

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MOTOROVÁ JEDNOTKA MALOTRAKTORU

THE ENGINE OF A TRACTOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Attila Mátyás

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Attila Mátyás**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.**
Akademický rok: 2017/18

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 malotraktoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Stanovení výkonové řady motorové jednotky určené pro zemědělský traktor na základě daných technických parametrů. Provedení rešeršního rozboru traktorů podobné hmotnostní kategorie a dále výpočtové stanovení výkonu motorové jednotky pro zadané parametry traktoru.

Technické parametry:

Typ traktoru – kolový dvounápravový traktor.

Provozní hmotnost max. 2500 kg.

Rozvor náprav cca 2000 mm.

Velikost pneumatik 420/85 R 30 (alternativně 16.9 R30).

Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozbor strojů podobné typové řady.

Stanovení analyticky vhodnou výpočtovou metodikou výkonové požadavky stroje pro různé režimy stroje.

Pro stanovený výkon stroje rešeršním způsobem návrh motorové jednotky dle katalogu výrobců.

Seznam doporučené literatury:

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

JEŘÁBEK, Karel. Stroje pro zemní práce: Silniční stroje. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1996. ISBN 8070783893.

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

VANĚK, Antonín. Strojní zařízení pro stavební práce. 2., přeprac. vyd. Praha: Sobotáles, 1999. ISBN 8085920611.

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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

Abstrakt

Táto práca sa zaoberá navrhovaním a výberom motorovej jednotky malotraktoru. Prvá, teoretická časť stručne popisuje malotraktory podobnej hmotnostnej kategórie, poskytuje prehľad existujúcich malotraktorov na trhu a ich porovnanie. Druhá časť práce je analytický výpočet výkonu motorovej jednotky pre zadané parametre traktoru. Výsledný výkon bude súčet jednotlivých výkonov potrebných pre všetky technické operácie počas prevádzky. V poslednej časti je výber vhodnej motorovej jednotky z dostupných katalógov svetových výrobcov na základe vypočítaných hodnôt.

Kľúčové slová

malotraktor, motorová jednotka, výkon, hydrogenerátor, čelný nakladač

Abstract

This thesis deals with the design and selection of a small utility tractor engine unit. The first theoretical part briefly describes tractors with similar weight category, provides an overview of existing tractor brands and their comparison. The second part of this thesis consists of analytical calculations based on the provided parameters of the tractor. Total power will be the sum of the individual power required for the various technical operations during functioning. The last part deals with selecting the suitable engine unit from the available brochures of world manufacturers based on the calculated values.

Key words

compact tractor, engine unit, power, hydrogenerator, front-end loader



Bibliografická citácia

MÁTYÁS, A. *Motorová jednotka malotraktoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 56 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D..



Čestné vyhlásenie

Vyhlasujem, že bakalársku prácu na tému „Motorová jednotka malotraktoru“ som vypracoval samostatne pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. s použitím odbornej literatúry, ktoré sú uvedené v zozname použitých zdrojov.

V Brne, dňa 25. 5. 2018

.....

Attila Mátyás



Pod'akovanie

Touto cestou by som sa chcel poďakovať vedúcemu bakalárskej práce, pánovi Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, PhD., za odborné vedenie, pomoc, cenné rady a pripomienky pri vypracovaní tejto práce. Ďalej by som sa chcel poďakovať mojim rodičom za podporu v mojom štúdiu.

Obsah

Úvod.....	15
1 Všeobecné rozdelenie traktorov.....	16
1.1 Rozdelenie traktorov podľa druhu pojazďového ústrojenstva.....	16
1.2 Rozdelenie traktorov podľa konštrukcie podvozku.....	16
1.3 Rozdelenie traktorov podľa spôsobu riadenia smeru jazdy.....	17
1.4 Rozdelenie traktorov podľa Európskej legislatívy.....	18
2 Malotraktor.....	19
2.1 Prípojné zariadenie.....	19
2.2 Malotraktory podobnej hmotnostnej kategórie.....	22
2.3 Parametre vybraných malotraktorov.....	22
2.4 Porovnanie parametrov.....	22
3 Stanovenie výkonu motorovej jednotky.....	25
3.1 Výkon pre pojazd stroja.....	25
3.1.1 Valivý odpor.....	25
3.1.2 Dynamický odpor.....	27
3.1.3 Odpor stúpania.....	28
3.1.4 Celkový výkon pre pojazd stroja.....	29
3.2 Výkon pre riadenie stroja.....	29
3.3 Výpočet výkonu hydrogenerátora pracovného systému.....	33
3.3.1 Výpočet preklopného zaťaženia.....	33
3.3.2 Výpočet prietoku hydraulického oleja pre zdvíhanie výložníka.....	34
3.3.3 Výpočet prietoku hydraulického oleja pri vyklopení lopaty.....	36
3.3.4 Výkon pre pohon hydrogenerátora pracovného systému.....	38
3.4 Výkon pre dodatočné funkcie traktora.....	38
4 Prehľad výkonov v rôznych režimoch stroja.....	40
4.1 Jazda na spevnenej komunikácii.....	40
4.1.1 Jazda na spevnenej komunikácii po rovine.....	40



4.1.2 Jazda na spevnenej komunikácii do svahu.....	41
4.2 Práca s čelným nakladačom v teréne.....	41
4.2.1 Práca s čelným nakladačom v teréne po rovine.....	41
4.2.2 Práca s čelným nakladačom v teréne do svahu.....	42
4.3 Orba.....	43
4.3.1 Výpočet výkonu pri vyvinutia ťažnej sily počas orby.....	43
4.3.2 Orba po rovine.....	44
5 Voľba motorovej jednotky.....	45
5.1 Prehľad výkonov v jednotlivých pracovných režimoch.....	45
5.2 Motorová jednotka.....	45
Záver.....	48
Zoznam použitých zdrojov.....	49
Zoznam použitých skratiek a symbolov.....	53

Úvod

Prvé farmárske stroje začali vznikať na začiatku 19. storočia, aby nahradili ťažnú silu zvierat oveľa výkonnejšími strojmi. Ako pohonná jednotka sa používala parný stroj, čo vynášiel Thomas Newcomen a zdokonalil škótsky mechanik James Watt. Vážne nedostatky parnej techniky - veľká hmotnosť, nízka účinnosť, nákladnosť prevádzky - viedli k opusteniu techniku parných strojov a k náhrade za efektívnejšiu. Na konci 19. storočia nemecký strojní konštruktér Nikolaus August Otto spolu s E. Langerem vynášiel štvortaktný spaľovací motor. Gottlieb Daimler spolu s W. Maybachom postavili v roku 1883 prvý rýchlobežný benzínový motor s vysokou kompresiou, ktorý používali v konštrukcii automobilov. [8]

Ďalšie vývoje nastali hlavne v Amerike a v Anglicku. Prvé traktory obyčajne mali železné zadné kolesá opatrené ostrohami k preneseniu čo najväčšej ťažnej sily na podložku. Táto konštrukcia nebola efektívne využiteľná, len na suchých a dobre únosných pôdach. Prvý prevádzkyschopný traktor so spaľovacím motorom, ktorý významne ovplyvnil vývoj poľnohospodárstva, bol vyrobený v roku 1901. V roku 1907 firma Hart-Paar prvý krát použila skrátenejší a praktický výraz „traktor“. V Amerike Henry Ford zaviedol veľkosériovú výrobu, zostrojil známy model F, ktorý sa stal najpopulárnejším traktorom na celom svete. V 20. storočí sa zvýšili nároky, poľnohospodárske firmy vyžadovali silnejšie traktory, čo viedlo k modernizácii týchto strojov. Takto sa pomaly stali traktory so spaľovacím motorom nenahraditeľným prvkom poľnohospodárstva. [8]

Od začiatku 20. storočia traktory sa stále a nezastaviteľne vyvíjajú. V dnešnej dobe dosiahli vysokú technickú úroveň. Ich motory majú veľký výkon, dosahujú vysoké maximálne rýchlosti, pritom musia splniť prísne emisné normy.



Obr. 1 Malotraktor John Deere 4052R [19]

1 Všeobecné rozdelenie traktorov

Traktory môžeme rozdeliť podľa rôznych charakteristík do niekoľkých skupín. Medzi základné rozlíšenie patrí rozdelenie:

- Podľa druhu pojazďového ústrojenstva
- Podľa konštrukcie podvozku
- Podľa spôsobu riadenia smeru jazdy

1.1 Rozdelenie traktorov podľa druhu pojazďového ústrojenstva

Traktory podľa pojazďového ústrojenstva rozdelíme na:

- Kolesové traktory
- Pásové traktory
- Polo-pásové traktory

Kolesový traktor sa pohybuje a ťahovú silu vyvíja výlučne spojením hnacích kolies s podkladom. Má zvyčajne štyri kolesá opatrená pneumatikami. Zadné kolesá sú spravidla hnacie a predné kolesá sú riadiace. [2]

Pásový traktor ťahovú silu vyvíja výlučne pomocou nosných článkových pásov napnutých cez hnacie koleso a napínacie, pojazďové nosné kladky na každej z oboch strán traktora. Riadenie sa vykonáva zmenou rýchlosti pásu na jednej strane traktora voči rýchlosti druhého pásu na opačnej strane traktora. [2]

Polo-pásový traktor sa pohybuje pomocou kolies a gumových pásov s kovovými priečkami, natiahnutými cez hnacie kolesá na zadnej náprave a napínacie kolesá na oboch stranách vozidla. Traktor sa riadi prednými kolesami a príbrzdovaním jedného alebo druhého hnacieho kolesa a polo-pásu. [2]

1.2 Rozdelenie traktorov podľa konštrukcie podvozku

Podvozok je nosnou časťou traktora. Jeho súčasti sú všetky mechanizmy, ktoré umožňujú jazdu a riadenie traktora. Niektoré časti podvozku traktora musia zaistiť ešte ďalšie funkcie - musia niesť pracovné náradie a stroje, umožňovať zmenu rozchodu kolies, pri špeciálnych traktoroch i zmenu svetlej výšky pri zachovaní vyhovujúcich pracovných vlastností, hlavne stability a riaditeľnosti. [1]

Podvozky, zvlášť traktorov nižších výkonových tried, sú bezrámové konštrukcie. Tu sú jednotlivé časti (motor, prevodovka, skriňa koncových prevodov) zoskrutkované v jeden celok a tvoria tak nosnú konštrukciu traktora. [1]

Nedostatky bezrámovej konštrukcie čiastočne odstraňuje polo-rámová konštrukcia. Rám, ktorý nesie niektoré strojné skupiny (motor a prevodovku) je primontovaný k zadnej náprave s rozvodovkou. Výhodou je, že skriňa motora a prevodovky nemusia plniť nosnú funkciu, preto nemusí byť tak dimenzovaná, čím sa zníži hmotnosť. [1]

U kolesových traktorov sa však stále vo väčšej miere používa rámová konštrukcia podvozku. Použitie tejto konštrukcie spôsobilo rastúce zaťaženie náradím umiestneným v prednom a zadnom trojbodovom závесе. Nosnú funkciu pri tomto riešení neplnia skrine motora a prevodoviek, ale rám. Umožňuje lepšie rozloženie hmotnosti a tým kladne ovplyvňuje trakčné vlastnosti traktora. [1]



Obr.2 Rámová konštrukcia podvozku JCB Fastrac 8000 [22]

1.3 Rozdelenie traktorov podľa spôsobu riadenia smeru jazdy

U väčšiny kolesových traktorov sa používa hydrostatické riadenie. Riadenie je tvorené hydrostatickou jednotkou, ktorá je ovládaná volantom. Riadiaca jednotka pomocou tlakového oleja prostredníctvom dvojčinného priamočiareho hydromotora cez riadiace tyče otáča kolesá nápravy. [1]

U špeciálnych traktorov hydrostatické riadenie môže byť vybavené rozvádzačom s tromi polohami. Jednotlivé polohy zabezpečujú riadenie:

- riadenie oboch náprav nesúhlasne
- riadenie prednej nápravy
- riadenie oboch náprav súhlasne

Riadenie pásových traktorov je diferenciálne alebo kĺbové. Diferenciálne riadenie využíva vlastnosti diferenciálneho planétového prevodu uloženého v zadnom moste. Konštrukcia kĺbového riadenia je veľmi podobná kolesovému traktoru. Odlišuje sa pozdĺžnym umiestnením priamočiarych hydromotorov, ktoré zaisťujú otáčanie rámov voči sebe. [1]

1.4 Rozdelenie traktorov podľa Európskej legislatívy

Nariadenie Európskeho parlamentu a Rady (EÚ) č. 167/2013 z 5. februára 2013 o schvaľovaní poľnohospodárskych a lesných vozidiel a o dohľade nad trhom s týmito vozidlami definuje pojem „traktor“ nasledovne:

„traktor“ je každé motorové, kolesové alebo pásové poľnohospodárske alebo lesné vozidlo s minimálne dvoma nápravami a maximálnou konštrukčnou rýchlosťou minimálne 6 km/h, ktorého hlavná funkcia spočíva v jeho ťažnej sile a ktoré je hlavne projektované na ťahanie, tlačenie, nesenie a na pohon určitých vymeniteľných zariadení projektovaných na vykonávanie poľnohospodárskych alebo lesných prác alebo na ťahanie poľnohospodárskych alebo lesných prípojných vozidiel alebo zariadení; môže byť prispôbené na prepravu nákladu v súvislosti s prácami v poľnohospodárstve alebo lesnom hospodárstve a/alebo môže byť vybavené jedným alebo viacerými sedadlami pre spolujazdcov. [9]

Kategóriu „T1“ tvoria kolesové traktory s nápravou, ktorá je najbližšie k vodičovi a má minimálny rozchod kolies aspoň 1150 mm, s pohotovostnou hmotnosťou väčšou než 600 kg a so svetlou výškou maximálne 1000 mm. [9]

Kategóriu „T2“ tvoria kolesové traktory s minimálnym rozchodom kolies menším než 1150 mm, s pohotovostnou hmotnosťou väčšou než 600 kg a so svetlou výškou maximálne 600 mm, ak výška ťažiska traktora (meraná od zeme) vydelená priemerným minimálnym rozchodom kolies každej nápravy presiahne 0,90, maximálna konštrukčná rýchlosť sa obmedzí na 30 km/h. [9]

Kategóriu „T3“ tvoria kolesové traktory s pohotovostnou hmotnosťou maximálne 600 kg. [9]

Kategóriu „T4“ tvoria kolesové traktory na osobitné účely. [9]

Kategóriu „T4.1“ tvoria traktory s vysokou svetlou výškou, ich maximálna konštrukčná rýchlosť nesmie prekročiť 30 km/h. [9]

Kategóriu „T4.2“ (nadmerne široké traktory) tvoria traktory charakterizované veľkými rozmermi. [9]

Kategóriu „T4.3“ tvoria traktory s nízkou svetlou výškou, ich maximálna technicky prípustná hmotnosť nie je väčšia ako 10 ton. [9]

Kategóriu „T5“ tvoria kolesové traktory s maximálnou konštrukčnou rýchlosťou vyššou ako 40 km/h. [9]

Kategóriu „C“ tvoria pásové traktory, ktoré sa pohybujú pomocou pásov alebo pomocou kombinácie kolies a pásov a ktorých kategórie „C1“ až „C5“ sú definované analogicky s kategóriami „T1“ až „T5“. [9]

2 Malotraktor

Predmetom záujmu tejto práce sú malotraktory, ktoré sú menšou verziou poľnohospodárskeho traktora.

Sú určené predovšetkým na rôzne práce ako napr. kosenie, terénne práce, prevážanie materiálu, vŕtanie, oranie, bránenie, postrekovanie, odstraňovanie snehu, ďalej na pripájanie výmenných nesených alebo prívesných nástrojov, náradia a prípojných vozidiel a mnoho ďalších užitočných úkonov. V dnešnej dobe sú neodmysliteľným pomocníkom poľnohospodárov, farmárov, záhradníkov a lesníkov. Prevádzkové náklady na malotraktor sú neporovnateľne nižšie ako na väčší stroj.

2.1 Prípojné zariadenie

Rozmanitosť malotraktorov poskytuje veľký počet prípojných zariadení, ktoré sú väčšinou montované na trojbodový záves traktora. Pohon - ak je potreba - týchto zariadení zabezpečuje motor malotraktora cez vývodový hriadeľ. Vývodový hriadeľ (PTO) je vystupujúca časť hnacieho hriadeľa traktora, ktorá prenáša výkon motora na prídavné zariadenie. [1]

Trojbodový záves (obr. 3) traktorov je určený pre pripájanie nesených a návesných strojov. Hlavné rozmery trojbodových závesov sú normalizované podľa medzinárodnej normy ISO 798-1. [1]



Obr. 3 Zadný trojbodový záves [21]

Podkopy sú prípojné zariadenia určené na terénne práce skladajúce sa z lopaty na konci dvojdielného kĺbového ramena. Montujú sa na zadnú časť malotraktora, avšak montáž na trojbodový záves sa často nevyužíva - sú zvyčajne pevne montované. Pretože si vyžadujú vysoké prietoky hydraulického oleja, často majú svoje vlastné hydraulické čerpadlo, ktoré je namontované na vývodový hriadeľ. [20]



Obr. 4 Podkop John Deere typu 385A [27]

Pôdny vrták je stroj určený na hĺbenie otvorov do pôdy. Montuje sa na trojbodový záves za malotraktor. Vrták je poháňaný vývodovým hriadelom. [20]

Štiepkovač konárov je strojné zariadenie slúžiace k drveniu konárov, dreva a drevného odpadu na štiepku vhodnú k spaľovaniu alebo kompostovaniu. [26]

Mulčovač je mnohostranne využiteľný stroj vhodný pre plošné drvenie trávy, lístia, zemiakovej vňate, kukuričných a slnečnicových zbytkov, čistenie parkov, sadov, športovísk, verejnej a mestskej zelene. [28]

Táto práca sa zaoberá malotraktorom určeným hlavne na terénne práce a preváženie materiálu, preto ako prídavné zariadenie bol zvolený čelný nakladač.

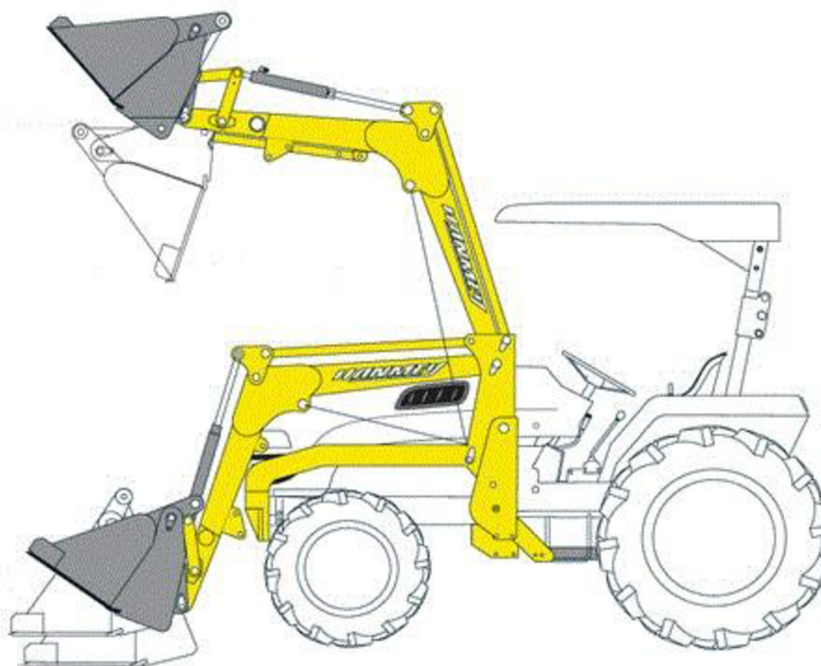
Čelný nakladač je nakladacie zariadenie, používa sa na zdvíhanie a prenos nákladu, ktorý sa montuje na traktor. Ovládanie čelného nakladača a nástrojov sa vykonáva pomocou hydraulického valca. Čelný nakladač je poháňaný hydraulikou traktora a je riadený zo sedadla vodiča. [24]



Obr. 5 Malotraktor TYM T454 s čelným nakladačom typu TX55 [23]

Výložník, ktorý spolu s lopatou tvoria hlavný pracovný nástroj, je v praxi usporiadaný do určitého kinematického systému. Kinematické usporiadanie ovplyvňuje najmä vedenie naloženej záťaže, veľkosť vylamovacej a zdvíhacej sily, výsypanú výšku lopaty a stabilitu stroja. Ako prídavné zariadenie u traktorov sa najčastejšie používa výložník s P-kinematikou. [25]

Kinematika P (obr. 6) je označenie pre paralelnú kinematiku, teda variantu vybavenia, ktorá pri zdvihu ramena vždy drží rovinu so zemou. Silové vlastnosti P-kinematiky sú opačné ako u varianty kinematiky Z. Disponuje veľkou silou pri zatváraní úplne otvorenej lopaty, naopak pri plnení lopaty nevýhodným prepákováním nedosahuje také dobré hodnoty ako Z-kinematika. P-kinematika je určená pre nasadenie s ťažkým náradím s predsunutým ťažiskom ako napr. vysokovýklopná lopata alebo drapák na drevo, kde sú potrebné práve vysoké sily napr. pri spätnom zatváraní vyklopeného drapáka, plného drevnej guľatiny alebo tam, kde je nutné, aby náradie zostalo pri zdvihu výložníka rovnobežné so zemou, napr. pri práci s paletizačnými vidlami. [25]



Obr. 6 P-kinematika výložníku [29]

2.2 Malotraktory podobnej hmotnostnej kategórie

Ďalšia časť práce sa zaoberá s vybranými kolesovými dvojnápravovými traktormi podobnej hmotnostnej kategórie od svetových výrobcov a ich porovnaním. Vybrané modely sú posúdené podľa zadaných parametrov zo zadania:

prevádzková hmotnosť: max. 2500 kg

rázvor náprav: cca 2000 mm

veľkosť pneumatík: 420/85 R 30 (alternatívne 16.9 R30)

2.3 Parametre vybraných malotraktorov

V tab. 1 sú uvedené parametre strojov, ktoré tvoria základ porovnania. Porovnané parametre sú výkon motoru, výkon PTO, prevádzková hmotnosť a maximálna zdvíhacia sila. Pre lepšiu názornosť hodnoty z tabuľky sú vnesené do grafov.

Technické údaje vybraných malotraktorov boli čerpané z elektronických katalógov uvedených v zozname použitých zdrojov. [11] [12] [13] [14] [15] [16] [17] [18]

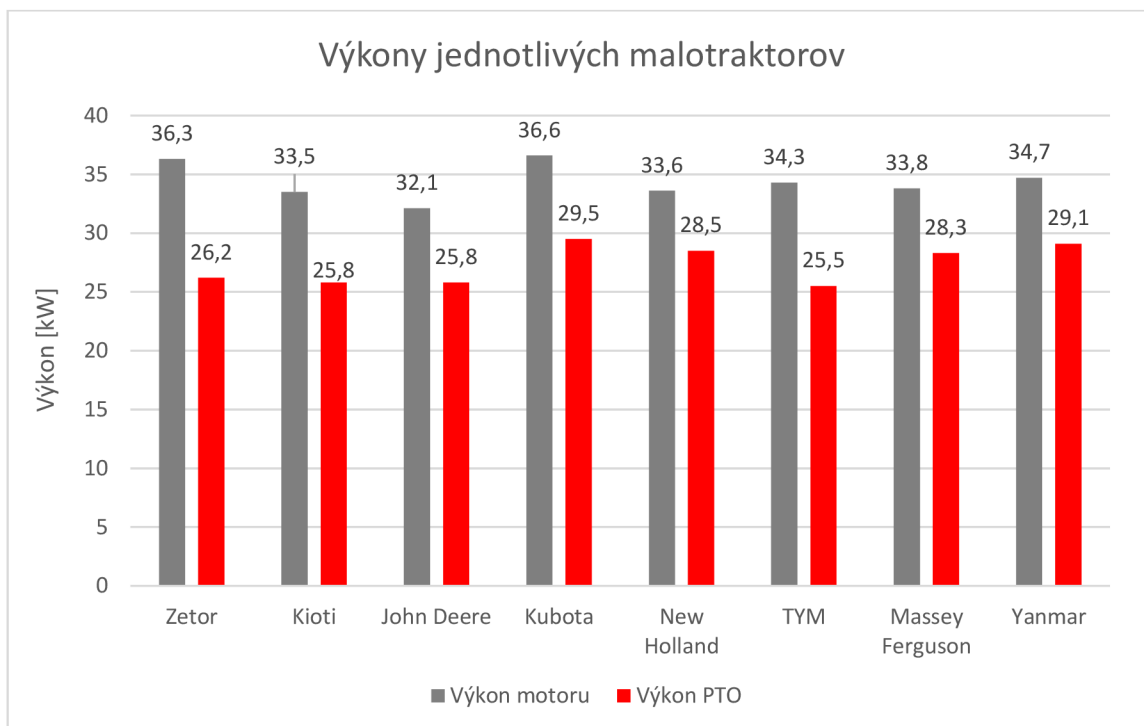
Tab. 1 Technické parametre vybraných malotraktorov [11] [12] [13] [14] [15] [16] [17] [18]

Výrobca	Model	Výkon motoru	Výkon PTO	Max. zdvíhacia sila *	Prevádzková hmotnosť	Rázvor náprav	Veľkosť pneumatík
		[kW]	[kW]	[kg]	[kg]	[mm]	[-]
Zetor	Utilix HT 55	36,3	26,2	1336	1900	1935	13.6-26
Kioti	NX4520	33,5	25,8	1441	1992	1920	13.6-26
John Deere	4044R	32,1	25,8	1135	2120	1855	13.6-28
Kubota	L4760	36,6	29,5	1250	1845	1895	14.9-24
New Holland	Boomer 45	33,6	28,5	960	1903	1860	14.9-24
TYM	T454	34,3	25,5	1336	1850	1935	13.6-26
Massey Ferguson	1747	33,8	28,3	1580	1958	1900	13.6-28
Yanmar	YT347	34,7	29,1	1400	1960	1925	14.9-24

