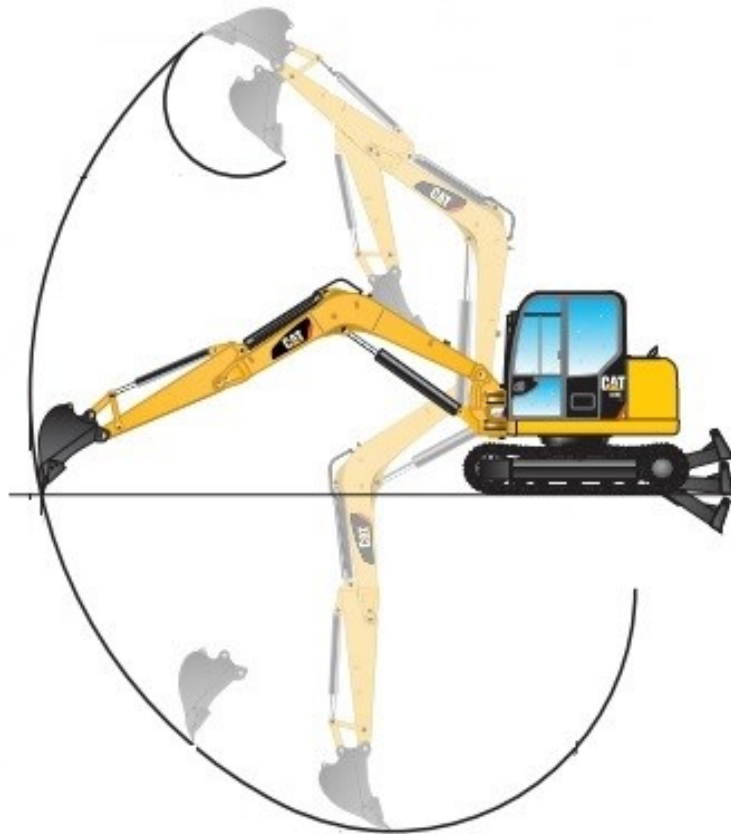
$$F_P = \frac{F_1}{\cos 58^\circ} = \frac{29,28}{\cos 51^\circ} = 55,3 \text{ N}$$

Válec pro kyv ramene:

Pneumatický válec ovládající natáčení ramene do stran byl zvolen ze skladových zásob. Jeho průměr pístu je 20 mm a zdvih 50 mm. Požadovaná síla válce je dána smykovým a čepovým třením v místě uložení ramene. Tato síla je vůči síle vyvinuté daným pneumatickým válcem zanedbatelná, z tohoto důvodu není potřeba provádět silový rozbor.

4.1.2 Zdvih válců

Bagry pracující v reálných podmínkách dosahují velkého hloubkového dosahu a výsypných výšek (obr. 25), k čemuž jsou potřeba velké úhly zdvihu. Mnou zvolené úhly zdvihu jednotlivých částí modelu byli upraveny na hodnoty, které jsou pro přepravu písku z jedné přepravky do druhé dostačující.



obr. 25 - Pracovní dosah výchozího modelu bagru Caterpillar 308E2 CR SB [16]

Zvolené zdvihy

Zvolené zdvihy a jejich přepoččet			
	Úhel zdvihu [°]	Výsledné hodnoty v poměru k L_z [-]	Výsledné hodnoty zdvihu při $L_z = 300\text{mm}$ [mm]
M1 - Výložník	40	0,14	50,7
M2 - Násada	90	0,25	91,4
M3 - Lopata	80	0,1	37
M4 - Kyv ramene	60	-	-

Tab 1 - Zvolené zdvihy a jejich přepoččet

Při přepočtu úhlu na potřebnou délku zdvihu válce bylo využito hodnot zadaných v poměru k základnímu rozměru, tak abychom výsledné zdvihy mohli jednoduše změnit s případnou změnou základního rozměru. Přepoččet byl proveden geometricky v programu AutoCAD 2015 (Příloha D)

U M4 nebyl proveden přepoččet, pro dosažení úhlu natočení (60°) budou v konstrukci 3D modelu díly upraveny a umístěny tak, aby požadovaný úhel byl splněn.

4.1.3 Použité válce dle dostupných prvků

Základní rozměr byl zvolen dle návrhu $L_z = 300\text{ mm}$

Vypočtené hodnoty		
	Statická síla F_p [N] při $p = 0,3\text{ Mpa}$	Zdvih válce [mm]
M1 - Výložník	144,7	50,7
M2 - Násada	58,4	91,4
M3 - Lopata	55,3	37
M4 - Kyv ramene	-	-

Tab 2 - Vypočtené hodnoty zdvihu a potřebné síly jednotlivých válců

Vzorový výpočet průměru pístu válce M1 [16]

Výpočet síly válců (rovnice silové rovnováhy):

$$F_p + R_0 + p_2 \cdot A_2 = p_1 \cdot A_1 \quad (2.19)$$

$$F_p + R_0 + p_2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) = p_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2$$

