



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 STAVEBNÍHO STROJE

THE ENGINE UNIT OF A BUILDING MACHINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jan Nejman

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Jan Nejman**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.1111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Motorová jednotka stavebního stroje

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Na základě daných technických parametrů stanovení výkonové řady motorové jednotky určené pro stavební nakladač. Provedení rešeršního rozboru strojů podobné hmotnostní kategorie a dále výpočtové stanovení výkonu motorové jednotky pro zadané parametry stavebního nakládacího stroje.

Technické parametry:

Provozní hmotnost stroje do 18 000 kg.

Nosnost stroje dle obdobných strojů provozní třídy.

Rozvor náprav 3400 mm s kloubem uprostřed.

Velikost pneumatik 23,5 R25 L3.

Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozbor strojů podobné typové řady.

Analytické stanovení výkonových požadavků stroje pro různé režimy stroje a to vhodnou výpočtovou metodikou.

Pro stanovení výkonu zadaného stroje navržení motorové jednotky rešeršním způsobem dle katalogu výrobců.

Seznam literatury:

VANĚK, Antonín. Moderní strojná technika a technologie zemních prací. Vyd. 1. Praha: Academia, 2003. Česká matice technická (Academia). ISBN 8020010459.

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

MICHALÍČEK, Milan. Dynamika stavebných strojov. 2. vyd. Bratislava: Slovenská technická univerzita, 1996. Edícia skrípt. ISBN 8022708798.

KERN, Felix a Michaela MAYLÄNDER. Faszination Strassenbau: von widerstandsfähigen Verkehrswegen, spektakulären Baustellen und kraftvoller Maschinentechnik. 1. Aufl. Stuttgart: Motorbuch Verlag, 2005. ISBN 3613024993.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 31. 10. 2016



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá kolovými stavebními nakladači a jejich motorovou jednotkou. V první části je proveden stručný popis a rešeršní rozbor strojů zadaných technických parametrů, konstrukce jejich stavby, výkonu práce a způsobu řízení náprav. Dále je proveden výpočet celkového výkonu, který vychází ze součtu výkonů potřebných pro různé pracovní režimy nakladače. V poslední části je navrženo několik vhodných motorových jednotek z dostupných katalogů světových výrobců, které výkonově splňují výpočet a odpovídají parametrům zadání.

KLÍČOVÁ SLOVA

stavební nakladač, stanovení výkonu, hydroměnič, motorová jednotka, jízdní odpory

ABSTRACT

This thesis is concerned about wheel building loaders and their engine unit. There is a brief description of machines fulfilling assignment parameters in the first part, including their construction, processing and steering solution. The following part consists of total power assessment. Total power is reached by addition of all needed power for various process modes. The last part deals with searching for suitable engine unit according to worldwide producer's catalogues.

KEYWORDS

building loader, power assessment, torque converter, engine unit, movement resistances

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NEJMAN, J. *Motorová jednotka stavebního stroje*. Brno, 2017. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 42 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Kašpárek, PhD.

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 26. května 2017

.....

Jan Nejman

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych touto cestou poděkovat především vedoucímu bakalářské práce Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, PhD. za jeho přístup, trpělivost a vedení při zpracovávání této práce. Děkuji také svým rodičům za podporu ve studiu, protože bez ní bych tyto řádky nepsal.

OBSAH

Úvod	9
1 Stavební nakladač	10
1.1 Obecné rozdělení nakladačů	10
1.2 Specifikace nakladače	11
2 Podobná typová řada nakladačů	14
2.1 Parametry strojů	14
2.2 Porovnání hodnot	14
3 Stanovení výkonu	16
3.1 Výkon pro pojezd	16
3.2 Výkon pro obsluhu hydraulické soustavy	18
3.2.1 Výkon pro pracovní zařízení	18
3.2.2 Výkon pro řízení stroje	23
3.3 Výkon pro podpůrné funkce stroje	29
4 Výkon v různých provozních režimech	30
4.1 Jízda na pevném podloží	30
4.2 Práce na nezpevněném podloží	31
4.3 Práce na měkkém podloží	31
4.4 Nabírání materiálu	32
5 Volba motorové jednotky	34
5.1 Návrh výkonu	34
5.2 Motorová jednotka	35
Závěr	36
Použité informační zdroje	37
Seznam použitých zkratk a symbolů	39

ÚVOD

Se stavebními stroji se můžeme v dnešní době setkat jako s nedílnou součástí na každém staveništi. Jejich široké využití nahrazuje únavnou lidskou práci, ať už jde o stavbu silnic, budov nebo inženýrských sítí. Výkon spalovacích motorů a hydraulických systémů šetří čas i náklady s prací spojené. [1]

