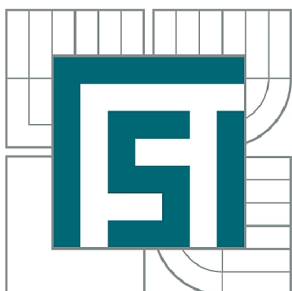




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MOTOROVÁ JEDNOTKA STAVEBNÍHO NAKLÁDACÍHO STROJE

THE ENGINE UNIT OF A LOADER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

DAVID KOKSA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JAROSLAV KAŠPÁREK, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2014/15

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): David Koksa

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Základy strojního inženýrství (2341R006)**

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

Motorová jednotka stavebního nakládacího stroje

v anglickém jazyce:

The engine unit of a loader

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Na základě daných technických parametrů stanovte výkonovou řadu motorové jednotky určenou pro stavební nakládací stroj. Nejprve proveďte rešeršní rozbor strojů podobné hmotnostní kategorie a dále výpočtově stanovte výkon motorové jednotky pro zadané parametry stavebního nakládacího stroje.

Technické parametry:

Provozní hmotnost max. 6500 kg

Nosnost stroje max. 2600 kg

Rozvor náprav cca 2200 mm (kloub uprostřed)

Velikost pneumatik 405/70 R20 (event. 14,5 R20)

Cíle bakalářské práce:

Proveďte:

-rešeršní rozbor strojů podobné typové řady

-stanovte analyticky vhodnou výpočtovou metodikou výkonové požadavky stroje pro různé režimy stroje

-pro stanovený výkon zadaného stroje rešeršním způsobem navrhnete motorové jednotky dle katalogu výrobců.

Seznam odborné literatury:

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

JEŘÁBEK, K. a kol.: Stroje pro zemní práce – silniční stroje, Ostrava, 1996

FEYRER, K.; MATTHIAS, K.; SCHEFFLER, M.: Fördermaschinen. Fördertechnik und Baumaschinen, Band 1, ed. Vieweg, 1998, p:476, ISBN-10:3-528-06626-1, ISBN-13:978-3-528-06626-0


Firemní literatura a katalogy

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/15.

V Brně, dne 19.11.2014





prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan



ABSTRAKT

Práce se zabývá stavebními nakládacími stroji a jejich motorovou jednotkou. Pro uvedení do problematiky kolových nakladačů je provedena teoretická rešerše těchto strojů. Následně jsou vybrány tři konkrétní stroje podobné typové řady, které jsou dostupné na trhu. Vybrány jsou dle zadaných technických parametrů. Výpočtovou metodikou jsou spočítány jednotlivé výkonové požadavky stroje v různých režimech. Tyto výkonové požadavky jsou sečteny a výsledkem je celkový potřebný výkon. Dle vypočítané hodnoty celkového výkonu jsou v závěru práce navrženy konkrétní motory od různých výrobců, což bylo cílem práce.

KLÍČOVÁ SLOVA

kolový nakladač, motorová jednotka, valivý odpor, výkonový požadavek, hydraulický pohon

ABSTRACT

The work is focused on loading construction machinery and their engine units. The theoretical background research introduces the domain of wheeled loaders. Subsequently, three specific machines, which are available on the market, are selected from a similar model range. They are selected according to the specified technical criteria. Individual power requirements for various modes of operation are calculated according to a suitable algorithm. These power requirements are summed up to obtain the needed total power. Based on the calculated value of the total power the suitable engines from various producers are proposed at the end of this work. This was the goal of the work.

KEYWORDS

wheel loader, engine unit, rolling resistance, power requirement, hydraulic drive



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Koksa, D. *Motorová jednotka stavebního nakládacího stroje*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 57 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. května 2015

.....

David Koksa



PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou děkuji vedoucímu bakalářské práce Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za odborné rady a poznatky při zpracování této práce. Poděkovat bych chtěl také mým rodičům a prarodičům za podporu ve studiu.



OBSAH

Úvod	10
1 Použití a rozdělení lopatových nakladačů	11
1.1 Obecné rozdělení nakladačů	11
1.2 Čelní kolové nakladače	12
1.2.1 Pohony pojezdu	12
1.2.2 Druhy řízení	13
1.2.3 Druhy kinematik výložníků	16
1.2.4 Druhy pracovního nářadí	16
2 Výběr a porovnání strojů zadané typové řady	18
2.1 Caterpillar 908H2	18
2.2 Volvo L35G	19
2.3 Liebherr L 508 compact	20
2.4 Porovnání nakladačů	22
3 Postup při stanovení výkonových požadavků motorové jednotky	23
3.1 Výkon potřebný pro překonání statických a dynamických odporů stroje	23
3.1.1 Potřebný výkon pro překonání statických odporů kola	23
3.1.2 Výkon potřebný pro překonání dynamických odporů stroje	24
3.1.3 Výkon potřebný pro překonání odporu stoupání	26
3.1.4 Celkový trakční výkon	26
3.2 Výkon potřebný pro pohon pracovního zařízení a řízení náprav	26
3.2.1 Výkon pro pohon řízení kloubového podvozku	27
3.2.2 Výkon potřebný pro pohon pracovního zařízení	27
3.2.3 Výkon potřebný pro základní funkce stroje	28
4 Výpočet jednotlivých potřebných výkonů stroje v daných režimech	30
4.1 Určení parametrů jízdních režimů	30
4.2 Výpočet únosnosti jednotlivých kol	30
4.3 Výkon při jízdě na zpevněné komunikaci po rovině	33
4.4 Výkon při jízdě na zpevněné komunikaci do stoupání	37
4.5 Výkon při jízdě na nezpevněné komunikaci po rovině	39
4.6 Výkon při jízdě na nezpevněné komunikaci do stoupání	39
4.7 Výkon při jízdě v terénu po rovině	40
4.8 Výkon při jízdě v terénu do stoupání	40
4.9 Výkon při pracovním režimu	41
4.10 Porovnání celkových trakčních výkonů pro jednotlivé režimy	42
5 Celkové výkony stroje pro jednotlivé režimy	43



5.1	Jízda po zpevněné komunikaci po rovině	43
5.2	Jízda po zpevněné komunikaci do stoupání	43
5.3	Jízda po nezpevněné komunikaci po rovině	44
5.4	Jízda po nezpevněné komunikaci do stoupání	44
5.5	Jízda v terénu po rovině	44
5.6	Jízda v terénu do stoupání	45
5.7	Pracovní režim stroje	45
5.8	Porovnání všech celkových výkonů v jednotlivých režimech	46
6	Volba motorové jednotky	48
	Závěr	50
	Seznam použitých zkratk a symbolů	54



ÚVOD

Kolové nakladače se využívají v různých částech průmyslu, ale hlavně ve stavebnictví při manipulaci s materiálem. Nahrazují velké množství pracovníků při namáhavých pracích, což je výhodné jak z finančního tak z časového hlediska. Nehledě na to, že takové práce bývají zdrojem častých pracovních úrazů.[1]

Druhů nakladačů je nepřehledné množství a je vždy důležité zvolit vhodný stroj pro danou práci. Lišit se mohou různým způsobem. Jedním ze základních parametrů je například provozní hmotnost, kdy nejlehčí nakladače začínají s hmotností okolo 1,5 tuny, ty nejtěžší mají provozní hmotnost 260 tun (obr.1).[4] Práce se bude po obecném rozboru nakladačů zaměřovat na nakladače, které odpovídají našemu zadání a zadaným hodnotám. Z těch se zvolí tři konkrétní zástupci od předních světových výrobců.

Výkon také patří mezi jedny ze základních parametrů kolových nakladačů. V práci bude tato veličina teoreticky vypočtena v několika jízdních režimech a poté budou výsledky porovnány. Výkon a objem lopaty jsou jedny z hlavních parametrů, které ovlivňují efektivnost celého pracovního procesu. Velmi důležitý je také technologický postup samotné práce s nakladačem a výložníkem, to už ale záleží na strojníkovi.

Motory v nakladačích jsou bezesporu jedním z nejdůležitějších článků celého stroje, proto se klade důraz na dobře zvolený typ motoru. Motor by měl splňovat výkonové požadavky stroje, mít dlouhou životnost při co nejnižších provozních nákladech a také například nízké emisní hodnoty.



obr.1 Nakladač LeTourneau L-2350 s provozní hmotností 260 tun [20]



1 POUŽITÍ A ROZDĚLENÍ LOPATOVÝCH NAKLADAČŮ

Nakládací stroje, kterými se bude zabývat tato práce, jsou nazývány lopatové nakladače. Ve stavebnictví patří k nejdůležitějším manipulačním prostředkům. Jsou určeny pro nakládání sypkých a kusovitých materiálů, k těžbě a transportu lehčích hornin. Podle definice jsou lopatové nakladače stroje přizpůsobené svou konstrukcí pro nabírání materiálů nebo uchopení břemen, jejich přenesení a uložení na jiné místo nebo dopravní prostředek. Převážení materiálu bývá obvykle prováděno pouze na kratší vzdálenosti. Práce lopatových nakladačů má cyklický charakter.[1] [2]

1.1 OBECNÉ ROZDĚLENÍ NAKLADAČŮ

Podle pracovního mechanismu a funkčního působení jsou lopatové nakladače rozděleny na čelní nakladače a otočné nakladače (obr.2). Otočné nakladače mají umístěný vodorovný otočný talíř nad přední nápravou, na kterém je upevněn výložník s lopatou. Materiál je do lopaty nabírán čelně, ale při vyprazdňování se může výložník otáčet kolem svislé osy o 90° na obě strany. Díky tomu je například možné rychlé vyprazdňování lopaty s vytěženou horninou na bočně přistavený nákladní automobil. Objem lopaty u otočných nakladačů bývá od 0,15 do 1 m³. U čelního nakladače probíhá spouštění lopaty, zvedání a nabírání materiálu čelně před traktorovým nosičem stejně tak, jako výsyp lopaty. Objem lopaty v tomto případě bývá větší a to od 0,3 do 5,0 m³. Do této kategorie spadají i speciálně upravené čelní nakladače, u kterých je nabírání do lopaty opět čelní, ale výsyp materiálu je boční.[1] [3]



Obr.2 Otočný kolový nakladač Ahlmann AS 900[21]

Další rozdělení je možné provést podle typu podvozku a to na nakladače s pásovým podvozkem nebo na nakladače s kolovým podvozkem.[2]

Následný rešeršní rozbor se zaměřuje pouze na kolové čelní lopatové nakladače.



1.2 ČELNÍ KOLOVÉ NAKLADAČE

Spolu s lopatovými rypadly patří k nejvíce rozšířeným strojům ve stavebnictví, zemědělství a jiných průmyslových oborech. Tyto nakladače jsou většinou tvořeny dvěma hlavními částmi, z nichž jedna je traktorový nosič s různými druhy pohonu a řízení a druhá je pracovní zařízení. Oba tyto celky jsou vybaveny elektronikou, která s postupujícím vývojem snižuje vliv lidského činitele na nevhodné ovládání stroje a přebírá i některé části pracovního cyklu.[1]

1.2.1 POHONY POJEZDU

V dnešní době jsou nejrozšířenější dvě technologie pohonu pojezdu a to hydrodynamický pohon a hydrostatický pohon.

Hydrodynamický pohon s hydroměničem je až na pár výjimek rozšířen spíše u větších nakladačů s objemem lopat přibližně nad 2 m^3 a výkonem nad 100 kW. Pohon je zajištěn pomocí pohybové energie kapaliny, nejčastěji oleje, která proudí v uzavřeném okruhu a přenáší energii. Hydroměniče (obr.3) přenáší plynule výkon motoru na převodovku v nepřímém poměru otáček, což znamená, že při nízkých otáčkách dodává hydrodynamický měnič vysoký točivý moment a při vysokých otáčkách nízký točivý moment. Vkládá se mezi hnací motor a převodovku. Pracuje na principu, kdy hnací motor pohání čerpadlové kolo, z kterého proudí kapalina do turbínového kola, to se roztočí a poté se kapalina vrací zpět do čerpadlového kola. Turbínové kolo je napojeno na výstupní hřídel vedoucí k převodovce. Turbínové kolo není nijak mechanicky spojeno s kolem čerpadlovým, k jeho roztočení se využije pouze kinetická energie kapaliny. Planetová reverzační převodovka zajišťuje změnu směru jízdy. Dvojitý kloubový hřídel, který se nachází mezi rozvodovkou a přední nápravou umožňuje zatáčení předního rámu s pracovním zařízením oproti zadnímu rámu o úhel $\pm 40^\circ$. Ve zkratce se dá říct, že hydrodynamický pohon je založen na změně průtoku kapaliny(oleje).