Vzorec pro výpočet třecího odporu:

$$R_0 = a \cdot F_p \quad (2.20)$$

$$a = 0,1 \div 0,3 \Rightarrow 0,2$$

Volím $p_2 = 0$, i přes škrcení na výstupu (zjednodušení výpočtu)

$$F_p \cdot (1 + a) = p_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2$$

$$D_v = \sqrt{4 \cdot F_p \cdot \frac{(1 + a)}{\pi \cdot p_1}} = \sqrt{4 \cdot 144,7 \cdot \frac{(1 + 0,2)}{\pi \cdot 3 \cdot 10^5}} = 0,027 \text{ m} = \mathbf{27,1 \text{ mm}}$$

Vyhovující pneumatické válce dle ISO 6432

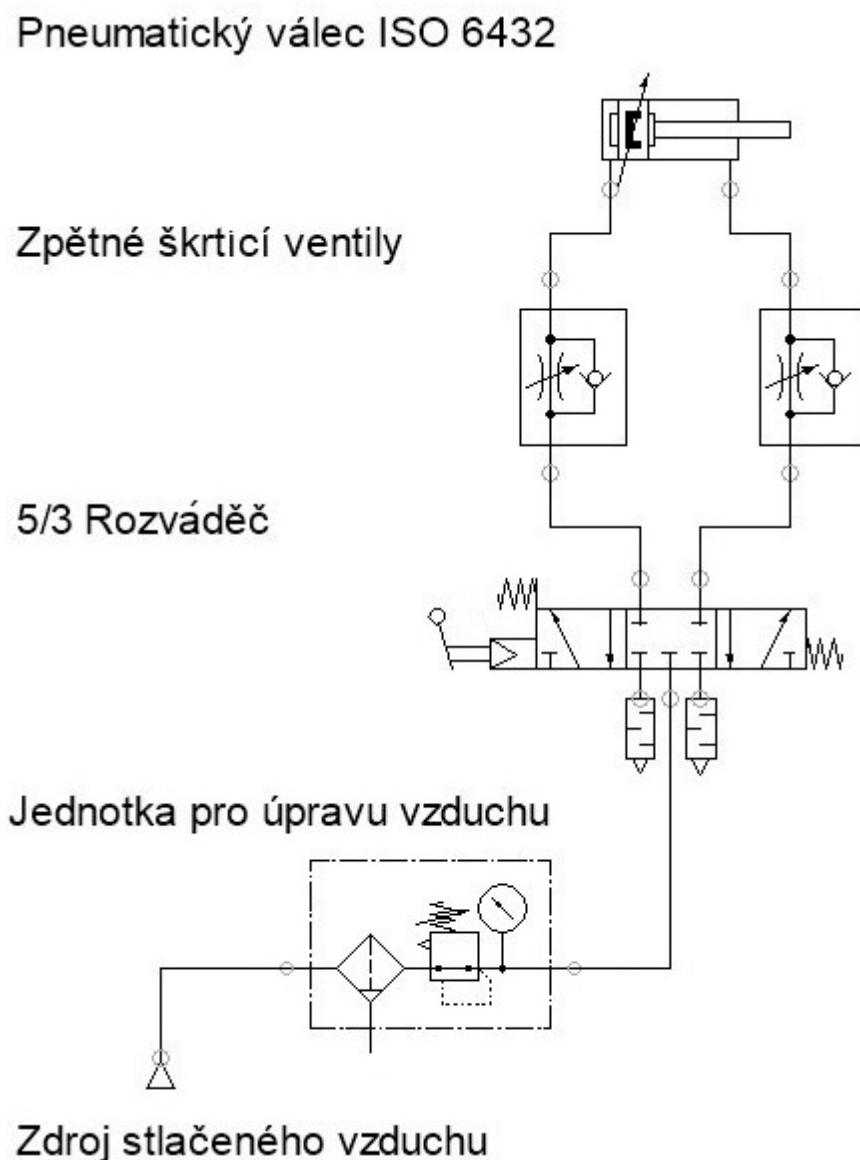
Hodnoty použitých válců			
	Průměr pístu Vypočtený [mm]	Průměr pístu Zvolený [mm]	Zdvih válce [mm]
M1 - Výložník	27,1	25	50
M2 - Násada	17,2	16	80
M3 - Lopata	16,8	16	25
M4 - Kyv ramene	-	20	50

Tab 3 Hodnoty průměru pístu a zdvihu použitých pneumatických válců

Zvolené průměry pístu a zdvihy byli zvoleny dle nejbližších vyráběných rozměrů (Tab 3). Z důvodu možnosti zvýšení tlaku můžeme volit také nejbližší nižší průměr pístu. Docílíme tak nižší hmotnosti a menších rozměrů. Zvolené zdvihy jsou menší než zdvihy vypočtené, z tohoto důvodu nebude navrhovaný úhel zdvihu jednotlivých částí ramene dodržen. Pro využití ramene jako simulace pohybu jsou, ale výsledné úhly zdvihu dostačující.

