

Česká zemědělská univerzita v Praze

Technická fakulta

Katedra mechaniky a strojnictví

**Návrh nového řešení konstrukce
výložníku smykem řízeného nakladače**

Diplomová práce

Autor: Bc. František Hnátek
Vedoucí diplomové práce: Ing. Oldřich Dajbých, Ph.D.

Praha 2017

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. František Hnátek

Zemědělská technika

Název práce

Návrh nového řešení konstrukce výložníku smykem řízeného nakladače

Název anglicky

New design solution of boom for skid steer loader

Cíle práce

Cílem práce je vytvořit analýzu technických parametrů současné produkce smykem řízených nakladačů. Porovnat výsledky se současnými technickými parametry nakladače Novotný B961. Navrhnout optimalizaci technických parametrů nakladače Novotný B961 tak, aby tyto parametry byly srovnatelné s parametry konkurenčních strojů v dané výkonnostní třídě.

Metodika

Na základě dostupných informací vytvořit přehled o technických parametrech současné produkce smykem řízených nakladačů. Porovnat získané údaje s technickými parametry nakladače Novotný B961. Vytvořit návrh na zlepšení technických parametrů tohoto nakladače.

Doporučený rozsah práce

50-70

Klíčová slova

smykem řízený nakladač; trhačí síla; výložník; zdvihací síla; překlápěcí zatížení

Doporučené zdroje informací

NEUBERGER, P. – ŠLEGER, V. – ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE. TECHNICKÁ FAKULTA. *Statika : s příklady od A do Z*. V Praze: Česká zemědělská univerzita, 2002. ISBN 80-213-0855-9.

VANĚK, A. *Moderní strojní technika a technologie zemních prací*. Praha: Academia, 2003. ISBN 80-200-1045-9.

Předběžný termín obhajoby

2016/17 LS – TF

Vedoucí práce

Ing. Oldřich Dajbych, Ph.D.

Garantující pracoviště

Katedra mechaniky a strojnictví

Elektronicky schváleno dne 31. 3. 2017

doc. Ing. Pavel Neuberger, Ph.D.

Vedoucí katedry

Elektronicky schváleno dne 31. 3. 2017

prof. Ing. Vladimír Jurča, CSc.

Děkan

V Praze dne 31. 03. 2017

Prohlášení

Prohlašuji, že předložená diplomová práce je mým původním autorským dílem, které jsem vypracoval samostatně. Veškerou literaturu a další zdroje, z nichž jsem při zpracování čerpal, v práci řádně cituji a jsou uvedeny v seznamu použitých zdrojů.

V Praze dne 31.3.2017

Bc. František Hnátek

Poděkování

Děkuji mému vedoucímu panu Ing. Oldřichu Dajbychovi, Ph.D. za odborné vedení při psaní diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Jaroslavu Ruttkayovi za odborné konzultace a panu Ing. Petru Sládkovi ze společnosti Strojírna Novotný s.r.o. za poskytnutí informací. Dále děkuji své rodině a svým přátelům za podporu po celou délku mého studia.

Abstrakt: Tato diplomová práce se zabývá optimalizací technických parametrů, konkrétně zvýšením trhací síly, smykem řízeného nakladače Novotný B961. První část se zabývá konstrukčním řešením nakladačů, jejich technickými a technologickými parametry. V druhé části jsou uvedeny metody měření technických parametrů nakladačů dle aktuálně platných norem. Třetí část je zaměřena na samotný předmět této diplomové práce, tedy nakladač Novotný B961. Ve čtvrté části je vypracována analýza současné konkurence a porovnání technických parametrů s nakladačem Novotný B961. V poslední části této diplomové práce jsou navrženy možnosti optimalizace technických parametrů a vytvořen návrh úpravy výložníku tak, aby nakladač dosáhl požadovaných parametrů srovnatelných s konkurenční produkcí.

Klíčová slova: smykem řízený nakladač; trhací síla; výložník; zdvihací síla, překlápěcí zatížení

Abstrack: This thesis deals with the optimization of technical parameters skid steer loader Novotny B961. Specifically breakout force on loader bucket. In the first part is the structure of loaders, Their technical and technological parameters. The second part Describes the methods for measuring the technical parameters of the loaders according Currently valid standards. The third part describes a loader Novotny B961. The fourth section is an analysis of the current competition and comparing their technical parameters with the loader Novotny B961. In the last part of this thesis are Suggested options for Optimizing technical parameters and created a draft amendment to the boom of the loader for Reached the required parameters comparable with competitive machines.

Keywords: skid-steer loader; breakout force; boom; lifting force, tipping load

Obsah

1	Úvod	1
1.1	Cíl práce	2
1.2	Metodika práce	2
2	Nakladače	3
2.1	Rozdělení nakladačů	3
2.2	Technické, technologické a přepravní parametry nakladačů	3
2.3	Konstrukce nakladačů	7
3	Ověřování technických parametrů nakladačů dle normy	12
3.1	Trhací síla vyvolaná hydromotorem zdvihu	12
3.2	Trhací síla vyvolaná hydromotorem naklopení lopaty	13
3.3	Překlápěcí zatížení a jmenovitá nosnost	13
3.4	Zdvihací síla.....	14
4	Nakladač Novotný B961	15
4.1	Konstrukce	15
4.2	Katalogové technické parametry	16
4.3	Výpočet parametrů současného stavu konstrukce	17
4.3.1	Síly od hydromotorů	17
4.3.2	Trhací síla vyvozená hydromotory zdvihu ramene výložníku	18
4.3.3	Trhací síla vyvozená hydromotory naklopení lopaty	19
4.3.4	Těžiště jmenovitého objemu lopaty.....	21
4.3.5	Překlápěcí zatížení a jmenovitá nosnost.....	21
4.4	Zdvihací síla.....	23
5	Analýza konkurenčních strojů	25
5.1	Představení konkurenčních výrobců	25
5.1.1	WAY INDUSTRIES	25
5.1.2	BOBCAT	26

5.1.3	NEW HOLLAND	27
5.1.4	CATERPILLAR	28
5.1.5	JCB	29
5.1.6	VOLVO	30
5.2	Porovnání parametrů s nejbližší konkurencí.....	30
5.3	Závěr kapitoly	31
6	Návrh navýšení trhačí síly	33
6.1	Úvod kapitoly	33
6.2	Možnosti navýšení trhačí síly	33
6.3	Návrh úprav zvyšujících trhačí sílu	35
6.3.1	Návrh navýšení velikosti trhačí síly od hydromotoru naklopení lopaty.....	35
6.3.2	Návrh navýšení velikosti trhačí síly od hydromotoru zdvihu.....	38
6.3.3	Návrh výložníku	40
6.3.4	Výpočet překlápěcího zatížení a jmenovité nosnosti navrhovaného řešení ..	42
6.4	Výpočet zdvihací síly navrhovaného řešení	44
6.5	Porovnání technických parametrů.....	45
7	Závěr.....	47
8	Použité zdroje	48
8.1	Literární zdroje	48
8.2	Internetové zdroje	48
9	Seznam použitých zkratk a symbolů	50
10	Seznam obrázků.....	52
11	Seznam tabulek.....	53
12	Seznam vzorců.....	54

1 Úvod

Díky své kompaktnosti a široké škále přídatných zařízení se stal smykem řízený nakladač oblíbeným pomocníkem na stavbách, v zemědělství, ale například i v komunálních službách. Svou všestranností častokrát nahrazuje, mnohdy dražší, jednoúčelové stroje a stává se tak v mnoha společnostech nedílnou součástí strojního parku. I přesto náklady na pořízení takového stroje ve většině případů převyšují hodnotu jednoho milionu korun. Právě proto společnosti, rozhodující se pro koupi smykem řízeného nakladače, častokrát před samotným pořízením udělají výběrové řízení. Nakladače jsou tedy vybírány na základě informací o ceně, technických i technologických parametrech a jiných podmínkách. Samozřejmě snahou výrobce je vyhrát výběrové řízení a uskutečnit tak prodej stroje. Mnohdy však výrobcem nabízený stroj nesplňuje podmínky zadané potenciálním zákazníkem, a tak je z výběrového řízení vyřazen, nebo se do takového ani nedostane. Snahou výrobců je zjistit příčinu takového neúspěchu a efektivně ji eliminovat.

Jeden takový případ byl řešen ve společnosti Strojírna Novotný s.r.o. Tato společnost, sídlící nedaleko Zábřehu na Moravě, se zabývá výrobou svařenců, smykem řízených nakladačů, lesních vyvážecích souprav a harvesterů. Její založení se datuje do roku 1991. V současnosti má výrobu rozloženou do dvou výrobních závodů a čítá přes osmdesát zaměstnanců. Obchodní vedení této společnosti stálo před komplikací, kdy jejich smykem řízený nakladač Novotný B961 už několikrát neuspěl ve výběrovém řízení. Rozhodlo se tedy zadat k vypracování analýzu technických parametrů konkurenčních strojů v dané kategorii a na základě výsledků této analýzy určit, který z těchto parametrů je u nakladače B961 nedostačující, aby bylo možné vypracovat návrh optimalizace konstrukce nakladače, který by mělo za následek zlepšení daného parametrů. Tímto úkolem se zabývám v této diplomové práci.

1.1 Cíl práce

Cílem práce je vytvořit analýzu technických parametrů současné produkce smykem řízených nakladačů. Porovnat výsledky se současnými technickými parametry nakladače Novotný B961. Navrhnout optimalizaci technických parametrů nakladače Novotný B961 tak, aby tyto parametry byly srovnatelné s parametry konkurenčních strojů v dané výkonnostní třídě.

1.2 Metodika práce

Na základě dostupných informací vytvořit přehled o technických parametrech současné produkce smykem řízených nakladačů. Porovnat získané údaje s technickými parametry nakladače Novotný B961. Vytvořit návrh na zlepšení technických parametrů tohoto nakladače.

2 Nakladače

Nakladače jsou stroje určené k těžení nebo rýpání materiálu. Hlavním pracovním zařízením nakladače je lopata, do které se, za působení vlastního dynamického účinku stroje a současného působení hydraulického ovládní lopaty, nabírá materiál. [2]

2.1 Rozdělení nakladačů

Dle druhu podvozku:

- a) kolové,
- b) pásové.

Dle druhu rámu:

- a) s pevným rámem,
- b) s děleným (kloubovým) rámem.

Dle řízení směru jízdy kolového nakladače:

- a) děleným kloubovým rámem,
- b) nápravou,
- c) koly,
- d) kombinací b) a c),
- e) rozdílným hydrostatickým náhonem stranových kol (smykové řízení). [1]

2.2 Technické, technologické a přepravní parametry nakladačů

Objem lopaty

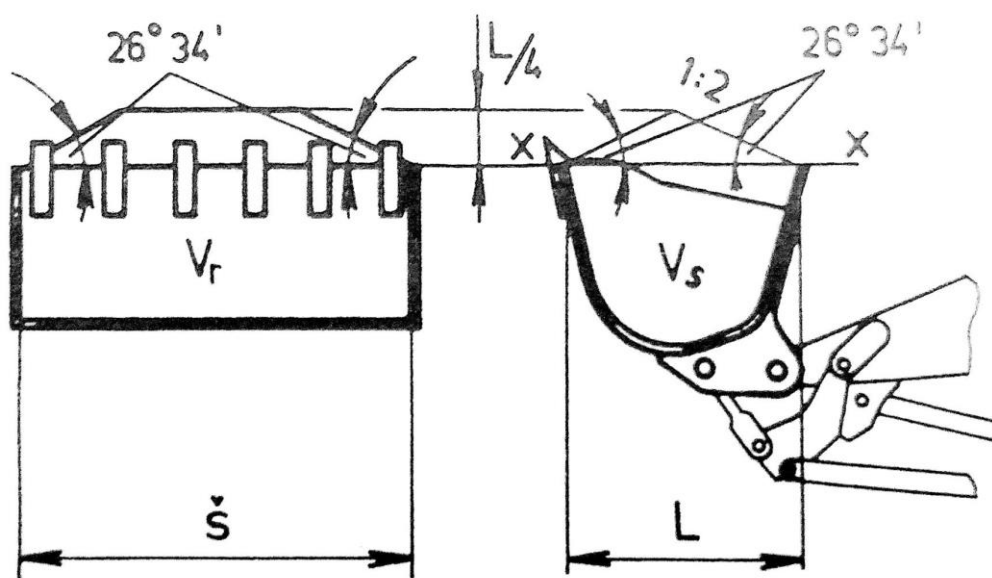
Hlavním pracovním zařízením nakladače je lopata. Parametrem je její velikost vyjádřená obsahem v m³. Tento obsah se uvádí dvojitým způsobem, viz obrázek 1. [9]

Geometrický objem V [m^3]

Je objem lopaty ohraničen vnitřní plochou lopaty a rovinou $x - x$, která je dána břitem a hranou zadního čela lopaty. [9]

Navršený objem V_r [m^3]

Je udáván jako jmenovitý objem lopaty. Jedná se o geometrický objem navýšen o navršení (přibližně +15 – 20%) Sklon navršení je dle normy 1:2. Navršený objem se objevuje ve výpočtu výkonnosti nakladače a je důležitý pro výpočet zdvihací síly a bodu překlopení. [9]



Obrázek 1 - Objem lopaty [9]

Maximální nosnost lopaty [t nebo kN]

Maximální nosnost lopaty je největší hmotnost zátěže působící v těžišti lopaty, při maximálním vyložení H a zachování podélné stability stroje. Udávaná v tunách nebo kilonewtonech. [1]

Provozní hmotnost nakladače [kg]

Provozní hmotnost nakladače je dána součtem konstrukční hmotnosti stroje, všech provozních náležitostí (provozní kapaliny, obsluha stroje) a všeho, co je nezbytné k provozu stroje. [1]

Výkon spalovacího motoru [kW]

Výkon motoru P [kW] reprezentuje výkon měřený při jmenovitých otáčkách n [$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$] [1]

Maximální nosnost [kg]

Maximální nosnost, také označována jako překlápěcí zatížení nebo bod překlopení, je maximální zatížení působící v těžišti jmenovitého objemu základní lopaty stroje, které při maximálním vyložení způsobí ztrátu stability stroje. [2]

Jmenovitá nosnost [kg]

Jmenovitá nosnost je dle normy 50% maximálního zatížení počítaného na rovině a pevné nosné ploše. [2]

Řezná síla [N]

Maximální síla na břitu lopaty, kterou je schopen nakladač vyvodit svým dynamickým účinkem. [2]

Trhací síla [N]

Maximální síla působící 100 mm od břitu lopaty vyvozená hydraulickým účinkem přímočarých hydromotorů. [2]

Zdvihací síla [N]

Maximální síla působící v těžišti jmenovitého objemu lopaty, která je vyvozena přímočarým hydromotorem zdvihu. [2]

Pracovní čas [s]

Čas potřebný k vykonání určité operace. [2]

Hloubka těžení [mm]

Vzdálenost mezi základní vztažnou rovinou (GRP) a spodní částí řezné hrany nástroje v nejnižší poloze, přičemž řezná hrana musí být ve vodorovné poloze s GRP (viz obrázek 2 rozměr C). [1]

Vysýpací výška [mm]

Vzdálenost mezi GRP a nejnižším bodem řezné hrany nástroje, přičemž závěsný čep lopaty je v maximální výšce a lopata je ve vysýpací poloze. (viz obrázek 2 rozměr B) [1]

Vysýpací úhel [°]

Maximální úhel, o který se pootočí plocha dna uvnitř lopaty při vysýpací poloze ve vysýpací výšce. (viz obrázek 2 úhel β) [1]

Maximální úhel přiklopení lopaty [°]