Obr.3 Řez hydrodynamickým měničem[22]



Hydrostatický pohon se začal vyvíjet v 70. letech a je stále více používán i u větších a výkonově silnějších strojů. Hranice 100 kW je tím pádem stále víc posouvána ve prospěch hydrostatiky. Důvodem je možnost plynulé změny převodových poměrů, přitom konstrukční uspořádání stroje je jednodušší a totéž platí o jeho ovládání. Účinnost i životnost se přinejmenším vyrovnala hydrodynamickým pohonům, proto se u malých a středních nakladačů hydrodynamický pohon téměř nepoužívá. Výjimkou zmiňovanou výše u hydrodynamického pohonu je výrobce Liebherr, který vyvíjí a používá hydrostatický pohon i u velkých kolových nakladačů, kde ostatní výrobci používají pohon spíše hydrodynamický. Největší kolový nakladač na světě poháněný hydrostaticky je momentálně Liebherr L586 s provozní hmotností skoro 32 t. Samotný princip tohoto pohonu je takový, že hnací motor pohání regulační hydrogenerátor, z kterého proudí kapalina pod tlakem do rotačního hydromotoru a tam se mění zpět na mechanickou energii, která se dále přenáší do převodovky a rozvodovky. Zjednodušeně řečeno, pohon pojezdu není založen na změně průtoku kapaliny jako u hydrodynamiky, ale na změně tlaku v systému. [1] [4]

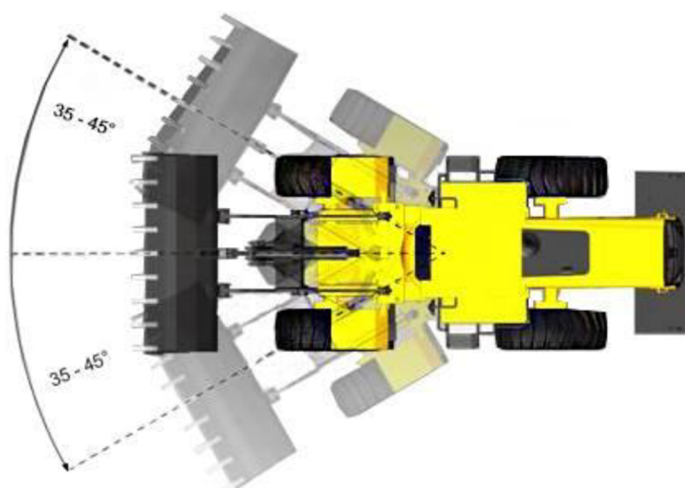
1.2.2 DRUHY ŘÍZENÍ

Kolové nakladače by měly být lehce manévrovatelné a mobilní při malém poloměru otáčení. Používáme několik druhů řízení.

Řízení děleným kloubovým rámem (obr.4) patří k nejčastější variantě u kolových nakladačů. Při tomto typu řízení se přední rám vůči zadnímu přestavuje pomocí hydrauliky o úhel 35-45° (obr.5). Ve srovnání s pevným rámem a říditelnou nápravou se poloměr otáčení zmenší až o 30%. Při jízdě v neupraveném a měkkém terénu je výhoda kloubového rámu, že při zatáčení sledují zadní kola přední ve stejné stopě, což snižuje jízdní odpor.[1]



Obr.4 Kloubový rám nakladače John Deere 444J[23]



Obr.5 Řízení děleným kloubovým rámem[23]

Nápravové řízení (obr.6) je další možností, která se ovšem nyní téměř nepoužívá. Jedná se o jednodílňý rám, který je vybaven říditelnou zadní nápravou. Při jízdě zatáčkou vytváří takto vybavený nakladač 4 stopy, což způsobuje větší jízdňí odpor.[1]



Obr.6 Nápravové řízení Volvo LM 222 rok výroby 1962[24]

Řízení všech kol (obr.7) je typické spíše pro menší nakladače a mechanismus tohoto řízení není jednoduchý. Každé kolo je možné natočit do různého úhlu o $35^\circ - 45^\circ$, tahle skutečnost výrazně zmenší poloměr otáčení. Řízení lze také přepnout na kruhové otáčení nebo příčňnou jízdľu. Tímto typem řízení se zabývá především firma Kramer.[1]



Obr.7 Řízení všech kol u nakladače Kramer Allrad 418[25]

Stereořízení (obr.8) se objevuje u nakladačů až od roku 1995, takže se jedná o relativně nový systém řízení, který zavedl výrobce Liebherr. Řízení funguje jako kombinace kloubového rámového řízení a natáčení zadních kol. Tím se sníží poloměr otáčení, není nutné tak velké natočení kloubového rámu (snížení ze 40° na 28°), což přispěje k lepší stabilitě kolového nakladače.[1]

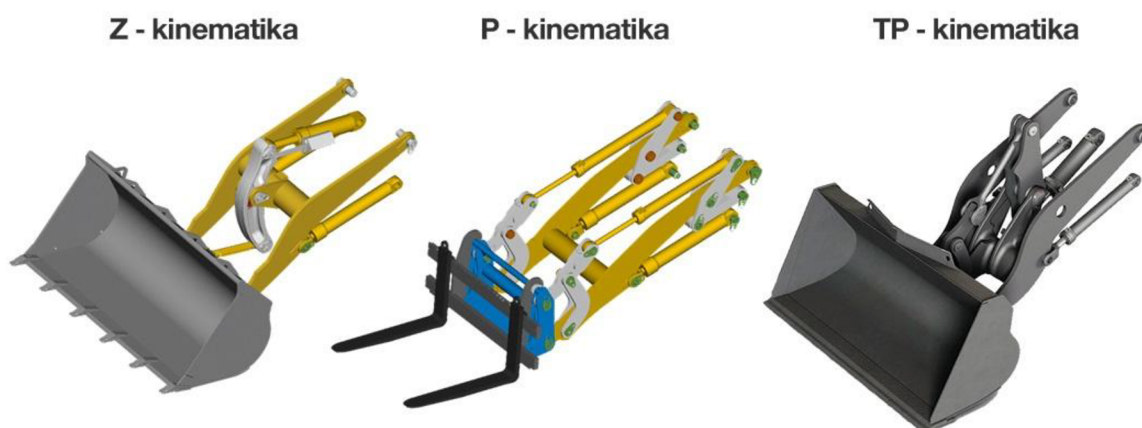


Obr.8 Stereořízení u nakladače John Deere 344J[26]



1.2.3 DRUHY KINEMATIK VÝLOŽNÍKŮ

Systém výložníku určuje jakým, způsobem je provedeno vyklápění lopaty a jaké je uspořádání samotného výložníku při zdvihu. Kinematika výložníku je důležitý faktor, který ovlivňuje například výsypnou výšku, vzdálenost vyložení a stabilitu nakladače. V praxi se používají nejčastěji tři základní systémy (obr.9). Každý se hodí na určité pracovní nasazení a má své výhody a nevýhody. Prvním kinematickým systémem je typ „Z“, který se používá většinou ve stavebnictví, při zemních pracích nebo nabírání stavebních materiálů. Táhla od hydromotoru po lopatu připomínají písmeno „Z“. Při nabírání materiálu a klopení lopaty dosahuje systém největší vylamovací síly. Naopak při vyklápění se tvoří menší zavírací síla na otevřenou lopatu, ale zvětší se rychlost posunu. Mezi vlastnosti „Z“ kinematiky také patří, že při zdvihu výložníku se mění sklon lopaty oproti výchozí poloze. Druhý typ kinematiky se nazývá paralelogramová, která je svou konstrukcí vhodná, když je potřeba přesného uložení, například při zvedání palet a jejich manipulaci. Hydromotor pracuje paralelně s výložníkem a celá konstrukce má opačné vlastnosti než u „Z“ kinematiky. Velká síla při zavírání otevřené lopaty, naopak klopná síla je menší. Třetím typem je TP kinematika, která je patentem koncernu Volvo a je kombinací předchozích dvou kinematik. Tato konstrukce dosahuje dobrých silových hodnot jak při nabírání a klopení lopaty, tak i při zavírání vyklopené lopaty. Vedení lopaty kopíruje po celou dobu zdvihu výchozí polohu. Nevýhodou této kinematiky je poměrně složitá konstrukce.[1] [4]



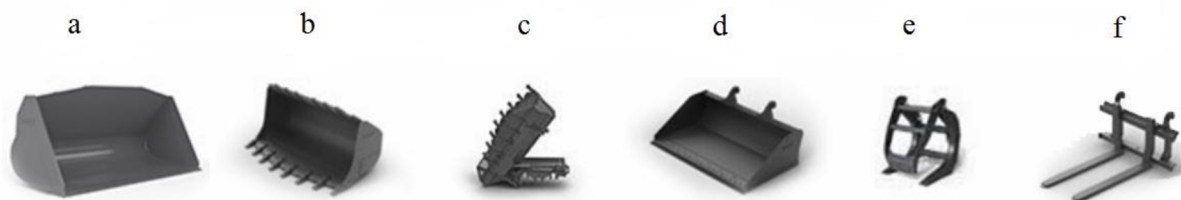
Obr.9 Druhy kinematik výložníku [4]

1.2.4 DRUHY PRACOVNÍHO NÁŘADÍ

Čelní lopatové nakladače jsou univerzální stroje, jelikož k nim jde připojit různé výměnné nářadí. Podle typu pracovního procesu se zvolí příslušné nářadí. Nakladače mohou horninu nakládat, těžit nebo převážet, také ji mohou například hrnout jako buldozerová radlice. Mezi nejvíce univerzální nářadí patří standardní lopata (obr.10 a), která může mít vyměnitelné nebo stálé zuby. Lopata se zuby (obr.10 b) se použije na rypadlové práce a nabírání horniny. Když je to vhodné, lze použít také lopatu na horninu s bočním výklopem (obr.10 c). Při manipulaci s materiálem o nízké objemové hmotnosti se může využít odlehčená lopata na lehký materiál. Pro zarovnávání horních vrstev zeminy se použije planýrovací lopata (obr.10 d). Drapák (obr.10 e) pro manipulaci s kmeny různé délky má uplatnění v lesnictví.



Vidlice (obr.10 f) má využití při manipulaci s kusovým materiálem. Výše uvedené nářadí představuje pouze část všech dostupných zařízení a nářadí. Každý výrobce má v nabídce určitý rozsah nářadí, které je možné k nakladači připojit. [1] [3]



*Obr.10 Druhy pracovních nástrojů:
 a)standardní lopata, b)lopata se zuby, c)lopata s bočním výklopem, d)planýrovací lopata,
 e)univerzální drapák, f) vidlice[27]*



2 VÝBĚR A POROVNÁNÍ STROJŮ ZADANÉ TYPOVÉ ŘADY

Vybrány byly 3 stroje, které odpovídají technickým parametrům uvedeným v zadání. Technické parametry se obvykle nacházejí v dostupných přílohách a prospektech, které výrobce poskytuje ke každému ze svých nabízených strojů. Jednou z podmínek výběru bylo, aby se jednalo o čelní kolový nakladač s kloubovým řízením. Jelikož se jedná o poměrně běžné a často používané nakládací stroje, je v této kategorii škála nabízených strojů velmi široká. Proto je dále výběr vymezen pomocí několika základních parametrů. Mezi ně patří:

- provozní hmotnost do 6500 kg
- provozní zatížení max. 2600 kg
- rozvor náprav asi 2200 mm s kloubem uprostřed
- velikost pneumatik 405/70 R20

Jelikož se jedná o vcelku malé nakladače s nízkou provozní hmotností, tak se často nazývají kompaktní kolové nakladače. Každý zvolený nakladač pochází od jiného z předních výrobců stavebních strojů jako je Liebherr, Volvo a Caterpillar.

2.1 CATERPILLAR 908H2

Americká firma Caterpillar byla založena v roce 1925, bývá označovaná zkratkou CAT a v České republice je zastoupena firmou Zeppelin CZ. Zabývá se výrobou zemních strojů, strojů pro těžební průmysl a diesellových motorů, které se u nás používají při modernizaci lokomotiv. [5]

Model CAT 908H2 (obr.11) je hydrostaticky poháněný nakladač přepínaným diesellovým čtyřválcovým motorem s přímým vstřikováním o výkonu 52 kW. Točivý moment motoru je 265 Nm a provozní hmotnost stroje činí 6465 kg. Standardní hydrostatický pohon je dvourychlostní s maximální rychlostí 20 km/h a lze ho rozšířit o vyšší rychlostní stupeň, poté maximální rychlost stroje dosahuje 35 km/h. Výložník se standardní lopatou o objemu 1,1 m³ využívá pro svou práci „Z“ kinematiku. Rozvor náprav je 2170 mm s kloubem uprostřed, který umožňuje natočení přední nápravy o 39°. Při tomto úhlu natočení je překlopné zatížení 3650 kg a maximální provozní zatížení činí 1825 kg. V příloze není uveden přesný úhel natočení, pro který bylo překlopné zatížení zjištěno, a jelikož se jedná o důležitý faktor ovlivňující hodnotu tohoto zatížení, tak pro srovnání použijeme překlopné zatížení v nulovém zatočení, když je přední náprava rovnoběžná se zadní. Toto zatížení je vždy větší, protože nakladač je stabilnější a nedochází k vyosení těžiště. V našem případě je hodnota překlopného zatížení v přímé poloze 5100 kg. [6]



Obr.11 Nakladač CAT 908H2 [28]

2.2 VOLVO L35G

Společnost Volvo Construction Equipment, která se zabývá výrobou stavebních strojů, patří do skupiny Volvo Group a v České Republice je zastoupena společností Ascendum Stavební stroje Czech. Tato společnost nabízí prodej, servis a pronájem stavebních strojů Volvo v České republice.[7]