5 Pneumatický systém a jeho prvky

Model je ovládán čtyřmi pneumatickými válci, které jsou připojeny ke zdroji stlačeného vzduchu. Zapojení válců je obdobné, pro řízení rychlosti pístnice jsou využity zpětné škrťací ventily a pro řízení vysouvání a zasouvání pístnice válce slouží 5/3 rozváděč s manuálním ovládáním a vystředováním pomocí pružin na obou stranách. Na obr. 26 je schéma zapojení pro jeden ze čtyř ovládaných válců. Schéma celého pneumatického obvodu ramene (Příloha C).



obr. 26 - Schéma zapojení ovládaného válce

5.1 Pneumatický válec

V obvodu jsou použity kruhové dvojčinné válce s tlumením v koncových polohách vyráběny dle normy ISO 6432, na straně pístnice zakončeny závitem a na straně druhé dírou pro čep (obr. 21). U modelu vyžadujeme, aby válec byl uložen na obou koncích kyvně, z tohoto důvodu jsou na pístnice dle potřeby našroubovány kloubové oka popřípadě vidlice (obr. 27).

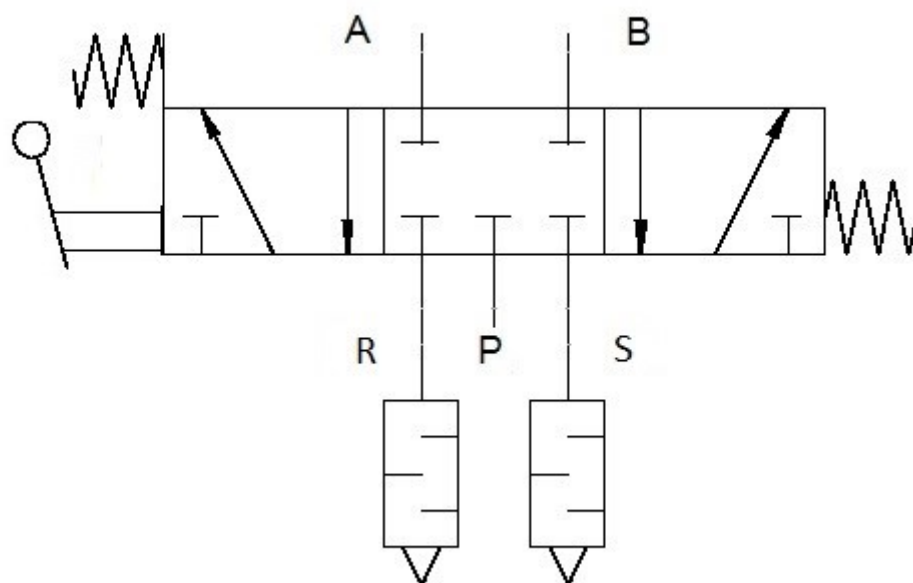


obr. 27 - Vidlice (vlevo) a kloubové oko pro pneumatický válec dle ISO 6432 [17]

Nejdůležitějšími parametry, pro volbu vhodného válce jsou průměr pístu a délka zdvihu, které již byli definovány v kapitolách 4.1.1 a 4.1.2 .

5.2 Rozváděč

Rozváděč obecně slouží k řízení směru průtoku media. V našem případě budeme rozváděčem řídit vysunutí a zasunutí pneumatického válce. Vysunutí a zasunutí válce je řízení dvou poloh, kdy pro vysouvání natlakujeme větev A a větev B musí být odzdušněna, naopak pro zasouvání válce přivedeme tlak do větve B a větev A je přes rozváděč otevřena do atmosféry. Pomocí pružin při nečinnosti manuálního ovládní je rozváděč vracen do střední polohy, kde jsou všechny cesty uzavřeny. Jako vyhovující typ rozváděče jsem zvolil 5/3 rozváděč manuálně ovládaný ve střední poloze uzavřený (obr. 28).

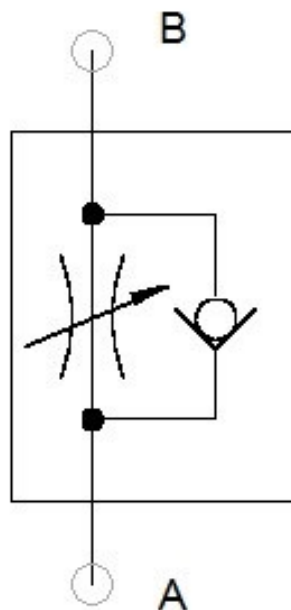


obr. 28 - Schématická značka použitých rozvaděčů

Odvzdušňovací vývody rozvaděče R a S (obr. 28) jsou osazeny tlumiči, které tlumí zvuk vypouštěného vzduchu a zároveň můžou zabraňovat vniknutí hrubých nečistot do systému. K větvi P je připojen přívod stlačeného vzduchu.

5.3 Škrťací ventily

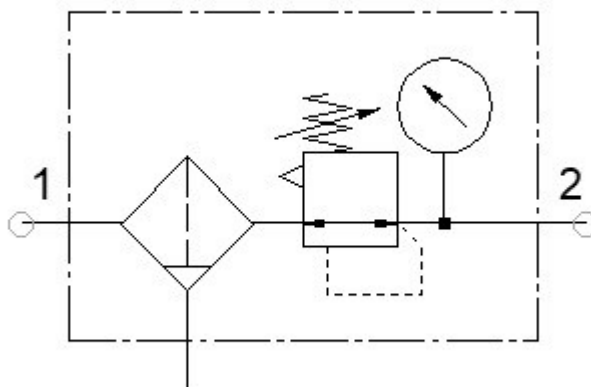
Použitím škrťacích ventilů v obvodu regulujeme rychlost vysouvání a zasouvání pístnice válce. Cílem škrťení je dosažení plynulého chodu válce pro dobrou manipulaci s naloženým materiálem. Jelikož škrťení na vstupu do válce může způsobit zadržování, volíme zpětný škrťací ventil, který škrťá pouze v jednom směru (obr. 29). Ve směru průtoku A – B prochází vzduch jednosměrným ventilem (místem nejmenšího odporu) v opačném směru je jednosměrný ventil vlivem tlaku uzavřen a vzduch prochází škrťacím ventilem.