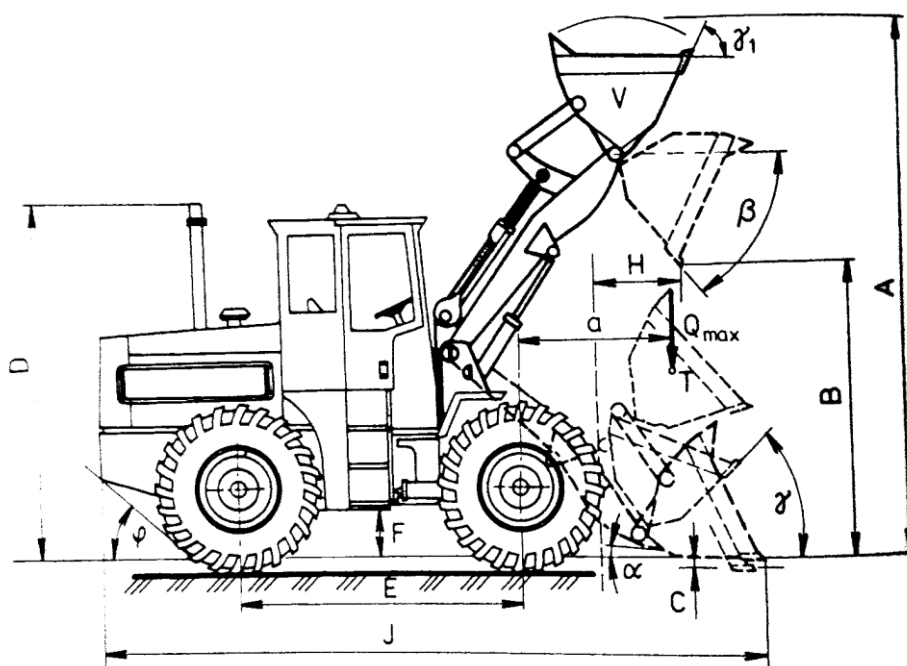
Maximální možný úhel mezi řeznou hranou nástroje a GRP při maximálním přiklopení lopaty (viz obrázek 2 úhel γ) [1]

Celková délka [mm]

Vzdálenost mezi nejzadnějším bodem stroje a nejpřednějším bodem na břitu lopaty, při vodorovné poloze lopaty položené na zemi (viz obrázek 2 rozměr J). [1]

Maximální výška [mm]

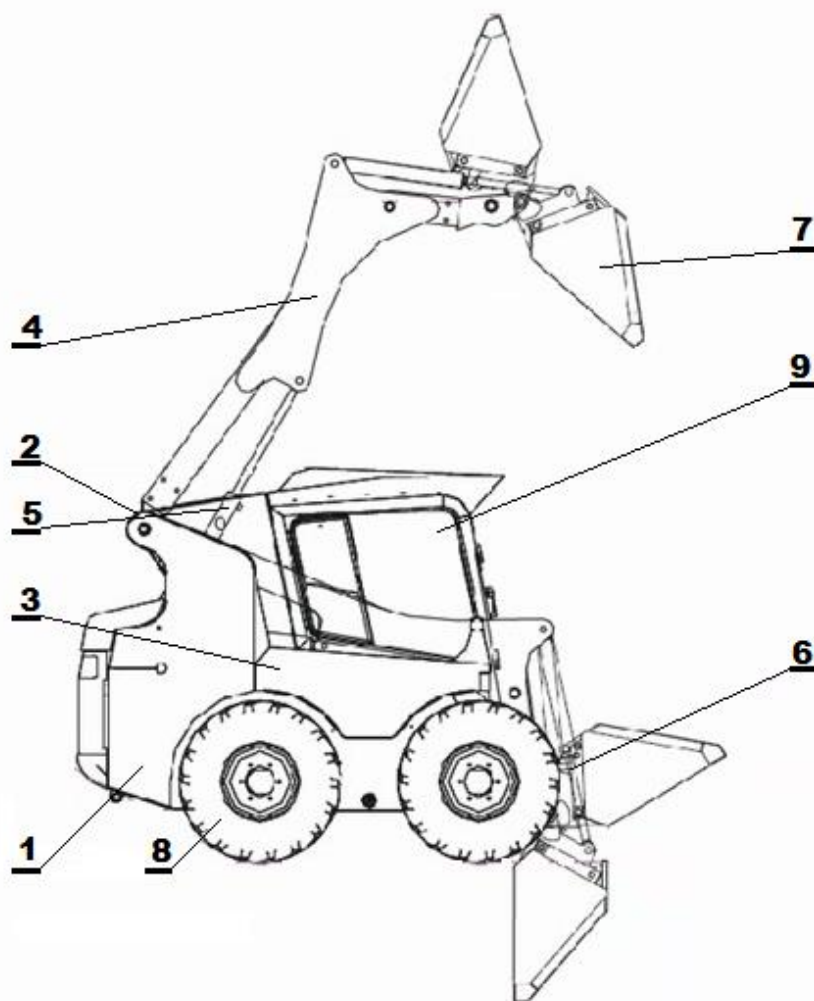
Vzdálenost nejvyššího bodu lopaty v nejvyšší poloze od GRP (viz obrázek 2 rozměr A). [1]



Obrázek 2 - Technologické a přepravní rozměry nakladače [1]

2.3 Konstrukce nakladačů

Základ stroje tvoří nosič, k němuž se prostřednictvím pracovního mechanismu připojují pracovní zařízení. K rychlé výměně pracovního zařízení je ve většině případů na výložník montován rychloupínač. [2]



Obrázek 3 - Konstrukce smykem řízeného nakladače Novotný B961

1 – rám stroje, 2 – kozlík, 3 – umístění spalovacího motoru, 4 – výložník, 5 – lineární hydromotory pro ovládání zdvihu výložníku, 6 – lineární hydromotory pro ovládání pracovního zařízení (lopaty), 7 – lopata, 8 – pneumatiky, 9 – kabina

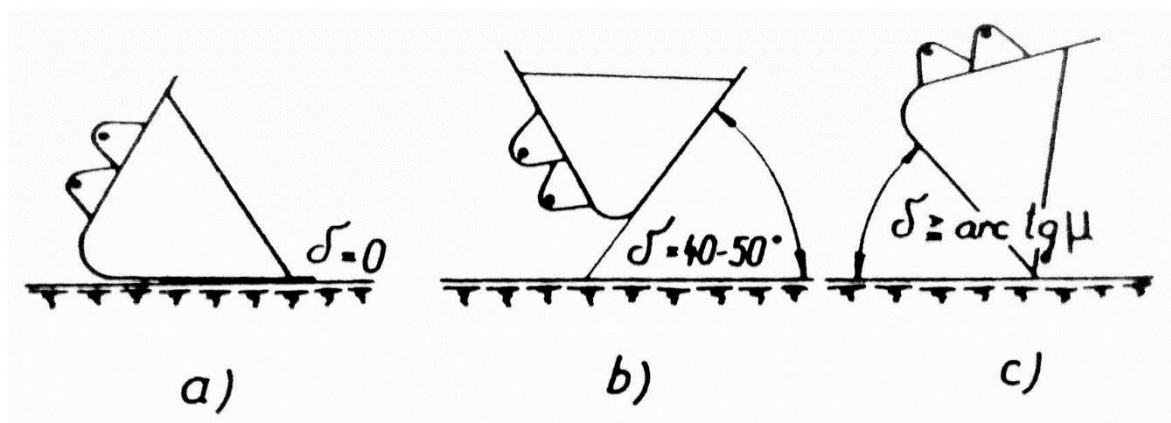
Nosič

Nosič, jak už název napovídá, je základní nosnou částí nakladače. Jedná se v podstatě o vozidlo traktorového typu na kolovém či pásovém podvozku. Jeho základními částmi jsou

rám, kabina, motor, ovládací a pojezdové ústrojí. Konstrukce nosiče podstatně ovlivňuje pracovní činnost stroje, jelikož hnací síla je podstatným parametrem při plnění lopaty. [10]

Pracovní mechanismus

Je nutné, aby při nabírání materiálu pracovní (nakládací) mechanismus umožňoval ustavení lopaty hřbetem na zem (obrázek 4-a) a následné postavení do polohy jejího maximálního naplnění (obrázek 4-b). Aby nedocházelo k vysypávání materiálu, měla by lopata setrvat v této poloze po celou dobu jejího zvedání. Úhel sklopení lopaty do vysypací polohy (obrázek 4-c) musí být větší než součinitel tření μ nabíraného materiálu o stěnu lopaty, aby bylo zabezpečeno úplné vysypání materiálu. [2]



Obrázek 4 - Polohy lopaty [2]

Jednotlivých poloh se dosahuje pomocí různých kinematických řešení nakládacího mechanismu. V současnosti nejpoužívanější systémy jsou uvedeny na obrázku 5 a popsány níže. [2]

- a) Jednoduchý systém, u kterého však zcela chybí mechanická vazba pohybu výložníku a lopaty. Aby tedy nedocházelo k vysypávání materiálu, musí obsluha při zvedání lopaty provádět korekci její polohy, případně musí být vyrovnávání řízeno automaticky. Přímé ovládání lopaty přímočarým hydromotorem nezajišťuje dostatečný úhel naklonění lopaty a při zvedání lopaty působí tlak hydraulické kapaliny na zmenšenou stranu pístu. Umístění hydromotoru není vhodné, jelikož zde dochází k velkému vyložení pístu. Proto může docházet k jeho znečištění a následnému poškození. Tento systém se však stále používá právě pro jeho

jednoduchost, která má pozitivní vliv na snížení nákladů na výrobu i údržbu mechanismu.

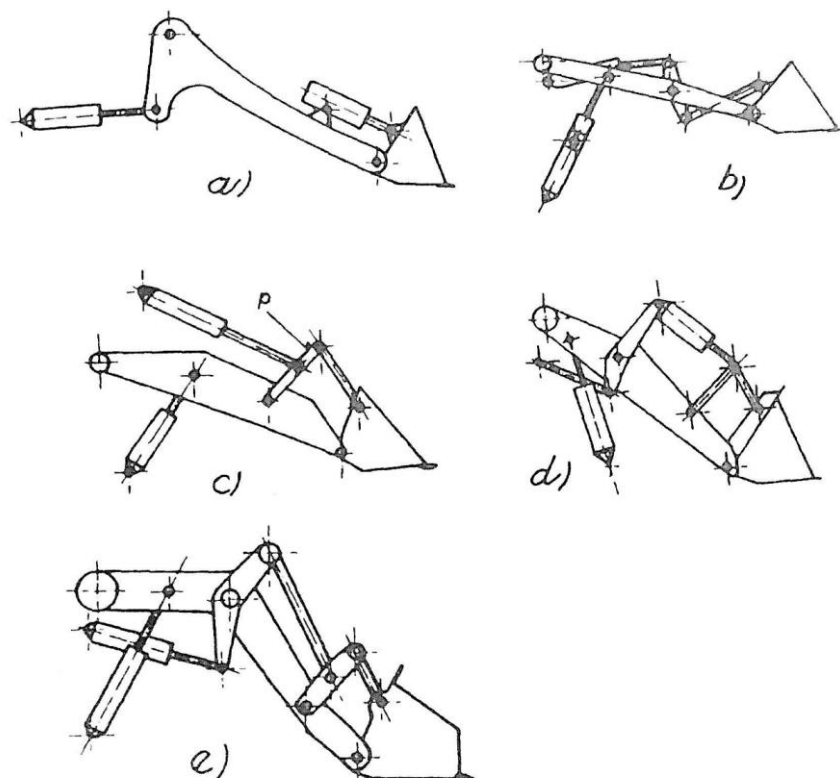
- b) U tohoto systému je přímočarý hydromotor pro ovládání lopaty situován blíže ke stroji a ovládá lopatu prostřednictvím mechanismu dvouramenné páky a táhla. Při naklápění lopaty tak působí tlak hydraulické kapaliny na plný průřez pístu.
- c) Tento systém umožňuje větší vysýpací úhel. Tlak hydraulické kapaliny působí na zmenšený průřez pístu. Síla na hydromotor je navíc zmenšena v poměru ramen páky.
- d) U tohoto systému není správně využito činných ploch hydromotoru pro ovládání lopaty. Dochází zde k poměrně značnému vyložení pístu. Může zde tedy dojít k poškození jako u systému a).
- e) Nejdokonalejší systém, u kterého se docílí nejlepších kinematických parametrů, při současném dobrém rozložení sil působících na jednotlivé části mechanismu.

Výložník

Výložník je základní částí pracovního mechanismu stroje a nese ostatní prvky systému. Je tvořen dvěma rameny, nejčastěji z plechů. Výložník musí být tuhé konstrukce. Tuhost v krutu zajišťuje dutý profil spojující obě ramena. [2]

Rychloupínací zařízení

Rychloupínací zařízení, neboli rychloupínač, slouží k rychlé a snadné výměně pracovního zařízení v pracovním prostředí. [1]

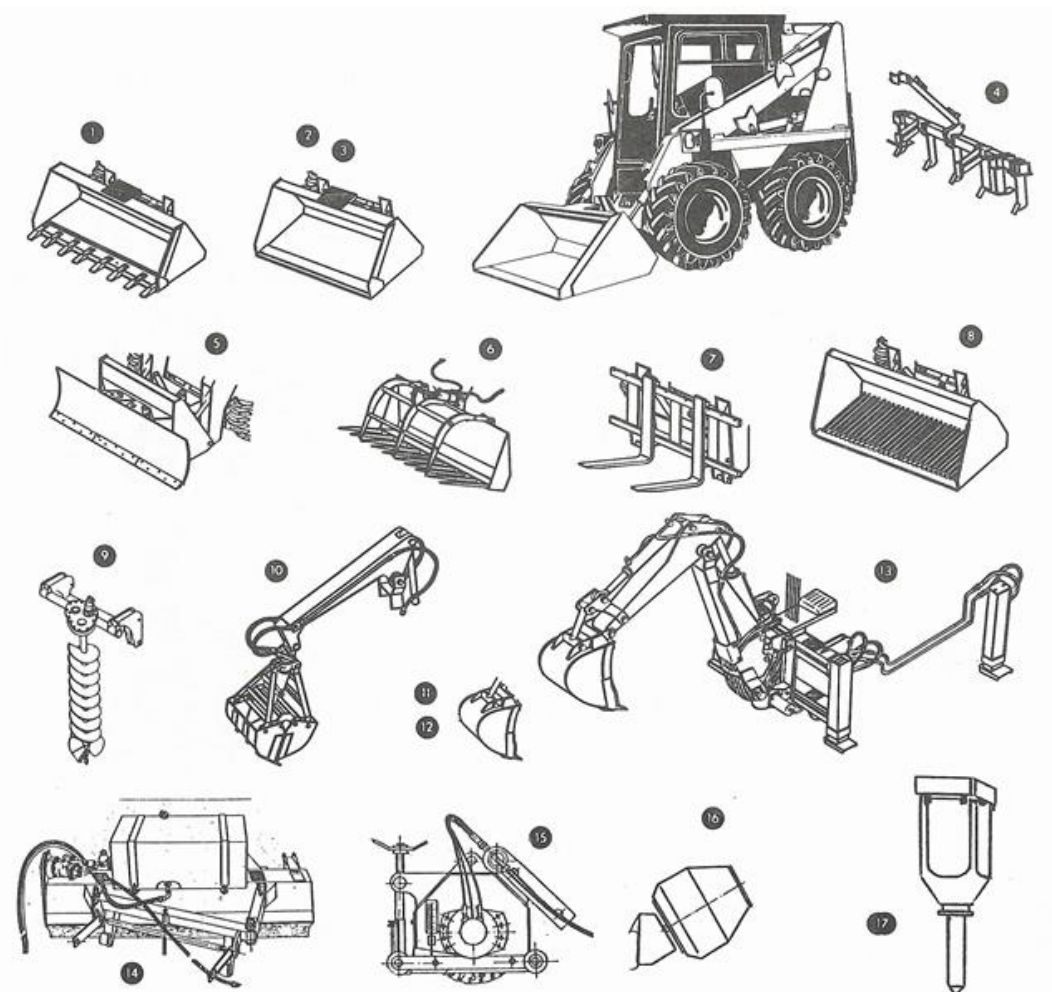


Obrázek 5 - Řešení nakládacího mechanismu [2]