Nakladač Volvo L35G je poháněn hydrostaticky pomocí dieselového čtyřválcového přeplňovaného motoru, který je chlazený vodou a má výkon 52,4 kW. Nakladač vlastní dva hydraulické okruhy, které umožní současné řízení a práci s výložníkem, aniž by jeden okruh fungoval na úkor okruhu druhého. Točivý moment motoru dosahuje velikosti 265 Nm a provozní hmotnost stroje činí 6250 kg. Standardní dodávaná lopata má objem 1,2 m³ a její manipulaci zajišťuje výložník s kinematikou „Z“ (obr.13). Volvo zde nabízí i možnost výložníku s kinematikou TP (obr.12), pro práce kde to bude vhodnější. Přední a zadní nápravy jsou od sebe vzdáleny 2150 mm a spojeny jsou oscilačním kloubem, který umožní natočení přední nápravy až o 40° oproti zadní. Při plném natočení má překlopné zatížení velikost 4350 kg a v přímém směru je tato hodnota 4950 kg. Maximální provozní zatížení je pak 2175 kg.[8]



Obr.12 Kinematika TP výložníku u nakladače Volvo L35G [8]



Obr.13 Volvo L35G se standardní lopatou a „Z“ kinematikou [29]

2.3 LIEBHERR L 508 COMPACT

Skupina Liebherr založená v roce 1949 v Německu je v České Republice zastoupena společností Liebherr - Stavební stroje CZ. Mezi hlavní produkty skupiny Liebherr patří kromě stavebních strojů také jeřáby se širokým spektrem uplatnění. Skupina se zabývá i výrobou spotřební elektroniky a vybavením pro letecký průmysl.[9]

U nakladače L 508 compact je hydrostatický pohon zajištěn pomocí čtyřválcového vznětového motoru, avšak nepřepřítovaného s výkonem 50 kW a točivým momentem 237 Nm. Provozní hmotnost stroje je 5683 kg, což je v porovnání s nakladačem CAT 908H2 výrazně méně vzhledem k tomu, že oba nakladače mají přibližně stejné rozměry a technické parametry. K výložníku používající „Z“ kinematiku s paralelním vedením je dodávána standardní lopata o objemu 1 m³. Paralelní vedení má výhodu například při použití paletizačních vidlí, kdy během celé oblasti zdvihu není nutné dorovnávat vidlí



strojníkem (obr 15). Výložník má kónickou konstrukci, která se směrem ke kabině zužuje, což přispívá k lepšímu výhledu z kabiny (obr 14). Rozvor náprav je 2150 mm a spojuje je konstrukce s výkyvným kloubem, který umožní natočení o 40°. Ve chvíli maximálního natočení je hodnota překlopného zatížení 3850 kg, naopak v přímém směru má překlopné zatížení velikost 4400 kg. Provozní zatížení může dosahovat 1925 kg.[10]



Obr.14 Kónická konstrukce výložníku nakladače L 508 compact [30]



Obr.15 „Z“ kinematika s paralelním vedením při použití paletizačních vidlí [3]



2.4 POROVNÁNÍ NAKLADAČŮ

Porovnání námi vybraných nakladačů bude provedeno s jejich základními technickými parametry, které jsou většinou uvedeny v prospektech od výrobce. Porovnávat se budou provozní hmotnosti, výkony a kroutící momenty motorů, poměry hmotnosti ku výkonu. Díky těmto poměrům zjistíme počet kilogramů na jeden kilowatt výkonu. Dále se bude porovnávat překlopné zatížení v přímém směru a provozní zatížení. Rozvory náprav se díky jejich velmi podobné velikosti porovnávat nebudou. Výsledky jsou uvedeny v tabulce, viz (tab. 1). [6] [8] [10]

tab.1 Porovnání parametrů jednotlivých nakladačů

	CAT 908H2	Volvo L35G	L 508 compact
provozní hmotnost [kg]	6465	6250	5683
výkon motoru [kW]	52	52,4	50
kroutící moment [Nm]	265	265	237
provozní hmotnost/výkon motoru [kW/kg]	124,3	119,3	113,7
překlopné zatížení v přímém směru [kg]	5100	4950	4400
provozní zatížení [kg]	1825	2175	1925



3 POSTUP PŘI STANOVENÍ VÝKONOVÝCH POŽADAVKŮ MOTOROVÉ JEDNOTKY

Potřebný výkon motorové jednotky se stanoví ze součtu dílčích výkonů pro pracovní a transportní režim stroje. Popis výpočtu dílčích výkonů je uveden v jednotlivých kapitolách. Potřebné dílčí výkony stanovíme pomocí statických a dynamických pohybových odporů vztažených na kolo a pomocí výkonových požadavků pracovního zařízení stroje. [11]

3.1 VÝKON POTŘEBNÝ PRO PŘEKONÁNÍ STATICKÝCH A DYNAMICKÝCH ODPORŮ STROJE

Pro určování odporů se vychází z poznatků terramechaniky. Uvažují se tři modely výpočtu valivého odporu kola. Prvním modelem je jízda po zpevněné komunikaci, kde se předpokládá nulová deformace podloží a deformaci podléhá jen pneumatika. Druhým a třetím modelem je jízda po nezpevněné komunikaci a v terénu, kde se deformuje pneumatika i podloží. Výkonový požadavek kola je složen ze statických odporů kola a z dynamických odporů kola. Za statický odpor je považován převážně valivý odpor kola a za dynamický odpor se považuje setrvačný odpor kola. Valivý odpor je závislý na rychlosti pohybu, zatížení kola a huštění pneumatiky. Odpory jsou tedy vztaženy pouze na jedno kolo a pro pohyb stroje je výsledný potřebný výkon motorové jednotky násobkem počtu kol celého stroje. [11]

3.1.1 POTŘEBNÝ VÝKON PRO PŘEKONÁNÍ STATICKÝCH ODPORŮ KOLA

K výpočtu statických odporů kola se využije parametrů valivého odporu pneumatiky při určité rychlosti po zvoleném typu komunikace na rovině. Použijeme vztah [11]:

$$R_v = R_t + R_p \quad [\text{N}] \quad (3.1.1)$$

kde R_v – celkový valivý odpor pneumatik [N]

R_t – deformace podloží [N]

R_p – deformace ztrátové vnitřní energie (deformace pneumatiky) [N]

Pro složky R_t a R_p platí následující vztahy:

Deformace podloží R_t [N]

$$R_t = C_1 \cdot G_K \cdot \sqrt[3]{\frac{p}{\varepsilon \cdot D}} \quad (3.1.2)$$

kde C_1 – konstanta [-], doporučeno $C_1 = 0,35$ až $0,5$; volím $C_1 = 0,5$

G_K – únosnost kola [N]

p – tlak huštění pneumatiky [Pa]

D – průměr kola [m]

ε – součinitel vlivu objemového přetvoření podloží [$\text{N} \cdot \text{m}^{-3}$]

**Deformace pneumatiky R_p [N]**

$$R_p = C_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{G_K^4}{p \cdot D^2}} \quad (3.1.3)$$

kde C_2 – konstanta, doporučeno $C_2 = 0,065$ [-]

G_K – zatížení kola, únosnost [N]

p – tlak huštění pneumatiky [Pa]

D – průměr kola [m]

Pro výpočet dílčího výkonu motoru pro překonání statických odporů P_{tS} [W] v daném jízdním režimu pak platí [11]:

$$P_{tS} = R_v \cdot v \quad (3.1.4)$$

kde R_v – je celkový valivý odpor kola pneumatiky [N]

v – maximální rychlost stroje v daném jízdním režimu [$m \cdot s^{-1}$]

3.1.2 VÝKON POTŘEBNÝ PRO PŘEKONÁNÍ DYNAMICKÝCH ODPORŮ STROJE

U dynamických odporů se vychází z výpočtu pro setrvačný odpor. Ten vzniká při jakékoliv změně rychlosti jízdy stroje. Působí vždy proti směru zrychlení stroje, tedy při zpomalování působí po směru jízdy a při akceleraci vpřed proti směru jízdy. Pro výsledný setrvačný odpor R_{SO} [N] pak platí [12]:

$$R_{SO} = \vartheta \cdot m_{PH} \cdot a_z \quad (3.1.5)$$

kde m_{PH} – provozní hmotnost stroje [kg]

a_z – velikost zrychlení pro daný jízdní režim stroje [$m \cdot s^{-2}$]

ϑ - součinitel vlivu rotačních součástí [-]

Součinitel vlivu rotačních součástí ϑ závisí jak na parametrech konstantních (momenty setrvačnosti, poloměry kol), tak i na parametrech proměnlivých (převodový poměr, hmotnost vozidla). Pro výpočet je složité určit momenty setrvačnosti všech rotujících součástí vozidla, kam patří například rotující části motoru a převodového ústrojí. Proto pro zjednodušení budeme vycházet z tabulky viz (tab. 2), kde jsou hodnoty součinitele ϑ uvedeny [12].

Výkon pro překonání dynamických odporů P_{tD} [W] se pak vypočte ze vztahu [11]:

$$P_{tD} = R_{SO} \cdot a_z \cdot t_z \quad (3.1.6)$$

kde R_{SO} – je výsledný setrvačný odpor [N]

a_z – zrychlení stroje pro daný typ jízdního režimu [$m \cdot s^{-2}$]

t_z – doba zrychlení stroje pro daný typ jízdního režimu [s]



tab.2 Informativní průměrné hodnoty součinitele rotačních částí stroje dle [12]

vozidlo	Součinitel rotačních součástí	
	Nejvyšší rychlostní stupeň	Nejnižší rychlostní stupeň
osobní	1,04 - 1,07	1,2 - 1,8
nákladní silniční	1,06 - 1,1	1,4 - 3
nákladní terénní	1,08 - 1,25	5 - 8

Zrychlení stroje je závislé především na jednotlivých typech podloží (zpevněná komunikace, nezpevněná, terén). Zrychlení určíme pomocí brzdné dráhy stroje, pro kterou je uveden legislativní požadavek. Maximální brzdná dráha s_{tB} [m] je v závislosti na počáteční rychlosti definována jako:[11]

$$s_{tB} = 0,2 \cdot (v_z + 5) + \frac{v_z^2}{160} \quad (3.1.7)$$

kde s_{tB} – je maximální brzdná dráha provozní brzdy stroje [m]

v_z – je maximální rychlost pro daný jízdní režim, dosazuje se v $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$ [$\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$]

Vzhledem k tomu, že brzdny proces z určité rychlosti je podstatně kratší než zrychlení na stejnou rychlost, uvažujeme, že dráha rozjezdu je trojnásobná vůči brzdě dráze. Pro rozjezdovou dráhu s_{tZ} [m] tedy platí [11]:

$$s_{tZ} = 3 \cdot s_{tB} \quad (3.1.8)$$

kde s_{tZ} – dráha rozjezdu [m]

Podle dráhy rozjezdu s_{tZ} lze dobu rozjezdu t_z [s], potřebnou k dosažení maximální rychlosti v_z za předpokladu rovnoměrně zrychleného pohybu spočítat pomocí vztahu [11]:

$$t_z = \frac{2 \cdot s_{tZ}}{v_z} \quad [\text{s}] \quad (3.1.9)$$

Jakmile je známá doba působení zrychlení t_z a dráha rozjezdu s_{tZ} , tak dalším fyzikálním odvozením se určí maximální navrhované zrychlení stroje a_z [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$] [11]:

$$s_{tZ} = \frac{1}{2} \cdot a_z \cdot t_z^2 \quad \rightarrow \quad a_z = \frac{2 \cdot s_{tZ}}{t_z^2} \quad (3.1.10)$$

Dosažením zrychlení a_z do rovnice pro P_{tD} , je získán výkon potřebný pro překonání dynamických odporů. [11]



3.1.3 VÝKON POTŘEBNÝ PRO PŘEKONÁNÍ ODPORU STOUPÁNÍ

Při výpočtu výkonu pro překonání odporu stoupání P_{tU} [W] uvažujeme, že stroj musí překonat při dané rychlosti odpor, který je způsobený složkou gravitační síly[11]:

$$P_{tU} = (m_{PH} + m_N) \cdot g \cdot v_S \cdot \sin \alpha \quad (3.1.11)$$

kde m_{PH} – je provozní hmotnost stroje [kg]

m_N – je maximální pracovní zatížení stroje [kg]

g – gravitační zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]

v_S – maximální rychlost stroje při stoupání v daném režimu stroje [$m \cdot s^{-1}$]

α – úhel stoupání [$^\circ$]

Úhel stoupání α [$^\circ$] se ze stoupavosti s_s [%] (stoupání zadané v procentech) určí vztahem[11]:

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{s_s}{100} \quad (3.1.12)$$

kde s_s – stoupavost (stoupání zadané v procentech) [%]

3.1.4 CELKOVÝ TRAKČNÍ VÝKON

Celkový trakční výkon P_t [W] potřebný k překonání statických odporů všech zatížených kol (valivých odporů všech kol), dynamických odporů a případně i odporu při stoupání do svahu, je roven součtu jednotlivých potřebných výkonů[11]:

$$P_t = P_{tS} \cdot k + P_{tD} + P_{tU} \quad (3.1.13)$$

kde P_{tS} – výkon potřebný pro překonání statických odporů kola stroje [W]

P_{tD} – výkon potřebný pro překonání dynamických odporů stroje [W]

P_{tU} – výkon potřebný pro překonání odporu stoupání [W]

k – počet kol stroje [-]