obr. 29 - Schématická značka zpětného škrťacího ventilu

5.4 Jednotka pro úpravu stlačeného vzduchu

Vzduch přiváděný ze zásobníku do systému musí být ošetřen z důvodu ochrany prvků systému. K úpravě vzduchu je použitý filtr s ručním odvodem kondenzátu, který zabraňuje vniknutí nečistot a vody do systému. Nečistoty způsobují erozivní a abrazivní opotřebení prvků, které může vést k jejich zničení, voda v systému může působit korozivně na vnitřní plochy prvků. Po úpravě vzduchu následuje redukční ventil pro nastavení tlaku v systému a manometrem pro zobrazení hodnoty tlaku.



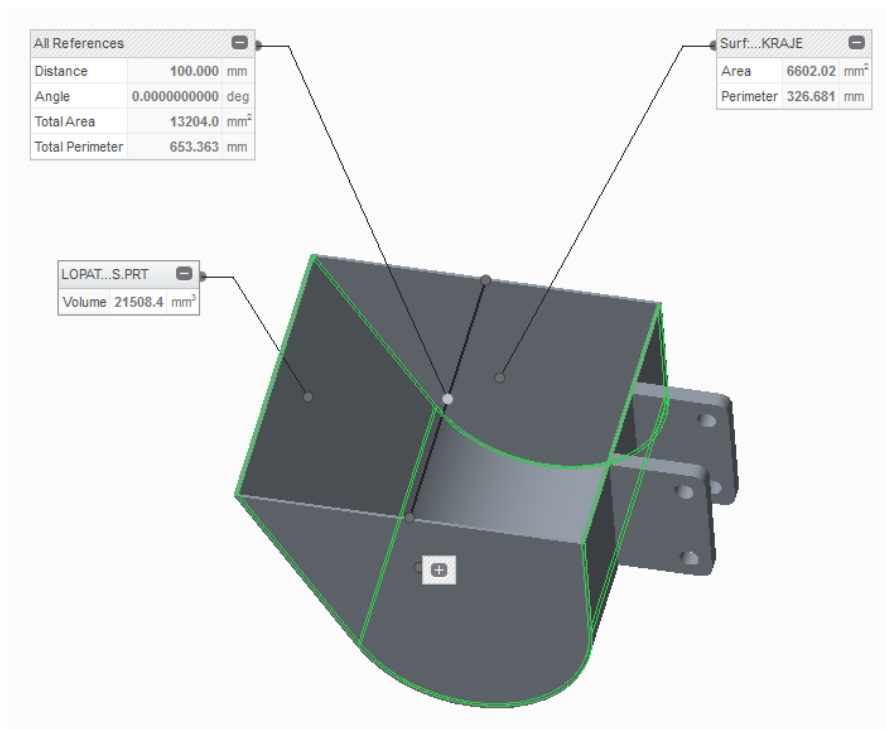
obr. 30 - Schématická značka jednotky pro úpravu vzduchu s použitými prvky - zleva: filtr s ručním odvodem kondenzátu, redukční ventil a manometr)

Jednotka pro úpravu vzduchu může obsahovat také maznici, která pracuje na principu Venturiho trubice a přimazává vzduch olejovou mlhou. Olej v systému nám zmenšuje pasivní odpory, třecí síly a opotřebení kluzných ploch, může také chránit prvky proti korozi. Model je určen pouze pro občasné užívání v krátkých intervalech, proto přimazávání není potřeba. Pasivní a třecí odpory pokryje zvýšení tlaku na vstupu a občasné užívání v krátkých intervalech nezpůsobuje velké opotřebení kluzných ploch, navíc prvky použité v systému obsahují plastické mazivo. [20]

6 Konstrukce modelu

Při tvorbě 3D modelu byl z důvodu velikosti válců změněn základní rozměr. Změna základního rozměru byla kompenzována změnou uložení válců a upravení některých rozměrových hodnot, tak aby byl zachován úhel zdvihu jednotlivých částí ramene (jak již bylo zmíněno v kapitole 4.1.2, zvolené zdvihy válce jsou menší, z tohoto důvodu nemůže dodržet přesně navrhovaný úhel), navržená hmotnost dílu a nosnost modelu.