Pracovní zařízení

Pracovní zařízení (nebo také příslušenství) nakladače, je funkční částí stroje. Základním pracovním příslušenstvím je lopata. Dle druhu použití je rozlišováno hned několik druhů lopat, mezi ně se řadí např. univerzální lopata, zubová lopata, čelist'ová lopata, roštová lopata, lopata s bočním vyklápěním a další. Kromě lopaty lze k nakladači připojit celá škála přídatných zařízení. Mezi další nejpoužívanější zařízení patří paletizační vidle, zemědělské vidle a vidle na balíky, čelist'ový drapák, zametací zařízení, dozerová radlice, sněhová fréza, fréza na asfalt, šnekový vrták, hydraulické kladivo, rozrývač, rýhovač a podkop. Některá příslušenství jsou zobrazena na obrázku 6. [1,2]

Plnění lopaty představuje nezanedbatelnou část doby pracovního cyklu nakladače. Při nabírání materiálu je tedy důležité, aby bylo dosaženo optimálních podmínek a minimálního času. Předpokladem je tedy správné dimenzování hydraulického systému nakladače, správná volba výkonu hnacího motoru a parametrů převodového ústrojí. Proto je důležité znát poměry mezi nabíraným materiálem a lopatou nakladače. [1,2]



Obrázek 6 - Pracovní zařízení smykem řízených nakladačů:

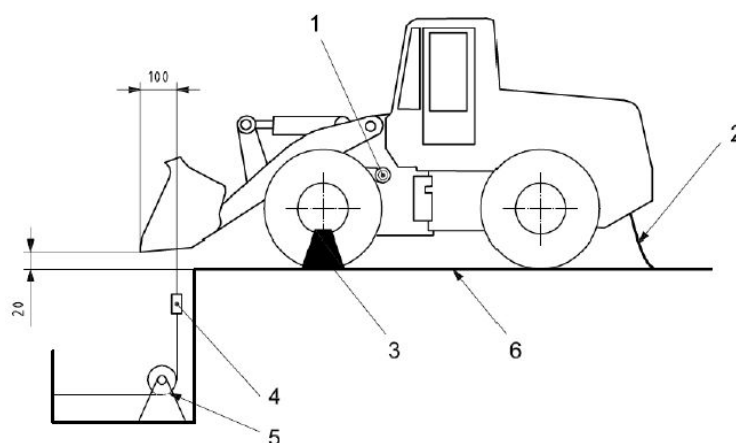
- 1 – zubová lopata, 2 – univerzální lopata, 3 – lopata na lehké hmoty, 4 – kypřič,
 5 – výkyvná radlice, 6 – vidle s přidržovačem, 7 – paletizační vidle, 8 – Roštová lopata,
 9 – šnekový vrták, 10 – nakládací drapák, 11 a 12 – drenážní lopata,
 13 – představný podkop, 14 – zametací zařízení, 15 – fréza na asfalt, 16 – míchačka na
 beton, 17 – hydraulické kladivo [12]

3 Ověřování technických parametrů nakladačů dle normy

V souladu s normou ČSN EN 474-3+A1:2009 musí být měření základních technických parametrů nakladače, tj. zdvihací, trhací síla a překlápěcí zatížení, prováděno dle norem ISO-14397-1 a ISO 14397-2. Před zkouškou musí motor a hydraulická soustava stroje dosahovat normálních pracovních teplot. Nakladač se ke zkoušce přistavuje čistý, běžně vybavený a s odpovídajícím pracovním nástrojem. K účelům zkoušky by měl mít výrobní podnik vlastní zkušebnu, vybavenou potřebným měřicím zařízením.

3.1 Trhací síla vyvolaná hydromotorem zdvihu

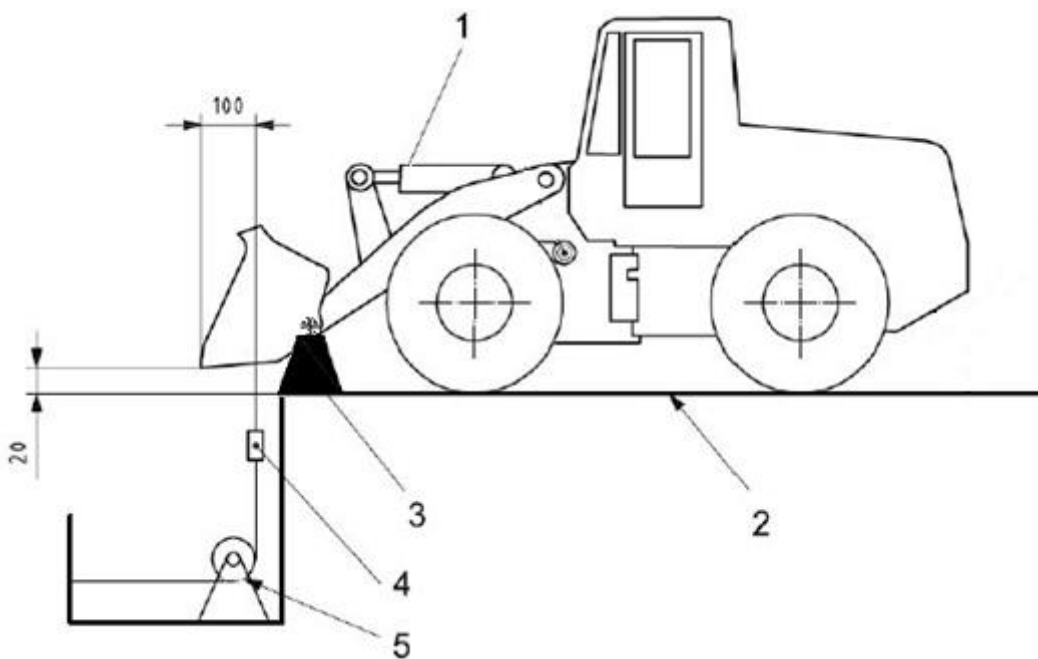
Dle normy ISO 14397-2 musí být nakladač po dobu měření trhací síly přímočarým hydromotorem naklonění lopaty umístěný na vybetonované rovné ploše. Pracovní nástroj, nejčastěji základní lopata pro daný stroj, musí být položen rovnoběžně 20 mm od základní vztahné roviny (dále GRP). Pro přesný výsledek zkoušky musí být podepřena přední náprava, aby bylo eliminováno pružení pneumatik. Siloměr spojuje řetěz s kotvicím zařízením, na druhé straně je připevněn hákem k pracovnímu nástroji vprostřed jeho šíře a 100 milimetrů od jeho břitu. Aby nedošlo k započtení hmotnosti kotvicích prvků, musí být siloměr před začátkem měření vynulován. Měření se provádí třikrát za sebou. [7]



Obrázek 7 - Měření trhací síly vyvolané přímočarým hydromotorem zdvihu:
1 - hydromotor zdvihu, 2 – bezpečnostní prvek (řetěz), 3 – podpěry, 4 – siloměr,
5 - kotvicí zařízení, 6 - GRP

3.2 Trhací síla vyvolaná hydromotorem naklopení lopaty

Dle normy ISO 14397-2 musí být nakladač po dobu měření trhací síly přímočarým hydromotorem naklopení lopaty umístěný na vybetonované rovné ploše. Pracovní nástroj, nejčastěji základní lopata pro daný stroj, musí být položen rovnoběžně 20 mm od GRP. Aby nedošlo během zkoušky k pohybu mechanismu naklápění, podepře se lopata pod otočným čepem. Siloměr je spojen řetězem s kotvícím zařízením a na druhé straně s pracovním nástrojem. Úchytný bod na pracovním nástroji je uprostřed šíře pracovního nástroje a 100 mm od řezné hrany nástroje směrem k nakladači. Aby v měření nebyla započítávána hmotnost závěsných prvků, musí se siloměr před zkouškou vynulovat. Měření se opakuje třikrát po sobě. [7]



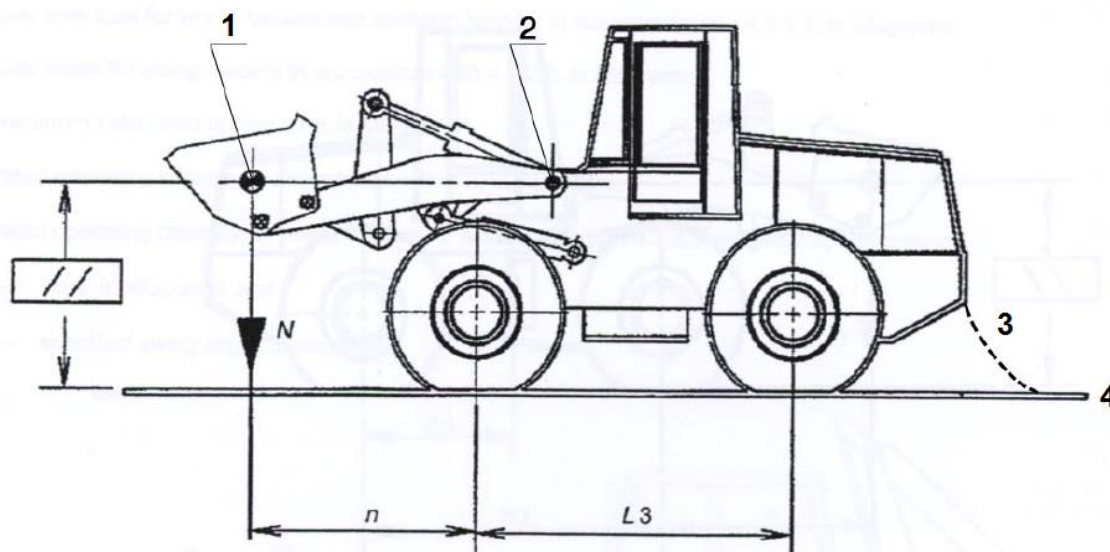
Obrázek 8 - Měření trhací síly vyvolané přímočarým hydromotorem naklopení lopaty:
1 – hydromotor, 2 – GRP, 3 – podpěry, 4 – siloměr, 5 – kotvící zařízení

3.3 Překlápěcí zatížení a jmenovitá nosnost

Dle normy ISO 14397-1 se vykonává měření překlápěcího zatížení při maximálním vyložení stroje. To odpovídá poloze, kdy je bod těžiště navršeného objemu lopaty ve stejné vzdálenosti od GRP, jako osa otočného čepu ramena výložníku. Siloměr je připevněn z bodu

těžiště navršeného objemu lopaty svise k GRP. Během měření se vyvodí hydromotory zdvihu taková maximální překlápěcí síla, dokud na zadní nápravě nedojde k odtržení pneumatik od země. Aby nemohlo dojít k překlopení stroje, musí být stroj řádně přikotven k GRP. Měření se provádí třikrát po sobě. [6]

Ve smyslu normy ČSN EN 474-3+A1:2009 je z bezpečnostních důvodů jmenovitá nosnost stroje udávána jako 50% překlápěcího zatížení. [5]



Obrázek 9 - Měření překlápěcího zatížení: 1 – těžiště navršeného objemu lopaty, 2 – bod otáčení výložníku, 3 – bezpečnostní prvek, 4 - GRP

3.4 Zdvihací síla

Zdvihací síla se měří jako maximální možná zátěž, kterou je nakladač schopný zdvihnout do maximální výšky. Měření se provádí při naplnění lopaty kovovými bloky, jejichž těžiště prochází těžištěm nákladu navršeného objemu lopaty.

Alternativní metodou je použití reakční síly ekvivalentní tomuto nákladu. Ta je vyvolána dynamometrem připojeným v bodě těžiště nákladu navršeného objemu lopaty lanem. [7]

4 Nakladač Novotný B961

V této kapitole bude představen nakladač Novotný B961. Podkapitola 4.1 se bude zabývat konstrukčním řešením tohoto nakladače. Podkapitoly 4.2 a 4.3 se zabývají technickými parametry tohoto stroje. V první zmíněné jsou vypsány parametry dle reklamního katalogu. V druhé jsou pak počítány skutečné technické parametry současného stavu.

4.1 Konstrukce

Nakladač Novotný B961 je kompaktní smykem řízený nakladač vyráběný společností Strojírna Novotný s.r.o.

Nosič

Nosič je na kolovém podvozku. Přenos kroutícího momentu ze spalovacího motoru na kola je zabezpečen tandemovým hydrogenerátorem připojeným spojkou ke spalovacímu motoru Cummins B3.3T o výkonu 57 kW. Ten vytváří tlakovou kapalinu pro dvojici pomaloběžných hydromotorů, z nichž každý pohání jednu boční převodovku stroje. Zde je přenášén hnací moment řetězem na poloosy příslušného předního a zadního kola. [11]

Pracovní mechanismus

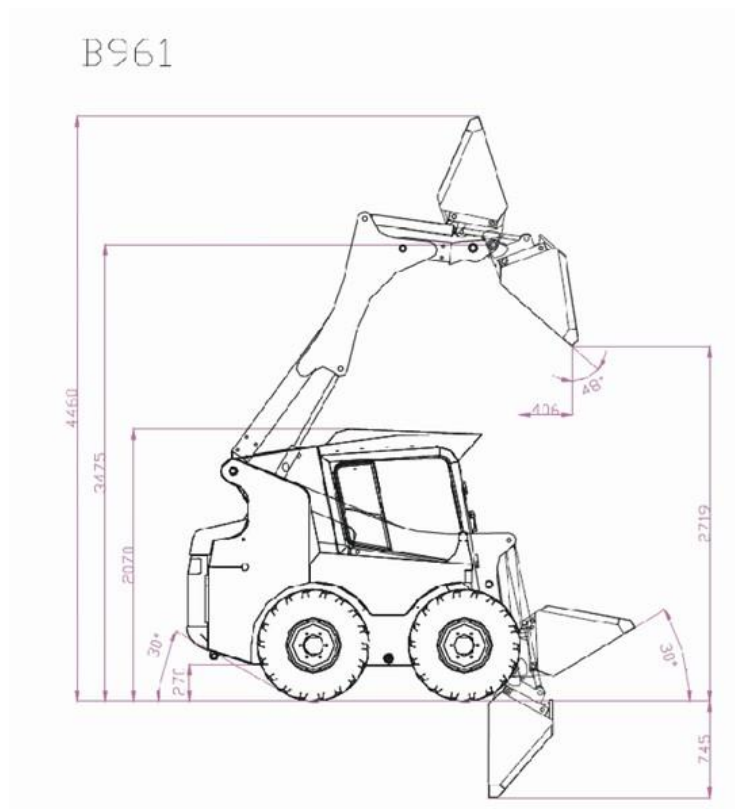
Pohyb pracovního mechanismu zajišťuje zubový hydrogenerátor a dvě dvojice přímočarých hydromotorů. Jedna dvojice zdvihá rameno výložníku, druhá naklápí rychloupínací zařízení. Na výložníku jsou vyvedeny hadice s rychlospojkami pro připojení pracovního zařízení, které vyžaduje vlastní hydrostatické ovládání (např. podkop). [11]

Ovládání

Ovládání zajišťuje ovládací hydraulický okruh. Zdrojem tlakového oleje pro tento okruh je zabudovaný doplňovací hydrogenerátor v hydrogenerátoru pojezdu. Obsluha stroj ovládá z kabiny pomocí křížových ovladačů. Prvky hydraulické soustavy jsou dodávány od výrobce Bosch Rexroth. [11]

Technologické a přepravní parametry

Technologické a přepravní parametry nakladače Novotný B961 jsou znázorněny na obrázku 10.



Obrázek 10 - Technologické a přepravní parametry nakladače Novotný B961 [11]



Obrázek 11 - Nakladač Novotný B961 [11]

4.2 Katalogové technické parametry

V následující tabulce 1 jsou vypsány katalogové technické parametry současného provedení tohoto stroje.

Tabulka 1 - Technické parametry nakladače Novotný B961[11]

Veličina	Jednotka	Katalogová hodnota
Provozní hmotnost	[kg]	3580
Jmenovitá nosnost	[kg]	1200
Max. vysýpací výška	[mm]	2719
Navršený objem lopaty	[m ³]	0,6
Max. hnací síla	[kN]	32
Zdvihací síla	[kN]	24,3
Trhací síla	[kN]	20
Stoupavost	[%]	36
Max. rychlost pojezdu	[km·h ⁻¹]	12,5
Výkon motoru	[kW]	57

4.3 Výpočet parametrů současného stavu konstrukce

K výpočtu současných parametrů, uvedených v kapitole 3, je třeba znát síly od přímočarých hydromotorů zdvihu ramena výložníku a naklonění lopaty a těžiště jmenovitého objemu lopaty. Všechny silové účinky je třeba určit v souřadném systému jehož počátek leží v bodě *A* v případě výpočtu trhací síly od hydromotoru zdvihu ramena výložníku, zdvihací síly a bodu překlopení, respektive v bodě *B* v případě výpočtu trhací síly od hydromotoru naklonění lopaty.