3.2 VÝKON POTŘEBNÝ PRO POHON PRACOVNÍHO ZAŘÍZENÍ A ŘÍZENÍ NÁPRAV

V této kapitole se bude počítat výkon, který je potřeba k pohánění hydraulické soustavy stroje. Pomocí této soustavy je zajišťován především pohyb výložníku a řízení stroje. Při počítání výkonu jsou zásadní hodnoty průtoku oleje a tlaku v daném hydraulickém obvodu. Tyto hodnoty bývají vypsány v prospektech u jednotlivých strojů. U některých strojů (CAT, Volvo) bývají hydraulické systémy dva, jeden pro řízení náprav a jeden pro manipulaci s výložníkem. Každý má svůj hydrogenerátor a fungují nezávisle na sobě. To se považuje za výhodu, protože stroj může zatačet a přitom konat například zdvih lopaty ve stejný okamžik a na obě činnosti je k dispozici maximální výkon jednotlivých hydraulických systémů. U strojů, které mají společný hydraulický systém a jeden hydrogenerátor, je průtok rozdělován pomocí řídicího systému. Ten primárně zásobuje hydrauliku řízení, na kterou jde vždy dostatečný výkon. V případě, kdy tedy bude nakladač zatačet a přitom je potřeba zdvihnout výložník s lopatou, se může stát, že průtok oleje v hydraulice pro pracovní zařízení (výložník) nebude



mít dostatečný průtok a lopata se bude zvedat delší dobu, než při zdvihu u nakladače, který má hydrauliku řízení v klidu. Ve výpočtu uvažujeme variantu se dvěma systémy. [6] [8] [11]

3.2.1 VÝKON PRO POHON ŘÍZENÍ KLOUBOVÉHO PODVOZKU

Řízení nakladače je poháněno hydraulickým systémem se zubovým čerpadlem. Pomocí hydrauliky se přední náprava může vůči zadní nápravě natáčet kolem kloubu, který je mezi oběma nápravami, o 35 – 40°. Maximální hodnota tlaku p_H , který v tomto systému může být, činí 25 MPa. Systém obsahuje pojistné přetlakové ventily, které jsou nastaveny na tuto hodnotu. V případě překročení 25 MPa nastane uvolnění tlaku přes ventil, tím je omezena možnost poruchy na hydraulickém zařízení. Výrobce ve svých podkladových materiálech uvádí také hodnotu průtoku oleje Q_{HR} , ta je u nakladačů zadané typové řady navržena na 33 l/min. Účinnost hydrogenerátoru a celého hydraulického obvodu je zvolena na 90%. Potom se výkon potřebný pro řízení stroje P_{HR} [W] vypočte ze vztahu: [8] [11]

$$P_{HR} = \frac{p_H \cdot Q_{HR}}{\mu_{HR}} \quad (3.2.1)$$

$$P_{HR} = \frac{25 \cdot 10^6 \cdot 33 \cdot 1,666 \cdot 10^{-5}}{0,9} = 15272 \text{ W}$$

$$P_{HR} = 15272 \text{ W}$$

kde $p_H = 25 \text{ MPa}$ – maximální tlak v hydraulickém systému řízení

$Q_{HR} = 33 \text{ l/min}$ – průtok oleje v hydraulickém systému řízení

$\mu_{HR} = 0,9$ – účinnost hydraulického systému, voleno 90%

$1,666 \cdot 10^{-5}$ – konstanta pro přepočet průtoku z l/min na m^3/s .

3.2.2 VÝKON POTŘEBNÝ PRO POHON PRACOVNÍHO ZAŘÍZENÍ

Pro použití a ovládání pracovního zařízení je využíván další termostaticky regulovaný olejový okruh s integrovaným chladicím systémem, který je opět poháněn zubovým čerpadlem. Pomocí tohoto systému je poháněn zdvih výložníku, naklápění pracovního zařízení (lopaty) a v případě, kdy je ke stroji připojeno zařízení poháněné tlakovým olejem, je poháněno i toto zařízení. Připojným zařízením poháněným tlakovým olejem je například drapák na kulatinu nebo lopata s přidržovačem (obr. 16). V tomto hydraulickém systému má olej tlak opět 25 MPa a průtok Q_{PZ} podobné typové řady nakladačů je volen dle prospektů a materiálů od výrobců na 65 l/min. Účinnost tohoto hydraulického obvodu a hydrogenerátoru je zvolena na 90%. Výkon P_{PZ} [W] se vypočte obdobně jako v minulém případě (3.2.1): [8] [11]

$$P_{PZ} = \frac{p_H \cdot Q_{PZ}}{\mu_{PZ}}$$

$$P_{PZ} = \frac{25 \cdot 10^6 \cdot 65 \cdot 1,666 \cdot 10^{-5}}{0,9} = 30081 \text{ W}$$

$$P_{PZ} = 30081 \text{ W}$$

kde $p_H = 25 \text{ MPa}$ – maximální tlak v hydraulickém systému



$Q_{PZ} = 65 \text{ l/min}$ – průtok oleje v hydraulickém systému pracovního zařízení

$\mu_{HR} = 0,9$ – účinnost hydraulického systému, voleno 90%

$1,666 \cdot 10^{-5}$ – konstanta pro přepočet průtoku z l/min na m^3/s .



Obr.16 Lopata s přidržovačem poháněným tlakovým olejem [32]

3.2.3 VÝKON POTŘEBNÝ PRO ZÁKLADNÍ FUNKCE STROJE

Je to výkon potřebný pro správný chod a provoz stroje. Do této výkonové části jsou zařazeny elektrické a hydraulické prvky pohonu stroje. Patří sem například brzdová soustava, elektrické soustavy s palubním počítačem v kabině řidiče, osvětlení stroje, ventilátor chlazení, klimatizace, alternátor pro dobíjení akumulátorů. Klimatizace většinou ve standardní výbavě není zahrnuta, nicméně v modelovém výpočtu zahrnuta bude, jelikož je počítán teoretický maximální potřebný výkon, kde by se měly vyskytnout všechny položky vyžadující pro svou činnost nějaký výkon stroje. Tyto výkony nedosahují takových velikostí jako trakční výkon P_t nebo výkony spojené s pracovním zařízením P_{PZ} a řízením náprav P_{HR} . Proto dílčí výkony pro základní funkce stroje P_{ZF} určíme pomocí navrhovaných hodnot z řešených modelů strojů podobné typové řady a podle podkladových materiálů od výrobců. Výsledky jsou zapsány v tabulce viz (tab.3). [11]

Celkový výkon stroje P_{ZF} [W] se pak určí jako součet jednotlivých prvků. Výkon P_{ZF} tedy je:

$$P_{ZF} = 10120 \text{ W}$$

*tab.3 přehled dílčích výkonů pro základní funkce stroje*

dílčí prvek výkonu	potřebný výkon pro chod daného prvku [W]
alternátor pro dobíjení	120
palubní počítač	1000
klimatizace	3980
ventilátor chlazení	2060
brzdová soustava	2150
osvětlení stroje	810
celkový výkon pro základní funkce stroje P_{ZF}	10120



4 VÝPOČET JEDNOTLIVÝCH POTŘEBNÝCH VÝKONŮ STROJE V DANÝCH REŽIMECH

V každém jízdním režimu je pro pohon stroje potřeba různý výkon. Jediný výkon který uvažujeme jako neměnný je výkon pro základní funkci stroje P_{ZF} , který je stálý na jakémkoliv podloží. Nejdříve jsou navrženy parametry šesti jízdních režimů, jako je rychlost pohybu, součinitel přetvoření podloží a úhel stoupání. Pak se určí hodnota únosnosti kol a s těmito hodnotami se vypočítají jednotlivé trakční výkony P_t . Kromě šesti jízdních režimů bude spočítán i jeden pracovní režim. [11]

4.1 URČENÍ PARAMETRŮ JÍZDNÍCH REŽIMŮ

Stroj má několik jízdních režimů, pro které se zásadně mění rychlostní a další parametry. Uvažovány jsou jízdní režimy na zpevněné, nezpevněné komunikaci a jízda v terénu. V každém z těchto režimů je počítána varianta jízdy po rovině viz (tab.4) a varianta při stoupání do kopce viz (tab.5). Celkem je tedy 6 jízdních režimů. [11]

tab.4 Jízdní režimy na rovině

typ komunikace	označení rychlosti	maximální hodnota rychlosti [$\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$]	označení součinitele přetvoření podloží	hodnota součinitele [$\text{N}\cdot\text{m}^{-3}$]
zpevněná	v_Z	20	ϵ_Z	$\rightarrow \infty$
nezpevněná	v_N	10	ϵ_N	$200\cdot 10^6$
terén	v_T	5	ϵ_T	$10\cdot 10^6$

Při stoupání se přepočte stoupavost s_s [%] na úhel stoupání α [°] podle rovnice (3.1.12).

tab.5 Jízdní režimy při stoupání

typ komunikace	stoupavost s_s [%]	stoupání α [°]	označení rychlosti	maximální hodnota rychlosti [$\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$]
zpevněná	20	11,3	v_{ZS}	8
nezpevněná	30	16,7	v_{NS}	3
terén	35	19,3	v_{TS}	3

4.2 VÝPOČET ÚNOSNOSTI JEDNOTLIVÝCH KOL

Při výpočtu jsou uvažovány kritické hodnoty pro únosnost. To znamená pro přední nápravu, když dojde ke statickému překlopnému zatížení v přímém směru a celá váha stroje i



naloženého materiálu leží na přední nápravě, čili dvou předních kolech (obr.17). V tento okamžik se určí maximální zatížení pneumatiky na přední nápravě a následně podle toho únosnost kola a tlak huštění přední pneumatiky. Pro zadní nápravu se uvažuje okamžik, kdy je pracovní zařízení prázdné a na nápravu tak působí nejvyšší možné zatížení od hmotnosti samotného stroje. V tomto případě je uvažováno rovnoměrné rozložení hmotnosti mezi jednotlivými nápravami, tedy na každou nápravu působí 50% provozní hmotnosti stroje. Na jednu zadní pneumatiku pak tedy působí 25% z celkové provozní hmotnosti. [13]



Obr.17 Překlopné zatížení nakladače v přímém směru [33]

Jelikož je rozložení hmotnosti mezi nápravami rovnoměrné a rozvor náprav činí 2200 mm, pak těžiště prázdného nakladače leží 1100 mm od přední nápravy. Z výkresů v podkladových materiálech výrobců, kde jsou uvedeny základní rozměry a parametry nakladače, je určena vzdálenost těžiště naložené lopaty od přední nápravy. Tato vzdálenost je 1360 mm. Nyní lze z momentové rovnováhy určit překlopné zatížení v přímém směru [8]:

$$F_{Př} = \frac{m_{PH} \cdot g \cdot x_T}{x_{Př}} \quad [N] \quad (4.2.1)$$

$$F_{Př} = \frac{6500 \cdot 9,81 \cdot 1100}{1360} = 51575 \text{ N}$$

$$F_{Př} = 51575 \text{ N}$$

kde $F_{Př}$ – je překlopná síla [N]

$m_{PH} = 6500 \text{ kg}$ – provozní hmotnost stroje, zvolena dle zadání [kg]

$x_T = 1100 \text{ mm}$ – vzdálenost těžiště od přední nápravy, určeno z rozvoru náprav

$x_{Př} = 1360 \text{ mm}$ – vzdálenost těžiště naložené lopaty od přední nápravy [mm]

$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ – tíhové zrychlení

Výpočet síly F_P [N] a hmotnost zatížení m_P [kg] na jednu přední pneumatiku:

$$F_P = \frac{m_{PH} \cdot g + F_{Př}}{2} \quad (4.2.2)$$

$$F_P = \frac{6500 \cdot 9,81 + 51575}{2} = 57670 \text{ N}$$



$$F_p = 57670 \text{ N} \quad \rightarrow \quad m_p = 5879 \text{ kg}$$

kde F_p – je síla působící na přední pneumatiku od zatížení [N]

$m_{PH} = 6500 \text{ kg}$ – provozní hmotnost stroje, zvolena dle zadání [kg]

$F_{Př} = 51575 \text{ N}$ – překlopná síla [N]

2 – počet pneumatik přední nápravy [-]

m_p – hmotnost zatížení působící na jednu přední pneumatiku [kg]

Výpočet síly F_Z [N] a hmotnost zatížení m_Z [kg] na jednu zadní pneumatiku:

$$F_Z = \frac{m_{PH} \cdot g}{4} \quad (4.2.3)$$

$$F_Z = \frac{6500 \cdot 9,81}{4} = 15941 \text{ N}$$

$$F_Z = 15941 \text{ N} \quad \rightarrow \quad m_Z = 1625 \text{ kg}$$

kde F_Z – je síla působící na zadní pneumatiku od zatížení [N]

$m_{PH} = 6500 \text{ kg}$ – provozní hmotnost stroje, zvolena dle zadání [kg]

4 – počet kol celého stroje [-]

m_Z – hmotnost zatížení působící na jednu zadní pneumatiku [kg]

Nyní se podle vypočítaných hodnot zatížení na jednotlivá kola určí tlak huštění jednotlivých pneumatik podle tabulek výrobce Mitas. Při výběru je zásadní rozměr pneumatik, který je dle zadání 405/70 R20. Jsou navrženy pneumatiky EM-01 TL (obr.18), které jsou určeny pro lehčí stavební stroje, vhodné především pro nakladače, dampy a podobné stroje. Tlak pro přední pneumatiky je podle zatížení a tabulky zvolen na $p_{Př} = 3,5 \text{ bar} = 350\,000 \text{ Pa}$ a pro zadní $p_Z = 2 \text{ bar} = 200\,000 \text{ Pa}$. Podle tlaku se z tabulek výrobce Mitas určí únosnost zvolených pneumatik v jízdních režimech, viz (tab.6). [13]

tab.6 Přehled únosností v daných jízdních režimech dle [13]

pneumatika	tlak [Pa]	Únosnost G [N] při rychlostech		
		$v_Z = 20 \text{ km/h}$	$v_N = 10 \text{ km/h}$	$v_T = 5 \text{ km/h}$
přední	350 000	27 684	36 003	47 088
zadní	200 000	17 375	22 808	32 177