Konstrukce výložníku a násady je dána, jak již bylo uvedeno v kapitole 4, funkčními rozměry, tvarem a typem výchozího ramene bagru. Konstrukce lopaty včetně tvaru, typu a funkčních rozměrů je navržena tak, aby při maximálním naložení nebyla překročena maximální nosnost ramene $m_{max} = 1 \text{ kg}$, z tohoto důvodu musí být součin pracovního objemu lopaty (V_L) a hustoty suchého písku (ρ_p) (zvolený pracovní materiál) roven maximální nosnosti m_{max} .



obr. 31 - 3D model lopaty s hodnotami pro výpočet objemu

Pro výpočet pracovního objemu lopaty jsem využil programu PTC CREO/ parametric M080 3.0 (obr. 31)

$$V_L = S \cdot h - V_{str.pas} \quad (2.21)$$

$$V_L = 6602,02 \cdot 10^{-6} \cdot 0,1 - 21508,4 \cdot 10^{-9}$$

$$V_L = 0,6322 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Hustota suchého písku při teplotě $T = 20^{\circ}\text{C}$ (zvolený sypký materiál) [18]

$$\rho_p = 1602 \text{ kg/m}^3$$

Vypočtený objem a hustotu jsem dosadil do vztahu.

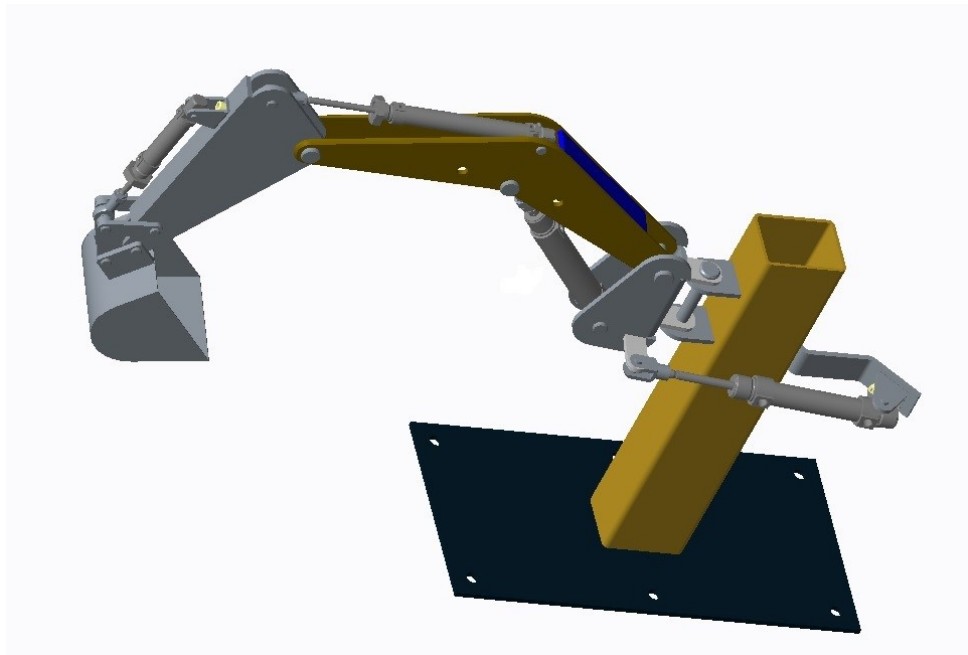
$$m_L = V_L \cdot \rho_p \quad (2.22)$$

$$m_L = 0,6322 \cdot 10^{-3} \cdot 1602 = 1,013 \text{ kg}$$

$$m_L = 1,013 \text{ kg} \approx m_{\max}$$

Vypočtená hodnota m má odchylku $0,013 \text{ kg}$ od požadované hodnoty m_{\max} , tato odchylka nemá vliv na další výpočty a funkci modelu, proto ji zanedbávám.