Dalším předpokladem pro následující výpočty je souměrnost pracovního mechanismu k rovině, která prochází středem stroje zřepředu dozadu. Proto lze silové účinky řešit jako rovinnou úlohu.

4.3.1 Síly od hydromotorů

V hydrostatickém pracovním okruhu stroje jsou umístěny dvě dvojce přímočarých hydromotorů, které, při tlaku 18 MPa, ovládají pracovní mechanismus. První dvojce zdvihá rameno výložníku. Druhá dvojce ovládá naklápění lopaty. K výpočtu zdvihací síly, trhací síly překlápěcího zatížení je třeba znát výsuvnou sílu přímočarého hydromotoru zdvihu F_{HMP1} zasouvací sílu přímočarého hydromotoru naklápění lopaty F_{HMP2} .

Výsuvná síla od přímočarého hydromotoru zdvihu se určí ze vztahu (1) [4]

$$F_{HMP1} = p \pi R^2 \quad (1)$$

kde P je hydrostatický tlak v pracovním okruhu stroje a R poloměr pístu.

Pro hydromotor zdvihu ramena výložníku při tlaku 18 MPa a poloměru pístu $R = 35 \text{ mm}$ platí:

$$F_{HMP1} = 18 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,035^2$$

$$F_{HMP1} = 69272,12 \text{ N}$$

Zasouvací síla je menší, jelikož hydrostatický tlak působí na plochu pístu, zmenšenou o plochu pístní tyče o poloměru r , viz vzorec (2) [4]

$$F_{HMP2} = p(\pi R^2 - \pi r^2) \quad (2)$$

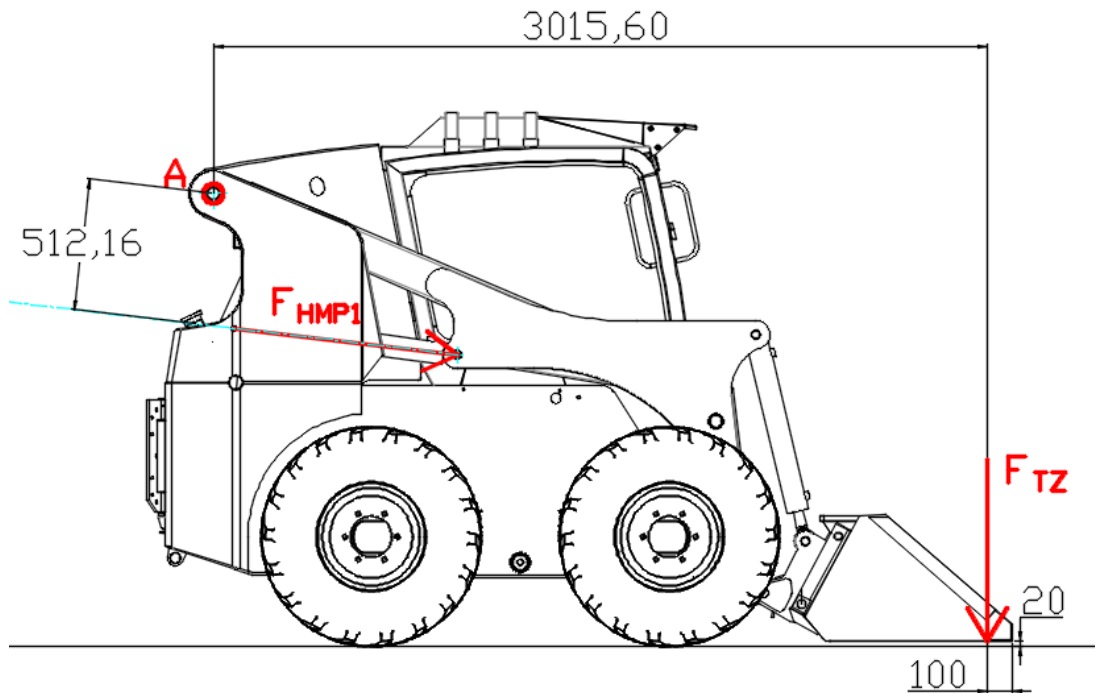
Pro hydromotor naklopení lopaty při tlaku 18 MPa, poloměru pístu $R = 35 \text{ mm}$ a poloměru pístní tyče $r = 17,5 \text{ mm}$ platí:

$$F_{HMP2} = 18 \cdot 10^6 (\pi 0,035^2 - \pi 0,0175^2)$$

$$F_{HMP2} = 51954,09 \text{ N}$$

4.3.2 Trhací síla vyvozená hydromotory zdvihu ramene výložníku

Trhací síla vyvozená od přímočarého hydromotoru zdvihu ramene výložník se určí z momentové rovnice (3). Momenty jednotlivých silových účinků jsou vztaženy k bodu A, který leží v bodě otáčení ramena výložníku, tedy v ose čepu spojovacího rameno výložníku s kozlíkem stroje. Na obrázku 12 jsou zakresleny silové účinky. Trhací síla F_{TZ} působí 100 mm od břitu nástroje. Nositelka síly od přímočarého hydromotoru F_{HMP1} leží v kolmé vzdálenosti a od bodu otáčení A. Rozměry na obrázku jsou uvedeny v milimetrech.



Obrázek 12 - Trhací síla vyvozená hydromotory zdvihu ramene výložníku

Platí tedy momentová rovnice:

$$M_A : 2 \cdot F_{HMP1} \cdot a - F_{TZ} \cdot x_{F_{TZ}} = 0 \quad (3)$$

Po úpravě:

$$F_{TZ} = \frac{2 \cdot F_{HMP1} \cdot a}{x_{F_{TZ}}}$$

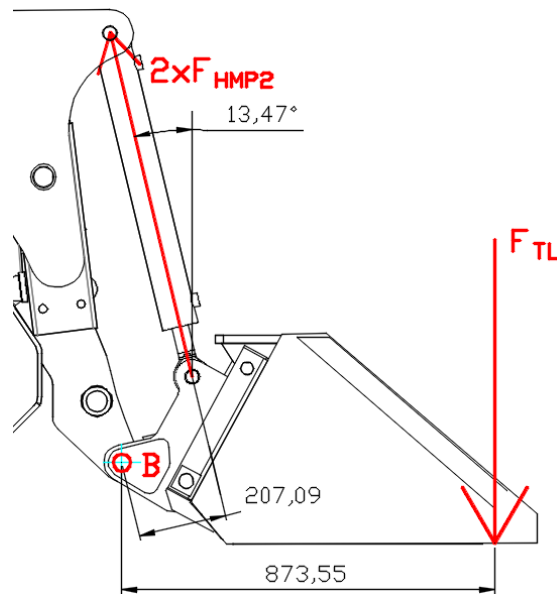
$$F_{TZ} = \frac{2 \cdot 6927212 \cdot 0,51216}{3,0156}$$

$$F_{TZ} = 23529,92N$$

4.3.3 Trhací síla vyvozená hydromotory naklonění lopaty

I zde platí momentová rovnice rovnováhy. Tentokrát je trhací síla počítána rovnicí (4). Momenty jednotlivých silových účinků jsou vztaženy k bodu B, který leží v ose čepu

spojujícího rameno výložníku s rychloupínačem. Na obrázku 13 jsou zakresleny silové účinky. Trhací síla F_{TL} působí 100 mm od břitu nástroje. Rozměry jsou uvedeny v mm.



Obrázek 13 - Trhací síla vyvozená hydromotory naklopení lopaty

Momentová rovnice pro výpočet trhací síly od hydromotoru naklopení lopaty:

$$M_B : 2 \cdot F_{HMP2} \cdot b - F_{TL} \cdot x_{F_{TL}} = 0 \quad (4)$$

Po úpravě:

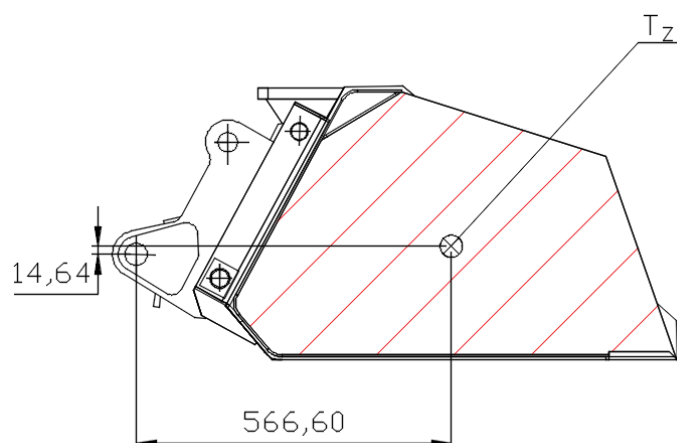
$$F_{TL} = \frac{2 \cdot F_{HMP2} \cdot b}{x_{F_{TL}}}$$

$$F_{TL} = \frac{2 \cdot 5195409 \cdot 0,20709}{0,87355}$$

$$F_{TL} = 2463322 N$$

4.3.4 Těžiště jmenovitého objemu lopaty

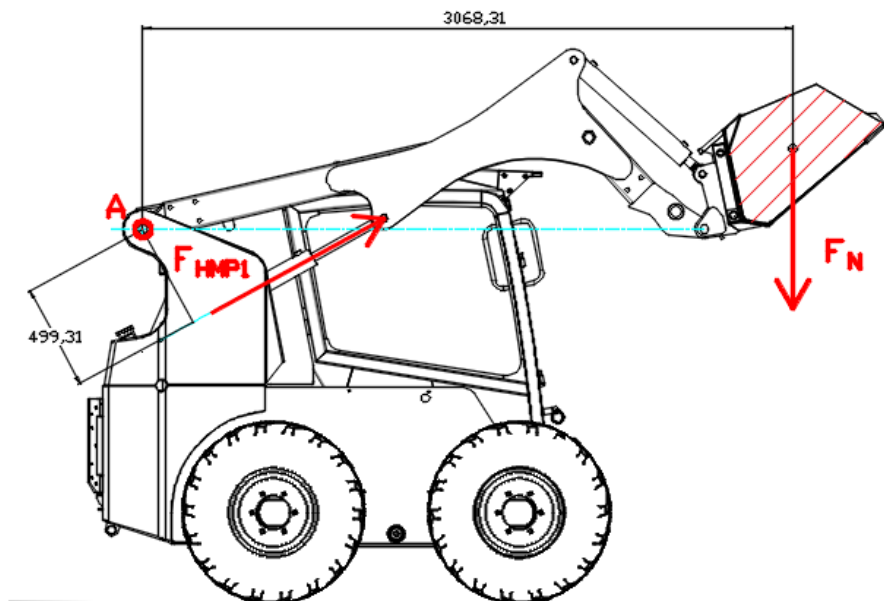
Pro výpočet překlápěcího zatížení a zdvihací síly je nutné vyšetřit polohu těžiště nákladu, který tvoří plný jmenovitý objem lopaty. Na obrázku 14 je znázorněn průřez jmenovitým objemem, který byl určen dle ISO 7546:1983, a poloha jeho těžiště. Těžiště bylo stanoveno pomocí 2D CAD editoru AutoCAD 2016. Jeho poloha je určena vzhledem k ose čepu otáčení lopaty. Rozměry jsou v milimetrech.



Obrázek 14 - Poloha těžiště navršeného objemu lopaty

4.3.5 Překlápěcí zatížení a jmenovitá nosnost

Jmenovitá nosnost je 50% překlápěcího zatížení F_N , které působí v těžišti navršeného objemu lopaty při maximálním možném vyložení, tj. když se nachází čep výložníku a čep otočení lopaty ve stejné výšce nad základní rovinou. I v tomto případě musí platit rovnice rovnováhy (5). Na rameno výložníku působí síla od hydromotoru zdvihu F_{HMP1} a zatížení vyvozené hmotností navršeného objemu lopaty, jehož normála prochází těžištěm tohoto objemu. Na obrázku 15 jsou vyznačený jednotlivé silové účinky a vzdálenost jejich nositelek od bodu A, ke kterému se sestaví momentová rovnice. Rozměry jsou v milimetrech. [6]



Obrázek 15 - Překlápěcí zatížení

Momentová rovnice pro výpočet překlápěcího zatížení:

$$M_A : 2 \cdot F_{HMP1} \cdot c - F_N \cdot x_{F_N} = 0 \quad (5)$$

Po úpravě:

$$F_N = \frac{2 \cdot F_{HMP1} \cdot c}{x_{F_N}}$$

$$F_N = \frac{2 \cdot 6927212 \cdot 0,49931}{3,06831}$$

$$F_N = 2254548N$$

Výpočet jmenovité nosnosti:

$$m_j = 0,5 \cdot \frac{F_N}{g} = \frac{F_N}{2g}$$

$$m_j = \frac{22545,48}{2 \cdot 9,81}$$

$$m_j = 1149,1 \text{ kg}$$

4.4 Zdvihací síla

Zdvihací síla působí v těžišti nákladu navršeného objemu lopaty. Je vyvozena přímočarým hydromotorem zdvihu a její velikost se stanoví z momentové rovnice (6) pro horní polohu a (7) pro spodní polohu. Momenty jsou počítány k bodu otáčení ramena výložníku. Potřebné vzdálenosti k určení zdvihací síly v maximální horní poloze ramena výložníku F_{ZH} a v dolní poloze F_{ZD} , jsou patrné z obrázku 16. Rozměry jsou v milimetrech.

Momentová rovnice pro výpočet zdvihací síly v horní poloze:

$$M_A : 2 \cdot F_{HMP1} \cdot d - F_{ZH} \cdot x_{F_{ZH}} = 0 \quad (6)$$

Po úpravě:

$$F_{ZH} = \frac{2 \cdot F_{HMP1} \cdot d}{x_{F_{ZH}}}$$

$$F_{ZH} = \frac{2 \cdot 69272,12 \cdot 0,329}{2,51077}$$

$$F_{ZH} = 18154,21 \text{ N}$$

Momentová rovnice pro výpočet zdvihací síly ve spodní poloze:

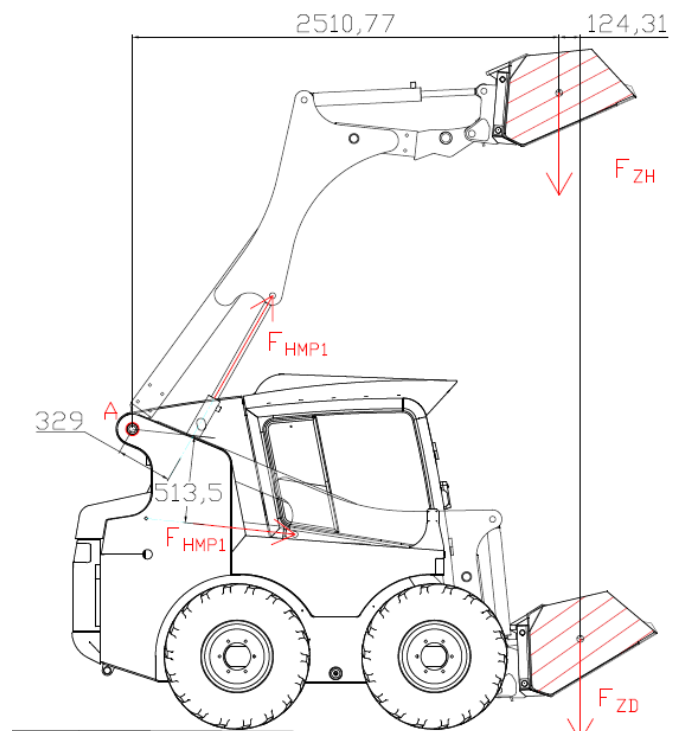
$$M_A : 2 \cdot F_{HMP1} \cdot e - F_{ZD} \cdot x_{F_{ZD}} = 0 \quad (7)$$

Po úpravě:

$$F_{ZD} = \frac{2 \cdot F_{HMP1} \cdot e}{x_{F_{ZD}}}$$

$$F_{ZD} = \frac{2 \cdot 6927212 \cdot 0,5135}{0,263508}$$

$$F_{ZD} = 26998222N$$



Obrázek 16 - Výpočet zdvihací síly v horní a dolní poloze ramene výložníku

5 Analýza konkurenčních strojů

Tato kapitola se zabývá analýzou současné nabídky předních výrobců smykem řízených nakladačů působících na českém trhu.