* zdvíhacia sila 610 mm za háky

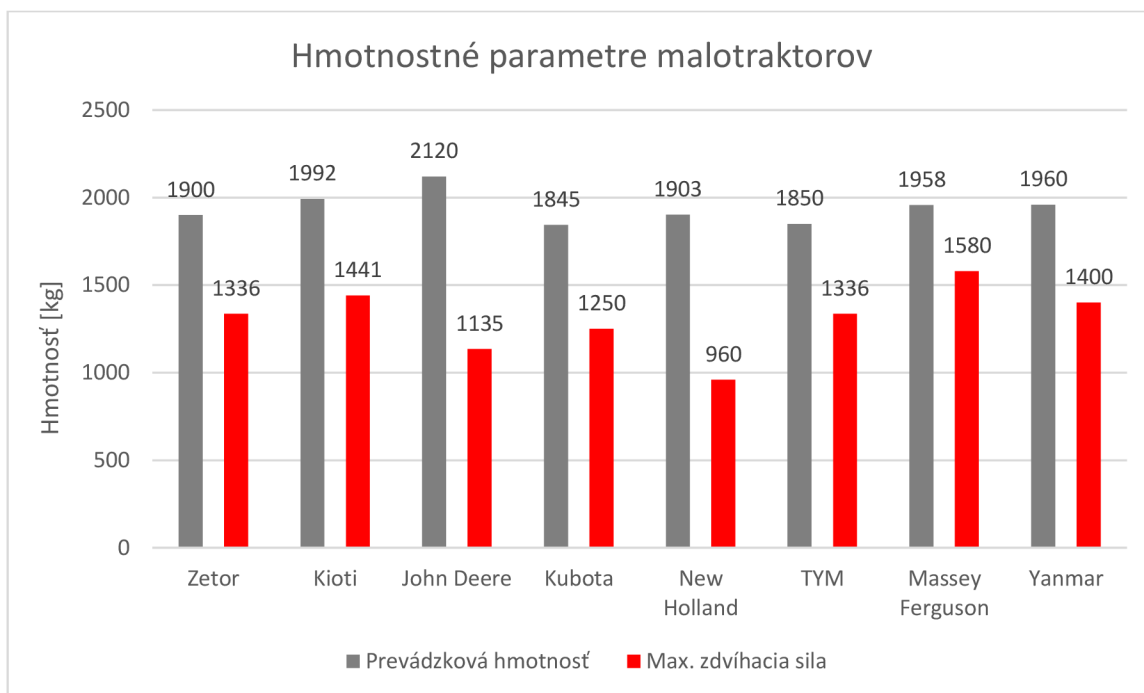
2.4 Porovnanie parametrov

Prvý graf (obr. 7) znázorňuje výkony motora spolu s výkonmi PTO jednotlivých malotraktorov. Z grafu bolo zistené, že najväčší výkon motora dosahujú malotraktory značky Kubota a Zetor, najväčší výkon PTO majú malotraktory značky Kubota a Yanmar. Najmenší výkon motora má stroj od výrobcu John Deere a najmenší výkon PTO má stroj od výrobcu TYM.



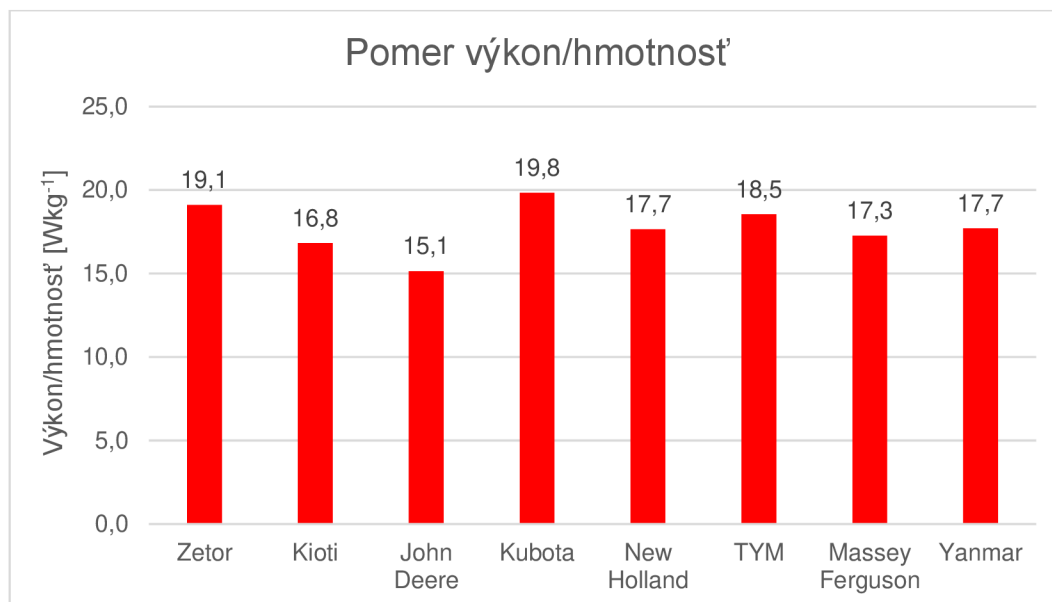
Obr. 7 Graf porovnania výkonov motorových jednotiek a PTO

Druhý graf (obr. 8) znázorňuje prevádzkové hmotnosti a maximálnu zdvíhaciu silu malotraktorov. Z grafu jednoznačne vyplýva, že najväčšiu hmotnosť má malotraktor od výrobcu John Deere a najväčšiu zdvíhaciu silu dosahuje malotraktor značky Massey Ferguson.



Obr. 8 Graf porovnania prevádzkovej hmotnosti a max. zdvíhacej sily

Posledný graf (obr. 9) zobrazuje pomer výkonu a hmotnosti. Výsledok je číslo určujúci výkon pripadajúci na jeden kilogram prevádzkovej hmotnosti stroja. Obecne platí, že čím je toto číslo väčšie, tým sa zvyšuje flexibilita vozidla. Z grafu je zrejmé, že najlepší pomer výkonu a prevádzkovej hmotnosti majú malotraktory značky Kubota a Zetor.



Obr. 9 Graf znázorňujúci pomeru výkonu a prevádzkovej hmotnosti

3 Stanovenie výkonu motorovej jednotky

Pre určenie výkonu motorovej jednotky je treba vypočítať dielčie výkony pre rôzne prevádzkové režimy a funkcie stroja. Najprv sa zaoberám s výpočtom výkonu pre pojazd stroja, teda prekonanie jazdných odporov. Potom nasledujú výpočty potrebného výkonu pre riadenie stroja a pre ovládanie hydraulického systému. Na záver sú pripočítané výkony pre základné funkcie stroja.

Výsledný výkon bude súčet jednotlivých výkonov potrebných pre všetky technické operácie počas prevádzky.

3.1 Výkon pre pojazd stroja

Výkon pre pojazd stroja musí byť tak veľký, aby vyvinul dostatočne veľkú ťažnú silu na prekonanie jazdných odporov. Ťažná sila by však nemala prekračovať hodnotu trakčnej sily, teda maximálnej sily, ktorú dokážu kolesá preniesť na podložku.

Jazdné odpory sú sily, ktoré pôsobia proti pohybu vozidla. Niektoré jazdné odpory pôsobia vždy proti pohybu vozidla (valivý a vzdušný odpor). Pri zrýchľovaní musí stroj prekonať dynamický odpor a pri jazde do svahu odpor stúpania. [3]

Pretože maximálna konštrukčná rýchlosť malotraktorov je $30 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, odpor vzduchu môžeme zanedbať. Jednotlivé jazdné odpory sa líšia podľa podmienok prevádzky.

3.1.1 Valivý odpor

Valivý odpor vzniká deformáciou pneumatiky a vozovky, po ktorom sa pneumatika odvaluje. Tým dochádza k vzniku síl pôsobiacich proti pohybu stroja. Ak je vozovka tuhá, dochádza len k deformáciám pneumatiky. [3]

Počítame so stavom, kedy je pneumatika zatážená na medziach svojej únosnosti pri maximálnej uvažovanej rýchlosti stroja. Valivý odpor sa počíta rozložene, podľa Omeljanovho vzťahu: [4]

$$F_{RV} = F_{Rt} + F_{Rp} = C_1 \cdot F_{Gk} \cdot \sqrt[3]{\frac{p_V}{\varepsilon \cdot D}} + C_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_{Gk}^4}{p_V \cdot D^2}} \quad [\text{N}] \quad (1)$$

Kde F_{RV} [N] je celkový valivý odpor jedného kolesa stroja

F_{Rt} [N] je deformácia podložka

F_{Rp} [N] je deformácia kolesa

$C_1 = 0,35$ je konštantný súčiniteľ, odporúčané voliť $C_1 = 0,35$ [4]

$C_2 = 0,065$	je konštantný súčiniteľ, odporúčané voliť $C_2 = 0,065$ [4]
$F_{Gkp} = 11920 \text{ N}$	je zaťaženie predného kolesa pri $v = 10 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ [30]
$F_{Gkp} = 11920 \text{ N}$	je zaťaženie predného kolesa pri $v = 30 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ [30]
$F_{Gkz} = 33845 \text{ N}$	je zaťaženie zadného kolesa pri $v = 10 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ [30]
$F_{Gkz} = 24133 \text{ N}$	je zaťaženie zadného kolesa pri $v = 30 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ [30]
$p_{vp} = 160000 \text{ Pa}$	je hustenie prednej pneumatiky [30]
$p_{vz} = 160000 \text{ Pa}$	je hustenie zadnej pneumatiky [30]
$D_p = 1,086 \text{ m}$	je priemer prednej pneumatiky [30]
$D_z = 1,475 \text{ m}$	je priemer zadnej pneumatiky [30]
ε [N·m ⁻³]	je súčiniteľ vyjadrujúci vplyv objemového pretvorenia podložia, odporúčané voliť:
	$\varepsilon = (2 - 4) \cdot 10^6$ – ornica [4]
	$\varepsilon = (10 - 25) \cdot 10^6$ – lúka, strnisko [4]
	$\varepsilon = (100 - 200) \cdot 10^6$ – poľná cesta [4]
	$\varepsilon = (2 - 4) \cdot 10^6$ – tvrdý povrch [4]

Celkový valivý odpor je súčet valivých odporov jednotlivých kolies:

$$F_{RVC} = k_p \cdot F_{RVp} + k_z \cdot F_{RVz} \quad [\text{N}] \quad (2)$$

Kde F_{RVC} [N] je celkový valivý odpor

F_{RVp} [N] je valivý odpor predného kolesa

F_{RVz} [N] je valivý odpor zadného kolesa

$k_p = 2$ je počet predných kolies

$k_z = 2$ je počet zadných kolies

Výkon pre prekonanie valivých odporov kolies pre daný jazdný režim sa počíta podľa vzťahu (3):

$$P_V = F_{RVC} \cdot v \quad [\text{W}] \quad (3)$$

Kde P_V [W] je výkon pre prekonanie valivých odporov kolies

F_{RVC} [N] je celkový valivý odpor kolies

v [m·s⁻¹] je rýchlosť stroja pre daný jazdný režim

3.1.2 Dynamický odpor

Dynamický odpor vzniká pôsobením zotrvačných síl, ktoré bránia zrýchľovaniu stroja, a naopak núti teleso zotrvať v pohybe pri brzdení. Maximálny silový účinok pneumatiky možno určiť použitím Coulombovej rovnice. Maximálna hodnota hnacej sily, resp. brzdnnej sily medzi kolesom a podložkou: [4]

$$F_{RD} = \tau \cdot S_0 = c \cdot S_0 \cdot (1 - m_p) + F_{Gk} \cdot f_1 \quad [\text{N}] \quad (4)$$

Kde F_{RD} [N] je maximálna hodnota hnacej sily medzi kolesom a podložkou

τ [Pa] je pevnosť zeminy v šmyku

S_0 [m²] je plocha odtlačku kolesa, kde S_0 sa vypočíta podľa vzťahu:

$$S_0 = 0,27 \cdot D \cdot b \quad [\text{m}^2] \quad (5)$$

$D_p = 1,086$ m je priemer prednej pneumatiky [30]

$D_z = 1,475$ m je priemer zadnej pneumatiky [30]

$b_p = 0,270$ m je šírka prednej pneumatiky [30]

$b_z = 0,429$ m je šírka zadnej pneumatiky [30]

$c = 150000$ Pa je kohézia zeminy – pevná, suchá [4]

$c = 100000$ Pa je kohézia zeminy – plastické íly [4]

$m_p = 0,6$ je plnosť behúňa dezénu pneumatiky, pre nízkotlakové široko profilové pneumatiky odporúčané voliť $m_p = 0,4$ až $0,6$ [4]

$F_{Gkp} = 11920$ N je zaťaženie predného kolesa pri $v = 10 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ [30]

$F_{Gkp} = 11920$ N je zaťaženie predného kolesa pri $v = 30 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ [30]

$F_{Gkz} = 33845$ N je zaťaženie zadného kolesa pri $v = 10 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ [30]