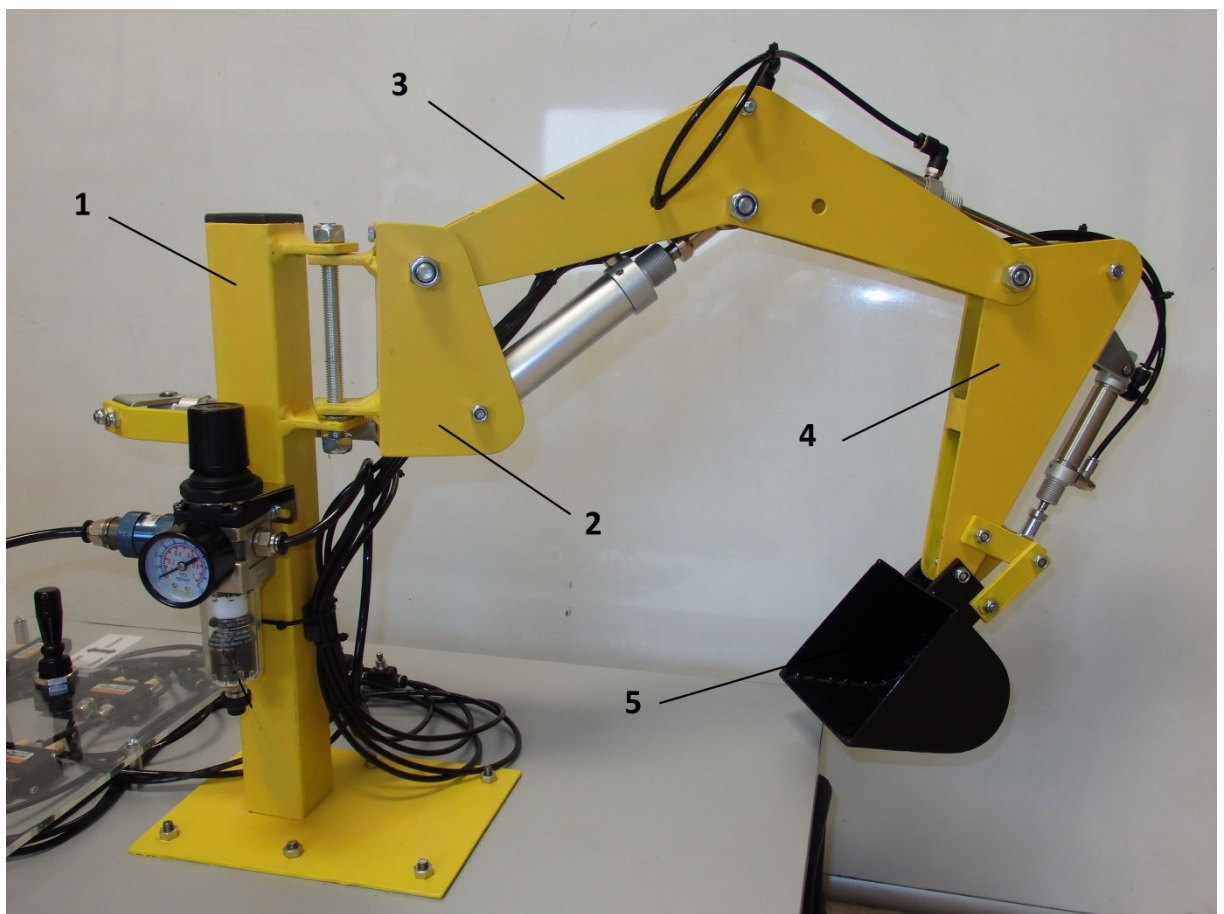
Z důvodu výrobních možností byl kladen důraz na tvarovou a výrobní jednoduchost při zachování hlavních pracovních pohybů. Celá konstrukce je složena z obrobených plechů, které jsou svařeny do jednotlivých dílů (Příloha B), ty jsou potom přes čepy spojeny v kloubových uloženíh. Rameno je otočně připevněno k nosné tyči ze základní desky pro dobrou stabilitu při pracovním zatížení.