V podkapitole 5.1 jsou představeni jednotliví konkurenční výrobci, kteří v současné době působí na českém trhu. U každého výrobce jsou uvedeny stroje, které jmenovaný výrobce nabízí v nejbližších výkonnostních kategoriích k nakladači Novotný B961. V podkapitole 5.2 je porovnání průměrných hodnot technických parametrů se současnými technickými parametry nakladače Novotný B961.

Cílem této analýzy je získat přehled o konkurenci a porovnat současné technické parametry nakladače Novotný B961 s technickými parametry strojů konkurenčních výrobců. Pro toto srovnání je stanoveno rozpětí jmenovitého výkonu spalovacího motoru stroje 54,9 – 64,9 kW.

5.1 Představení konkurenčních výrobců

5.1.1 WAY INDUSTRIES

Slovenský výrobce působící na evropských, asijských a afrických trzích. Mimo smykem řízených nakladačů, které společnost začala vyrábět v roce 1981, se zabývá výrobou techniky pro armádu a pořádkové složky. V současné době nabízí WAY INDUSTRIES čtyři modely nakladače LOCUST. Vhodným konkurentem k nakladači B961 je model L1203 (viz obrázek 17). [13]

Tabulka 2 - Technické parametry smykem řízených nakladačů LOCUST [13]

Výrobce	Typ	Výkon motoru [kW]	Pracovní tlak [Pa·10 ⁶]	Trhací síla [N·10 ³]	Zdvihací síla [N·10 ³]	Bod přetížení [kg]	Nosnost [kg]
WAY	L753	36,5	18	25	19	1500	750
	L903	50,6	18	28	19,5	1920	960
	L1203	61,7	18	30	28	2400	1200
	L1203 TELSPEED	61,7	18	26	26	2400	1200



Obrázek 17 - Smykem řízený nakladač LOCUST 1203 [13]

5.1.2 BOBCAT

Americký výrobce, který je světovým leaderem ve výrobě smykem řízených nakladačů. Mezi hlavní produkty patří smykem řízené nakladače, kolové a pásové nakladače, kompaktní rypadla a teleskopické manipulátory. Výrobou kompaktních nakladačů se zabývá od roku 1958. V současné nabídce je dvanáct modelů smykem řízených nakladačů. Dle jmenovitého výkonu spalovacího motoru lze řadit mezi konkurenty nakladače Novotný B961 modely S630 (viz obrázek 18) a S650. [14,15]

Tabulka 3 - Technické parametry smykem řízených nakladačů Bobcat [15]

Výrobce	Typ	Výkon motoru [kW]	Pracovní tlak [Pa·10 ⁶]	Trhací síla [N·10 ³]	Zdvihací síla [N·10 ³]	Bod přetížení [kg]	Nosnost [kg]
BOBCAT	S450	36,4	22	12,4	12,3	1215	608
	S510	36,4	24	24,3	17,2	1619	810
	S530	36,4	24	24,3	17,5	1737	869
	S550	45,5	24	24,3	17,8	1793	896
	S570	45,5	24	24,3	19,3	1885	942
	S590	49,2	24	24,3	19,9	1935	967
	S630	56	24	30	20,7	2079	1040
	S650	56	24	31	24,4	2507	1253
	S770	68,7	24	31	30	3137	1569
	S850	68,7	24	43,1	33,5	3700	1850



Obrázek 18 - Smykem řízený nakladač Bobcat S630 [15]

5.1.3 NEW HOLLAND

Značka spjata zejména s výrobou zemědělské techniky. Hlavními produkty jsou traktory, sklízecí mlátičky, sklízecí řezačky lisy a teleskopické manipulátory. Značka se však prosazuje i na trhu se stavebními stroji a komunální technikou. V tomto sektoru nabízí vedle smykem řízených nakladačů také rýpadla, rýpadlo – nakladače, kolové nakladače grejdry, dozery a jiné. V tabulce 4 je současná nabídka smykem řízených nakladačů. Jak je z této tabulky patrné, v současné době společnost New Holland nenabízí smykem řízený nakladač v daném výkonovém rozpětí. [18]

Tabulka 4 - Technické parametry smykem řízených nakladačů New Holland [18]

Výrobce	Typ	Výkon motoru [kW]	Pracovní tlak [Pa·10 ⁶]	Trhací síla [N·10 ³]	Zdvihací síla [N·10 ³]	Bod přetížení [kg]	Nosnost [kg]
NEW	L213	36,5	21	19	-	1179	590
HOLLAND	L216	44,7	21	23,4	-	1455	725
	L218	44,7	21	24,7	-	1633	818
	L220	50	21	32,5	-	1814	905
	L230	67,1	21	38,3	-	2722	1360

5.1.4 CATERPILLAR

Americká společnost Caterpillar Inc. je předním světovým výrobcem stavební techniky. Mezi její hlavní produkty patří rýpadla na pásovém i kolovém podvozku, nakladače, rýpadlo-nakladače, dampry, skrejpry, grejdry, trubkokladače, dozery a mnoho dalších. V tabulce X je uveden přehled nabízených smykem řízených nakladačů. Mezi konkurenty B961 se může řadit hned několik strojů a to 236D, 243D, 246D a 262D (viz obrázek 19). [16,17]

Tabulka X - Technické parametry smykem řízených nakladačů Caterpillar [16]

Výrobce	Typ	Výkon motoru [kW]	Pracovní tlak [Pa·10 ⁶]	Trhací síla [N·10 ³]	Zdvihací síla [N·10 ³]	Bod přetížení [kg]	Nosnost [kg]
CATERPILLAR	216B3	35	-	-	-	1270	635
	226D	49,6	23	17,7	14,9	1407	703
	232D	49,1	23	17,7	17	1679	839
	236D	55,1	23	22,6	20,5	1633	818
	242D	55,1	23	22,4	20,8	1950	975
	246D	54,9	23	32,7	26,7	1950	975
	262D	54,9	23	32,7	24,6	2449	1225
	272D2	71	23	33,1	27	3084	1542



Obrázek 19 - Smykem řízený nakladač Caterpillar 262D [16]

5.1.5 JCB

Britský výrobce JCB je znám zejména díky svým rypadlo-nakladačům a traktoru Fastrac. V jeho nabídce ovšem také nechybí smykem řízené nakladače, kolová a pásová rypadla, pásové nakladače, dumpery, manipulační technika a mnoho dalších. Založení společnosti se datuje do roku 1945. V současnosti společnost zaměstnává přes 12 000 lidí a působí ve 150 zemích světa. Konkurenčními stroji k nakladači Novotný B961 jsou JCB 225 – 330 z tabulky 5. Na obrázku 20 je nakladač JCB 260. [19]

Tabulka 5 - Technické parametry smykem řízených nakladačů JCB [19]

Výrobce	Typ	Výkon motoru [kW]	Pracovní tlak [Pa·10 ⁶]	Trhací síla [N·10 ³]	Zdvihací síla [N·10 ³]	Bod přetížení [kg]	Nosnost [kg]
JCB	135	36	23	18,2	14,1	1356	612
	155	42	23	18,2	17,3	1406	703
	175	42	23	21,4	15,4	1587	794
	190	46,2	23	21,4	15,4	1723	862
	205	46,2	23	21,4	15,4	1859	930
	225	55,2	23	25,6	26,2	2226	1021
	260	55,2	23	32,6	26,2	2471	1179
	280	55,2	23	32,6	26,2	2543	1270
	300	55,2	23	32,6	25,9	2732	1361
	330	55,2	23	32,6	25,9	2989	1495



Obrázek 20 - Smykem řízený nakladač JCB 260 [19]

5.1.6 VOLVO

Posledním vybraným konkurentem je švédská společnost Volvo, přesněji její divize Volvo Construction Equipment. Založena byla v roce 1927 a nyní působí ve 125 zemích světa. Volvo CE je známo zejména díky jejich produkci v kategorii rypadel, kolových i pásových, a kloubových dumperů. Nabízí ovšem také smykem řízené nakladače, pásové a kolové nakladače, finišery, zhutňovací válce a trubkokladače. Zvoleným konkurentem k nakladači Novotný B961 je nakladač Volvo MC115C (viz obrázek 21). [20]

Tabulka 6 - Technické parametry smykem řízených nakladačů Volvo [20]

Výrobce	Typ	Výkon motoru [kW]	Pracovní tlak [Pa·10 ⁶]	Trhací síla [N·10 ³]	Zdvihací síla [N·10 ³]	Bod přetížení [kg]	Nosnost [kg]
VOLVO	MC60C	35,7	23	17,9	14,1	1356	612
	MC70C	44,7	23	17,9	17,4	1406	703
	MC95C	46	23	21,0	15,4	1724	862
	MC115C	55	23	25,4	26,2	2471	1179



Obrázek 21 - Smykem řízený nakladač Volvo MC115C

5.2 Porovnání parametrů s nejbližší konkurencí

V následující tabulce 7 jsou uvedeny technické parametry nakladačů s výkonem motoru v rozmezí od 54,9 kW do 64,9 kW. Z hodnot konkurenčních strojů v této tabulce jsou vypočítány průměrné hodnoty a ty jsou uvedeny spolu s hodnotami nakladače Novotný B961 v tabulce 8. V této tabulce je také vyjádřen procentuální rozdíl těchto hodnot.

Tabulka 7 - Technické parametry smykem řízených nakladačů o jmenovitém výkonu spalovacího motoru 54,9 – 64,9 kW

Výrobce	Typ	Výkon motoru [kW]	Pracovní tlak [Pa·10 ⁶]	Trhací síla [N·10 ³]	Zdvihací síla [N·10 ³]	Bod přetížení [kg]	Nosnost [kg]
NOVOTNÝ	B961	57	18	24,16	24,30	2298	1149
WAY	L1203	61,7	18	30,00	28,00	2400	1200
	L1203	61,7	18	26,00	26,00	2400	1200
WAY	TELSPEED						
BOBCAT	S630	56,0	24	30,00	20,70	2079	1040
BOBCAT	S650	56,0	24	31,00	24,40	2507	1253
CATERPILLAR	236D	55,1	23	22,60	20,50	1633	818
CATERPILLAR	242D	55,1	23	22,40	20,80	1950	975
CATERPILLAR	246D	54,9	23	32,70	26,70	1950	975
CATERPILLAR	262D	54,9	23	32,70	24,60	2449	1225
JCB	225	55,2	23	25,60	26,20	2226	1021
JCB	260	55,2	23	32,60	26,20	2471	1179
JCB	280	55,2	23	32,60	26,20	2543	1270
JCB	300	55,2	23	32,60	25,90	2732	1361
JCB	330	55,2	23	32,60	25,90	2989	1495
VOLVO	MC115C	55,0	23	25,40	26,20	2471	1179

Tabulka 8 - Porovnání technických parametrů nakladače Novotný B961 s průměrnými hodnotami konkurence

Veličina	Novotný B961	Průměr konkurence	Rozdíl
Trhací síla [N·10 ³]	24,63	29,20	-19 %
Zdvihací síla [N·10 ³]	24,3	24,88	-2 %
Bod přetížení [kg]	2298	2342,86	-2 %
Jmenovitá nosnost [kg]	1149	1156,50	-1 %

5.3 Závěr kapitoly

Z porovnání technických parametrů nakladače Novotný B961 s průměrnými hodnotami konkurenčních strojů, bylo v kapitole 5.2 zjištěno, že většina technických parametrů nakladače B961 je mírně pod průměrnými hodnotami konkurenčních nakladačů v dané výkonnostní třídě. Konkrétně zdvihací síla a bod přetížení jsou nižší o 2 %. Jmenovitá nosnost je nižší o 1 %. Největší rozdíl je však zaznamenán u trhací síly, jejíž hodnota je o 19 % nižší než průměrná hodnota u konkurence. Jelikož je trhací síla důležitým

technickým parametrem, může mít její nízká hodnota vliv na rozhodnutí zákazníka při koupi nového stroje. Je tedy potřebné navrhnout řešení, které by zvýšilo trhací sílu o daných 19 %.

6 Návrh navýšení trhací síly

6.1 Úvod kapitoly

Z kapitoly 5.3 je zřejmé zadání úkolu. Tím je navýšit hodnotu trhací síly nakladače Novotný B961 přibližně o 19 %. Nové řešení by mělo být efektivní, měl by být brán ohled na jednoduchost celého řešení a minimalizaci nákladů optimalizace. Z kapitoly 4 jsou známé faktory, které ovlivňují velikost dané trhací síly. V podkapitole 6.2 budou představeny jednotlivé možnosti navýšení trhací síly.

6.2 Možnosti navýšení trhací síly

Jak je známo z kapitoly 4 velikost trhací síly ovlivňuje velikost síly od příslušného přímočarého hydromotoru a její moment k danému bodu otáčení, neboli kolmá vzdálenost její nositelky k tomuto bodu.

První možností by tedy mohlo být zvýšení velikosti síly od přímočarého hydromotoru. Toho lze dosáhnout navýšením tlaku v pracovním okruhu stroje. Nastává tedy otázka, jak velký pracovní tlak je zapotřebí k navýšení trhací síly o 19 %. K určení potřebného tlaku P^* budou využity již známé vzorce (1) a (2) z kapitoly 4. Předpokladem je zachování původních rozměrů. Bude však počítáno s trhací silou F_{TL}^* , která je od původní trhací síly F_{TL} navýšena o 19 % (viz vzorec (8)).

$$F_{TL}^* = 1,19 \cdot F_{TL} \quad (8)$$

$$F_{TL}^* = 1,19 \cdot 2463322 N$$

$$F_{TL}^* = 2931353 N$$

$$M_B^* : F_{TL}^* \cdot x_{F_{TL}} - 2 \cdot F_{HMP2}^* \cdot b = 0$$

$$F_{HMP2}^* = \frac{F_{TL}^* \cdot x_{F_{TL}}}{b}$$

$$F_{HMP2}^* = p^* (\pi R^2 - \pi r^2)$$

Platí tedy rovnost:

$$\frac{F_{TL}^* \cdot x_{F_{TL}}}{2 \cdot b} = p^* (\pi R^2 - \pi r^2)$$

Po úpravě:

$$p^* = \frac{F_{TL}^* \cdot x_{F_{TL}}}{2 \cdot b \cdot (\pi R^2 - \pi r^2)}$$

$$p^* = \frac{2931353 \cdot 0,87355}{2 \cdot 0,20709 \cdot (\pi 0,035^2 - \pi 0,0175^2)}$$

$$p^* = 2142000361 Pa$$

K dosažení trhací síly větší o 19 %, by musel být původní pracovní tlak v okruhu nakladače 18 MPa navýšen na 21,42 MPa.

Druhou možností je provést konstrukční úpravu pracovního mechanismu tak, aby byla zvýšena kolmá vzdálenost nositelky síly od přímočarého hydromotoru k bodu otáčení a tím navýšen její moment k tomuto bodu.

$$M_B^* : F_{TL}^* \cdot x_{F_{TL}} - 2 \cdot F_{HMP2} \cdot b^* = 0 \quad (9)$$

$$b^* = \frac{F_{TL}^* \cdot x_{F_{TL}}}{2 \cdot F_{HMP2}}$$

$$b^* = \frac{2931353 \cdot 0,87355}{2 \cdot 5195409}$$

$$b^* = 0,24644m$$

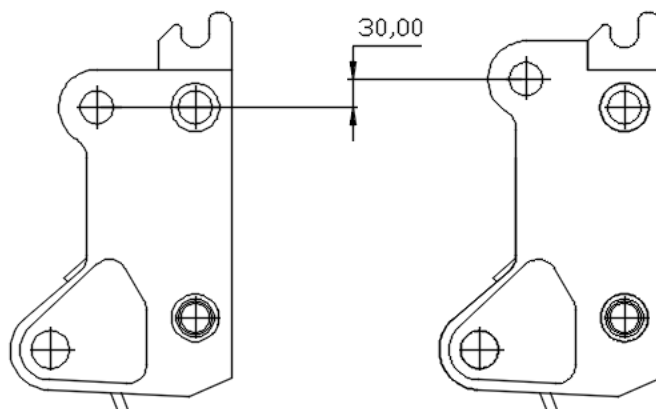
Pro dosažení požadované trhací síly, je potřeba zvýšit kolmou vzdálenost mezi bodem otáčení a nositelkou síly od přímočarého hydromotoru naklopení lopaty na 246,44 mm.