$F_{Gkz} = 24133$ N je zaťaženie zadného kolesa pri $v = 30 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ [30]

$f_1 = 0,8$ je súčiniteľ vnútorného trenia zeminy [4]

Výkon pre prekonanie dynamických odporov sa vypočíta podľa vzťahu (6):

$$P_D = F_{RDC} \cdot \frac{a_n}{t_z} \quad [\text{W}] \quad (6)$$

Kde P_D [W] je výkon pre prekonanie dynamických odporov

a_n [m·s⁻²] je maximálne návrhové zrýchlenie pre daný jazdný režim

t_z [s] je doba pôsobenia zrýchlenia pre daný jazdný režim

F_{RDC} je celková hodnota hnacej sily medzi kolesami a podložkou, je daná vzťahom:

$$F_{RDC} = k_p \cdot F_{RDp} + k_z \cdot F_{RDz} \quad [\text{N}] \quad (7)$$

Kde $k_p = 2$ je počet predných kolies

$k_z = 2$ je počet zadných kolies

F_{RDp} [N] je max. hodnota hnacej sily medzi predným kolesom a podložkou

F_{RDz} [N] je max. hodnota hnacej sily medzi zadným kolesom a podložkou

Zrýchlenie stroja na jednotlivých typoch podložia je dané schopnosťou pojazdu, ktorý je v tomto prípade neznámy. Preto musíme postupovať podľa definovaných vlastností, ako požiadavka na brzdný systém stroja. Podľa legislatívy maximálna brzdná dráha v závislosti na počiatočnej rýchlosti pre kategóriu T sa vypočíta podľa vzťahu: [10]

$$s_B = 0,15 \cdot v + \frac{v^2}{115} \quad [\text{m}] \quad (8)$$

Kde s_B [m] je maximálna brzdná dráha

v [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$] je maximálna rýchlosť stroja pre daný jazdný režim

Pôsobiaci energia pri zrýchlení rozjazdu je menšia než pri brzdení, preto pre maximálne návrhové zrýchlenie stroja bude považovaná trojnásobná dráha rozjazdu ako dráha brzdná: [5]

$$s_Z = 3 \cdot s_B \quad [\text{m}] \quad (9)$$

Z vypočítanej hodnoty dráhy rozjazdu sa dá vyjadriť doba pôsobenia zrýchlenia stroja:

$$t_z = 2 \cdot \frac{s_Z}{v} \quad [\text{s}] \quad (10)$$

Pre maximálne návrhové zrýchlenie pre daný jazdný režim potom platí:

$$a_n = 2 \cdot \frac{s_Z}{t_z^2} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (11)$$

3.1.3 Odpor stúpania

Pri jazde do svahu stroj je brzdený sinovou zložkou gravitačnej sily, ktorá pôsobí proti pohybu stroja. Výkon pre prekonanie odporu stúpania sa vypočíta podľa rovnice (12): [3]

$$P_S = m \cdot g \cdot v \cdot \sin(\alpha) \quad [\text{W}] \quad (12)$$

Kde $m = 2500 \text{ kg}$ je prevádzková hmotnosť stroja

$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ je gravitačné zrýchlenie

v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je rýchlosť stroja pre daný jazdný režim

Pri praktických výpočtoch sa obvykle používa miesto uhla svahu stúpania s . Pre dané stúpanie s určíme uhol svahu podľa vzťahu: [3]

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{s}{100} \quad [^\circ] \quad (13)$$

3.1.4 Celkový výkon pre pojazd stroja

Celkový výkon pre pojazd stroja pre jednotlivé jazdné režimy určíme nasledovne:

$$P_C = P_V + P_D + P_S \quad [\text{W}] \quad (14)$$

Kde P_C [W] je celkový výkon pre pojazd stroja

P_V [W] je výkon pre prekonanie valivých odporov kolies

P_D [W] je výkon pre prekonanie dynamických odporov

P_S [W] je výkon pre prekonanie odporu stúpania

3.2 Výkon pre riadenie stroja

Ako bolo popísané v kapitole 1.3, väčšina kolesových traktorov používa hydrostatické riadenie. Riadenie je tvorené hydrostatickou jednotkou, ktorá je ovládaná volantom. Riadiaca jednotka pomocou tlakového oleja prostredníctvom dvojčinného priamočiareho hydromotora cez riadiace tyče natáča kolesá nápravy. Volant je spojený s telesom odmerného hydrogenerátora cez rotačný rozvádzač. Tlakový olej dodávaný hydrogenerátorom postupuje do rotačného rozvádzača. Keďže sa jedná o priamu jazdu, olej preteká rotačným rozvádzačom späť do nádrže. Ak začneme otáčať volantom, rotačný rozvádzač umožňuje tlakovému oleju postúpiť k odmernému hydrogenerátoru, ktorý v tomto prípade pracuje ako dávkovač a olej „dávkuje“ na jednu stranu piesta priamočiareho hydromotora. Súčasne rotačný rozvádzač prepojí cestu oleja z druhej strany piestu do nádrže a tým sa piest môže pohybovať a otáčať riadiace kolesá. [1]

Pre výpočet zvažujeme použitie predných radiálnych kolies značky ATG o rozmere 280/85 R24 a zadných radiálnych kolies o rozmere 16.9 R30 nahustené na tlak zaručujúce požadovanú únosnosť podľa katalógu výrobcu.

Najväčší odpor, ktorý musí hydromotor prekonať pri zatáčaní kolies nastáva, keď traktor stojí v klude. [6]

Nakoľko je obtiažne predvídať podmienky používania traktora, v ktorých sa nachádza, je ťažké odhadnúť v jednotlivých prípadoch koeficient trenia. Preto budeme uvažovať o najhoršej situácii, keď hydromotor zatáča kolesá nápravy na asfaltovej vozovke. Je nutné zabezpečiť, aby traktor za každých podmienok bol kontrolovateľný.

Pre určenie výkonu pre riadenie traktora najprv používame odvodený vzťah pre výpočet momentu radiálneho čapu: [7]

$$M_{\check{c}} = k_p \cdot F_{Gkp} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{b_p^2}{8} + e_{\check{c}}^2} \quad [\text{N}\cdot\text{m}] \quad (15)$$

Kde $M_{\check{c}}$ [N·m] je moment radiálneho čapu

$k_p = 2$ je počet predných kolies

$F_{Gkp} = 11\,920 \text{ N}$ je zaťaženie predného kolesa v klude [30]

$b_p = 0,270 \text{ m}$ je šírka prednej pneumatiky [30]

$e_{\check{c}} = 0,25 \text{ m}$ je navrhnutá excentricita radiálneho čapu

$\mu = 0,15$ je koeficient trenia suchej asfaltovej podložky v závislosti na pomere šírky kolesa a excentricity radiálneho čapu [7]

Po dosadení do rovnice (15) dostaneme moment radiálneho čapu pri zatáčaní kolies:

$$M_{\check{c}} = (2 \cdot 11\,920) \cdot 0,15 \cdot \sqrt{\frac{0,27^2}{8} + 0,25^2} = 956,9 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{\check{c}} = 957 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Sila, ktorá pôsobí na hydromotor sa vypočíta nasledovne:

$$F_H = \frac{M_{\check{c}}}{r_R} \quad [\text{N}] \quad (16)$$

$$F_H = \frac{957}{0,25981} = 3683,46 \text{ N}$$

$$F_H = 3683,5 \text{ N}$$

Kde F_H [N] je sila, pôsobiaca na piest hydromotora

$M_{\check{c}} = 957 \text{ N}\cdot\text{m}$ je moment radiálneho čapu

$r_R = 0,25981 \text{ m}$ je efektívna dĺžka radiacej tyče

Nasleduje výpočet plochy piestu priamočiareho hydromotora podľa vzťahu (17):

$$S_H = \frac{F_H}{p} \quad [\text{m}^2] \quad (17)$$

$$S_H = \frac{3683,5}{10 \cdot 10^6} = 3,6835 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$S_H = 3,6835 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Kde S_H $[\text{m}^2]$ je plocha piestu priamočiareho hydromotora

$F_H = 3683,5 \text{ N}$ je sila pôsobiaca na piest hydromotora

$p = 10 \text{ MPa}$ je tlak v hydraulickom okruhu, navrhnutý podľa čerpadiel podobnej triedy

Zdvihový objem hydromotora (od koncovej polohy do druhej) sa vypočíta nasledovne:

$$V = l \cdot S_H \quad [\text{m}^3] \quad (18)$$

$$V = 0,300 \cdot 3,6835 \cdot 10^{-4} = 1,1051 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$V = 1,105 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 = 110,5 \text{ cm}^3$$

Kde V $[\text{m}^3]$ je zdvihový objem hydromotora

$S_H = 3,6835 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$ je plocha piestu priamočiareho hydromotora

$l = 0,300 \text{ m}$ je dráha, ktorú obíde piest hydromotora

Určíme objem čerpaného oleja na jednu otáčku volantom:

$$V_i = \frac{V}{n_V} \quad [\text{cm}^3] \quad (19)$$

$$V_i = \frac{110,5}{3} = 36,83 \text{ cm}^3$$

$$V_i = 36,83 \text{ cm}^3$$

Kde V_i $[\text{cm}^3]$ je objem čerpaného oleja na jednu otáčku volantom

$V = 110,5 \text{ cm}^3$ je zdvihový objem hydromotora

$n_V = 3$ je počet otáčok volantu od koncovej polohy do druhej

Z dostupných katalógov volíme najbližšiu vyššiu hodnotu objemu V_i .

Volané $V_i = 40 \text{ cm}^3$. [31]

Prietok Q_H , potrebný pre riadenie stroja určíme nasledovne:

$$Q_H = \frac{V_i \cdot n}{1000} \quad [\text{l} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (20)$$

$$Q_H = \frac{40 \cdot 120}{1000} = 4,8 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$Q_H = 4,8 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

Kde Q_H [$\text{l} \cdot \text{min}^{-1}$] je prietok hydraulického oleja za jednu minutu

$V_i = 40 \text{ cm}^3$ je volený prietok oleja podľa katalógu na jednu otáčku volantom [31]

$n = 120 \text{ min}^{-1}$ sú otáčky volantom, odporúčané voliť $n = 60$ až 120 min^{-1}

1000 je konštanta pre prevod na výslednú jednotku

Z prietoku môžeme určiť výkon pre riadenie stroja:

$$P_r = \frac{Q_H \cdot p}{60 \cdot 1000 \cdot \eta_H} \quad [\text{W}] \quad (21)$$

$$P_r = \frac{4,8 \cdot 10 \cdot 10^6}{60 \cdot 1000 \cdot 0,9} = 888,9 \text{ W}$$

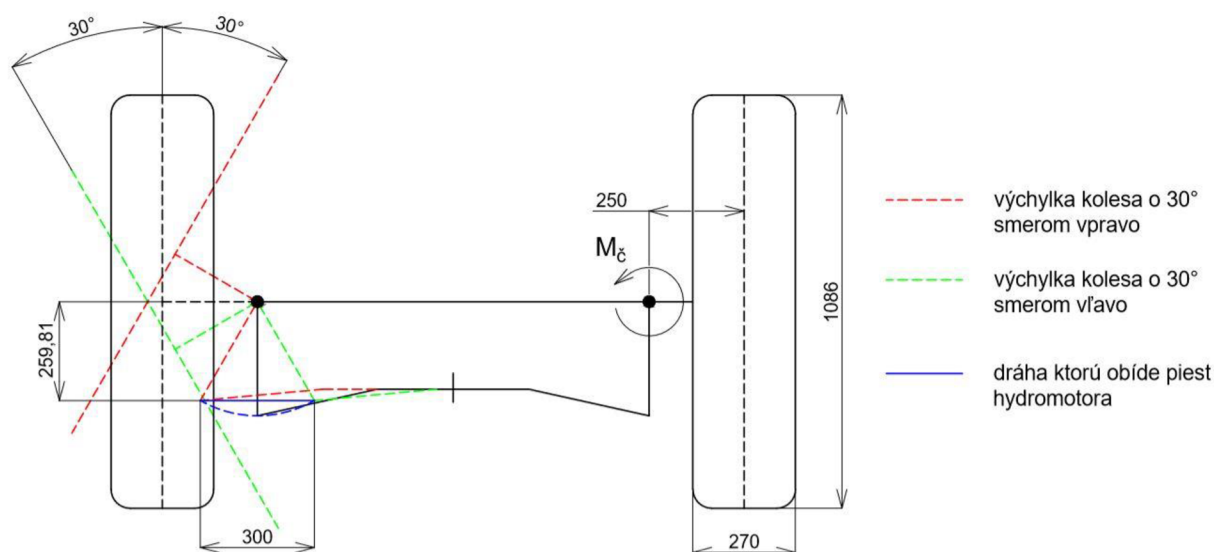
$$P_r = 890 \text{ W}$$

Kde $Q_H = 4,8 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ je prietok hydraulického oleja pri riadení stroja

$p = 10 \text{ MPa}$ je navrhnutý tlak v hydraulickom okruhu riadiaceho systému navrhnutý podľa čerpadiel podobnej triedy