Obr.18 Pneumatika Mitas EM-01 TL [34]

4.3 VÝKON PŘI JÍZDĚ NA ZPEVNĚNÉ KOMUNIKACI PO ROVINĚ

Maximální rychlost jízdy po rovině je $v_Z = 20 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, což je zároveň uváděná maximální rychlost u většiny nakladačů zvolené typové skupiny. Zpevněná komunikace je například asfaltová silnice, patří sem také cesty zpevněné panelovým nebo dlážděným povrchem. Povrch by neměl být vůči pneumatice deformovatelný, proto je součinitel vlivu objemového přetvoření ε_Z volen na nekonečno. [11]

Nejdříve se vypočte deformace podloží R_t [N] podle (3.1.2) a deformace pneumatiky R_p [N] podle (3.1.3). Obě deformace se musí vypočítat pro každou nápravu zvlášť díky rozdílným tlakům a únosnostem:

Deformace podloží pod přední pneumatikou $R_{tPř}$ [N] podle (3.1.2):

$$R_{tPř} = C_1 \cdot G_{KP} \cdot \sqrt[3]{\frac{p_{Př}}{\varepsilon_Z \cdot D}} = 0,5 \cdot 27684 \cdot \sqrt[3]{\frac{350000}{\infty \cdot 1,1}} = 0 \text{ N}$$

$$R_{tPř} = 0 \text{ N}$$

kde $R_{tPř}$ – je deformace podloží [N]

C_1 – konstanta [-], doporučeno $C_1 = 0,35$ až $0,5$; volím $C_1 = 0,5$

$G_{KP} = 27684 \text{ N}$ – únosnost přední pneumatiky při v_Z , viz (tab.6)

$p_{Př} = 350\,000 \text{ Pa}$ – tlak huštění přední pneumatiky, viz (tab.6)

$D = 1,1 \text{ m}$ – průměr kola s pneumatikou



$\varepsilon_Z = \infty \text{ [N}\cdot\text{m}^{-3}]$ – součinitel vlivu objemového přetvoření zpevněného podloží, viz (tab.4)

Deformace podloží pod zadní pneumatikou R_{tZ} [N] podle (3.1.2):

$$R_{tZ} = C_1 \cdot G_{KZ} \cdot \sqrt[3]{\frac{p_Z}{\varepsilon_Z \cdot D}} = 0,5 \cdot 17375 \cdot \sqrt[3]{\frac{200000}{\infty \cdot 1,1}} = 0 \text{ N}$$

$$R_{tZ} = 0 \text{ N}$$

kde R_{tZ} – je deformace podloží[N]

C_1 – konstanta [-], doporučeno $C_1 = 0,35$ až $0,5$; volím $C_1 = 0,5$

$G_{KZ} = 17375 \text{ N}$ – únosnost zadní pneumatiky při v_Z , viz (tab.6)

$p_Z = 200\,000 \text{ Pa}$ – tlak huštění zadní pneumatiky, viz (tab.6)

$D = 1,1 \text{ m}$ – průměr kola s pneumatikou

$\varepsilon_Z = \infty \text{ [N}\cdot\text{m}^{-3}]$ – součinitel vlivu objemového přetvoření zpevněného podloží, viz (tab.4)

Deformace přední pneumatiky $R_{pPř}$ [N] podle (3.1.3):

$$R_{pPř} = C_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{G_{KP}^4}{p_{Př} \cdot D^2}} = 0,065 \cdot \sqrt[3]{\frac{27684^4}{350000 \cdot 1,1^2}} = 724,9 \text{ N}$$

$$R_{pPř} = 725 \text{ N}$$

kde C_2 – konstanta, doporučeno $C_2 = 0,065$ [-]

$G_{KP} = 27684 \text{ N}$ – únosnost přední pneumatiky při v_Z , viz (tab.6)

$p_{Př} = 350\,000 \text{ Pa}$ – tlak huštění přední pneumatiky, viz (tab.6)

$D = 1,1 \text{ m}$ – průměr kola s pneumatikou

Deformace zadní pneumatiky R_{pZ} [N] podle (3.1.3):

$$R_{pZ} = C_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{G_{KZ}^4}{p_Z \cdot D^2}} = 0,065 \cdot \sqrt[3]{\frac{17375^4}{200000 \cdot 1,1^2}} = 469,3 \text{ N}$$

$$R_{pZ} = 469 \text{ N}$$

kde C_2 – konstanta, doporučeno $C_2 = 0,065$ [-]

$G_{KZ} = 17375 \text{ N}$ – únosnost zadní pneumatiky při v_Z , viz (tab.6)



$p_Z = 200\,000\text{ Pa}$ – tlak huštění zadní pneumatiky, viz (tab.6)

$D = 1,1\text{ m}$ – průměr kola s pneumatikou

Nyní se vypočte celkový valivý odpor pro kolo na přední a na zadní nápravě podle (3.1.1):

Přední kolo:

$$R_{vPř} = R_{tPř} + R_{pPř} = 0 + 725 = \mathbf{725\text{ N}}$$

$$R_{vPř} = \mathbf{725\text{ N}}$$

kde $R_{vPř}$ – celkový valivý odpor přední pneumatiky

$R_{tPř} = 0\text{ N}$ – deformace podloží pod předním kolem

$R_{pPř} = 725\text{ N}$ – deformace přední pneumatiky

Zadní kolo:

$$R_{vZ} = R_{tZ} + R_{pZ} = 0 + 469 = \mathbf{469\text{ N}}$$

$$R_{vZ} = \mathbf{469\text{ N}}$$

kde R_{vZ} – celkový valivý odpor zadní pneumatiky

$R_{tZ} = 0\text{ N}$ – deformace podloží pod zadním kolem

$R_{pZ} = 469\text{ N}$ – deformace zadní pneumatiky

Výpočet dílčího výkonu pro překonání statických odporů P_{ts} [W] se vypočte opět pro kolo na každé nápravě zvlášť. Pro jednotlivá kola platí (3.1.4):

Přední kolo:

$$P_{tSPř} = R_{vPř} \cdot v_Z = 725 \cdot \frac{20}{3,6} = \mathbf{4027,8\text{ W}}$$

$$P_{tSPř} = \mathbf{4028\text{ W}}$$

kde $R_{vPř} = 725\text{ N}$ – je celkový valivý odpor přední pneumatiky

$v_Z = 20\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ – maximální rychlost stroje na zpevněné komunikaci, viz (tab.4)

3,6 – konstanta k přepočtu $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$ na $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$

Zadní kolo:

$$P_{tSZ} = R_{vZ} \cdot v_Z = 469 \cdot \frac{20}{3,6} = \mathbf{2605,6\text{ W}}$$

$$P_{tSZ} = \mathbf{2606\text{ W}}$$

kde $R_{vZ} = 469\text{ N}$ – je celkový valivý odpor zadní pneumatiky

$v_Z = 20\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ – maximální rychlost stroje na zpevněné komunikaci, viz (tab.4)



3,6 – konstanta k přepočtu $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$ na $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$

Pro výpočet dynamických (setrvačných) odporů R_{SO} je potřeba znát zrychlení stroje a_Z . Při výpočtu této hodnoty se bude postupovat, jak je uvedeno v kapitole 3.1.2. Nejdřív se vypočte maximální brzdná dráha s_{tB} podle (3.1.7):

$$s_{tBZ} = 0,2 \cdot (v_Z + 5) + \frac{v_Z^2}{160} = 0,2 \cdot (20 + 5) + \frac{20^2}{160} = 7,5 \text{ m}$$

$$s_{tBZ} = 7,5 \text{ m}$$

kde s_{tBZ} – maximální brzdná dráha provozní brzdy stroje při zvoleném režimu [m]

$v_Z = 20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ – je maximální rychlost pro daný jízdní režim, viz (tab.4)

Rozjezdová dráha s_{tZ} dle (3.1.8):

$$s_{tZZ} = 3 \cdot s_{tB} = 3 \cdot 7,5 = 22,5 \text{ m}$$

$$s_{tZZ} = 22,5 \text{ m}$$

kde s_{tZZ} – dráha rozjezdu při daném režimu [m]

$s_{tBZ} = 7,5 \text{ m}$ – maximální brzdná dráha

Doba působení zrychlení stroje t_Z do dosažení maximální rychlosti je dle (3.1.9):

$$t_{ZZ} = \frac{2 \cdot s_{tZZ}}{v_Z} = \frac{2 \cdot 22,5 \cdot 3,6}{20} = 8,1 \text{ s}$$

$$t_{ZZ} = 8,1 \text{ s}$$

kde $s_{tZZ} = 22,5 \text{ m}$ – dráha rozjezdu při daném režimu

$v_Z = 20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ – maximální rychlost pro daný režim, viz (tab.4)

3,6 - konstanta k přepočtu $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$ na $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$

Takže maximální navrhované zrychlení pro jízdu na zpevněné komunikaci a_Z dle (3.1.10)

$$a_Z = \frac{2 \cdot s_{tZZ}}{t_{ZZ}^2} = \frac{2 \cdot 22,5}{8,1^2} = 0,69 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$a_Z = 0,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Setrvačný odpor R_{SO} se zjistí podle rovnice (3.1.5), kde je třeba zvolit součinitel vlivu rotačních součástí. K tomu slouží tabulka (tab.2). Tedy:

$$R_{SO} = \vartheta \cdot m_{PH} \cdot a_Z = 1,1 \cdot 6500 \cdot 0,7 = 5005 \text{ N}$$

kde $m_{PH} = 6500 \text{ kg}$ – provozní hmotnost stroje

$a_Z = 0,7 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ – velikost zrychlení (zpomalení) stroje



$\vartheta = 1,1$ – součinitel vlivu rotačních součástí, viz (tab.2)

Dosažením setrvačného odporu do rovnice (3.1.6) je spočítán výkon pro překonání dynamických odporů stroje P_{tDZ} (3.1.6):

$$P_{tDZ} = R_{SO} \cdot a_Z \cdot t_{ZZ} = 5005 \cdot 0,7 \cdot 8,1 = \mathbf{28378,4 W}$$

$$P_{tDZ} = \mathbf{28378 W}$$

kde $R_{SO} = 5005 \text{ N}$ – výsledný setrvačný odpor
 $a_Z = 0,7 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ – velikost zrychlení stroje pro daný režim
 $t_{ZZ} = 8,1 \text{ s}$ – doba zrychlení stroje pro daný typ jízdního režimu

Celkový trakční výkon stroje se určí součtem jednotlivých dílčích výkonů, přičemž u výkonu pro překonání statických odporů uvažujeme různé hodnoty pro přední a pro zadní nápravu. Stroj se pohybuje po rovině, takže výkon pro překonání odporu stoupání P_{tU} se uvažovat nebude. Celkový trakční výkon se tedy počítá dle (3.1.13):

$$P_{tZ} = P_{tSPř} \cdot k_{Př} + P_{tSZ} \cdot k_Z + P_{tDZ} + P_{tUZ} = 4028 \cdot 2 + 2606 \cdot 2 + 28378 = \mathbf{41646W}$$

$$P_{tZ} = \mathbf{41646W}$$

kde $P_{tSPř} = 4028 \text{ W}$ – výkon pro překonání statického odporu předního kola stroje
 $P_{tSZ} = 2606 \text{ W}$ – výkon pro překonání statického odporu zadního kola stroje
 $P_{tDZ} = 28378 \text{ W}$ – výkon potřebný pro překonání dynamických odporů stroje
 $P_{tUZ} = 0 \text{ W}$ – výkon potřebný pro překonání odporu stoupání
 $k_{Př} = 2$ – počet kol na přední nápravě
 $k_Z = 2$ – počet kol na zadní nápravě

4.4 VÝKON PŘI JÍZDĚ NA ZPEVNĚNÉ KOMUNIKACI DO STOUPÁNÍ

Stoupání je dle (tab.5) $s_S = 20\%$ a maximální rychlost stroje při tomto režimu činí $v_{ZS} = 8 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Výpočet je obdobný jako v kapitole 4.3, pouze se mění veličiny, u nichž je nyní jiná hodnota rychlosti. Dále je k výpočtu doplněn i výkon pro překonání stoupání.