obr. 32 - Kompletní 3D model ramene bagru

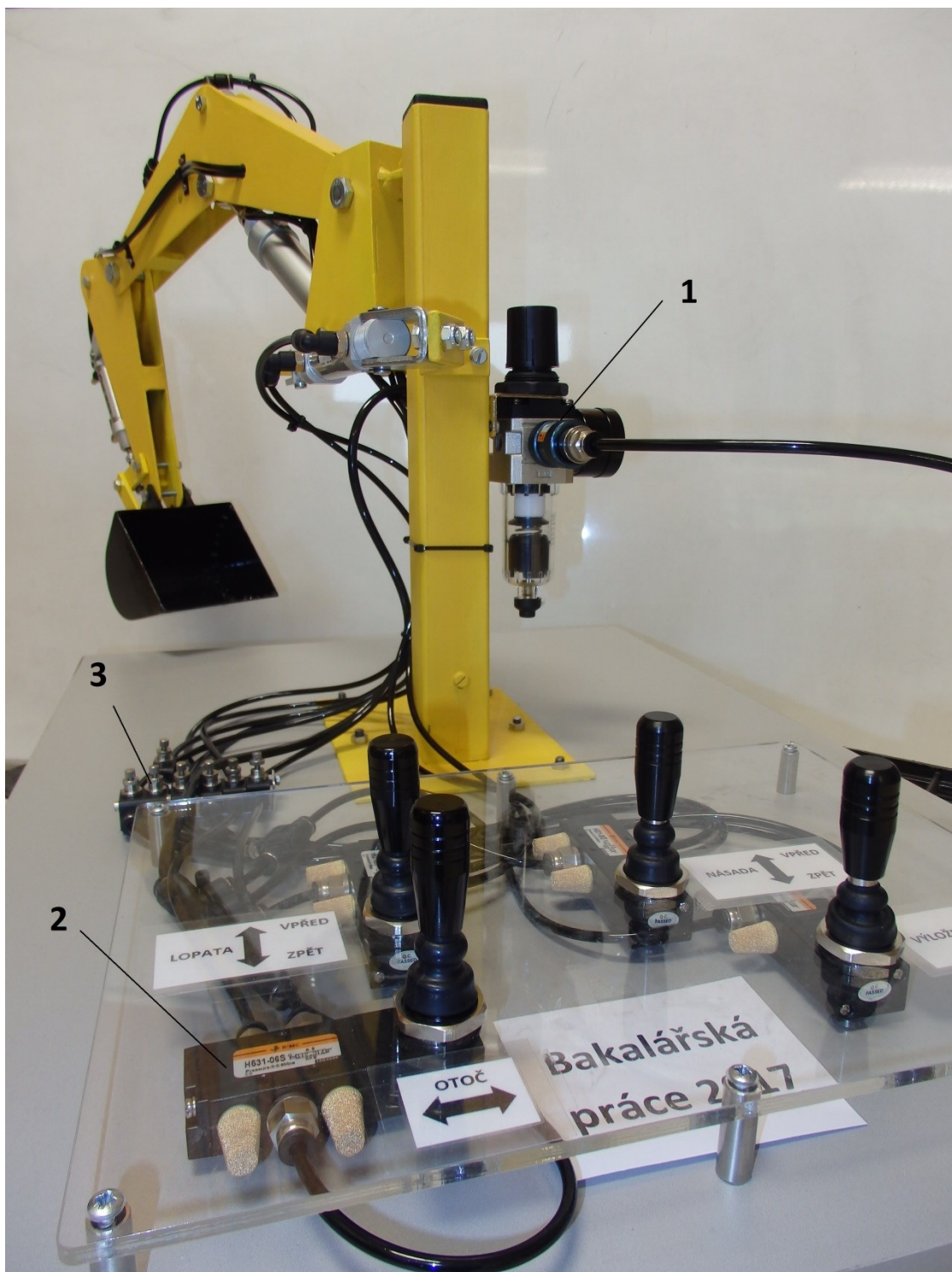
7 Montáž a testování funkce modelu

Montáž proběhla dle výkresové dokumentace, kde po domluvě s vedoucím práce byli pozice čepů na výkrese sestavy modelu (Příloha A) nahrazeny šrouby s maticí. Dále dle navrženého schéma pneumatického obvodu (Příloha C) byly objednány a následně zapojeny požadované prvky do obvodu (obr. 34).



obr. 33 - Model ramene bagru

1 – Stojan, 2 – Nosné uložení, 3 Výložník, 4 – Násada, 5 - Lopata



obr. 34 - Zapojený pneumatický obvod modelu s ochranným plexisklem proti nežádáným zásahům do obvodu

1 – Jednotka pro úpravu vzduchu, 2 – Rozváděč, 3 – Blok škrticích ventilů

8 Závěr

Práce byla věnována návrhu a realizaci modelu ramene bagru. Z rešerše práce věnované konstrukci a pohonu bagru můžeme vidět důležitost a nezbytnost hydrauliky u tohoto typu zemního stroje. Většina bagrů dnešní doby je poháněna elektrickým nebo dieselovým motorem popřípadě jejich kombinací. Motor u bagru ovšem slouží pouze jako konstantní zdroj energie pro hydraulická čerpadla, která dále rozvádí olej do systému až k hydraulickým motorům vykonávajícím daný pohyb. Další nespornou výhodou je možnost regulace jak pomocí převodníku, tak pomocí proporcionálních ventilů s elektrickými systémy.

Pro pohon modelu byla ale zvolena jiná forma energie, a to stlačený vzduch. Tato změna byla zapříčiněna několika důvody. První z nich je to, že se mělo jednat více méně pouze o simulaci pohybů při minimálním zvoleném zatížení do 1 kg na lopatě. Toto zatížení lze překonat při poměrně nízkém pracovním tlaku a vzhledem k tomu, že hydraulické a pneumatické mechanismy pracují na stejném principu a jsou konstrukčně podobné, záměna se přímo nabízela. Nezanedbatelným důvodem byla také nižší cena pneumatických prvků. Další výhody pneumatického pohonu lze spatřit v nižší hmotnosti zařízení a čistotě provozu. Tato dvě hlediska jsou důležitá i z toho důvodu, že model má být používán pro prezentační účely a bude jej tedy nutné transportovat a návštěvníci např. Dne otevřených dveří si mohou práci s modelem vyzkoušet.

Pro sestavení funkčního modelu byl stanoven termín do 2. 2.2017 (Den otevřených dveří Fakulty strojní). Stanovený termín zhotovení byl splněn dle plánu. Pro splnění bylo nutné vytvořit kompletní výkresovou dokumentaci již v zimním semestru. Následná výroba jednotlivých konstrukčních částí byla v průběhu ledna konzultována a dle výrobních možností a dostupných strojních částí upravována. Konstrukční díly byly vyrobeny vedoucím bakalářské práce a kompletní montáž modelu a zapojení pneumatického obvodu jsem provedl společně s vedoucím práce.

Při praktických zkouškách modelu se projeví některé nedostatky, které se z důvodu změny média dali očekávat. Mezi ně patří např. delší odezva válců po přestavení rozváděče a malá tuhost mechanismu. To je samozřejmě způsobeno stlačitelností vzduchu. Dále model neumožňuje řízení rychlosti pohybu válců pomocí míry stlačení páky rozváděče. Pro řízení rychlosti by museli být klasické rozváděče nahrazeny proporcionálními. S těmito vlastnostmi systému bylo počítáno již před návrhem modelu a nepovažujeme je za chybu návrhu.