$\eta_H = 0,9$ je navrhnutá účinnosť hydraulického okruhu

60;1000 sú konštanty pre prevod na výslednú jednotku



Obr. 10 Schéma riadenia traktora

3.3 Výpočet výkonu hydrogenerátora pracovného systému

Pre výpočet výkonu je nutné zistiť maximálny tlak a prietok potrebný pre jednotlivé funkcie, ako sú: zdvíhanie a zníženie výložníka, naklopenie a vyklopenie lopaty. Ako maximálny tlak je volený 20 MPa, táto hodnota je navrhnutá podľa podobných zariadení. Čelným nakladačom sa väčšinou pracuje tak, že najprv sa naberie materiál, potom sa zdvihne výložník a nakoniec sa lopata vyklopí. Jednotlivé funkcie nepracujú spoločne. Preto prietok hydraulického oleja určíme zvlášť pre zdvíhanie a vyklopenie lopaty, potom hodnoty porovnáme. Z vypočítaných hodnôt vyberieme maximálnu, a nakoniec spočítame výkon hydrogenerátora. [6]

3.3.1 Výpočet preklopného zaťaženia

Preklopné zaťaženie je kritická hodnota sily, ktorou keď zaťažíme jednotku traktora – nakladača, tak dôjde k jeho preklopeniu cez prednú nápravu. Určuje sa v okamžiku, keď rameno výložníka je v najvzdialenejšej polohe (keď rameno sily je najväčšie) a moment od preklopného zaťaženia k prednej náprave je najvyššia. U traktorov podobnej typovej rady sa predpokladá rozloženie hmotnosti 40% na prednú nápravu a 60% na nápravu zadnú nápravu. [6] [7]

Pre silu pôsobiacej na prednú nápravu preto platí:

$$F_{Np} = 0,4 \cdot m \cdot g \quad [\text{N}] \quad (22)$$

$$F_{Np} = 0,4 \cdot 2500 \cdot 9,81 = 9810 \text{ N}$$

$$F_{Np} = 9810 \text{ N}$$

Sila pôsobiaca na zadnú nápravu:

$$F_{Nz} = 0,6 \cdot m \cdot g \quad [\text{N}] \quad (23)$$

$$F_{Nz} = 0,6 \cdot 2500 \cdot 9,81 = 14715 \text{ N}$$

$$F_{Nz} = 14715 \text{ N}$$

Kde $m = 2500 \text{ kg}$ je maximálna prevádzková hmotnosť traktora

$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ je gravitačné zrýchlenie

Pre výpočet polohy ťažiska platí vzťah:

$$x_T = \frac{F_{Nz} \cdot r_{RN}}{m \cdot g} \quad [\text{mm}] \quad (24)$$

$$x_T = \frac{14715 \cdot 2000}{2500 \cdot 9,81} = 1200 \text{ mm}$$

$$x_T = 1200 \text{ mm}$$

- Kde $F_{Nz} = 14715 \text{ N}$ je pôsobiaca sila na zadnú nápravu
 $m = 2500 \text{ kg}$ je maximálna prevádzková hmotnosť traktora
 $g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ je gravitačné zrýchlenie
 $r_{RN} = 2000 \text{ mm}$ je rázvor náprav

Pre výpočet preklopného zaťaženia využívame momentovú rovnováhu:

$$F_P = \frac{m \cdot g \cdot x_T}{x_V} \quad [\text{N}] \quad (25)$$

$$F_P = \frac{2500 \cdot 9,81 \cdot 1200}{1515} = 19425,7 \text{ N}$$

$$F_P = 19426 \text{ N}$$

- Kde $m = 2500 \text{ kg}$ je maximálna prevádzková hmotnosť traktora
 $g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ je gravitačné zrýchlenie
 $x_T = 1200 \text{ mm}$ je vzdialenosť ťažiska od prednej nápravy
 $x_V = 1515 \text{ mm}$ je vzdialenosť pôsobiska preklopného zaťaženia od prednej nápravy

3.3.2 Výpočet prietoku hydraulického oleja pre zdvíhanie výložníka

Pre zistenie síl pôsobiacich v hydromotoroch pre zdvíhanie ramena využijeme momentovú rovnováhu:

$$F_{HV} = \frac{F_{ZV} \cdot l_V}{k_{HZ} \cdot r_V} \quad [\text{N}] \quad (26)$$

$$F_{HV} = \frac{19400 \cdot 2215}{2 \cdot 367,8} = 58416,3 \text{ N}$$

$$F_{HV} = 58416 \text{ N}$$

- Kde $F_{ZV} = 19400 \text{ N}$ je navrhnutá zdvíhacia sila, určená z preklopného zaťaženia
 $l_V = 2215 \text{ mm}$ je vzdialenosť pôsobiska preklopného zaťaženia od uloženia výložníka
 $k_{HZ} = 2$ je počet hydromotorov pracujúcich na zdvíhanie výložníka

$r_v = 367,8 \text{ mm}$ je minimálna kolmá vzdialenosť medzi uložením hydromotora a výložníka

Po zistení sily pôsobiacej na piest hydromotora vypočítame plochu S_{HV} :

$$S_{HV} = \frac{F_{HV}}{p_H} \quad [\text{mm}^2] \quad (27)$$

$$S_{HV} = \frac{58416}{20} = 2920,8 \text{ mm}^2$$

$$S_{HV} = 2920,8 \text{ mm}^2$$

Kde $F_{HV} = 58416 \text{ N}$ je sila pôsobiaca na piest hydromotora

$p_H = 20 \text{ MPa}$ je navrhnutý tlak v hydraulickom okruhu

Objem hydromotora sa vypočíta podľa vzťahu:

$$V_{HV} = \frac{S_{HV} \cdot z_{HV}}{10^6} \quad [\text{l}] \quad (28)$$

$$V_{HV} = \frac{2920,8 \cdot 462,4}{10^6} = 1,35 \text{ l}$$

$$V_{HV} = 1,35 \text{ l}$$

Kde $S_{HV} = 2920,8 \text{ mm}^2$ je plocha piestu hydromotora

$z_{HV} = 462,4 \text{ mm}$ je dĺžka zdvihu hydromotora, zistená z obr.11,
 $z_{HV} = 1319 - 856,6 = 462,4 \text{ mm}$

10^6 je konštanta pre prevod objemu z mm^3 na litre

Prietok hydraulického oleja sa vypočíta nasledovne:

$$Q_{HV} = \frac{k_{HZ} \cdot V_{HV} \cdot 60}{t_{ZV}} \quad [\text{l} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (29)$$

$$Q_{HV} = \frac{2 \cdot 1,35 \cdot 60}{6} = 27 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

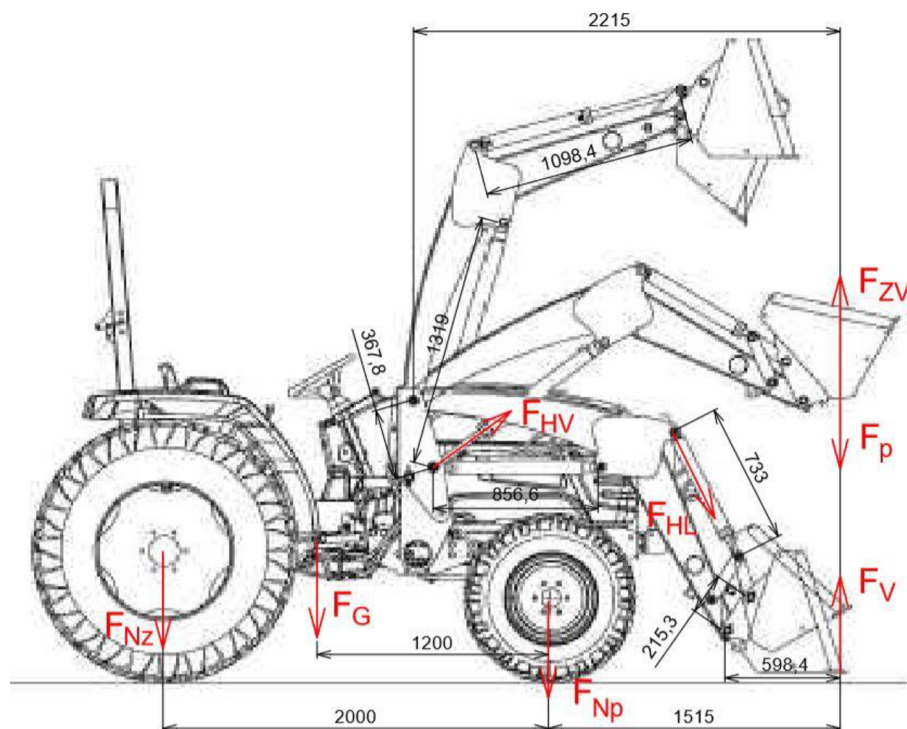
$$Q_{HV} = 27 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

Kde $k_{HZ} = 2$ je počet hydromotorov pracujúcich na zdvíhanie výložníka

$V_{HV} = 1,35 \text{ l}$ je objem hydromotora

$t_{ZV} = 6 \text{ s}$ je navrhnutý čas pre zdvih výložníka z najnižšej do najvyššej polohy volený podľa strojov podobnej typovej rady

60 je konštanta pre prevod zo sekúnd na minúty



Obr. 11 Schéma výložníka traktora [32]

3.3.3 Výpočet prietoku hydraulického oleja pri vyklopení lopaty

Vylamovacia sila definuje schopnosť stroja nabrat materiál. Hodnota vylamovacej sily by mala byť blízko k hodnote preklopného zaťaženia. Ak by bola vylamovacia sila výrazne vyššia, stroj by sa pri naklopení lopaty mohol preklápať cez prednú nápravu, preto veľkosť vylamovacej sily volíme na hornú hranicu preklopného zaťaženia. Princíp výpočtu je podobný ako v kapitole 3.3.2. [25]

Silu F_{HL} pôsobiacu v hydromotore vypočítame podľa vzťahu:

$$F_{HL} = F_V \cdot \frac{x_1}{x_2} \quad [\text{N}] \quad (30)$$

$$F_{HL} = 20000 \cdot \frac{598,4}{215,3} = 55587,6 \text{ N}$$

$$F_{HL} = 55588 \text{ N}$$

Kde $F_V = 20000 \text{ N}$ je navrhnutá vylamovacia sila

$x_1 = 598,4 \text{ mm}$ je vzdialenosť pôsobiska vylamovacej sily od uloženia lopaty

$x_2 = 215,3 \text{ mm}$ je vzdialenosť čapu lopaty a čapu tiahla

Obdobne ako v kapitole 3.3.2 vypočítame plochu piestu, objem hydromotora a prietok hydraulického oleja. Plocha piestu hydromotora sa vypočíta podľa nasledujúceho vzťahu:

$$S_{HL} = \frac{F_{HL}}{p_H} \quad [\text{mm}^2] \quad (31)$$

$$S_{HL} = \frac{55588}{20} = 2779,4 \text{ mm}^2$$

$$S_{HL} = 2779,4 \text{ mm}^2$$

Kde $F_{HL} = 55588 \text{ N}$ je sila pôsobiaca na piest hydromotora

$p_H = 20 \text{ MPa}$ je navrhnutý tlak v hydraulickom okruhu

Objem hydromotora určíme podľa vzťahu (32):

$$V_{HL} = \frac{S_{HL} \cdot z_{HL}}{10^6} \quad [l] \quad (32)$$

$$V_{HL} = \frac{2779,4 \cdot 365,4}{10^6} = 1,015 \text{ l}$$

$$V_{HL} = 1,02 \text{ l}$$

Kde $S_{HL} = 2779,4 \text{ mm}^2$ je plocha piestu hydromotora

$z_{HL} = 365,4 \text{ mm}$ je dĺžka zdvihu hydromotora, zistená z obr.11,
 $z_{HV} = 1098,4 - 733 = 365,4 \text{ mm}$

10^6 je konštanta pre prevod objemu z mm^3 na litre

Prietok sa vypočíta nasledovne:

$$Q_{HL} = \frac{k_{HV} \cdot V_{HL} \cdot 60}{t_{ZN}} \quad [l \cdot \text{min}^{-1}] \quad (33)$$

$$Q_{HL} = \frac{2 \cdot 1,02 \cdot 60}{4,8} = 25,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$Q_{HL} = 25,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

Kde $k_{HL} = 2$ je počet hydromotorov pracujúcich na vyklopení lopaty

$V_{HL} = 1,02 \text{ l}$ je objem hydromotora

$t_{VL} = 4,5 \text{ s}$ je navrhnutý čas pre vyklopenie lopaty, volený podľa strojov podobnej typovej rady

60 je konštanta pre prevod zo sekúnd na minúty

3.3.4 Výkon pre pohon hydrogenerátora pracovného systému

Hodnoty prietokov sú takmer podobné, hodnota prietoku pre zdvíhanie výložníka je mierne vyššia. Pre výpočet výkonu hydrogenerátora volíme vyššiu hodnotu, teda hodnotu $27 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$.

$$P_H = \frac{Q_{HV} \cdot p_H}{1000 \cdot 60 \cdot \eta_H} \quad [\text{W}] \quad (34)$$

$$P_H = \frac{27 \cdot 20 \cdot 10^6}{1000 \cdot 60 \cdot 0,9} = 10000 \text{ W}$$

$$P_H = 10000 \text{ W}$$

Kde $Q_{HV} = 27 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ je prietok hydraulického oleja pri zdvíhanie výložníka

$p_H = 20 \text{ MPa}$ je tlak v hydraulickom okruhu pracovného systému

$\eta_H = 0,9$ je navrhnutá účinnosť hydraulického systému

1000;60 sú konštanty pre prevod jednotky $\text{l} \cdot \text{min}^{-1}$ na $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

3.4 Výkon pre dodatočné funkcie traktora

Okrem toho, že motorová jednotka malotraktora musí dodať dostatočný výkon, aby prekonal jazdné odpory v rôznych režimoch, poskytoval pohon hydrogenerátora, aby prevádzkovateľ bol schopný stroj ovládať a manipulovať s prídavným zariadením, musí poskytnúť výkon aj pre dodatočné funkcie stroja. Za dodatočné funkcie sa považujú: zaistenie brzdenia, dobíjanie akumulátora a zabezpečenie elektrickej energie pre osvetlenie.