Ve stavebnictví se lopatové nakladače užívají jako nejrozsáhlejší manipulační prostředek pro nabírání, přenesení a uložení zeminy, či jiných sypkých materiálů. Doprava a manipulace materiálu činí ve stavebnictví více jak 80 % činnosti. Stroje se na stavbě střídají v krátkých intervalech podle jejich potřeby, a proto je nezbytné, aby byl každý stroj zcela samohybný a mobilní. [1][2]

Nabírací lopata slouží jako hlavní pracovní zařízení. Její objem je podstatným parametrem určujícím výkonnost a efektivitu stroje. Maximální nosnost lopaty přímo ovlivňuje kalkulaci provozní hmotnosti stroje a potřebného výkonu motorové jednotky. Právě z toho důvodu je pro každou společnost důležité důkladně zvážit rozsah potřebných prací a následně dle toho rozhodovat o koupi nebo pronájmu takto nákladného a komplikovaného zařízení. [1]

Práce se zabývá kolovými nakladači, které odpovídají údajům ze zadání. Výsledný výkon motorové jednotky je součtem jednotlivých výkonů potřebných pro pohon pojezdu, kloubového řízení náprav, nabírání materiálu, zdvih výložníku a pojezd s naplněnou lopatou. Dále je třeba zajistit dostatečné napájení elektronických systémů, funkci klimatizace kabiny a případného přípojného zařízení. [1]



Obr. 1 Kolový nakladač Cat® 966K [3]

1 STAVEBNÍ NAKLADAČ

Předmětem našeho zájmu budou lopatové nakladače, které pracují v přetržitých intervalech. Jsou uzpůsobené k manipulaci se stavebním materiálem, který mohou nabírat a převážet různými způsoby a jejich konstrukce se může rovněž lišit dle vhodnosti jejich použití. [1]

1.1 OBECNÉ ROZDĚLENÍ NAKLADAČŮ

Nakladače rozdělujeme na čelní a otočné. Čelními rozumíme takové, jejichž lopata se zvedá a spouští pouze v přímém směru jízdy nakladače. [1]

Otočné mají výložník přizpůsobený rotaci. Nabírání probíhá čelně, ale výsyp lopaty nastává obvykle po natočení o 90° na jednu či druhou stranu. [1]

Dále nakladače rozdělujeme podle způsobu řízení podvozku. Mezi nejrozšířenější mininakladače, sloužící k asistenci při běžných výkopových pracích, patří nakladače řízené smykem. Jedná se o malé stroje s provozní hmotností do 6 t (Obr. 2). Sestávají z jednotného tuhého rámu a k zatáčení se využívá rozdílnost otáček kol jedné a druhé strany. [1]

Druhý typ řízení je dosažen děleným kloubovým rámem. Přední rám se pomocí hydrauliky natáčí oproti zadnímu o 35–45°. Výhodou je, že kola zadní nápravy najíždí v nezpevněném terénu do stop kol předních, čímž se dosahuje snížení jízdního odporu. [1]

Existují aplikace nakladačů s klasickým nápravovým řízením, jaké známe u automobilů a vysokozdvizných vozíků. Pak také řízení všech kol (firma Kramer), nebo tzv. stereořízení, jež je kombinací kloubového řízení a natáčení zadní nápravy (firma Liebherr). Tyto speciální typy řízení nesou své výhody v dosažení nižšího poloměru otáčení. Výroba těchto mechanismů je však komplikovanější a užívání méně spolehlivé. [1]



Obr. 2 Smykem řízený mininakladač JCB 190 [4]

1.2 SPECIFIKACE NAKLADAČE

Tato práce se nadále zabývá pouze nakladači splňujícími zadání. Půjde tedy o nakladače čelní kolové řízené kloubem uprostřed s provozní hmotností do 18 000 kg. Nosnost nakladačů se bude pohybovat dle parametrů strojů z dané hmotnostní třídy.

KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ

Základní nosná tělesa tvoří dva tuhé polorámy. Přední rám nese jako hlavní pracovní nástroj výložník a nabírací lopatu. Výložník je usazen pomocí čepů v nejvyšším bodu rámu. Pod výložníkem se nachází přední náprava, která zároveň tvoří osu rotace, jako důležitý parametr pro pozdější výpočet maximální přípustné překlopné síly. Zadní rám je osazen motorovou jednotkou, jež slouží primárně jako zdroj mechanické energie, ale také jako protiváha pracovního nástroje a kabinou, která je umístěná na polovině vzdálenosti mezi oběma nápravami nad kloubovým spojením rámu. Zád' nakladače ukrývá kromě motoru také hydrodynamický měnič, převodovku pro pohon pojezdu a hydrogenerátory pro různé funkce (zdvih výložníku, zavírání lopaty, servořízení). [1]