6.3 Návrh úprav zvyšujících trhací sílu

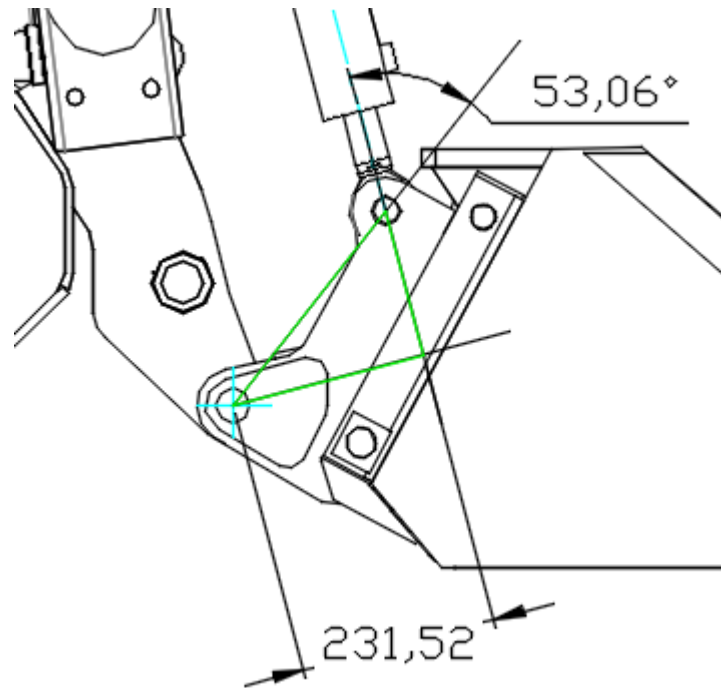
Z předchozí podkapitoly byla vybrána možnost zvýšení trhací síly změnou konstrukčního uspořádání výložníku.

6.3.1 Návrh navýšení velikosti trhací síly od hydromotoru naklopení lopaty

Ke zvýšení trhací síly od přímočarého hydromotoru naklopení lopaty o 19 % bude nutné zvýšit kolmou vzdálenost nositelky síly F_{HMP2} z původních 207,09 mm na 246,44 mm. To lze provést přemístěním úchytných bodů hydromotoru na výložníku a rychloupínači. Je žádoucí, aby při této úpravě zůstal zachován původní nosník ramene výložníku a také aby byla zachována kompatibilita se současným příslušenstvím stroje. Jak je zřejmé z obrázku 22, bod uchycení hydromotoru lze posunout na rychloupínači o 30 mm směrem nahoru, aniž by došlo k většímu zásahu do samotného rychloupínače. Tímto krokem se podaří zvýšit vzdálenost b na 231,52 mm (viz obrázek 23).



Obrázek 22 - Posunutí úchytného bodu přímočarého hydromotoru na rychloupínači:
Vlevo – původní rychloupínač; Vpravo – navrhovaný rychloupínač,



Obrázek 23 - Úprava rychloupínače

Dalším krokem je ověření, zda se dá požadované vzdálenosti dosáhnout změnou úhlu β , který svírá osa hydromotoru s přímkou procházející bodem otáčení lopaty a osou čepu uchycení přímočarého hydromotoru k rychloupínači. Z obrázku 23 je znám současný úhel β i současná vzdálenost b po změně úchytného bodu hydromotoru na rychloupínači. Závislost vzdálenosti b na úhlu natočení β je počítána dle vzorce (10), kde $\Delta\beta$ je přírůstek úhlu (po 1°), ve smyslu otáčení zprava doleva, a x závislá vzdálenost. Výsledky jsou zaznamenány v tabulce 9.

$$\frac{b}{\sin \beta} = \frac{x}{\sin(\beta + \Delta\beta)} \quad (10)$$

Vyjádření vzdálenosti x :

$$x = \frac{b \cdot \sin(\beta + \Delta\beta)}{\sin \beta}$$

Tabulka 9 - Závislost vzdálenosti b na úhlu natočení hydromotoru

$\Delta\beta$ [°]	1	2	3	4	5	6	7	8
$\beta + \Delta\beta$ [°]	54,06	55,06	56,06	57,06	58,06	59,06	60,06	16,82
x [m]	0,2345	0,2375	0,2403	0,2431	0,2458	0,2484	0,2551	0,2553

Z tabulky X lze vypočítat závislost vzdálenosti b na úhlu natočení hydromotoru. Pokud se hydromotor pootočí. Ze vzorce (10) se tedy vyjádří potřebné $\Delta\beta^*$. Za x se dosadí požadovaná hodnota vzdálenosti b , tedy 246,44 mm.

Vyjádření $\Delta\beta^*$:

$$\Delta\beta^* = \sin^{-1} \cdot \frac{x^* \cdot \sin \beta}{b} - \beta$$

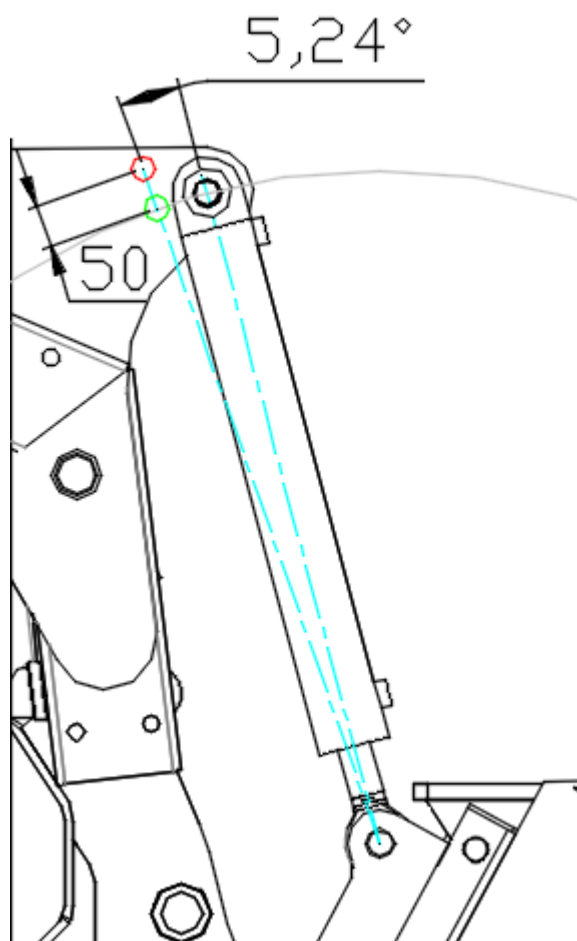
$$\Delta\beta^* = \sin^{-1} \cdot \frac{0,24644 \cdot \sin 53,06}{0,23152} - 53,06$$

$$\Delta\beta^* = 5,24^\circ$$

Pro navýšení trhací síly od přímočarého hydromotoru naklopení lopaty o 19% bude tedy nutné pootočit hydromotor o úhel $5,24^\circ$. Umístění nového úchytného bodu hydromotoru naklopení lopaty na výložníku závisí tedy na třech omezujících podmínkách:

- a) Nesmí zhoršovat technologické parametry stroje
- b) Nesmí zasahovat do nosného profilu výložníku
- c) Musí zvyšovat trhací sílu (úhel pootočení hydromotoru $\geq 5,24^\circ$)

Na obrázku 24 je znázorněno posunutí bodu uchycení hydromotoru naklopení lopaty. Zelené řešení je stávající hydromotor pootočený o $5,24^\circ$. Tato varianta splňuje podmínky b) a c). Z vytvořené 3D simulace tohoto návrhu však lze vyhodnotit, že toto řešení zhoršuje dosah lopaty a tím pádem nesplňuje podmínku a). Aby byla splněna podmínka a) je třeba zvolený bod posunout v ose hydromotoru o 50 mm. Tím pádem bude nutné změnit rozměry současného hydromotoru. Výsuvná délka musí být navýšena o 50 mm. Délka v zasunutém stavu musí být navýšena o 10 mm.

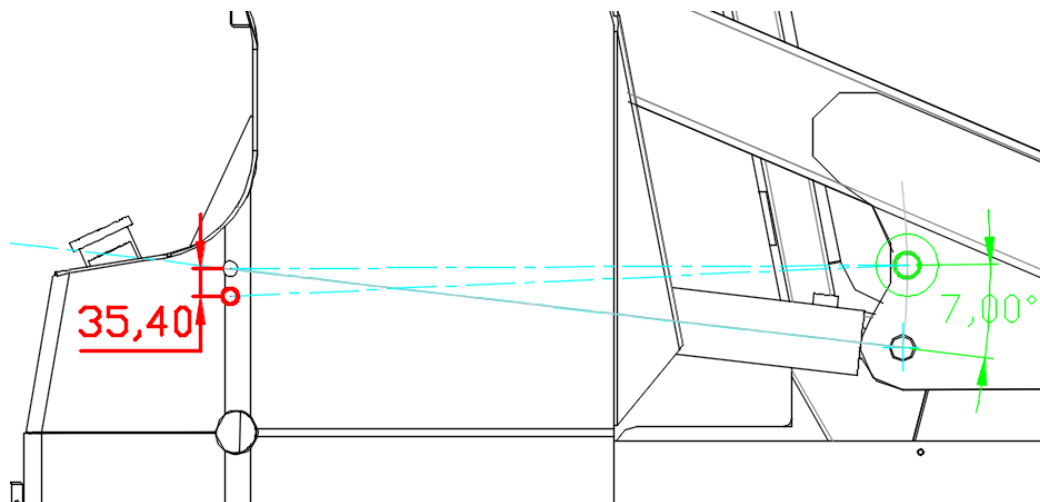


Obrázek 24 - Posunutí úchytného bodu hydromotoru přiklopení lopaty

6.3.2 Návrh navýšení velikosti trhací síly od hydromotoru zdvihu

Aby došlo k navýšení trhací síly vyvozené od přímočarého hydromotoru zdvihu, je, stejně jako v předchozím případě, nutné změnit kolmou vzdálenost osy hydromotoru k danému bodu otáčení. V tomto případě se jedná o bod otáčení ramene výložníku. Navržení nových úchytných bodů hydromotoru musí být provedeno s ohledem na možnosti, které nabízí současná konstrukce nakladače. I zde totiž platí podmínka, že by měl být zásah do původní konstrukce minimální a technologické parametry nakladače nesmí být omezeny. Na obrázku X je znázorněno posunutí úchytných bodů hydromotoru. Jako první byly zkoumány možnosti posunutí bodu uchycení hydromotoru na výložníku. Nejefektivnější se zdá být pootočení hydromotoru o 7° , po poloměru jeho otáčení k nosnému profil výložníku, a to za splnění podmínek. Toto řešení nenarušuje původní nosné části výložníku a zachovává nakladači současné technologické parametry. To lze provést, aniž by došlo k narušení tohoto profilu. Vzniklý bod je na obrázku 25 vyznačen zeleně. Dále přichází v úvahu posunutí druhého úchytného bodu. Tento úchytný bod, který spojuje hydromotor

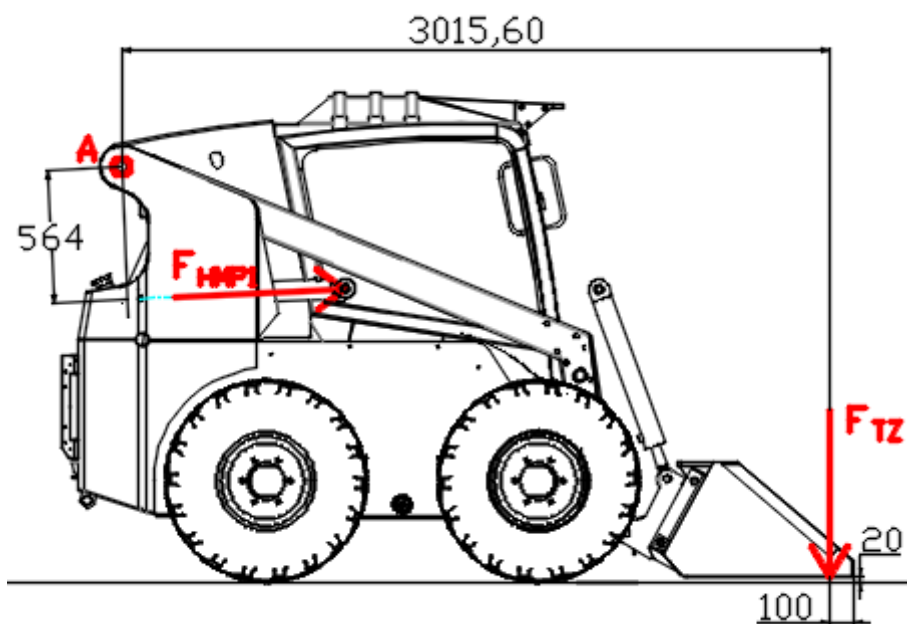
s nosičem, lze posunout na rámu nosiče směrem dolů. Omezující je zde vzdálenost 35,40 mm. Větší posunutí by znamenalo snížení maximální zdvihací výšky, čímž by nebyla splněna jedna z podmínek. Tento úchytný bod je na obrázku 25 znázorněn červeně. Pro toto řešení musí být změněna maximální výsuvná délka hydromotoru o 10 mm.



Obrázek 25 - Posunutí bodů uchycení přímočarého hydromotoru zdvihu

Dále je počítána trhací síla od hydromotoru zdvihu u nového řešení. Rozměry jsou znázorněny na obrázku 26. Platí momentová rovnice (11)

Výpočet trhací síly po úpravě



Obrázek 26 - Výpočet trhací síly od hydromotoru zdvihu po úpravě

Platí tedy momentová rovnice:

$$M_A : 2 \cdot F_{HMP1} \cdot a - F_{TZ} \cdot x_{F_{TL}} = 0 \quad (11)$$

Po úpravě:

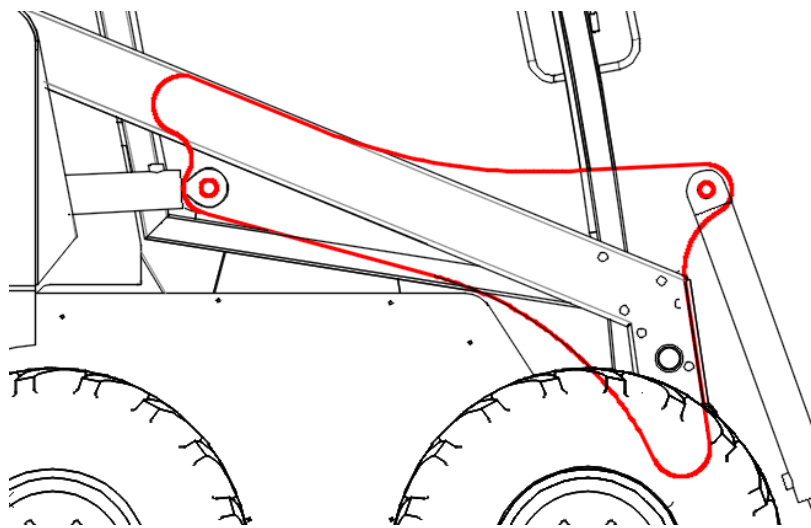
$$F_{TZ}^* = \frac{2 \cdot F_{HMP1} \cdot a}{x_{F_{TZ}}}$$

$$F_{TZ}^* = \frac{2 \cdot 69272,12 \cdot 0,564}{3,0156}$$

$$F_{TZ}^* = 25911,58N$$

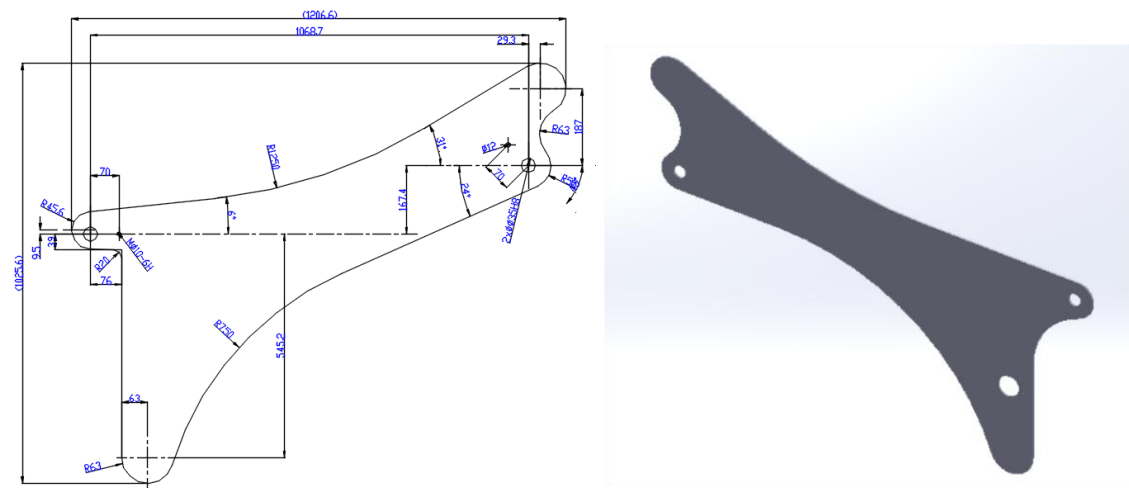
6.3.3 Návrh výložníku

Navrhované řešení zvyšuje trhací síly a splňuje zadané podmínky, proto lze přistoupit k návrhu tvaru výložníku. Měněn bude pouze tvar vnitřního a vnějšího plechu poloramene. Tento plech je přivařen k poloramenu výložníku z obou stran a vytváří tak úchytné body pro přímočaré hydromotory. Na obrázku 27 je červeně zakreslen návrh tvaru tohoto plechu. Návrh vychází z původního řešení a umístění nových úchytných bodů hydromotorů.