V poľnohospodárskych traktoroch, lesných strojoch a stavebných zariadeniach sa v súčasnosti používajú mokré lamelové brzdy. Aktivácia brzdy môže nastať mechanicky alebo hydraulicky. Malotraktory sú často vybavené mechanicky ovládanými brzdami, preto s výpočtom výkonu pre zaistenie brzdenia stroja sa ďalej nebudeme zaoberať.

Malotraktory sú bežne vybavené jedným 12 V akumulátorom, ktorý dobíja alternátor počas prevádzky. U malotraktorov podobných hmotnostných tried alternátor dodáva prúd veľkosti 75 A, z toho vypočítame výkon pre pohon alternátora P_{al} :

$$P_{al} = U \cdot I \quad [\text{W}] \quad (35)$$

$$P_{al} = 12 \cdot 75 = 900 \text{ W}$$

$$P_{al} = 900 \text{ W}$$

Kde $U = 12 \text{ V}$ je napätie alternátora

$I = 75 \text{ A}$ je navrhnutá veľkosť dodaného prúdu alternátorom

Malotraktory sú v jednotlivých prípadoch vybavené prídavnými svetlometmi, ktoré umožnia prácu za zníženej viditeľnosti, napr. v noci. Podľa katalógu výrobcu bol zvolený svetlomet typu Power Beam 1800 LED od firmy *Hella*. Potrebný elektrický výkon sa vypočíta nasledovne:

$$P_{el} = 2 \cdot P_{sv} \quad [\text{W}] \quad (36)$$

$$P_{el} = 2 \cdot 36 = 72 \text{ W}$$

$$P_{el} = 72 \text{ W}$$

Kde $P_{sv} = 36 \text{ W}$ je výkon svetlometu [33]

2 je navrhnutý počet používaných svetlometov



Obr. 12 Svetlomet typu Power Beam 1800 LED [33]

Celkový výkon pre dodatočné funkcie stroja P_{Df} získame sčítaním dielčích výkonov, vypočítaných podľa (35), (36). Pre lepšiu názornosť sú hodnoty uvedené v nasledujúcej tabuľke (tab. 2):

Tab. 2 Výkon pre dodatočné funkcie traktora

Názov	Výkon [W]
Alternátor	900
Osvetlenie	72
Celkový výkon pre dodatočné funkcie traktora P_{Df}	972

4 Prehľad výkonov v rôznych režimoch stroja

Pre určenie potrebného výkonu motorovej jednotky je nutné sčítať dielčie výkony v rôznych pracovných režimoch a podmienkach.

Počas prevádzky rozoznávame tri hlavné pracovné režimy:

- jazda na spevnenej komunikácii
- práca s čelným nakladačom v teréne
- orba

Prvý pracovný režim znamená, že malotraktor sa pohybuje na spevnenej komunikácii, prídavnými zariadeniami sa nepracuje. Pri vykonaní terénnych prác avšak stroj musí prekonať väčšie odpory, ako napr. jazda do svahu, navyše motorová jednotka musí dodať dostatočný výkon pre hydrogenerátor, čo umožňuje prácu s čelným nakladačom. Ako posledný pracovný režim sa považuje orba, keď malotraktor sa pohybuje na pôde a ako prídavné zariadenie sa používa pluh.

4.1 Jazda na spevnenej komunikácii

Skúmame situáciu, keď sa malotraktor pohybuje na asfaltovej vozovke po rovine s maximálnou rýchlosťou $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, do svahu s maximálnou rýchlosťou $8 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ do maximálnej hodnoty stúpania 12%. Prídavné zariadenia sa v tomto pracovnom režime nepoužívajú, takže výsledný výkon motorovej jednotky je daný výkonom pre pojazd a pre riadenie stroja a výkonom pre dodatočné funkcie traktora.

4.1.1 Jazda na spevnenej komunikácii po rovine

Celkový výkon pre daný jazdný režim znázorňuje nasledujúca tabuľka (tab. 3), kde:

1. P_{C11} je výkon pre pojazd stroja, stanovuje sa podľa 3.1, kde
 $\varepsilon \rightarrow \infty \text{ N}\cdot\text{m}^{-3}$; $v_{11} = 30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$; $a_{11} = 0,938 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$
2. P_r je výkon pre riadenie stroja, stanovuje sa podľa 3.2
3. P_{Df} je výkon pre dodatočné funkcie stroja, stanovuje sa podľa 3.4

Tab. 3 Celkový výkon pre pracovný režim: jazda na spevnenej komunikácii po rovine

Názov	Symbol	Výkon [W]
Výkon pre pojazd stroja	P_{C11}	25139
Výkon pre riadenie stroja	P_r	890
Výkon pre dodatočné funkcie stroja	P_{Df}	972
Celkový výkon pre daný jazdný režim	P_{11}	27001

4.1.2 Jazda na spevnenej komunikácii do svahu

Celkový výkon pre daný jazdný režim znázorňuje nasledujúca tabuľka (tab. 4), kde:

1. P_{C12} je výkon pre pojazd stroja, stanovuje sa podľa 3.1, kde
 $\varepsilon \rightarrow \infty \text{ N}\cdot\text{m}^{-3}$; $v_{12} = 15 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$; $a_{12} = 0,467 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$; $s = 12 \%$
2. P_r je výkon pre riadenie stroja, stanovuje sa podľa 3.2
3. P_{Df} je výkon pre dodatočné funkcie stroja, stanovuje sa podľa 3.4

Tab. 4 Celkový výkon pre pracovný režim: jazda na spevnenej komunikácii do svahu

Názov	Symbol	Výkon [W]
Výkon pre pojazd stroja	P_{C12}	20772
Výkon pre riadenie stroja	P_r	890
Výkon pre dodatočné funkcie stroja	P_{Df}	972
Celkový výkon pre daný jazdný režim	P_{12}	22634

4.2 Práca s čelným nakladačom v teréne

Skúmame situáciu, keď sa malotraktor pohybuje v teréne po rovine s maximálnou rýchlosťou $15 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, do svahu s maximálnou rýchlosťou $5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ do maximálnej hodnoty stúpania 15%. Ako prídavné zariadenie sa v tomto pracovnom režime používa čelný nakladač, takže výsledný výkon motorovej jednotky je daný výkonom pre pojazd a pre riadenie stroja, výkonom hydrogenerátora pri práci s čelným nakladačom a výkonom pre dodatočné funkcie traktora.

4.2.1 Práca s čelným nakladačom v teréne po rovine

Celkový výkon pre daný jazdný režim znázorňuje nasledujúca tabuľka (tab. 5), kde:

1. P_{C21} je výkon pre pojazd stroja, stanovuje sa podľa 3.1, kde $\varepsilon \rightarrow 200 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-3}$; $v_{21} = 8 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$; $a_{21} = 0,688 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
2. P_r je výkon pre riadenie stroja, stanovuje sa podľa 3.2
3. P_H je výkon pre pohon hydrogenerátora pri práci s čelným nakladačom, stanovuje sa podľa 3.3.4
4. P_{Df} je výkon pre dodatočné funkcie stroja, stanovuje sa podľa 3.4

Tab. 5 Celkový výkon pre pracovný režim: práca s čelným nakladačom v teréne po rovine

Názov	Symbol	Výkon [W]
Výkon pre pojazd stroja	P_{C21}	25655
Výkon pre riadenie stroja	P_r	890
Výkon pre pohon hydrogenerátora	P_H	10000
Výkon pre dodatočné funkcie stroja	P_{Df}	972
Celkový výkon pre daný jazdný režim	P_{21}	37517

4.2.2 Práca s čelným nakladačom v teréne do svahu

Celkový výkon pre daný jazdný režim znázorňuje nasledujúca tabuľka (tab. 6), kde:

1. P_{C21} je výkon pre pojazd stroja, stanovuje sa podľa 3.1, kde $\varepsilon \rightarrow 200 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-3}$; $v_{22} = 5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$; $a_{22} = 0,332 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$; $s = 15 \%$
2. P_r je výkon pre riadenie stroja, stanovuje sa podľa 3.2
3. P_H je výkon pre pohon hydrogenerátora pri práci s čelným nakladačom, stanovuje sa podľa 3.3.4
4. P_{Df} je výkon pre dodatočné funkcie stroja, stanovuje sa podľa 3.4

Tab. 6 Celkový výkon pre pracovný režim: práca s čelným nakladačom v teréne do svahu

Názov	Symbol	Výkon [W]
Výkon pre pojazd stroja	P_{C22}	19843
Výkon pre riadenie stroja	P_r	890
Výkon pre pohon hydrogenerátora	P_H	10000
Výkon pre dodatočné funkcie stroja	P_{Df}	972
Celkový výkon pre daný jazdný režim	P_{22}	31705

4.3 Orba

Skúmame situáciu, keď sa malotraktor pohybuje na pôde po rovine s maximálnou rýchlosťou $5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Pretože proces orby sa väčšinou realizuje po rovine, jazdu traktora do svahu nebudeme skúmať. Ako prídavné zariadenie sa v tomto pracovnom režime používa pluh, takže výsledný výkon motorovej jednotky je daný výkonom pre pojazdu a pre riadenie stroja, výkonom pre dodatočné funkcie stroja a výkonom potrebného pre vyvinutie ťažnej sily počas orby.

4.3.1 Výpočet výkonu pri vyvinutia ťažnej sily počas orby

Pre orbu sa využívajú radličné pluhy. Úlohou pluhu je obracať, drobiť, kypriť a miešať pôdu. Svoju úlohu môže plniť iba v správnom spojení s energetickým prostriedkom, s traktorom. [34]

Z hľadiska spracovania je rozhodujúca druh pôdy, vlhkosť pôdy, obsah ílovitých častíc, ktoré spôsobujú zvýšenú pevnosť ornice a tým aj zvýšený pracovný odpor. [34]

Pri orbe s malotraktorom sa vo väčšine používajú dvojradličné a trojradličné pluhy v závislosti na výkon stroja. Pretože výpočet ťažnej sily závisí na mnoho faktoroch, presná determinácia potrebného výkonu motorovej jednotky počas orby je veľmi náročná. Pri výpočte vychádzame z predpokladu, že pre orbu je používaný trojradličný pluh, traktor pracuje s rýchlosťou $5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ na stredne ílovitej pevnej pôde.

Pre výpočet výkonu pri vyvinutí ťažnej sily používame zjednodušenú rovnicu: [35]

$$P_{or} = F_{ts} \cdot k_{trp} \cdot b_{pl} \cdot v_{or} \cdot K_{fp} \quad [\text{W}] \quad (37)$$

$$P_{or} = 7296,9 \cdot 3 \cdot 0,25 \cdot \frac{5}{3,6} \cdot 1,64 = 12465,5 \text{ W}$$

$$P_{or} = 12466 \text{ W}$$

Kde $F_{ts} = 7296,9 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$ je veľkosť ťažnej sily, ktorú má traktor vyvolať na jednotku šírky pracovného telesa; platí pri orbe na stredne ílovitej pôde [35]

$k_{trp} = 3$ je počet orebných telies

$b_{pl} = 0,25 \text{ m}$ je navrhnutá šírka pracovného záberu podľa strojov podobnej typovej rady

$v_{or} = 5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ je navrhnutá rýchlosť traktora počas orby

$K_{fp} = 1,64$ je faktor popisujúci druh pôdy - pevný; platí pre traktorov s pohonom dvoch kolies [35]

3,6 je konštanta pre prevod jednotku $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$ na $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$

4.3.2 Orba po rovine

Celkový výkon pre daný jazdný režim znázorňuje nasledujúca tabuľka (tab. 7), kde:

1. P_{C3} je výkon pre pojazd stroja, stanovuje sa podľa 3.1, kde
 $\varepsilon \rightarrow 4 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-3}$; $v_3 = 5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$; $a_3 = 0,332 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
2. P_r je výkon pre riadenie stroja, stanovuje sa podľa 3.2
3. P_{Df} je výkon pre dodatočné funkcie stroja, stanovuje sa podľa 3.4

Tab. 7 Celkový výkon pre pracovný režim: orba

Názov	Symbol	Výkon [W]
Výkon pre pojazd stroja	P_{C3}	24769
Výkon pre vyvinutie trakčnej sily	P_{tr}	12466
Výkon pre riadenie stroja	P_r	890
Výkon pre dodatočné funkcie stroja	P_{Df}	972
Celkový výkon pre daný jazdný režim	P_3	39097

5 Voľba motorovej jednotky

5.1 Prehľad výkonov v jednotlivých pracovných režimoch

Výsledný výkon motorovej jednotky určíme porovnávaním vypočítaných výkonov pre jednotlivé pracovné režimy stroja (tab. 8).