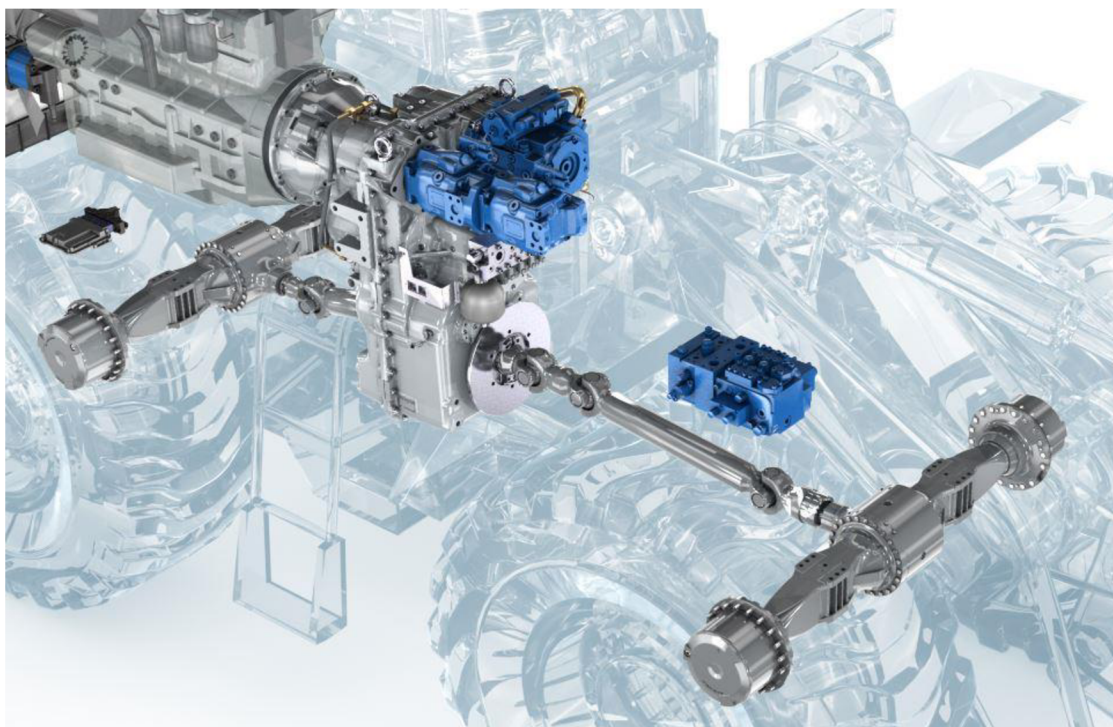


Obr. 3 Konstrukční provedení kloubového nakladače Komatsu WA200-7: 1 - přední rám, 2 - zadní rám, 3 - výložník, 4 - nabírací lopata, 5 - čep uložení výložníku v rámu, 6 - přední náprava, 7 - zadní náprava, 8 - prostor uložení motorové jednotky, 9 - kabina, 10 - kloubové spojení rámu (ložisko), 11 - prostor uložení hydroměniče, převodovky a hydraulického zařízení, 12 - hydraulický píst zavírání lopaty [1][5]

ŘEŠENÍ POHONU POJEZDU

Převážná většina kolových nakladačů s objemem lopaty nad 2 m³ užívá k pojezdu hydrodynamický pohon. K přenosu mechanické energie se využívá pohybové energie kapaliny, jež proudí skrz lopatková kola v uzavřené skříně. Měnič pracuje jako spojka mezi motorem a převodovkou, zároveň však umožňuje změnu poměru přeneseného kroutícího momentu, omezuje přetížení motoru a účinně tlumí případné rázy a torzní kmity. Nespornou výhodou proti klasickým třecím spojkám je plynulý nástup kroutícího momentu a prokluz při přetížení soustavy pojezdu, při kterém se motor nezastaví. [1][6]

Za hydroměničem je řazena několikastupňová planetová převodovka (Obr. 4). Její funkce zajišťuje dostatečné z převodování výstupního kroučícího momentu z pohonné jednotky pro různé režimy pojezdu. S převodovkou je přímo spojena rozvodovka, ze které se výsledný točivý moment přenáší na obě nápravy pomocí dělených kloubových hřídelí. [1]



Obr. 4 Hydromechanická převodová soustava Dana Rexroth R2 HVT [7]

KINEMATIKY VÝLOŽNÍKU

Výložník, který spolu s lopatou tvoří hlavní pracovní nástroj, je v praxi uspořádaný do určitého kinematického systému. Způsob uložení pohyblivých částí závisí na konkrétním použití stroje. Každý z nejběžněji používaných systémů má svoje specifické vlastnosti a výhody. Kinematické uspořádání ovlivňuje zejména vedení naložené zátěže, velikost vytládací a zvedací síly, výsypnou výšku lopaty a stabilitu stroje. [1][6]