Závěrem lze konstatovat, že všechny cíle práce stanovené zadáním byly splněny

Seznam použité literatury

- [1] VANĚK, Antonín. *Moderní strojní technika a technologie zemních prací*. Praha: Academia, 2003. Česká matice technická (Academia). ISBN 80-200-1045-9.
- [2] FRIES, Jiří. *Zemní stroje: učební text : studijní materiály pro studijní obor Zemní, těžební a stavební stroje* Fakulty strojní. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2012. ISBN 978-80-248-2567-0.
- [3] JEŘÁBEK, Karel. *Stroje pro zemní práce: Silniční stroje*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1996. ISBN 80-7078-389-3.
- [4] KOPÁČEK, Jaroslav a Bohuslav PAVLOK. *Tekutinové mechanismy*. 3. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2011. ISBN 978-80-248-2405-5.
- [5] EXCAVATOR TECH: HOW ENGINES, HYDRAULICS AND HYBRIDS ARE EVOLVING THE MINI EX MARKET. *Compact equipment* ., 2017 [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: <http://compactequip.com/excavators/how-engines-hydraulics-and-hybrids-are-evolving-the-mini-ex-market/>
- [6] Hydrodynamický měnič točivého momentu. *Suvik* ,2017 [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: <http://suvik.cz/clanky/hydromenic.html>
- [7] Pásová rypadly. *ASB-portal.cz* [online]. 2017 [cit.2017-05-04]. Dostupné z: <https://www.asb-portal.cz/stavebnictvi/stavebni-technika/pasova-rypadla>
- [8] Nové nástroje a zařízení. *Stavební technika* . 2008 [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: <http://stavebni-technika.cz/clanky/nejvetsy-hydrostaticky-pohaneny-kolovy-nakladac-na-svete-liebherr-l-586>

- [9] BUSQUETS, Enrique. A Multi-Actuator Displacement-Controlled System with Pump Switching - A Study of the Architecture and Actuator-Level Control . 2015 [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/276274728_A_Multi-Actuator_Displacement-Controlled_System_with_Pump_Switching_-_A_Study_of_the_Architecture_and_Actuator-Level_Control
- [10] Pásové rypadlo R 916 Litronic Classic. Bagry.cz . 2009 [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: http://bagry.cz/cze/clanky/recenze/pasove_rypadlo_r_916_litronic_classic_liebher_r_pro_kazdeho
- [11] Vývoj a konstrukcia pásových podvozků s menitelným rozchodem. Stavební technika 2006 [cit.2017-05-04]. Dostupné z: <https://www.stavebni-technika.cz/clanky/vyvoj-a-konstrukcia-pasovych-podvozkov-s-menitelnym-rozchodom>
- [12] Minirypadla - ŘADA CX. AGRICS . 2016 [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: <http://caseconstruction.agrics.cz/minirypadla-rada-cx>
- [13] Mobilbagger CAT M320F. *Zeppelin-Rental.de* . 2017 [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: <https://www.zeppelin-rental.de/miete/artikel/BAMO-M320F>
- [14] Příslušenství pro kompaktní rypadla. *Volvo Construction Equipment* . 2017 [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: <https://www.zeppelin-rental.de/miete/artikel/BAMO-M320F>
- [15] ATTACHMENTS. *Caterpillar Inc.* 2017 [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: http://www.cat.com/en_GB/products/new/attachments.html
- [16] Mini Hydraulic Excavator with Swing Boom 308E2 CR SB. *Caterpillar Inc.* 2013 [cit.2017-05-04] Dostupné z: <http://zeppelin.cz/blob.php?idProduct=37362268&type=pdf&dbPrefixTable=katalog&lng=cs>
- [17] Pneumatické válce, příslušenství. MOS technik s.r.o . 2017 [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: <https://shop.mostechnik.cz/katalog/pneumaticke-pracovni-prvky/pneumaticke-valce-prislusenstvi.aspx>
- [18] Hustota materiálu a látek. *E-konstruktor* . 2013 [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: <http://e-konstruktor.cz/prakticka-informace/hustota-materialu-a-latek>

- [19] BEDNAŘÍK, Milan a Miroslava ŠIROKÁ. *Fyzika pro gymnázia*. 4. vyd. Praha: Prometheus, 2009. ISBN 978-80-7196-382-0.
- [20] KOPÁČEK, Jaroslav. *Pneumatické mechanismy*. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2010. ISBN 978-80-248-0879-6.
- [21] Demoliční a třídící drapáky. *Mascus*. 2013 [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: https://www.mascus.cz/specs/demolicni-a-tridici-drapaky_971426
- [22] RYPADLO-NAKLADAČ KOMATSU: WB 97S-5. RAMIRENT s.r.o. . 2017 [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: http://www.ramirent.cz/produkt_440_rypadlo_nakladac_komatsu_wb_97s_5.htm
- [23] Kolové rypadlo M314F. *Caterpillar Inc.*. 2016 [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: <http://zeppelin.cz/blob.php?idProduct=50411100&type=pdf&dbPrefixTable=katalog&lng=cs>

Seznam příloh

Příloha A je umístěna za textovou částí ve vazbě a Přílohy B až E jsou umístěny na přiloženém CD

Příloha A – Výkres sestavy modelu ramene

Příloha B – Výkresová dokumentace jednotlivých dílů

Příloha C – Schéma celého pneumatického obvodu

Příloha D – Definování zdvihu jednotlivých částí ramene v návrhu

Příloha E – 3D model ramene ve formátu 3D PDF

Poděkování

Na závěr bych rád poděkoval vedoucímu bakalářské práce Ing. Lukáši Dvořákovi, Ph.D., za odborné vedení, poskytování cenných rad a pomoc při realizaci této bakalářské práce.