Tab. 8 Prehľad celkových výkonov v jednotlivých režimoch stroja

Názov	Symbol	Výkon [W]
Jazda na spevnenej komunikácii po rovine	P_{11}	27001
Jazda na spevnenej komunikácii do svahu	P_{12}	22634
Práca s čelným nakladačom v teréne po rovine	P_{21}	37517
Práca s čelným nakladačom v teréne do svahu	P_{22}	31705
Orba po rovine	P_3	39097

Výkony sa pohybujú v širokom intervale od 27 kW do 39 kW. Z výsledkov vyplýva, že najväčší výkon musí motorová jednotka dodať pri vyvinutí ťažnej sily počas orby, najmenší pri jazde na spevnenej komunikácii do svahu.

Pri výpočte sme počítali so zaťažením až na medzi únosnosti pneumatík, teda výkony pre prekonanie jazdných odporov sú mierne predimenzované. Pretože prvé dva režimy predstavujú len premiestnenie traktora z jedného miesta na druhé, teda hodnotnú prácu traktor nevykonáva, výkon motorovej jednotky nemôžeme voliť na dolnej hranici.

Volený výsledný výkon motorovej jednotky $P_M = 39$ kW.

5.2 Motorová jednotka

U traktorov sú v súčasnej dobe používané takmer výhradne štvortaktné vznetrové motory. Na traktorový motor sú kladené okrem obecných tiež špeciálne požiadavky: dlhé servisné intervaly, vysoká životnosť motora, nízka spotreba paliva, práca motora v širokom rozmedzí otáčok s konštantným výkonom, vysoká spoľahlivosť. Negatívne vplyvy prevádzky spaľovacieho motora na okolité prostredie sú eliminované emisnými limitmi, ktoré musí každý spaľovací motor spĺňať. V rámci EÚ od roku 2014 platí emisná norma Stage IV. [1]

Riešenia, ktoré sa dnes používajú, vychádzajú z konštrukcie spaľovacieho motora a z dodatočnej redukcie emisií mimo spaľovacieho priestoru vo výfukovom trakte motora. Do tejto skupiny patria zariadenia typu EGR, DPF a SCR. [1]

Recirkulácia sa označuje skratkou EGR (Exhaust Gas Recirculation). Jej zmysel je založený na tom, že privedením častí výfukových plynov späť do spaľovacieho priestora sa zníži množstvo privedeného vzduchu, a tým aj kyslíka. Pritom musí byť jeho množstvo stále dostatočné pre dokonalé vyhorenie paliva. [1]

Pre znižovanie pevných častíc výrobcovia motora používajú filtre pevných častíc DPF (Diesel Particulate Filter). Tie majú za úlohu s vysokou účinnosťou pevné častice zachytiť. Umiestňujú sa do výfukového potrubia, často v spoločnom telese s katalyzátorom. [1]

SCR katalyzátor (Selective Catalytic Reduction) je zariadenie k znižovaniu produkcie oxidov dusíka vo výfukových plynoch, a to pomocou vstreknutím kvapaliny AdBlue do výfukového potrubia. [1]

V tabuľke (tab. 9) sú uvedené základné parametre vybraných motorov. Výrobcovia dodávajú motory vždy pre určité výkonové rozmedzia, presný požadovaný výkon je potom výsledkom konkrétneho nastavenia.

Údaje sú čerpané z dostupných katalógov výrobcov. [36] [37] [38] [39]

Tab. 9 Prehľad parametrov vybraných motorových jednotiek [36] [37] [38] [39]

Výrobca	Deutz	Cummins	Yanmar	John Deere
Model	TCD 2.2	QSF 2.8	4TNV86CT	3029HFC03
Počet valcov	3	4	4	3
Zdvihový objem [l]	2,2	2,8	2,1	2,9
Výkon [kW]	23-55	37-55	35-44	37-55
Hmotnosť [kg]	215	230	210	400
Emisná technológia	DOC, DPF	DOC, EGR	DPF, EGR	DPF

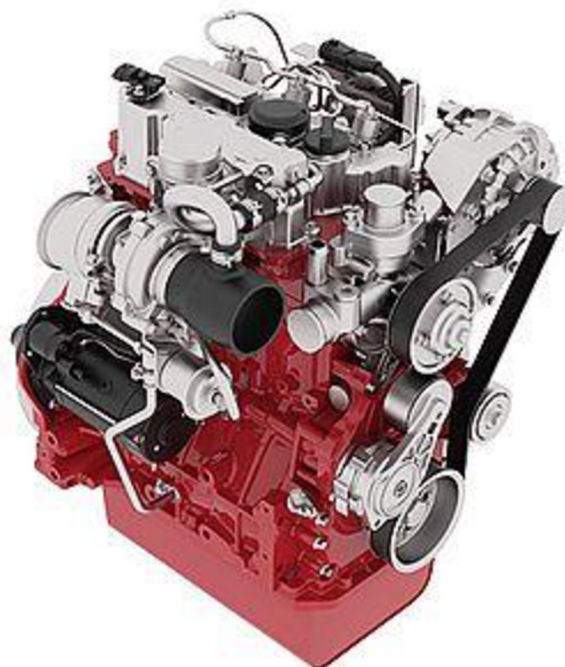
skratky: DOC – Diesel Oxidation Catalyst

DPF – Diesel Particulate Filter

EGR – Exhaust Gas Recirculation

Voľba vhodnej motorovej jednotky je náročná. Motorové jednotky značky Deutz a John Deere sú trojvalcové, mohli by dosiahnuť nižšiu spotrebu paliva počas prevádzky. Ďalším hľadiskom, čo by sme mohli vziať do úvahy je hmotnosť motorovej jednotky, čo taktiež má vplyv na spotrebu. Všetky motory spĺňajú v súčasnosti platnú emisnú normu Stage IV, navyše motorové jednotky od výrobcov Deutz, Yanmar a John Deere spĺňajú ešte prísnejšiu emisnú normu Stage V, ktorá bola prijatá v roku 2016 a budú platiť od roku 2019 pre motory do 56 kW a viac ako 130 kW a od roku 2020 pre motory s výkonom medzi 56 a 130 kW. [40]

Z uvedených motorových jednotiek bola vybraná motorová jednotka od výrobcu Yanmar typu 4TNV86CT, ktorá má nízku hmotnosť, spĺňa aj emisnú normu Stage V a jeho výkon bude dostatočný pre náročnejšie operácie počas prevádzky.



Obr. 13 Motorová jednotka Deutz TCD 2.2 [36]

Záver

Cieľom tejto práce bolo udávať rešeršný rozbor strojov podobnej typovej rady, vhodnou výpočtovou metódou analyticky stanoviť výkonovú požiadavku pre rôzne režimy stroja a pre stanovený výkon navrhnúť vhodnú motorovú jednotku podľa dostupných katalógov výrobcov.

Táto práca je preto rozdelená na tri hlavné časti. Prvá časť stručne popisuje jednotlivé typy traktorov a ich konštrukčné riešenia, ako napr. typy pojazďového ústrojenstva, konštrukcia podvozku, spôsob riadenia smeru jazdy. Ďalej poskytuje prehľad rôznych prípojných zariadení a existujúcich malotraktorov podobnej hmotnostnej kategórie na trhu, ich porovnanie. Malotraktory boli vybrané tak, aby sa ich hlavné parametre čím viac priblížili k daným parametrom.

Druhú časť práce tvorí analytický výpočet výkonu motorovej jednotky pre dané parametre traktora. Boli skúmané tri režimy stroja: jazda traktora na spevnenej komunikácii, keď sa traktor pohybuje na asfaltovej vozovke, práca s čelným nakladačom v teréne a orba. U prvých dvoch režimoch bola skúmaná tak prevádzka po rovine, ako aj prevádzka do svahu. U tretieho režimu bola skúmaná len prevádzka po rovine, pretože proces orby sa väčšinou realizuje po rovine. Do výpočtu boli zahrnuté všetky výkony potrebné pre rôzne operácie stroja, ako výkon pre pojazd, výkon pre hydraulický okruh a výkon pre dodatočné funkcie. Výsledný výkon je daný súčtom dielčích výkonov potrebných pre všetky technické operácie počas prevádzky.

V poslednej časti sú zhrnuté výsledné výkony pre jednotlivé pracovné režimy stroja (viď. tab. 8). Najväčší výkon potrebuje posledný skúmaný režim, orba. Volený výsledný výkon motorovej jednotky je $P_M = 39 \text{ kW}$, čo je ohľadom na ostatné stroje podobnej hmotnostnej triedy mierne predimenzovaný. Najväčší výkon medzi vybranými strojmi má malotraktor značky Kubota, jeho motorová jednotka dosahuje hodnotu 36,6 kW. Väčší vypočítaný výkon môže byť následok toho, že pri výpočte bola uvažovaná limitná situácia, keď pneumatiky stroja sú zaťažené na medzi únosnosti. V praxi by sa dal výsledný výkon motorovej jednotky optimalizovať. Výsledkom použitia motorovej jednotky nižšieho výkonu by ovplyvňovala maximálnu dosiahnutelnú rýchlosť stroja a dĺžku pracovného cyklu počas práce s čelným nakladačom.

Nakoniec boli vybrané štyri motorové jednotky z dostupných katalógov svetových výrobcov. Každá z nich spĺňa výkonovú požiadavku stroja a platnú emisnú normu. Z uvedených motorových jednotiek som si zvolil jednotku Yanmar 4TNV86CT, ktorá má nízku hmotnosť, spĺňa aj emisnú normu Stage V a jeho výkon bude dostatočný pre náročnejšie operácie počas prevádzky.

Zoznam použitých zdrojov

- [1] BAUER, František. *Traktory a jejich využití*. 2. vyd. Praha: Profi Press, 2013. ISBN 9788086726526
- [2] ŠUMAN-HREBLAY, Marián. *Encyklopedie českých traktorů*. Brno: Computer Press, 2011. ISBN 9788025126851
- [3] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*, 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 8023900242.
- [4] PACAS, B. A KOL. *Teorie stavebních strojů*. skriptum VUT v Brně, vyd. SNTL Praha, 1983, 244 s., č. publikace 411-33363
- [5] KAŠPÁREK, Jaroslav. *Stanovení výkonové bilance pohonu vyvážecí traktorové soupravy s hybridním pohonem*. Brno, 2017
- [6] VAŇEK, D. *Motorová jednotka stavebního nakládacího stroje*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 50 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.
- [7] SUNNY, Sumair. *Zero/Minimum Turning Radius of a Tractor*. *International Journal of Research in Engineering and Technology* [online]. [cit. 2018-03-12]. Dostupné z: <http://esajournals.net/ijret/2014v03/i09/IJRET20140309008.pdf>
- [8] NOVOTNÝ, František. *Milníky v historii traktorů do zemědělství* [online]. [cit. 2017-11-25]. Muzeum starých strojů. Dostupné z: <http://www.starestroje.cz/historie/zavadeni.traktoru.php>
- [9] *Regulation (EU) No 167/2013 of the European Parliament and of the Council of 5 February 2013 on the approval and market surveillance of agricultural and forestry vehicles Text with EEA relevance* [online]. [cit. 2017-11-27]. Dostupné z: <http://eur-lex.europa.eu/eli/reg/2013/167/oj>
- [10] *Vyhláška Ministerstva dopravy, pôšt a telekomunikácií Slovenskej republiky o podmienkach premávky vozidiel na pozemných komunikáciách* [online]. [cit. 2018-03-12]. Dostupné z: <https://www.noveaspi.sk/products/lawText/1/45402/1/2>
- [11] *Kioti NX4520 Technické parametry* [online]. [cit. 2018-02-12]. Dostupné z: <http://www.traktorykioti.cz/getattachment/4d35523b-14d6-4baa-8603-f0532b0ddfee/nx>
- [12] *4 Family Compact Utility Tractor Brochure* [online]. [cit. 2018-02-12]. Dostupné z: http://www.deere.com/en_US/docs/html/brochures/publication.html?id=5b289068#1
- [13] *Kubota L4760 Brochure* [online]. [cit. 2018-02-12]. Dostupné z: <https://kubota.ca/en/products/power-equipment/tractors/l60/l4760hstrc>