Z-KINEMATIKA

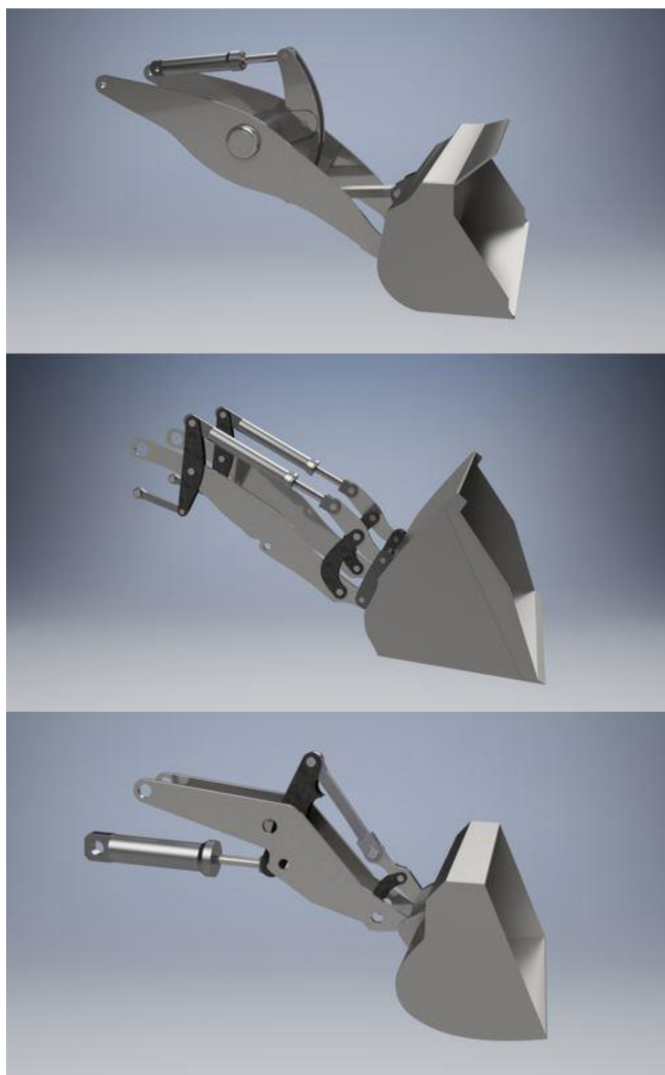
Jedná se o klasický a nejpoužívanější typ ve stavebnictví a při překládání sypkých materiálů. K ovládní lopaty slouží jeden mohutný hydromotor umístěný uprostřed výložníku. Síla od hydromotoru se přenáší přes páku tvořenou táhly, které připomínají písmeno „Z“. Výhodou je obrovská síla při zavírání lopaty. Nevýhodou je menší síla při otevírání lopaty a konstrukční důsledek uspořádání táhel, který způsobuje mírné otevření lopaty v nejvyšším zdvihu. [1][6]

P-KINEMATIKA

Paralelogramová, nebo také paralelní kinematika je vhodná pro přesné ukládání břemen ve výšce (typicky práce s vidlemi pro manipulaci palet). Od Z-kinematiky se liší absencí prepákování táhel. Nedosahuje se tedy takové klopné síly při zavírání lopaty. Výhodou je docílení vyššího zdvihu. [1][6]

TP-KINEMATIKA

Kombinuje výhody kinematiky „Z“ s kinematikou paralelní. Zařízení vede lopatu paralelně v celé výšce zdvihu, zároveň disponuje vysokou vylamovací a zdvihovou silou. Tato kinematika je patentem koncernu Volvo-Zettelmeyer a je charakteristickým znakem pro jejich stroje. [1]



Obr. 5 Modely kinematik, shora: „Z“, „P“ a „TP“

2 PODOBNÁ TYPOVÁ ŘADA NAKLADAČŮ

Druhá část práce se zaměří na několik zástupců kolových nakladačů z produkce světových výrobců. Modely budou posouzeny dle hodnot ze zadání:

Provozní hmotnost: 18 000 kg

Rozvor náprav: 3 400 mm (řízené kloubem uprostřed)

Velikost pneumatik: 23,5 R25 L3

Sledovanými parametry jsou rámcové výkony motorů, maximální kroutící momenty, provozní hmotnosti, nosnosti strojů (dle objemů standartních lopat), dále překlopné zatížení a vylamovací síly.

2.1 PARAMETRY STROJŮ

Následující tabulka (Tab. 1) je tvořena parametry zástupců několika největších značek. Hodnoty slouží k vytvoření přehledu a srovnání technických specifikací strojů. Důležité je také uvažovat tyto informace jako určitý odhad při výsledcích pozdějších výpočtů.