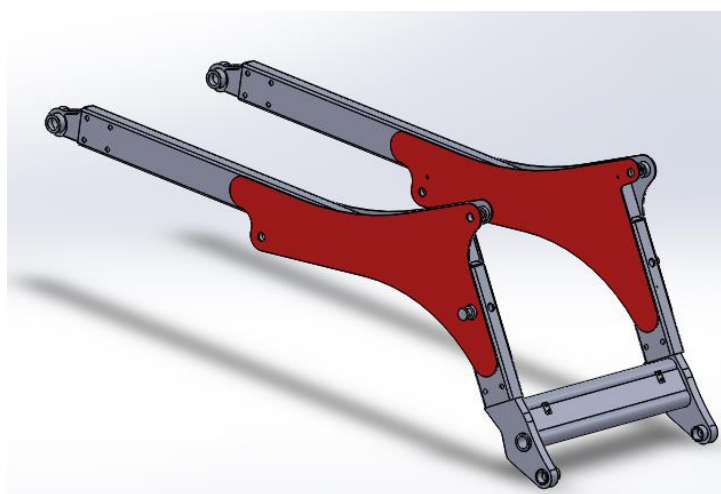


Obrázek 27 - Návrh tvaru plechu poloramene

V dalším kroku byl plech přerýsován a vymodelován v prostředí parametrického 3D modeláře SolidWorks 2017. Tloušťka plechu 6 mm byla zachována. Na obrázku 28 vlevo je výkres vnitřního plechu poloramene. Na obrázku 28 vpravo je model vnějšího plechu poloramene. Tyto plechy nahradí v sestavě svařence původní (viz obrázek 29).



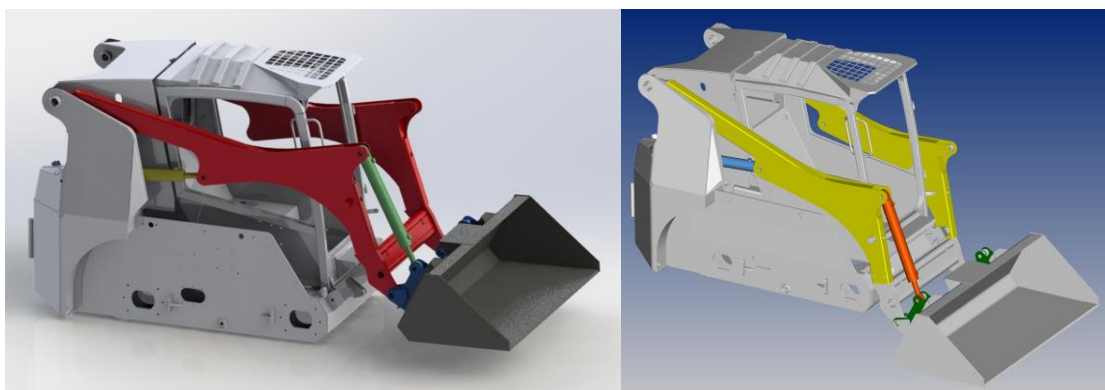
Obrázek 28 - Modelování plechu poloramene výložníku



Obrázek 29 - Sestava výložníku s novým plechem

Dalším důležitým krokem je simulace pohybu pracovního mechanismu nakladače a kontrola pevnosti výložníku. K tomu je potřeba vytvořit novou sestavu nakladače. Pro tyto účely je důležité upravit sestavy obou hydraulických válců na požadované rozměry, posunout úchytný bod na nakladači o mm dolů a posunout úchytný bod na rychloupínači. Tyto sestavy se spojí příslušnými vazbami, aby bylo možné s výložníkem a lopatou pohybovat jako u skutečného nakladače. Z tohoto modelu se určí dosahy lopaty v krajních

polohách, aby se ověřilo zachování původních technologických parametry a dále zda nedochází ke kolizi jednotlivých součástí sestavy. Toto ověření nevykázalo žádné zásadní změny technologických parametrů, a tak lze přistoupit k dalšímu kroku. Tím je ověření pevnosti výložníku, ke kterému se využije doplňkový modul Solidworks Simulation. Tento modul umožňuje provádět statickou analýzu metodou konečných prvků. Lze tedy ověřit, zda změna konstrukce výložníku neovlivňuje její pevnost. Na obrázku 30 je vlevo sestava pracovního mechanismu s původním výložníkem a vpravo s výložníkem navrhovaným.



Obrázek 30 - Pracovní mechanismus nakladače: vlevo – původní; vpravo – návrh)

6.3.4 Výpočet překlápěcího zatížení a jmenovité nosnosti navrhovaného řešení

Úpravy výložníku ovlivní i velikost překlápěcího zatížení. Je tedy potřebné vypočítat velikost tohoto zatížení a jmenovitou nosnost po provedených úpravách. Na obrázku 31

Momentová rovnice pro výpočet překlápěcího zatížení:

$$M_A : 2 \cdot F_{HMP1} \cdot c - F_N \cdot x_{F_N} = 0 \quad (12)$$

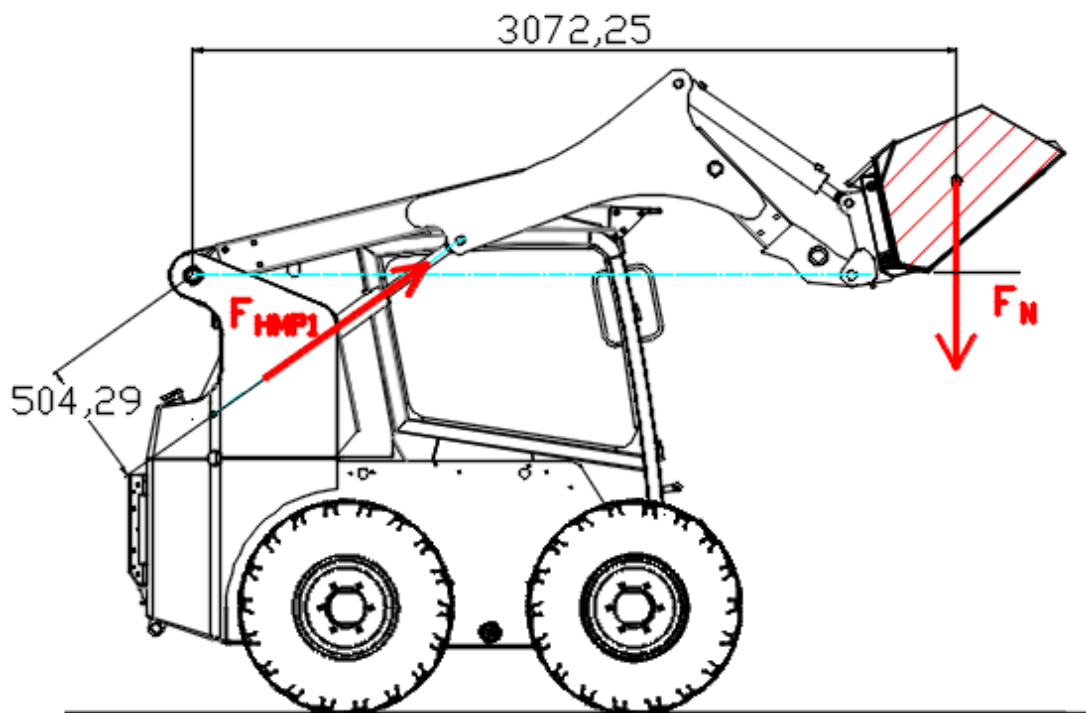
Po úpravě:

$$F_N^* = \frac{2 \cdot F_{HMP1} \cdot c}{x_{F_N}}$$

$$F_N^* = \frac{2 \cdot 69272,12 \cdot 0,50429}{3,07225}$$

$$F_N^* = 22741,14 \text{ N}$$

je vyobrazen nakladač v poloze maximálního vyložení. Rozměry jsou v milimetrech.



Obrázek 31 - Výpočet překlápěcího zatížení navrhovaného řešení

Výpočet jmenovité nosnosti:

$$m_j^* = 0,5 \cdot \frac{F_N^*}{g} = \frac{F_N^*}{2g}$$

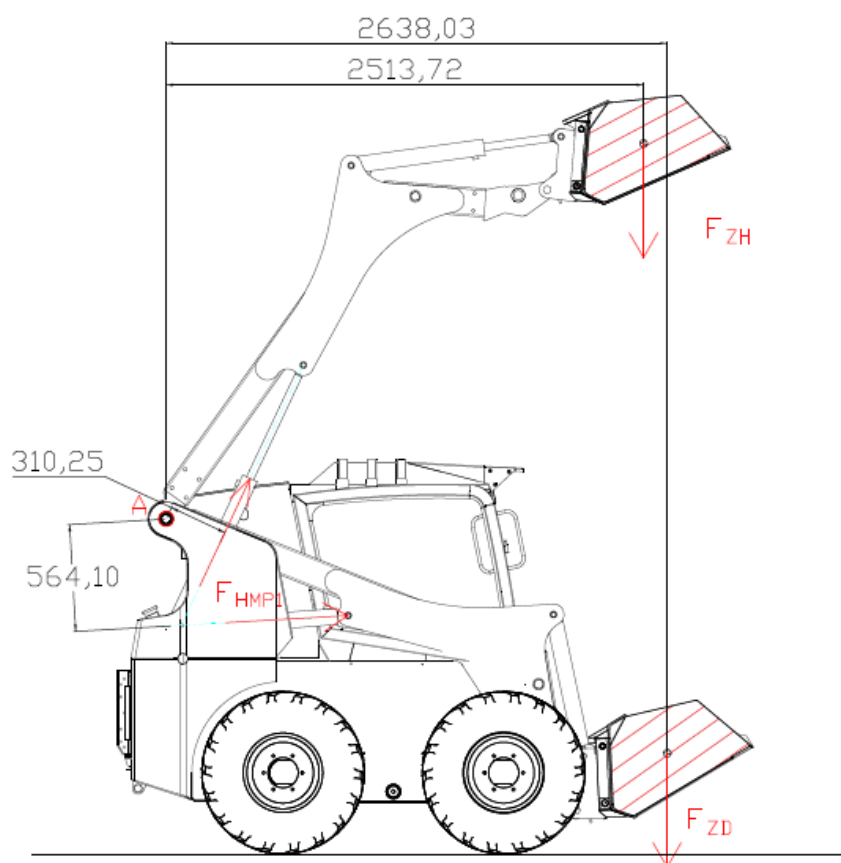
$$m_j^* = \frac{22741,14}{2 \cdot 9,81}$$

$$m_j^* = 1159 \text{ kg}$$

U navrhovaného řešení se jmenovitá nosnost zvětší z původních 1149 kg na 1159 kg, tj. o 0,9%.

6.4 Výpočet zdvihací síly navrhovaného řešení

Jelikož nové řešení současně změní i parametry zdvihací síly, je potřebné znát její velikost v horní a dolní poloze po provedení úpravy. Na obrázku 32 je vyobrazen nakladač s výložníkem v horní a dolní poloze s uvedenými vzdálenostmi. Rozměry jsou v milimetrech. Velikost síly F_{ZH}^* se stanoví z momentové rovnice (13). Velikost síly F_{ZD}^* z momentové rovnice (14).



Obrázek 32 - Výpočet zdvihací síly u navrhovaného řešení

Momentová rovnice pro výpočet zdvihací síly v horní poloze:

$$M_A : 2 \cdot F_{HMP1} \cdot d - F_{ZH}^* \cdot x_{F_{ZH}} = 0 \quad (13)$$

Po úpravě:

$$F_{ZH}^* = \frac{2 \cdot F_{HMP1} \cdot d}{x_{F_{ZH}}}$$

$$F_{ZH}^* = \frac{2 \cdot 69272,12 \cdot 0,31025}{2,51372}$$

$$F_{ZH}^* = 17099,50 \text{ N}$$

Momentová rovnice pro výpočet zdvihací síly v dolní poloze:

$$M_A : 2 \cdot F_{HMP1} \cdot e - F_{ZD}^* \cdot x_{F_{ZD}} = 0 \quad (14)$$

Po úpravě:

$$F_{ZD}^* = \frac{2 \cdot F_{HMP1} \cdot e}{x_{F_{ZD}}}$$

$$F_{ZD}^* = \frac{2 \cdot 69272,12 \cdot 0,56410}{2,63803}$$

$$F_{ZD}^* = 29625,44 \text{ N}$$

Nové řešení výložníku snižuje zdvihací sílu v horní poloze z původních 18154,21 N na 17099,50 N, tj. o 5,2 %. V dolní poloze ovšem toto řešení sílu zvyšuje z původních 26998,22 N na 29625,44 tj. o 8,6 %.

6.5 Porovnání technických parametrů

V tabulce 10 je přehledně uvedeno porovnání technických parametrů současného nakladače Novotný B961 a navrhovaného řešení. V tabulce 11 je uvedeno porovnání průměrných

technických parametrů konkurenčních strojů a navrhovaného řešení nakladače Novotný B961.