Pro celkový valivý odpor do stoupání R_{vU} platí stejný vztah (3.1.1) jako v předchozí kapitole 4.3. Pro zjednodušení výpočtu se sečtou hodnoty valivého odporu na přední a zadní nápravě. Hodnota celkového valivého odporu do stoupání $R_{vU} [\text{N}]$ je pak:

$$R_{vU} = R_{vPř} + R_{vZ} = 725 + 469 = \mathbf{1194 N}$$

$$R_{vU} = \mathbf{1194 N}$$

kde $R_{vPř} = 725 \text{ N}$ – je celkový valivý odpor přední pneumatiky
 $R_{vZ} = 469 \text{ N}$ – celkový valivý odpor zadní pneumatiky



Výpočet dílčího výkonu P_{tSU} [W] pro překonání statických odporů v jízdě po zpevněné komunikaci do svahu je podle (3.1.4):

$$P_{tSU} = R_{vU} \cdot v_{ZU} = 1194 \cdot \frac{8}{3,6} = 2653,3 \text{ W}$$

$$P_{tSU} = 2653 \text{ W}$$

kde $R_{vU} = 1194 \text{ N}$ – je celkový valivý odpor pneumatik

$v_{ZU} = 8 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ – maximální rychlost stroje na zpevněné komunikaci do svahu, viz (tab.5)

3,6 – konstanta k přepočtu $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ na $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

Pro výpočet dynamických odporů je potřeba znát zrychlení a_{ZU} při jízdě do svahu, postup při tomto výpočtu je obdobný jako v předchozí kapitole 4.3 a vychází z kapitoly 3.1. Hodnota zrychlení a_{ZU} pro jízdu na zpevněné komunikaci do svahu tedy je:

$$a_{ZU} = 0,27 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Zrychlení se dosadí do rovnice pro setrvačný odpor R_{SO} (3.1.5) a následně s hodnotou setrvačného odporu do rovnice (3.1.6). Z této rovnice se vypočítá výkon potřebný pro překonání dynamických odporů P_{tDU} [W]. Má hodnotu:

$$P_{tDU} = 4359 \text{ W}$$

Výkon P_{tU} nutný k překonání gravitační složky síly při jízdě do svahu na zpevněné komunikaci se spočítá podle vztahu (3.1.11). Je uvažována komunikace se stoupáním $s_s = 20\%$, které je přepočteno na úhel stoupání α [°] viz (tab.5) podle vzorce (3.1.12). Pak tedy platí:

$$P_{tU} = (m_{PH} + m_N) \cdot g \cdot v_{ZU} \cdot \sin \alpha = (6500 + 1950) \cdot 9,81 \cdot \frac{8}{3,6} \cdot \sin(11,3) = 36083 \text{ W}$$

$$P_{tU} = 36083 \text{ W}$$

kde $m_{PH} = 6500 \text{ kg}$ – je provozní hmotnost stroje

$m_N = 1950 \text{ kg}$ – je maximální pracovní zatížení stroje

$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ – gravitační zrychlení

$v_{ZU} = 8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ – maximální rychlost stroje při stoupání na zpevněné komunikaci

$\alpha = 11,3^\circ$ – úhel stoupání

3,6 – konstanta k přepočtu $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ na $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

Výpočet celkového trakčního výkonu P_{tUZ} [W], kdy se stroj pohybuje maximální rychlostí do svahu po zpevněné komunikaci dle (3.1.13):

$$P_{tUZ} = P_{tSU} \cdot k + P_{tDU} + P_{tU} = 2654 \cdot 2 + 4359 + 36083 = 45749,4 \text{ W}$$

$$P_{tUZ} = 45749 \text{ W}$$



- kde $P_{tSU} = 2654 \text{ W}$ – výkon potřebný pro překonání statických odporů kola stroje
 $P_{tDU} = 4359 \text{ W}$ – výkon potřebný pro překonání dynamických odporů stroje
 $P_{tU} = 36083 \text{ W}$ – výkon potřebný pro překonání odporu stoupání
 $k = 2$ – počet náprav (valivý odpor R_{vU} je určen jako součet jedné přední a jedné zadní pneumatiky, proto je potřeba celkový statický odpor vynásobit 2)

4.5 VÝKON PŘI JÍZDĚ NA NEZPEVNĚNÉ KOMUNIKACI PO ROVINĚ

Maximální rychlost jízdy po rovině na nezpevněné komunikaci je určena dle (tab.4) na $v_N = 10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Nezpevněná komunikace je například polní nebo lesní cesta. Je to komunikace, která vznikla stálým ježděním po určité ploše půdy bez zásadních stavebních úprav. Povrch je vůči pneumatice lehce deformovatelný, proto součinitel přetvoření podloží ε_N není volen tak velký jako u zpevněné komunikace, kde k deformaci podloží nedochází. Postup výpočtu je stejný jako v kapitole 4.3, nejdřív se vypočtou dílčí výkony a pak jejich sečtením celkový trakční výkon P_{tN} [W]. Jelikož je postup stejný jako v kapitole 4.3 a vychází z kapitoly 3.1, budou vypsány pouze výsledky jednotlivých dílčích výkonů: [11]

Výkon pro překonání statických P_{tSN} odporů je:

$$P_{tSN} = 13639 \text{ W}$$

Zrychlení a_N během jízdy na nezpevněném povrchu dosahuje maximální hodnoty:

$$a_N = 0,35 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$$

Z toho vyšel potřebný výkon P_{tDN} [W] pro překonání dynamických odporů:

$$P_{tDN} = 7686 \text{ W}$$

Výkon pro překonání odporu stoupání je při jízdě po rovině nulový, takže výsledný trakční výkon P_{tN} stroje v daném jízdním režimu je:

$$P_{tN} = 34964 \text{ W}$$

4.6 VÝKON PŘI JÍZDĚ NA NEZPEVNĚNÉ KOMUNIKACI DO STOUPÁNÍ

Stoupání je dle tabulky (tab.5) $s_S = 30\%$ a maximální rychlost stroje při tomto režimu činí $v_{ZS} = 3 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Výpočet je obdobný jako v kapitole 4.3 a 4.4 a vychází z kapitoly 3.1, pouze jiné rychlostní parametry. Do výpočtu pro celkový trakční výkon P_{tUN} se nyní započte i výkon P_{tU2} potřebný na překonání odporu stoupání.

Výkon pro překonání statických P_{tSUN} odporů je:

$$P_{tSUN} = 4092 \text{ W}$$

Zrychlení a_{NU} během jízdy na nezpevněném povrchu dosahuje maximální hodnoty:



$$a_{NU} = 0,07m \cdot s^{-2}$$

Z toho vyšel potřebný výkon P_{tDUN} [W] pro překonání dynamických odporů:

$$P_{tDUN} = 454 W$$

Výkon pro překonání odporu stoupání P_{tU2} [W] má hodnotu:

$$P_{tU2} = 19844 W$$

A celkový trakční výkon P_{tUN} [W] stroje v daném jízdním režimu je:

$$P_{tUN} = 28481 W$$

4.7 VÝKON PŘI JÍZDĚ V TERÉNU PO ROVINĚ

Maximální rychlost jízdy po rovině v terénu je určena dle (tab.4) na $v_T = 5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Terén je specifický obzvláště měkkým podložím, při kterém dochází k větším deformacím podloží než například u polní cesty. Jelikož je podloží velmi lehce deformovatelné, je součinitel přetvoření podloží ε_T volen pouze $\varepsilon_T = 10 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-3}$ dle (tab.4). Mezi takové podloží patří například písek a nezhutněná zemina. Výpočet celkového trakčního výkonu je rozdělen na výpočet statických odporů a výpočet dynamických odporů a jeho postup je dle kapitoly 3.1. [11]

Výkon pro překonání statických P_{tST} odporů stroje v terénu je:

$$P_{tST} = 19764 W$$

Zrychlení a_T během jízdy na nezpevněném povrchu dosahuje maximální hodnoty:

$$a_T = 0,15 m \cdot s^{-2}$$

Z toho vyšel potřebný výkon P_{tDT} [W] pro překonání dynamických odporů:

$$P_{tDT} = 4039 W$$

Výkon pro překonání odporu stoupání je při jízdě po rovině nulový, takže výsledný trakční výkon P_{tT} [W] stroje v daném jízdním režimu je:

$$P_{tT} = 43567 W$$

4.8 VÝKON PŘI JÍZDĚ V TERÉNU DO STOUPÁNÍ

Stoupání je dle tabulky (tab.5) $s_S = 35\%$ a maximální rychlost stroje při tomto režimu činí $v_{TS} = 3 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Výpočet vychází z kapitoly 3.1, pouze jsou jiné rychlostní a další vstupní



parametry. Do výpočtu pro celkový trakční výkon P_{tUT} se nyní započte i výkon P_{tU3} potřebný na překonání odporu stoupání.

Výkon pro překonání statických P_{tSUT} odporů při jízdě v terénu do svahu je:

$$P_{tSUT} = 11859 \text{ W}$$

Zrychlení a_{TU} během jízdy na nezpevněném povrchu dosahuje maximální hodnoty:

$$a_{TU} = 0,07 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Z toho vyšel potřebný výkon P_{tDUT} [W] pro překonání dynamických odporů:

$$P_{tDUT} = 1893 \text{ W}$$

Výkon pro překonání odporu stoupání P_{tU3} [W] má hodnotu:

$$P_{tU3} = 22824 \text{ W}$$

A celkový trakční výkon P_{tUT} [W] stroje v daném jízdním režimu je:

$$P_{tUT} = 48434 \text{ W}$$

4.9 VÝKON PŘI PRACOVNÍM REŽIMU

Při pracovním režimu je důležité, aby byla umožněna dobrá manipulace s pracovním zařízením a nabíraným materiálem. Při maximální rychlosti stroje $v_Z = 20 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ by to šlo stěží. Proto uvažujeme, že se stroj pohybuje rychlostí jen $v_P = 2 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Stroj při pracovním režimu většinou pracuje na nezhutněném podloží v rovině, jako je třeba písek nebo navážka zeminy, proto uvažujeme jako podloží terén. Výpočet celkového trakčního výkonu pro pracovní režim P_{tP} [W] je rozdělen na výpočet statických odporů a výpočet dynamických odporů a jeho postup je dle kapitoly 3.1.

Výkon pro překonání statických odporů P_{tSP} [W] při pracovním režimu:

$$P_{tSP} = 7906 \text{ W}$$

Zrychlení a_P během pracovního režimu dosahuje maximální hodnoty:

$$a_P = 0,04 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Z toho vyšel potřebný výkon P_{tDP} [W] pro překonání dynamických odporů:

$$P_{tDP} = 652 \text{ W}$$

A celkový trakční výkon P_{tP} [W] stroje v daném jízdním režimu je:

$$P_{tP} = 16463 \text{ W}$$



4.10 POROVNÁNÍ CELKOVÝCH TRAKČNÍCH VÝKONŮ PRO JEDNOTLIVÉ REŽIMY

Pro lepší přehlednost se výsledné trakční výkony z kapitol 4.3 – 4.9 zapíší do tabulky viz (tab.7). V následující kapitole 5. k nim budou připočteny další výkony potřebné pro celkový provoz stroje.

tab.7 *Výsledné trakční výkony pro dané jízdní režimy*

jízdní režim	označení výkonu	hodnota trakčního výkonu [W]
zpevněná, rovina	P_{tZ}	41 646
zpevněná, stoupání	P_{tUZ}	45 749
nezpevněná, rovina	P_{tN}	34 964
nezpevněná, stoupání	P_{tUN}	28 481
terén, rovina	P_{tT}	43 567
terén, stoupání	P_{tUT}	48 434
pracovní	P_{tP}	16 463



5 CELKOVÉ VÝKONY STROJE PRO JEDNOTLIVÉ REŽIMY

V této kapitole jsou sečteny všechny výkony potřebné pro provoz a pohon stroje v každém režimu. Hodnoty výkonů jsou vypočítány v kapitolách 3.2.2; 3.2.3; a 4. Patří sem výkon pro řízení stroje $P_{HR} = 15272 \text{ W}$, výkony potřebné pro pracovní zařízení $P_{PZ} = 30081 \text{ W}$ a výkon pro základní funkce stroje $P_{ZF} = 10120 \text{ W}$. [11]

5.1 JÍZDA PO ZPEVNĚNÉ KOMUNIKACI PO ROVINĚ

Uvažuje se pouze transportní režim, tedy že stroj nekoná práci s pracovním zařízením, což by bylo vzhledem k rychlostem jízdy obtížné. Výkon pro pracovní zařízení P_{PZ} se tedy při jízdě na zpevněné komunikaci nezavádí. Jednotlivé výkony potřebné pro tento režim a celkový výkon P_1 jsou uvedeny v tabulce (tab.8).

tab.8 Přehled všech výkonů potřebných pro daný jízdní režim

výkon	označení výkonu	hodnota výkonu [W]
trakční výkon stroje	P_{tZ}	41 646
výkon pro řízení	P_{HR}	15 272
výkon pro základní funkci stroje	P_{ZF}	10 120
celkový výkon	P_1	67 038

5.2 JÍZDA PO ZPEVNĚNÉ KOMUNIKACI DO STOUPÁNÍ

Obdobně jako v kapitole 5.1 se zde neuvažuje výkon pro pracovní zařízení P_{PZ} . Jednotlivé výkony potřebné pro tento režim a celkový výkon P_2 jsou uvedeny v tabulce (tab.9).

tab.9 Přehled všech výkonů potřebných pro daný jízdní režim

výkon	označení výkonu	hodnota výkonu [W]
trakční výkon stroje	P_{tUZ}	45 749
výkon pro řízení	P_{HR}	15 272
výkon pro základní funkci stroje	P_{ZF}	10 120
celkový výkon	P_2	71 141



5.3 JÍZDA PO NEZPEVNĚNÉ KOMUNIKACI PO ROVINĚ

Pro tento jízdní režim už se uvažuje i výkon pro pracovní činnost. Jednotlivé výkony potřebné pro tento jízdní režim a celkový výkon P_3 jsou uvedeny v tabulce (tab.10).