Údaje byly čerpány z elektronických brožur nabízených produktů. [8][9][10][15][16][17][18]

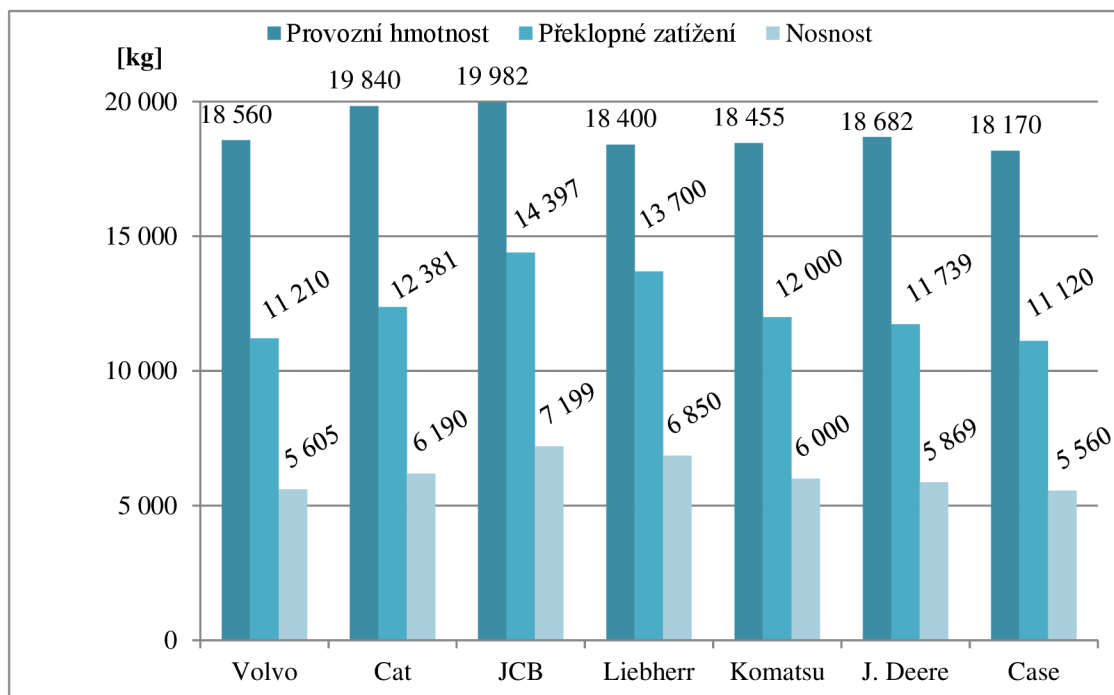
Tab. 1 Přehledová tabulka absolutních parametrů

Značka	Volvo	Cat	JCB	Liebherr	Komatsu	J. Deere	Case
Model	L110H	950M	457 ZX	L556	WA380-8	724K	821G
Provozní hmotnost [kg]	18 560	19 840	19 982	18 400	18 455	18 682	18 170
Výkon motoru [kW]	190	186	186	168	143	173	172
Max. kroutící moment [Nm]	1 250	1 231	1 085	1 430	-	1 062	1 184
Nosnost stroje [kg]	5 605	6 190	7 199	6 850	6 000	5 869	5 560
Překlopné zatížení v zatočení [kg]	11 210	12 381	14 397	13 700	12 000	11 739	11 120
Vylamovací síla [kN]	161	174	165	150	158	153	160

2.2 POROVNÁNÍ HODNOT

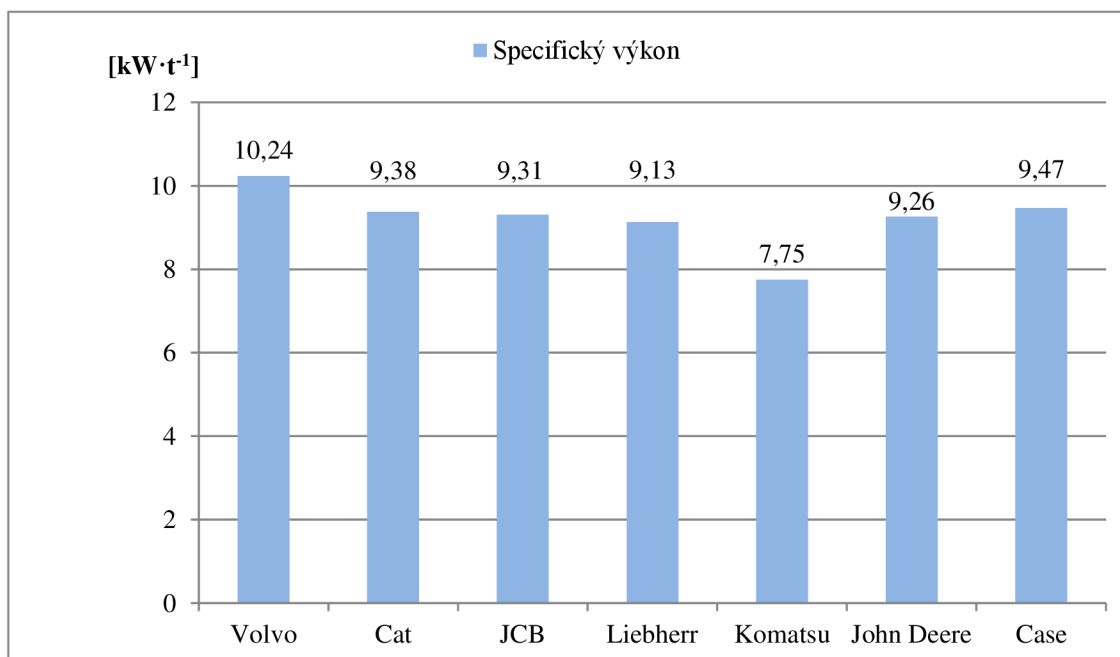
Stroje se od sebe lehce odlišují především rozdílnostmi v konstrukci (např. typ kinematiky výložníku), v použitých technologiích a v jejich konkrétním použití. Někteří výrobci dávají přednost větší nosnosti na úkor výkonu motorové jednotky a jiní zase požadují, aby byl stroj obratnější a pracovní cyklus byl co nejkratší.