Tabulka 10 - Porovnání B961 a návrhu

Veličina	B961 současný	B961 návrh	Odchylka
Trhací síla - hydromotor naklopení lopaty [N·10 ³]	24,6	29,3	19,1%
Trhací síla - hydromotor zdvihu [N·10 ³]	23,5	25,9	10,2%
Zdvihací síla - Horní poloha [N·10 ³]	18,2	17,1	-6,0%
Zdvihací síla - dolní poloha [N·10 ³]	27	29,6	9,6%
Bod přetížení [kg]	2298	2318	0,9%
Jmenovitá nosnost [kg]	1149	1159	0,9%

Tabulka 11 - Porovnání průměrných hodnot konkurence a návrhu

Veličina	Průměr konkurence	B961 návrh	Odchylka
Trhací síla [N·10 ³]	29,2	29,3	0,3%
Zdvihací síla [N·10 ³]	24,9	24,9	0%
Bod přetížení [kg]	2342,8	2318	-1,0%
Jmenovitá nosnost [kg]	1156,5	1159	0,2%

7 Závěr

Cílem mé diplomové práce bylo vytvořit analýzu technických parametrů současných smykem řízených nakladačů a na jejím základě vytvořit návrh na zlepšení konstrukce nakladače Novotný B961 tak, aby tyto parametry byly srovnatelné s jejím výsledkem. Jako konkurenty jsem zvolil šest konkurenčních výrobců, kteří působí na českém trhu. Jednalo se o výrobce Bobcat, Way, Volvo, JCB, Caterpillar a New Holland. Jako jediný se do konkurenčního srovnání nedostal poslední jmenovaný, protože nenabízí smykem řízený nakladač s výkonem motoru v rozpětí 54,9 – 64,9 kW. U ostatních značek byl vždy minimálně jeden zástupce z této kategorie. U výpočtu technických parametrů nakladače Novotný B961 jsem vycházel z aktuálně platných norem. Výsledky jsem porovnal s průměrnými hodnotami zvolených konkurenčních nakladačů. Výstupem bylo celkové zjištění nižších parametrů u tohoto nakladače. Největší rozdíl byl u trhací síly, kde konkurence dosahovala lepších hodnot v průměru o 19 %. Zdvihací síla a překlápěcí zatížení byly u toho nakladače horší o 2 % a jmenovitá nosnost o 1 %. Z těchto výsledků byl stanoven další cíl, zvýšit trhací sílu o zmíněných 19 %. Ze dvou možných variant, navýšení pracovního tlaku nakladače nebo změna konstrukce výložníku nakladače, jsem řešil druhou z možností. Hlavním důvodem pro tuto volbu byla myšlenka, že není efektivní nahrazovat nedostatky konstrukce zvýšením výkonu celého celku. Navrhl jsem tedy nové uspořádání úchytných bodů tak, aby byly zvýšeny momentové účinky sil od přímočarých hydromotorů.

Navrhované řešení má několik konstrukčních změn. První je posunutí upínacího bodu přímočarého hydromotoru přiklopení lopaty na rychloupínači o 30 mm směrem nahoru. Dále posunutí druhého úchytného bodu tohoto hydromotoru na poloměru otáčení o 5,24° směrem ke kabině stroje a následné posunutí tohoto bodu o 50 mm směrem nahoru. Tímto bude zvýšena trhací síla vyvozená hydromotorem přiklopení lopaty o 19,1 %. Toto řešení vyžaduje změnu rozměrů hydromotoru, aby byly zachovány požadované technologické parametry. Další změnou by měla být úprava úchytných bodů hydromotorů zdvihu ramene výložníku. Úchytný bod na výložníku by měl být posunut o 7° směrem k nosníku poloramene výložníku. Na druhém konci lze posunout bod uchycení hydromotoru na rámu a to o 35,4 mm. Tím vzroste trhací síla vyvozená hydromotorem zdvihu o 10,2 %. Také zde musí být upraveny rozměry hydromotoru. Toto řešení však mění i zbylé parametry. Snižuje zdvihací sílu v horní poloze o 6 %. V dolní poloze je však zdvihací síla vyšší o 9,6 %. Maximální nosnost zvyšuje o 0,9 % stejně tak jako nosnost jmenovitou. Z porovnání s konkurencí lze říci, že technické parametry návrhu odpovídají průměrným parametrům konkurence. Trhací síla je 0,1 % nad průměrem, zdvihací síla odpovídá průměrné hodnotě. Maximální nosnost je nižší o 1 % a jmenovitá nosnost je vyšší o 0,2 %. Toto řešení tedy splňuje zadání a jeho realizace by mohla pozitivně ovlivnit prodeje stroje.

8 Použité zdroje

8.1 Literární zdroje

- [1] VANĚK, Antonín. *Moderní strojní technika a technologie zemních prací*. Praha: Academia, 2003. ISBN 8020010459.
- [2] Dražan F., Nemček M.: ZEMNÉ STROJE, Slovenská vysoká škola technická, Bratislava 1981
- [3] NEUBERGER, P. -- ŠLEGER, V. -- ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE. TECHNICKÁ FAKULTA. *Statika : s příklady od A do Z*. V Praze: Česká zemědělská univerzita, 2002. ISBN 80-213-0855-9.
- [4] PARR, E. A. *Hydraulics and pneumatics: a technician's and engineer's guide*. 3rd ed. Amsterdam ; Boston: Butterworth-Heinemann, 2011.
- [5] ČSN EN 474-3 +A1 *Stroje pro zemní práce - Bezpečnost - Část 3: Požadavky pro nakladače*. 2009.
- [6] *ISO 14397-1 Earth-moving machinery -- Loaders and backhoe loaders -- Part 1: Calculation of rated operating capacity and test method for verifying calculated tipping load*. 2007.
- [7] *ISO 14397-2 Earth-moving machinery -- Loaders and backhoe loaders -- Part 2: Test method for measuring breakout forces and lift capacity to maximum lift height*. 2007.
- [8] *ISO 7546:1983: Earth-moving machinery — Loader and front loading excavator buckets — Volumetric ratings*. 1983.
- [9] *Technologie a mechanizace pozemních staveb*. Praha: České vysoké učení technické, 1989. ISBN 80-01-00134-2.
- [10] VÉVODA, Jan. *Zemní stroje*. Brno: Vysoké učení technické, 1983.

8.2 Internetové zdroje

- [11] <http://www.loader.cz/> (cit. 20. 12. 2016)
- [12] <http://www.bagry.cz/> (cit. 15. 1. 2017)
- [13] <http://www.way.sk/> (cit. 21. 1. 2017)
- [14] <http://www.bobcat.cz/> (cit. 21. 1. 2017)
- [15] <http://www.bobcat.com/> (cit. 21. 1. 2017)
- [16] <http://www.caterpillar.com/> (cit. 22. 1. 2017)
- [17] <http://www.caterpillar.cz/> (cit. 22. 1. 2017)
- [18] <http://www.newholland.com/> (cit. 22. 1. 2017)

[19] <https://www.jcb.com/> (cit. 22. 1. 2017)

[20] <https://www.volvoce.com/> (cit. 22. 1. 2017)

9 Seznam použitých zkratk a symbolů

a	[m]	- kolmá vzdálenost nositelky FHMP1 k bodu A v poloze pro měření trhačí síly
A		- bod otáčení ramene výložníku
B		- bod otáčení lopaty
b	[m]	- kolmá vzdálenost nositelky FHMP2 k bodu B
b*	[m]	- navrhovaná kolmá vzdálenost nositelky FHMP2 k bodu B
β	[°]	- úhel který svírá nositelka FHMP2 s kolmicí k bodu B
β^*	[°]	- navrhovaný úhel který svírá nositelka FHMP2 s kolmicí k bodu B
c	[m]	- kolmá vzdálenost nositelky FHMP1 k bodu A v poloze pro měření překlápěcího zatížení
d	[m]	- kolmá vzdálenost FHMP1 k bodu A v horní poloze pro měření zdvihací síly
e	[m]	- kolmá vzdálenost FHMP1 k bodu A ve spodní poloze pro měření zdvihací síly
F_{HMP1}	[N]	- síla přímočarého hydromotoru zdvihu ramene výložníku
F_{HMP2}	[N]	- síla přímočarého hydromotoru přiklopení lopaty
F_N	[N]	- překlápěcí zatížení
F_{TL}^*	[N]	- navrhovaná trhačí síla navýšena o 19%
F_{TZ}	[N]	
F_{ZD}	[N]	- zdvihací síla v horní poloze
F_{ZH}	[N]	- zdvihací síla v horní poloze
g	[m.s ⁻¹]	- gravitační zrychlení
GRP		- základní vztažná rovina
m_j	[kg]	- jmenovitá nosnost
p	[Pa]	- hydrostatický tlak v pracovním okruhu nakladače
p*	[Pa]	- navrhovaný pracovní tlak
r	[m]	
R	[m]	- poloměr pístu přímočarého hydromotoru

x	[m]	- navrhovaná kolmá vzdálenost nositelky FHMP2 k bodu B po pootočení hydromotoru
X _{FN}	[m]	- kolmá vzdálenost nositelky FN k bodu A
X _{FTL}	[m]	- kolmá vzdálenost nositelky FTL k bodu B
X _{FTZ}	[m]	- kolmá vzdálenost nositelky FTZ k bodu A
X _{FZD}	[m]	- kolmá vzdálenost FZH k bobu A ve spodní poloze pro měření zdvihací síly
X _{FZH}	[m]	- kolmá vzdálenost FZH k bobu A v horní poloze pro měření zdvihací síly

10 Seznam obrázků

OBRÁZEK 1 - OBJEM LOPATY	4
OBRÁZEK 2 - TECHNOLOGICKÉ A PŘEPRAVNÍ ROZMĚRY NAKLADAČE	6
OBRÁZEK 3 - KONSTRUKCE SMYKEM ŘÍZENÉHO NAKLADAČE NOVOTNÝ B961	7
OBRÁZEK 4 - POLOHY LOPATY	8
OBRÁZEK 5 - ŘEŠENÍ NAKLÁDACÍHO MECHANISMU	10
OBRÁZEK 6 - PRACOVNÍ ZAŘÍZENÍ SMYKEM ŘÍZENÝCH NAKLADAČŮ.....	11
OBRÁZEK 7 - MĚŘENÍ TRHACÍ SÍLY VYVOLANÉ PŘÍMOČARÝM HYDROMOTOREM ZDVIHU	12
OBRÁZEK 8 - MĚŘENÍ TRHACÍ SÍLY VYVOLANÉ PŘÍMOČARÝM HYDROMOTOREM NAKLOPENÍ LOPATY:	13
OBRÁZEK 9 - MĚŘENÍ PŘEKLÁPĚCÍHO ZATÍŽENÍ	14
OBRÁZEK 10 - TECHNOLOGICKÉ A PŘEPRAVNÍ PARAMETRY NAKLADAČE NOVOTNÝ B961.....	16
OBRÁZEK 11 - NAKLADAČ NOVOTNÝ B961.....	16
OBRÁZEK 12 - TRHACÍ SÍLA VYVOZENÁ HYDROMOTORY ZDVIHU RAMENE VÝLOŽNÍKU	19
OBRÁZEK 13 - TRHACÍ SÍLA VYVOZENÁ HYDROMOTORY NAKLOPENÍ LOPATY	20
OBRÁZEK 14 - POLOHA TĚŽIŠTĚ NAVRŠENÉHO OBJEMU LOPATY	21
OBRÁZEK 15 - PŘEKLÁPĚCÍ ZATÍŽENÍ	22
OBRÁZEK 16 - VÝPOČET ZDVIHACÍ SÍLY V HORNÍ A DOLNÍ POLOZE RAMENE VÝLOŽNÍKU	24
OBRÁZEK 17 - SMYKEM ŘÍZENÝ NAKLADAČ LOCUST 1203.....	26
OBRÁZEK 18 - SMYKEM ŘÍZENÝ NAKLADAČ BOBCAT S630	27
OBRÁZEK 19 - SMYKEM ŘÍZENÝ NAKLADAČ CATERPILLAR 262D.....	28
OBRÁZEK 20 - SMYKEM ŘÍZENÝ NAKLADAČ JCB 260.....	29
OBRÁZEK 21 - SMYKEM ŘÍZENÝ NAKLADAČ VOLVO MC115C	30
OBRÁZEK 22 - POSUNUTÍ ÚCHYTNÉHO BODU PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU NA RYCHLOUPÍNAČI:.....	35
OBRÁZEK 23 - ÚPRAVA RYCHLOUPÍNAČE	36
OBRÁZEK 24 - POSUNUTÍ ÚCHYTNÉHO BODU HYDROMOTORU PŘIKLOPENÍ LOPATY	38
OBRÁZEK 25 - POSUNUTÍ BODŮ UCHYCENÍ PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU ZDVIHU	39
OBRÁZEK 26 - VÝPOČET TRHACÍ SÍLY OD HYDROMOTORU ZDVIHU PO ÚPRAVĚ.....	39
OBRÁZEK 27 - NÁVRH TVARU PLECHU POLORAMENE	40
OBRÁZEK 28 - MODELOVÁNÍ PLECHU POLORAMENE VÝLOŽNÍKU	41
OBRÁZEK 29 - SESTAVA VÝLOŽNÍKU S NOVÝM PLECHEM	41
OBRÁZEK 30 - PRACOVNÍ MECHANISMUS NAKLADAČE	42
OBRÁZEK 31 - VÝPOČET PŘEKLÁPĚCÍHO ZATÍŽENÍ NAVRHOVANÉHO ŘEŠENÍ.....	43
OBRÁZEK 32 - VÝPOČET ZDVIHACÍ SÍLY U NAVRHOVANÉHO ŘEŠENÍ	44

11 Seznam tabulek

TABULKA 1 - TECHNICKÉ PARAMETRY NAKLADAČE NOVOTNÝ B961.....	17
TABULKA 2 - TECHNICKÉ PARAMETRY SMYKEM ŘÍZENÝCH NAKLADAČŮ LOCUST.....	25
TABULKA 3 - TECHNICKÉ PARAMETRY SMYKEM ŘÍZENÝCH NAKLADAČŮ BOBCAT	26
TABULKA 4 - TECHNICKÉ PARAMETRY SMYKEM ŘÍZENÝCH NAKLADAČŮ NEW HOLLAND.....	27
TABULKA 5 - TECHNICKÉ PARAMETRY SMYKEM ŘÍZENÝCH NAKLADAČŮ JCB.....	29
TABULKA 6 - TECHNICKÉ PARAMETRY SMYKEM ŘÍZENÝCH NAKLADAČŮ VOLVO	30
TABULKA 7 - TECHNICKÉ PARAMETRY SMYKEM ŘÍZENÝCH NAKLADAČŮ O JMENOVITÉM VÝKONU SPALOVACÍHO MOTORU 54,9 – 64,9 KW.....	31
TABULKA 8 - POROVNÁNÍ TECHNICKÝCH PARAMETRŮ NAKLADAČE NOVOTNÝ B961 S PRŮMĚRNÝMI HODNOTAMI KONKURENCE	31
TABULKA 9 - ZÁVISLOST VZDÁLENOSTI B NA ÚHLU NATOČENÍ HYDROMOTORU.....	36
TABULKA 10 - POROVNÁNÍ B961 A NÁVRHU	46
TABULKA 11 - POROVNÁNÍ PRŮMĚRNÝCH HODNOT KONKURENCE A NÁVRHU	46

12 Seznam vzorců

$$(1) F_{HMP1} = p \pi R^2$$

$$(2) F_{HMP2} = p (\pi R^2 - \pi r^2)$$

$$(3) M_A : 2 \cdot F_{HMP1} \cdot a - F_{TZ} \cdot x_{F_{TZ}} = 0$$

$$(4) M_B : 2 \cdot F_{HMP2} \cdot b - F_{TL} \cdot x_{F_{TL}} = 0$$

$$(5) M_A : 2 \cdot F_{HMP1} \cdot c - F_N \cdot x_{F_N} = 0$$

$$(6) M_A : 2 \cdot F_{HMP1} \cdot d - F_{ZH} \cdot x_{F_{ZH}} = 0$$

$$(7) M_A : 2 \cdot F_{HMP1} \cdot e - F_{ZD} \cdot x_{F_{ZD}} = 0$$

$$(8) F_{TL}^* = 1,19 \cdot F_{TL}$$

$$(9) M_B^* : F_{TL}^* \cdot x_{F_{TL}} - 2 \cdot F_{HMP2} \cdot b^* = 0$$

$$(10) \frac{b}{\sin \beta} = \frac{x}{\sin(\beta + \Delta\beta)}$$

$$(11) M_A : 2 \cdot F_{HMP1} \cdot a - F_{TZ} \cdot x_{F_{TL}} = 0$$

$$(12) M_A : 2 \cdot F_{HMP1} \cdot c - F_N \cdot x_{F_N} = 0$$

$$(13) M_A : 2 \cdot F_{HMP1} \cdot d - F_{ZH}^* \cdot x_{F_{ZH}} = 0$$

$$(14) M_A : 2 \cdot F_{HMP1} \cdot e - F_{ZD}^* \cdot x_{F_{ZD}} = 0$$