tab.10 Přehled všech výkonů potřebných pro daný jízdní režim

výkon	označení výkonu	hodnota výkonu [W]
trakční výkon stroje	P_{tN}	34 964
výkon pro řízení	P_{HR}	15 272
výkon pro základní funkci stroje	P_{ZF}	10 120
výkon pro pohon pracovního zařízení	P_{PZ}	30 081
celkový výkon	P_3	90 437

5.4 JÍZDA PO NEZPEVNĚNÉ KOMUNIKACI DO STOUPÁNÍ

Jednotlivé výkony potřebné pro tento režim a celkový výkon P_4 jsou uvedeny v tabulce (tab.11).

tab.11 Přehled všech výkonů potřebných pro daný jízdní režim

výkon	označení výkonu	hodnota výkonu [W]
trakční výkon stroje	P_{tUN}	28 481
výkon pro řízení	P_{HR}	15 272
výkon pro základní funkci stroje	P_{ZF}	10 120
výkon pro pohon pracovního zařízení	P_{PZ}	30 081
celkový výkon	P_4	83 954

5.5 JÍZDA V TERÉNU PO ROVINĚ

Při jízdě v terénu je opět uvažován i výkon pro pracovní činnost. Jednotlivé výkony potřebné pro tento režim a celkový výkon P_5 jsou uvedeny v tabulce (tab.12).



tab.12 Přehled všech výkonů potřebných pro daný jízdní režim

výkon	označení výkonu	hodnota výkonu [W]
trakční výkon stroje	P_{tT}	43 567
výkon pro řízení	P_{HR}	15 272
výkon pro základní funkci stroje	P_{ZF}	10 120
výkon pro pohon pracovního zařízení	P_{PZ}	30 081
celkový výkon	P_5	99 040

5.6 JÍZDA V TERÉNU DO STOUPÁNÍ

Jednotlivé výkony potřebné pro tento režim a celkový výkon P_6 jsou uvedeny v tabulce (tab.13).

tab.13 Přehled všech výkonů potřebných pro daný jízdní režim

výkon	označení výkonu	hodnota výkonu [W]
trakční výkon stroje	P_{tUT}	48 434
výkon pro řízení	P_{HR}	15 272
výkon pro základní funkci stroje	P_{ZF}	10 120
výkon pro pohon pracovního zařízení	P_{PZ}	30 081
celkový výkon	P_6	103 907

5.7 PRACOVNÍ REŽIM STROJE

V tomto režimu se kromě trakčního výkonu P_{tP} , vypočítaného v kapitole 4.9, uvažuje s maximálním výkonem pro pracovní zařízení P_{PZ} a pro řízení náprav P_{HR} . Jednotlivé výkony potřebné pro tento režim a celkový výkon P_7 jsou uvedeny v tabulce, viz (tab. 14).



tab.14 Přehled všech výkonů potřebných pro pracovní režim

výkon	označení výkonu	hodnota výkonu [W]
trakční výkon stroje	P_{TP}	16 463
výkon pro řízení	P_{HR}	15 272
výkon pro základní funkci stroje	P_{ZF}	10 120
výkon pro pohon pracovního zařízení	P_{PZ}	30 081
celkový výkon	P_7	71 936

5.8 POROVNÁNÍ VŠECH CELKOVÝCH VÝKONŮ V JEDNOTLIVÝCH REŽIMECH

Celkové výkony potřebné pro daný jízdní režim jsou uvedeny v tabulce (tab.15).

tab.15 Přehled všech celkových výkonů potřebných pro daný jízdní režim

jízdní režim	označení výkonu	hodnota celkového výkonu v daném režimu [W]
zpevněná, rovina	P_1	67 038
zpevněná, stoupání	P_2	71 141
nezpevněná, rovina	P_3	90 437
nezpevněná, stoupání	P_4	83 954
terén, rovina	P_5	99 040
terén, stoupání	P_6	103 907
pracovní	P_7	71 936

Pracovní výkony stroje v jednotlivých režimech jsou vypočítány pro maximální možné zatížení. Nejvyšší výkon je při jízdě v terénu do svahu a dosahuje hodnoty asi 104 kW, což je podstatně víc než výkony motorů, které výrobci uvádějí ve svých podkladových materiálech. Celý výpočet je lehce předdimenzován. Vždy se uvažuje maximální možné výkonové vytížení. U nejvyšší hodnoty výkonu to znamená, že stroj stoupá do svahu se stoupáním 35% maximální rychlostí v tomto režimu. Přitom stroj zatáčí a využívá maximální možný výkon pro řízení náprav. V této chvíli je ještě použito pracovní zařízení, které využívá pro tuto práci maximální možný výkon. K tomu má strojník zapnutou klimatizaci, veškeré osvětlení, je v provozu alternátor a pohon ventilátoru chlazení. Tato situace není příliš běžná, proto když by



v dané situaci došlo například ke zpomalení pojezdu nebo nižší rychlosti zdvihu lopaty, je to adekvátní danému vytížení. Při daných podmínkách by bylo velmi obtížné pracovat s nějakým materiálem, proto je pro obvyklé pracovní podmínky navržen pracovní režim.



6 VOLBA MOTOROVÉ JEDNOTKY

Jelikož výsledné výkony mají při různých režimech odlišné hodnoty, je třeba určit výsledný výkon P_V , pro který se bude motor volit. Nicméně motory většinou nemají zadanou přesnou hodnotu výkonu, ale výkonový rozsah. Podle použití motoru a dalších okolností se pak motor naladí výrobcem přímo na požadovaný výkon, který musí ležet v daném rozmezí. Výsledný výkon P_V je v našem případě navržen na 75 kW.

$$P_V = 75 \text{ kW}$$

Výkon 75 kW patří spíše k nižším hodnotám jednotlivých výkonů. Je to z důvodu, který je okomentován v kapitole 5.7, aby motor nebyl zbytečně předdimenzován.

Vybrané motory splňují emisní normu Tier 4. Tyto normy se nejvíce zaměřují na dvě škodlivé emise a tím jsou pevné částice sazí a oxidy dusíku. Tier 4 oproti starší Tier 3 snížil limity oxidu dusíku na polovinu a obsah pevných částic na jednu desetinu původního množství. Ke snížení emisí se používají systémy DPF – filtr pevných částic, DOC – oxidační katalyzátor, SCR – selektivní katalytická redukce. [14]

Všechny vybrané motory jsou čtyř válcové a jejich základní parametry jsou uvedeny v tabulce viz (tab.16). Parametry jsou určeny z materiálů, které poskytují výrobci k jednotlivým motorům.

tab.16 vybrané motory a jejich parametry

výrobce	Caterpillar	Cummins	Perkins	Kubota	John Deere
model	C4.4 Acert	QSF3.8	854F-E34TA	V3800-CR-T-E4B	PWX 4.5L
výkon [kW]	66 -129	55-97	63 - 90	74,5 - 85	63 - 91
přepínání	ano	ano	ano	ano	ano
objem [l]	4,4	3,8	3,4	3,77	4,5
technologie emisí	DPF / DOC	SCR	DOC/SCR	DOC/DPF	DOC/DPF
hmotnost [kg]	410	-	270	345	540

Vybrané motory mají podobný výkonový rozsah až na motor od výrobce Caterpillar (obr.19), který má rozsah značně větší a motor lze naladit až na 129 kW. Na navržený výsledný výkon P_V by měly jít naladit všechny vybrané modely. Zajímavé je srovnání hmotností, kdy motor od výrobce John Deere má dvakrát větší hmotnost než motor od Perkins, přičemž oba podávají prakticky stejné výkony. Z tohoto hlediska by byl motor od Perkins nejvýhodnější, nicméně nejsou známy hodnoty točivého momentu a také provozní náklady. Z tohoto důvodu nelze určit, který motor by byl pro stroj nejvhodnější.



Obr. 19 Diesellový motor Caterpillar C4.4 Acert [15]



ZÁVĚR

V práci byl nejdříve proveden teoretický rozbor kolových nakladačů, který se dále zaměřil pouze na nakladače typově podobné našemu zadání. V této rešerši se vyskytovaly poznatky o nejdůležitějších částech kolových nakladačů, jako byl například pohon, řízení a pracovní zařízení. Následně byly dle zadaných technických parametrů vybrány tři konkrétní stroje od předních světových výrobců a rozebrány řešení jejich důležitých částí. Byly také srovnány technické parametry zvolených strojů.

Dále byl navržen metodický postup pro stanovení výkonových požadavků motorové jednotky. Poznatky použité k výpočtu byly čerpány z podobných studií stavebních strojů. Byly zvoleny jednotlivé jízdní režimy a v těchto režimech byly navrženy jízdní parametry. Pro tyto parametry byly spočítány jednotlivé výkony potřebné v každém režimu. Celkem bylo zvoleno šest jízdních režimů a jeden pracovní. Pro všech sedm režimů byl spočítán celkový potřebný výkon. Rozdíly ve velikostech jednotlivých výkonů byly docela velké, z čehož plyne, že potřebný výkon je poměrně dost závislý na jízdním režimu. Nejnáročnější byl jízdní režim v terénu do stoupání, kdežto nejmíň potřebného výkonu vyšlo při jízdě na zpevněné komunikaci po rovině. Také je nutno dodat, že všechny výkony byly větší, než byl výkon motoru udávaný výrobcem u konkrétních nakladačů. To je způsobeno tím, že výpočet byl dimenzován pro extrémní podmínky, jako jsou mezní únosnost kol, zapnutá veškerá elektronika a maximální výkon dodávaný pracovnímu zařízení a řízení náprav.

Pro volbu motorové jednotky bylo potřeba výkony sjednotit a určit jeden výsledný výkon, aby zastupoval všechny ostatní režimy. Navržen byl výkon, který odpovídal spíš méně náročným jízdním režimům a to z důvodu, aby nebyl vybraný motor zbytečně předimenzován. Podle navrženého výsledného výkonu se vybralo pět konkrétních motorů od různých výrobců. Nakonec byly porovnány technické parametry jednotlivých motorů. Porovnávat moc hodnot ale nebylo možné, protože každý výrobce uvádí pouze rozmezí výkonu, na který je možné motorovou jednotku naladit místo jedné konkrétní hodnoty. Nejvhodnější motor lze určit obtížně, protože nejsou známy provozní náklady ani hodnota konkrétního naladění výkonu a krouticího momentu.

V dnešní době je škála nabízených kolových nakladačů poměrně široká. V podkladových materiálech od výrobců je spousta reklamních informací, proč je právě jejich nakladač tím nejlepším. Před volbou pro konkrétní stroj je důležité si dobře promyslet, na co se bude využívat a jestli se koupě vyplatí hlavně z hlediska provozních nákladů, které nejsou malé. Někdy může být například výhodnější si daný stroj pouze vypůjčit, což je dnes poměrně běžné.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VANĚK, Antonín. Moderní strojní technika a technologie zemních prací. První vydání. Praha: Academia, 2003. ISBN 80-200-1045-9.
- [2] JEŘÁBEK, Karel. 1996. *Stroje pro zemní práce. Silniční stroje*. 2. přeprac. vyd. Ostrava: GRAFIS, 468 s.
- [3] MARŠÁL, Petr. 2004. *Stavební stroje*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 189 s. ISBN 80-214-2774-4.
- [4] HORT, Jan. O práci s kloubovým nakladačem aneb umíte nakládat? První část: Vymezení pojmů. *Bagry.cz* [online]. 2010 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: http://bagry.cz/cze/clanky/navody/o_praci_s_kloubovym_nakladacem_aneb_umite_nakladat_prvni_cast_vymezeni_pojmu
- [5] O společnosti Zeppelin CZ. *Zeppelin* [online]. 2009 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://zeppelin.cz/cs/site/zeppelin/o-spolecnosti/o-nas.htm>
- [6] Caterpillar 908H2. *Zeppelin* [online]. 2013 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://zeppelin.cz/online-katalog/stavebni-stroje-caterpillar/nakladace/kolove-nakladace/nakladace-5-az-9-tun/caterpillar-908h2>
- [7] Ascendum Stavební stroje Czech s.r.o. - úvod. *Ascendum Stavební stroje Czech s.r.o* [online]. 2008 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://www.volvoce.com/dealers/cs-cz/Volvo/AboutUs/Pages/Volvo-Stavebni-stroje-Czech-s-r-o.aspx>
- [8] Nový kompaktní kolový nakladač Volvo L30G a L35G. *Ascendum Stavební stroje Czech s.r.o.* [online]. 2013 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: http://www.volvoce.com/dealers/cs-cz/volvo/products/wheelloaders/compactwheelloaders/l30g_l35g/Pages/featuresandbenefit.s.aspx
- [9] Liebherr Česká Republika. *Liebherr* [online]. 2008 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://www.liebherr.cz/cs-CZ/94190.wfw>
- [10] CZ Prospekty. *Liebherr* [online]. 2013 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://www.liebherr.cz/cs-CZ/105604.wfw/tab-117306>
- [11] KAŠPÁREK, Jaroslav. Určení výkonové bilance pohonné jednotky lesního transportního kolového stroje. Brno : autor neznámý, 2012.
- [12] PRACHAŘ, R. *Jízdní odpory vozidel*. Brno : Vysoké učení technické v Brně, ustav soudního inženýrství, Vedoucí diplomové práce Ing. Tomáš Rochla., 2010.
- [13] Výrobky-EM, MPT & industriální pneumatiky. *Mitas-tyres*. [Online] 6 2012. [Citace: 5. 4 2015.] <http://www.mitas-tyres.com/cz/vyrobky/em-mpt-industrialni-pneumatiky/>.
- [14] HÁJEK, Ondřej. Emisní norma Tier 4i: jak fungují nové motory v zemních strojích a na co si dát pozor. *Bagry.cz* [online]. 2011 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: http://bagry.cz/cze/clanky/technika/emisni_norma_tier_4i_jak_funguji_nove_motory_v_zemnich_strojich_a_na_co_si_dat_pozor