Pro názornost si vyneseme dvojici grafů. První (Obr. 6) porovnává absolutní parametry týkající se zatížení strojů. Z grafu je patrné, že ne vždy platí, že větší provozní hmotnost znamená větší nosnost stroje. Velmi záleží na poloze těžiště, a tedy na rozložení hmotnosti mezi přední a zadní nápravu.



Obr. 6 Graf porovnání hmotnostních parametrů

Druhý graf (Obr. 7) srovnává relativní parametr poměru výkonu motoru na jednu tunu provozní hmotnosti. Tato veličina se nazývá „specifický výkon“ a představuje, jak je stroj mobilní a s jakou obtíží bude překonávat dynamické odpory.



Obr. 7 Graf porovnání specifického výkonu

3 STANOVENÍ VÝKONU

Pro určení celkového výkonu navrhované motorové jednotky je nutné provést dílčí výpočty výkonů potřebných pro různé provozní režimy a funkce stroje. Nejprve se budeme zabývat výkonem potřebným pro pojezd nakladače, tedy překonání jízdních odporů a setrvačnosti stroje. V další části bude proveden výpočet výkonu nutný pro obsluhu hydraulické soustavy a ovládání kloubového řízení. Na závěr se přičte výkon podpůrných funkcí stroje.

3.1 VÝKON PRO POJEZD

Pro spolehlivý pohyb stroje je zapotřebí překonat jízdní odpory. Ty se skládají z odporu valivého, aerodynamického, dynamického (při zrychlování) a odporu proti stoupání při pohybu do svahu. Protože se nakladač při pracovním procesu pohybuje do rychlosti cca $25 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, budeme aerodynamický odpor zanedbávat a neuvažovat do součtu. [12]

Celkový jízdní odpor R_C tedy vypočítáme dle rovnice: [10]

$$R_C = R_V + R_D + R_S \text{ [N]} \quad (1)$$

kde R_V [N] je celkový valivý odpor

R_D [N] je setrvačný (dynamický) odpor

R_S [N] je odpor stoupání

Celkový potřebný výkon P_P pro překonání jízdních odporů tedy je: [12]

$$P_P = R_C \cdot v \text{ [W]} \quad (2)$$

kde v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je obecná rychlost stroje

VALIVÝ ODPOR

Pro výpočet valivého odporu jednotlivých pneumatik uvažujeme, že se nakladač pohybuje po plastickém podloží. Pneumatiky bývají huštěny na takový tlak, aby byl dosažen co nejmenší součinitel valivého odporu. Při tomto provozu dochází k určité deformaci podloží, ale také k deformaci pneumatiky samotné. Výsledný valivý odpor R_{Vk} je tedy složen z odporu vnějšího a vnitřního. Počítáme ho dle Omeljanova rovnicí: [2]

$$R_{Vk} = R_{ext} + R_{int} = C_1 \cdot G_k^3 \sqrt{\frac{p_k}{\varepsilon \cdot D}} + C_2 \sqrt[3]{\frac{G_k^4}{p_k \cdot D^2}} \text{ [N]} \quad (3)$$

kde R_{ext} [N] je vnější odpor (odpor deformace podloží)

R_{int} [N] je vnitřní odpor (odpor deformace pneumatiky)

C_1 je konstantní součinitel vnějšího odporu (volíme 0,35–0,5)

C_2 je konstantní součinitel vnitřního odporu (volíme 0,065)

p_k [Pa] je tlak huštění pneumatiky, volíme: $p_{kp} = 400\,000 \text{ Pa}$ (přední kolo) [13]

$$p_{kz} = 250\,000 \text{ Pa (zadní kolo) [13]}$$

G_k [N] je zatížení kola, dle huštění (pro rychlost $25 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$):

$$G_{kp} = 94\,550 \text{ N (přední kolo) [13]}$$

$$G_{kz} = 64\,450 \text{ N (zadní kolo) [13]}$$

D [m] je průměr kola, $D = 1,695 \text{ m}$ [13]