- [14] *MF 1700 Brochure* [online]. [cit. 2018-02-12]. Dostupné z: <http://read.uberflip.com/i/623872-mf-1500-mf-1700-en>
- [15] *Boomer Tier 4B Brochure* [online]. [cit. 2018-02-12]. Dostupné z: <http://d3u1quraki94yp.cloudfront.net/nhag/nar/en-us/assets/pdf/agricultural-tractors/boomer-35-55-tier-4b-brochure-us-en.pdf>
- [16] *TYM Tier 4 Model Brochure* [online]. [cit. 2018-02-12]. Dostupné z: <http://tym-tractors.com/wp-content/uploads/2015/06/T454.pdf>
- [17] *Zetor Utilix HT Brochure* [online]. [cit. 2018-02-12]. Dostupné z: <https://www.zetor.com/data/files/traktory-utilix-en.pdf>
- [18] *Yanmar YT347 Brochure* [online]. [cit. 2018-02-12]. Dostupné z: https://www.yanmar.com/us/wp-content/uploads/2016/03/Yanmar_2017_brochure_YT347-359_LR.pdf
- [19] *Zetor 4052R Compact Utility Tractor* [online]. [cit. 2018-02-15]. Dostupné z: <http://www.deere.com/en/tractors/utility-tractors/4-family-compact-utility-tractors/4052r-compact-utility-tractor/>
- [20] *Implements for Compact Tractors* [online]. [cit. 2018-03-02]. Dostupné z: <http://www.lsuagcenter.com/nr/rdonlyres/1b522d98-ae78-4dfa-a258-7f845263bdd8/11557/pub2917tractorimplements1.pdf>
- [21] *Zetor Major back detail* [online]. [cit. 2018-03-04]. Dostupné z: https://www.zetor.cz/data/gallery/c6/1200x1200.shrink_only.q85/major80-back-detail.jpg?images_storage
- [22] *JCB Fastrac 8000 podvozek* [online]. [cit. 2018-01-23]. Dostupné z: <https://www.pekass.eu/o-spolecnosti/aktualne/predstavujeme-novy-tractor-jcb-fastrac-8000.html>
- [23] *TX55 Front-end Loader* [online]. [cit. 2018-03-05]. Dostupné z: <http://tym-tractors.com/attachments/front-end-loaders/tx55/>
- [24] *STOLL CompactLine* [online]. [cit. 2018-03-05]. Dostupné z: <https://www.stoll-germany.com/en/products/stoll-compactline>
- [25] HORT, Jan. *O práci s kloubovým nakladačem aneb umíte nakládat? První část: Vymezení pojmu.* [online]. [cit. 2018-03-05]. Dostupné z: http://bagry.cz/cze/clanky/navody/o_praci_s_kloubovym_nakladacem_aneb_umite_nakladat_prvni_cast_vymezeni_pojmu
- [26] *Štiepkovač konárov BMK70* [online]. [cit. 2018-03-06]. Dostupné z: <http://malotraktory.com/prislusenstvo/stiepkovace>

- [27] *John Deere 385A Backhoe* [online]. [cit. 2018-03-06]. Dostupné z: https://www.deere.com/assets/images/region-4/products/backhoes/385a/385a_backhoe_r4d040432_large_9c36a35ff6bf7b73375ae8c6b76fc345187544c8.jpg
- [28] *Mulčovač Cronimo FME85* [online]. [cit. 2018-03-06]. Dostupné z: <http://www.malotraktorysilesia.cz/prislusenstvi-pro-malotraktory/mulcovace-cronimo/mulcovac-cronimo-fme85/>
- [29] *Front-end Loader Diagram* [online]. [cit. 2018-03-10]. Dostupné z: <https://www.midwaysales.com.au/images/front-end-loader-diagram.gif?crc=56669783>
- [30] *Tractor drive tire range* [online]. [cit. 2018-03-12]. Dostupné z: https://atgtire.com/europe/wp-content/uploads/brochure_pdf/Tractor%20Drive%20Tyre%20Range%20A4_LR_1500551790.pdf
- [31] *Steering Units and Accesories* [online]. [cit. 2018-03-15]. Dostupné z: <https://www.metahydraulic.com/wp-content/uploads/2017/11/Meta-Hydraulic-Idroguide-v9.pdf>
- [32] *Curved Boom Loader Specifications* [online]. [cit. 2018-03-19]. Dostupné z: http://www.cubcadet.ca/webapp/wcs/stores/servlet/CubCadetFullPageArticleDisplayView?langId=1&storeId=10051&catalogId=14101&pageView=Cubcadet_Yanmar/Content_019.html
- [33] *Power Beam 1800 LED* [online]. [cit. 2018-04-11]. Dostupné z: <http://hellahd.com/index.php/default/work-lamps/led-work-lamps/power-beam-1800/>
- [34] *Pluh – rozhodující článek konvenčního zpracování půdy* [online]. [cit. 2018-04-17]. Dostupné z: <https://www.agrojournal.cz/clanky/pluh-rozhodujici-clanek-konvencniho-zpracovani-pudy-122>
- [35] Edwards, William. *Farm Machinery Selection* [online]. [cit. 2018-04-17]. Dostupné z: <https://www.extension.iastate.edu/agdm/crops/pdf/a3-26.pdf>
- [36] *Deutz TCD 2.2 L3 Engine* [online]. [cit. 2018-04-18]. Dostupné z: <https://www.deutz.com/en/products/engines/detail/129/>
- [37] *3029HFC03 2.9L Industrial Diesel Engine* [online]. [cit. 2018-04-18]. Dostupné z: <https://www.deere.com/asia/en/industrial-engines/final-tier-4-stage-iv/powertech-ewx-2-9/>
- [38] *Yanmar 4TNV86CT Diesel Engine* [online]. [cit. 2018-04-18]. Dostupné z: <http://www.yanmarindustrial.eu/Products/Diesel-Engines/4TNV86CT-80/>



[39] Cummins *QSF2.8 Diesel Engine* [online]. [cit. 2018-04-18]. Dostupné z: <https://cumminsengines.com/qs28-tier-4-final?Filters=4%3A%3E49%3C251&Categories=19&Metric=true#overview>

[40] *European emission standards for non-road mobile machinery* [online]. [cit. 2018-04-23]. Dostupné z: <https://www.dieselnet.com/standards/eu/nonroad.php>

Zoznam použitých skratiek a symbolov

μ	[-]	koeficient trenia suchej asfaltovej podložky
a_n	[m·s ⁻²]	maximálne návrhové zrýchlenie pre daný jazdný režim
b_p	[m]	šírka prednej pneumatiky
b_{pl}	[m]	navrhnutá šírka pracovného záberu
b_z	[m]	šírka zadnej pneumatiky
c	[Pa]	kohézia zeminy
C_1	[-]	konštantný súčiniteľ
C_2	[-]	konštantný súčiniteľ
DOC		Diesel Oxidation Catalyst
D_p	[m]	priemer prednej pneumatiky
DPF		Diesel Particulate Filter
D_z	[m]	priemer zadnej pneumatiky
$e_{\check{c}}$	[m]	navrhnutá excentricita radiálneho čapu
EGR		Exhaust Gas Recirculation
f_1	[-]	súčiniteľ vnútorného trenia zeminy
F_{Gkp}	[N]	zaťaženie predného kolesa
F_{Gkz}	[N]	zaťaženie zadného kolesa
F_H	[N]	pôsobiaci sila na piest hydromotora pri riadení stroja
F_{HL}	[N]	pôsobiaci sila na piest hydromotora pri vyklopení lopaty
F_{HV}	[N]	pôsobiaci sila v hydromotoroch pri zdvíhaní výložníka
F_{Np}	[N]	pôsobiaci sila na prednú nápravu
F_{Nz}	[N]	pôsobiaci sila na zadnú nápravu
F_P	[N]	preklopné zaťaženie
F_{RD}	[N]	maximálna hodnota hnacej sily medzi kolesom a podložkou
F_{RDp}	[N]	maximálna hodnota hnacej sily medzi predným kolesom a podložkou
F_{RDz}	[N]	maximálna hodnota hnacej sily medzi zadným kolesom a podložkou
F_{Rp}	[N]	deformácia kolesa
F_{Rt}	[N]	deformácia podložka

F_{RV}	[N]	celkový valivý odpor jedného kolesa stroja
F_{RVC}	[N]	celkový valivý odpor kolies
F_{RVp}	[N]	valivý odpor predného kolesa
F_{RVz}	[N]	valivý odpor zadného kolesa
F_{ts}	[N·m ⁻¹]	veľkosť ťažnej sily, ktorú má traktor vyvolať na jednotku šírky pracovného telesa
F_V	[N]	navrhnutá vylamovacia sila
F_{ZV}	[N]	navrhnutá zdvíhacia sila určená z preklopného zaťaženia
g	[m·s ⁻²]	gravitačné zrýchlenie
I	[A]	navrhnutá veľkosť dodaného prúdu alternátorom
K_{fp}	[-]	faktor popisujúci druh pôdy
k_{HL}	[-]	počet hydromotorov pracujúcich na vyklopení lopaty
k_{HZ}	[-]	počet hydromotorov pracujúcich na zdvíhaní výložníka
k_p	[-]	počet predných kolies
k_{trp}	[-]	počet orebných telies
k_z	[-]	počet zadných kolies
l	[m]	dráha, ktorú obíde piest hydromotora
lv	[mm]	vzdialenosť pôsobiska preklopného zaťaženia od uloženia výložníka
m_p	[-]	plnosť behúňa dezénu pneumatiky
m	[kg]	prevádzková hmotnosť stroja
$M_{\dot{\epsilon}}$	[N·m]	moment radiálneho čapu
n	[min ⁻¹]	otáčky volantom
n_v	[-]	počet otáčok volantu od koncovej polohy do druhej
p	[MPa]	tlak v hydraulickom okruhu riadiaceho systému navrhnutý podľa čerpadiel podobnej triedy
P_{al}	[W]	výkon pre pohon alternátora
P_C	[W]	celkový výkon pre pojazd stroja
P_D	[W]	výkon pre prekonanie dynamických odporov
P_{Df}	[W]	výkon pre dodatočné funkcie traktora
P_{el}	[W]	potrebný elektrický výkon
p_H	[MPa]	tlak v hydraulickom okruhu pracovného systému

P_H	[W]	výkon pre pohon hydrogenerátora pracovného systému
P_M	[kW]	volený výsledný výkon motorovej jednotky
P_{or}	[W]	výkon pri vyvinutí ťažnej sily počas orby
P_r	[W]	výkon pre riadenie stroja
P_s	[W]	výkon pre prekonanie odporu stúpania
P_{sv}	[W]	výkon svetlometu
PTO		vývodový hriadel'
P_v	[W]	výkon pre prekonanie valivých odporov kolies
p_{vp}	[Pa]	hustenie prednej pneumatiky
p_{vz}	[Pa]	hustenie zadnej pneumatiky
Q_H	[l·min ⁻¹]	prietok hydraulického oleja pri riadení stroja
Q_{HL}	[l·min ⁻¹]	prietok hydraulického oleja pri vyklopení lopaty
Q_{HV}	[l·min ⁻¹]	prietok hydraulického oleja pri zdvíhaní výložníka
r_R	[m]	efektívna dĺžka radiacej tyče
r_{RN}	[mm]	rázvor náprav
r_v	[mm]	minimálna kolmá vzdialenosť medzi uložením hydromotora a výložníka
s	[%]	stúpanie
S_0	[m ²]	plocha odtlačku kolesa
s_B	[m]	maximálna brzdná dráha
SCR		Selective Catalytic Reduction
S_H	[m ²]	plocha piestu priamočiareho hydromotora pri riadení stroja
S_{HL}	[mm ²]	plocha piestu hydromotora pri vyklopení lopaty
S_{HV}	[mm ²]	plocha piestu hydromotora pri zdvíhaní výložníka
s_Z	[m]	dráha rozjazdu
t_z	[s]	doba pôsobenia zrýchlenia pre daný jazdný režim
t_{HL}	[s]	navrhnutý čas pre vyklopenie lopaty volený podľa strojov podobnej typovej rady
t_{zv}	[s]	navrhnutý čas pre zdvih výložníka z najnižšej do najvyššej polohy
U	[V]	napätie alternátora
v	[m·s ⁻¹]	rýchlosť stroja pre daný jazdný režim

V	[m ³]	zdvihový objem hydromotora pri riadení stroja
V_{HL}	[l]	objem hydromotora pri vyklopení lopaty
V_{HV}	[l]	objem hydromotora pri zdvíhaní výložníka
V_i	[cm ³]	objem čerpaného oleja na jednu otáčku volantom
v_{or}	[km·h ⁻¹]	navrhnutá rýchlosť traktora počas orby
x_1	[mm]	vzdialenosť pôsobiska vylamovacej sily od uloženia lopaty
x_2	[mm]	vzdialenosť čapu lopaty a čapu tiahla
x_T	[mm]	vzdialenosť ťažiska od prednej nápravy
x_V	[mm]	vzdialenosť pôsobiska preklopného zaťaženia od prednej nápravy
z_{HL}	[mm]	dĺžka zdvihu hydromotora pri vyklopení lopaty
z_{HV}	[mm]	dĺžka zdvihu hydromotora pri zdvíhaní výložníka
α	[°]	uhol svahu
ε	[N·m ⁻³]	súčiniteľ vyjadrujúci vplyv objemového pretvorenia podložia
η_H	[-]	navrhnutá účinnosť hydraulického systému
τ	[Pa]	pevnosť zeminy v šmyku