- [15] C4.4 ACERT. *CAT* [online]. 2015 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: http://www.cat.com/en_US/products/new/power-systems/industrial-oem/industrial-diesel-engines-highly-regulated/18377729.html
- [16] General Industrial - count on us - 850 series. *Perkins* [online]. 2014 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://www.perkins.com/products/ind/850Series>
- [17] Kubota V3 Series. *Kubota engine America Corporation* [online]. 2014 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://www.kubotaengine.com/products/engines/vertical-diesel/kubota-v3-series>
- [18] Off-Highway diesel engine ratings. *John Deere* [online]. 2013 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: https://www.deere.com/en_US/docs/zmags/engines_and_drivetrain/services_and_support/engine_literature/interim_tier4_selection_guide.html
- [19] QSF3.8 (Tier 4 Fin/Stage IV). *Cummins* [online]. 2014 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://cumminsengines.com/qs38-tier-4-final?Filters=3%3ATier+4+Final+%2F+Stage+IV%7C4%3A%3E49>
- [20] Wheel loaders. *Pin it* [online]. 2013 [cit. 2015-05-28]. Dostupné z: <https://www.pinterest.com/pin/382031980865463344/>
- [21] Otočný nakladač Ahlmann AS 900. *Bagry.cz* [online]. [cit. 2015-05-28]. Dostupné z: http://bagry.cz/cze/clanky/recenze/ahlmann_as_900_definuje_otocne_nakladace_pro_dalsi_roky/otocny_nakladac_ahlmann_as_900
- [22] Bauma 2007 ZF Drehmomentwandler. *Wikimedia Commons* [online]. [cit. 2015-05-28]. Dostupné z: http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Bauma_2007_ZF_Drehmomentwandler.jpg
- [23] Articulated tug. *Boat design* [online]. 2014 [cit. 2015-05-28]. Dostupné z: <http://www.boatdesign.net/forums/boat-design/articulated-tug-remote-helm-floating-hotel-51083.html>
- [24] BM-Volvo / Bolinder-Munktell LM 222. *Volvo Construction Equipment* [online]. [cit. 2015-05-28]. Dostupné z: <http://www.volvoce.com/constructionequipment/corporate/en-gb/AboutUs/history/products/wheel%20loaders/Wheel%20Loaders%20BM-Volvo/Pages/BM-Volvo%20Bolinder-Munktell%20LM%20222.aspx>
- [25] Kramer Allrad 418. *Kramer* [online]. [cit. 2015-05-28]. Dostupné z: <http://www.kramerallrad.co.uk/2012/04/used-kramer-allrad-418/>
- [26] John Deere 344J Features Oscillated Stereo Steering. *Construction Equipment Guide* [online]. 2006 [cit. 2015-05-28]. Dostupné z: <http://www.constructionequipmentguide.com/John-Deere-344J-Features-Oscillated-Stereo-Steering/7758/>



- [27] Stroj Volvo s nakládací lopatou: Přídavná zařízení. *Ascendum Stavební Stroje Czech* [online]. [cit. 2015-05-28]. Dostupné z: <http://www.volvoce.com/dealers/cs-cz/Volvo/products/wheelloaders/wheelloaders/attachments/Pages/attachments.aspx>
- [28] NEW WHEEL LOADERS 908H2. *CAT* [online]. [cit. 2015-05-28]. Dostupné z: http://www.cat.com/en_US/products/new/equipment/wheel-loaders/compact-wheel-loaders/18344743.html
- [29] Wheel Loader Volvo L35G. *Heavy Equipment Guide* [online]. [cit. 2015-05-28]. Dostupné z: <http://www.heavyequipmentguide.ca/product/511/volvo-l35g>
- [30] Compact Loaders L 506 and L 508. *Bauma Liebherr* [online]. [cit. 2015-05-28]. Dostupné z: <http://www.liebherr-bauma.com/en-GB/142409.wfw>
- [31] LIEBHERR y EXSA, proveedores premiados por Newmont. *Mining Press* [online]. [cit. 2015-05-28]. Dostupné z: <http://www.miningpress.com.pe/nota/273033/liebherr-y-exsa-proveedores-premiados-por-newmont>
- [32] JRB Grapple bucket. *Paladin Attachments* [online]. [cit. 2015-05-28]. Dostupné z: <http://www.paladinattachments.com/Product-Details/13/Grapple-Bucket#.VWcpWz-BXaV>
- [33] Seminar Alat Berat. *Slideshare* [online]. [cit. 2015-05-28]. Dostupné z: <http://www.slideshare.net/zulhamidi/seminar-alat-berat>
- [34] EM pneu / pro zemní stroje a průmysl. *Pneu - Peterka.cz* [online]. [cit. 2015-05-28]. Dostupné z: <http://www.pneu-peterka.cz/mitas-em-01-405-70-r24-146b-158a2-tl-m2000043150101/produkt/>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_N	$[m \cdot s^{-2}]$	zrychlení pro jízdu na nezpevněné komunikaci
a_{NU}	$[m \cdot s^{-2}]$	zrychlení pro jízdu na zpevněné komunikaci do svahu
a_P	$[m \cdot s^{-2}]$	zrychlení pro jízdu při pracovním režimu
a_T	$[m \cdot s^{-2}]$	zrychlení pro jízdu v terénu
a_{TU}	$[m \cdot s^{-2}]$	zrychlení pro jízdu v terénu do svahu
a_z	$[m \cdot s^{-2}]$	zrychlení stroje pro daný typ jízdního režimu
a_Z	$[m \cdot s^{-2}]$	maximální zrychlení pro jízdu na zpevněné komunikaci
a_{ZU}	$[m \cdot s^{-2}]$	zrychlení pro jízdu na zpevněné komunikaci do svahu
C_1	[-]	konstanta 1
C_2	[-]	konstanta 2
D	[m]	průměr kola
F_P	[N]	síla působící na přední pneumatiku
$F_{Př}$	[N]	překlopná síla
F_Z	[N]	síla působící na zadní pneumatiku
g	$[m \cdot s^{-2}]$	gravitační zrychlení
G_K	[N]	únosnost kola
G_{KP}	[N]	únosnost přední pneumatiky
G_{KZ}	[N]	únosnost zadní pneumatiky
k	[-]	počet kol stroje
$k_{Př}$	[-]	počet kol na přední nápravě
k_Z	[-]	počet kol na zadní nápravě
m_N	[kg]	maximální pracovní zatížení stroj
m_P	[kg]	hmotnost zatížení působící na jednu přední pneumatiku
m_{PH}	[kg]	provozní hmotnost
m_Z	[kg]	hmotnost zatížení působící na jednu zadní pneumatiku
p	[Pa]	tlak huštění pneumatik
P_1	[W]	celkový potřebný výkon při jízdě na zpevněné komunikaci
P_2	[W]	celkový potřebný výkon při jízdě na zpevněné komunikaci do svahu
P_3	[W]	celkový potřebný výkon při jízdě na nezpevněné komunikaci
P_4	[W]	celkový potřebný výkon při jízdě na nezpevněné komunikaci do svahu
P_5	[W]	celkový potřebný výkon při jízdě v terénu
P_6	[W]	celkový potřebný výkon při jízdě v terénu do stoupání



P_7	[W]	celkový potřebný výkon při pracovním režimu
p_H	[Pa]	maximální tlak v hydraulickém systému
P_{HR}	[W]	výkon pro řízení stroje
$p_{Př}$	[Pa]	tlak huštění přední pneumatiky
P_{PZ}	[W]	výkon pro pracovní zařízení
P_t	[W]	celkový trakční výkon
P_{tD}	[W]	výkon pro překonání dynamických odporů
P_{tDN}	[W]	výkon potřebný pro překonání dynamických odporů na nezpevněné k.
P_{tDP}	[W]	výkon potřebný pro překonání dynamických odporů při pracovním r.
P_{tDT}	[W]	výkon potřebný pro překonání dynamických odporů v terénu
P_{tDU}	[W]	výkon pro překonání dynamických odporů ve svahu na zpevněné k.
P_{tDUN}	[W]	výkon pro překonání dynamických odporů na do svahu nezpevněné k.
P_{tDUT}	[W]	výkon pro překonání dynamických odporů na do svahu v terénu
P_{tDZ}	[W]	výkon pro dynamický odpor při jízdě na zpevněné komunikaci
P_{tN}	[W]	celkový trakční výkon při jízdě na nezpevněné komunikaci
P_{tP}	[W]	celkový trakční výkon při pracovním režimu
P_{tS}	[W]	výkon pro překonání statických odporů
P_{tSN}	[W]	výkon pro překonání statických odporů na nezpevněné komunikaci
P_{tSP}	[W]	výkon pro překonání statických odporů při pracovním režimu
$P_{tSPř}$	[W]	výkon pro překonání statických odporů na předním kole
P_{tST}	[W]	výkon pro překonání statických odporů v terénu
P_{tSU}	[W]	výkon pro překonání statických odporů ve svahu na zpevn. komunikaci
P_{tSUN}	[W]	výkon pro překonání statických odporů ve svahu na nezpevněné kom.
P_{tSUT}	[W]	výkon pro překonání statických odporů ve svahu v terénu
P_{tSZ}	[W]	výkon pro překonání statických odporů na zadním kole
P_{tT}	[W]	celkový trakční výkon při jízdě v terénu
P_{tU}	[W]	výkon pro překonání odporu stoupání
P_{tU}	[W]	výkon pro překonání gravitační složky síly ve svahu na zpevněné k.
P_{tU2}	[W]	výkon pro překonání gravitační složky síly
P_{tU3}	[W]	výkon pro překonání gravitační složky síly v terénu
P_{tUN}	[W]	celkový trakční výkon při jízdě do svahu na nezpevněné komunikaci
P_{tUT}	[W]	celkový trakční výkon při jízdě do svahu v terénu
P_{tUZ}	[W]	celkový trakční výkon při jízdě ve svahu na zpevněné komunikaci



P_{tZ}	[W]	celkový trakční výkony při jízdě na zpevněné komunikaci
P_V	[W]	výsledný navržený výkon
p_Z	[Pa]	tlak huštění zadní pneumatiky
P_{ZF}	[W]	výkon pro základní funkce stroje
Q_{HR}	[l·min ⁻¹]	průtok oleje v hydraulickém systému řízení
Q_{PZ}	[l·min ⁻¹]	průtok oleje v hydraulickém systému pracovního zařízení
R_p	[N]	deformace pneumatik
$R_{pPř}$	[N]	deformace přední pneumatiky
R_{pZ}	[N]	deformace zadní pneumatiky
R_{SO}	[N]	výsledný setrvačný odpor
R_t	[N]	deformace podloží
$R_{tPř}$	[N]	deformace podloží pod přední pneumatikou
R_{tZ}	[N]	deformace podloží pod zadní pneumatikou
R_v	[N]	celkový valivý odpor pneumatik
$R_{vPř}$	[N]	celkový valivý odpor přední pneumatiky
R_{vU}	[N]	celkový valivý odpor do stoupání
R_{vZ}	[N]	celkový valivý odpor zadní pneumatiky
s_s	[%]	stoupavost
s_{tB}	[m]	maximální brzdná dráha
s_{tBZ}	[m]	maximální brzdná dráha při jízdě na zpevněné komunikaci
s_{tZ}	[m]	dráha rozjezdu
s_{tZZ}	[m]	dráha rozjezdu při jízdě na zpevněné komunikaci
t_z	[s]	doba zrychlení stroje pro daný typ jízdního režimu
t_{ZZ}	[s]	doba působení zrychlení stroje při jízdě na zpevněné komunikaci
v	[m·s ⁻¹]	maximální rychlost stroje v daném jízdním režimu
v_N	[m·s ⁻¹]	maximální rychlost na nezpevněné komunikaci
v_S	[m·s ⁻¹]	maximální rychlost stroje při stoupání v daném režimu stroje
v_T	[m·s ⁻¹]	maximální rychlost v terénu
v_Z	[km·h ⁻¹]	maximální rychlost pro daný jízdní režim v km/h
v_Z	[m·s ⁻¹]	maximální rychlost na zpevněné komunikaci
v_{ZS}	[m·s ⁻¹]	maximální rychlost na zpevněné komunikaci při stoupání
v_{NS}	[m·s ⁻¹]	maximální rychlost na nezpevněné komunikaci při stoupání
v_{TS}	[m·s ⁻¹]	maximální rychlost v terénu při stoupání



$x_{Př}$	[mm]	vzdálenost těžiště naložené lopaty od přední nápravy
x_T	[mm]	vzdálenost těžiště od přední nápravy
α	[°]	úhel stoupání
ε	[N·m ⁻³]	součinitel vlivu objemového přetvoření podloží
ε_N	[N·m ⁻³]	součinitel přetvoření nezpevněného podloží
ε_T	[N·m ⁻³]	součinitel přetvoření podloží v terénu
ε_Z	[N·m ⁻³]	součinitel přetvoření zpevněného podloží
μ_{HR}	[-]	účinnost hydraulického systému