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

doporučeno: $\varepsilon = (2-4) \cdot 10^6$ oranice,

$\varepsilon = (10-25) \cdot 10^6$ louka, strniště,

$\varepsilon = (100-200) \cdot 10^6$ polní cesta

$\varepsilon \rightarrow \infty$ tvrdý povrch

Dále celkový valivý odpor všech kol R_V vypočítáme jako součet jednotlivých kol: [12]

$$R_V = \sum_{i=1}^k R_{Vki} \text{ [N]} \quad (4)$$

DYNAMICKÝ ODPOR

Odpor dynamický nebo také setrvačný vzniká působením setrvačných sil, které brání zrychlování stroje, a naopak nutí těleso setrvat v pohybu při brzdění. K odporu zrychlení v přímém pohybu přičítáme také odpor zrychlení otáčejících se součástí stroje, kde hmotnost rotačních součástí brání jejich roztočení. Pro náš výpočet uvažujeme jako hlavní zdroj dynamického odporu celkovou hmotnost nakladače a jako rotační součásti jeho kola. [10]

Dynamický odpor R_D spočítáme rovnicí: [10]

$$R_D = m \cdot a \cdot \left(1 + \frac{\sum J_{Ki}}{m \cdot r_d^2} \right) \text{ [N]} \quad (5)$$

kde m [kg] je hmotnost naloženého stroje, uvažujeme $m = 24\,500 \text{ kg}$

a [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] je předpokládané zrychlení stroje

J_{Ki} [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$] je moment setrvačnosti kola

r_d [m] je dynamický poloměr kola, $r_d = 0,697 \text{ m}$ [13]

Pro výpočet momentu setrvačnosti kola J_{Ki} sečteme dílčí momenty setrvačnosti pneumatiky a samotného ráfku: [12]

$$J_{Ki} = m_p \cdot r_p^2 + m_r \cdot r_r^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad (6)$$

kde m_p [kg] je hmotnost pneumatiky, $m_p = 314 \text{ kg}$ [13]

m_r [kg]	je hmotnost ráfku, $m_r = 238$ kg [14]
r_p [m]	je největší poloměr pneumatiky, $r_p = 0,846$ m [13]
r_r [m]	je poloměr ráfku, $r_r = 0,318$ m [14]

ODPOR STOUPÁNÍ

Při jízdě do svahu na stroj působí sinová složka tíhové síly. Při jejím překonávání dochází ke změně potenciální energie. Pro výpočet odporu stoupání R_s použijeme rovnici: [10]

$$R_s = m \cdot g \cdot \sin \alpha \text{ [N]} \quad (7)$$

kde g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] je tíhové zrychlení Země

α [$^\circ$] je úhel stoupání

Hodnota stoupání může být vyjádřena v procentech. Pro přepočtení procentuální hodnoty na stupně můžeme užít rovnici: [12]

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{s_s}{100} \text{ [}^\circ\text{]} \quad (8)$$

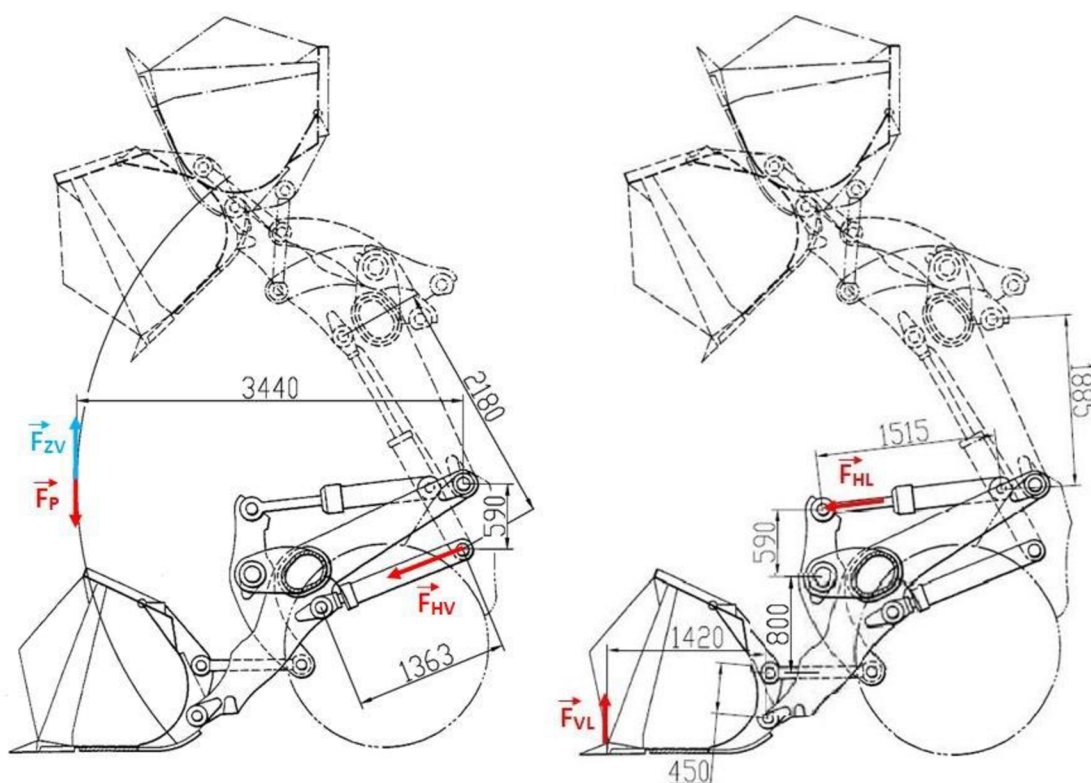
kde s_s [%] je hodnota procentuálního stoupání

3.2 VÝKON PRO OBSLUHU HYDRAULICKÉ SOUSTAVY

Základními hydraulicky ovládanými funkcemi nakladače rozumíme zvedání výložníku, ovládání výklopu lopaty a kloubové řízení. Některé koncepce nakladačů užívají dva hydrogenerátory. Jeden pro obsluhu výložníku a druhý pro řízení. Výrobci JCB a Volvo používají koncepci jednoho hydrogenerátoru, který zásobuje soustavu tlakovým olejem. Tlak oleje je dále rozdělován pro ovládání výložníku a řízení s tím, že řízení má přednost. Při užití jediného hydrogenerátoru může být dodávaný tlak regulovatelný elektronicky (technologie load sensing). Tlak tedy může být dodávaný ve snížené míře, pokud stroj není aktuálně zatížen. Tím se dosahuje vyšší efektivity. Ve výpočtu uvažujeme variantu jednoho hydrogenerátoru. [12]

3.2.1 VÝKON PRO PRACOVNÍ ZAŘÍZENÍ

Pro zjištění potřebného výkonu musíme nejprve spočítat sílu pro zdvih výložníku a vylamovací sílu při zavírání lopaty. Velikost těchto sil vede k výpočtu průtoku tlakového oleje příslušnými hydromotory. Pomocí průtoku pak zjistíme potřebný výkon pro pohon hydrogenerátoru. Do výpočtu vstupuje jako základní parametr tlak kapaliny, který dodává hydrogenerátor. Pro výpočet volíme hodnotu 27 MPa, dle technických parametrů strojů podobné typové řady. [12][8]



Obr. 8 Schéma zdvihu výložníku nakladače [19]

VÝPOČET ZVEDACÍ SÍLY

Zvedací síla je síla potřebná pro zdvih výložníku při plném naložení lopaty. Svoji velikostí je přibližná maximální síle překlopného zatížení (větší sílu stroj nedokáže využít). Pro výpočet uvažujeme víceúčelovou lopatu o objemu 3,3 m³, osazenou na standartním výložníku Z-kinematiky. [12]

Před výpočtem zvedací síly je třeba zjistit překlopné zatížení v přímém směru. To určíme z rovnice pro momentovou rovnováhu. Předpokládáme rozložení hmotnosti nakladače 48 % pro přední nápravu a 52 % pro zadní: [12]

Síla působící na přední nápravu F_{NP} :

$$F_{NP} = m_{ph} \cdot 0,48 \cdot g \text{ [N]} \quad (9)$$

$$F_{NP} = 18\,000 \cdot 0,48 \cdot 9,81 = 84\,758 \text{ N}$$

$$F_{NP} = \mathbf{84\,758 \text{ N}}$$

Síla působící na zadní nápravu F_{NZ} :

$$F_{NZ} = m_{ph} \cdot 0,52 \cdot g \text{ [N]} \quad (10)$$

$$F_{NZ} = 18\,000 \cdot 0,52 \cdot 9,81 = 91\,822 \text{ N}$$

$$F_{NZ} = \mathbf{91\,822 \text{ N}}$$

kde m_{ph} [kg] je zadaná provozní hmotnost, $m_{ph} = 18\,000$ kg

Určení vzdálenosti těžiště x_{TN} od středu přední nápravy:

$$x_{TN} = \frac{F_{NZ} \cdot r_N}{m_{ph} \cdot g} \quad [mm] \quad (11)$$

$$x_{TN} = \frac{91\,822 \cdot 3\,400}{18\,000 \cdot 9,81} = 1\,768 \text{ mm}$$

$$x_{TN} = \mathbf{1\,768 \text{ mm}}$$

kde r_N [mm] je zadaný rozvor náprav, $r_N = 3\,400$ mm

Momentová rovnice pro zjištění překlopného zatížení F_P :

$$F_P = \frac{m_{ph} \cdot g \cdot x_{TN}}{x_{TL}} \quad [N] \quad (12)$$

$$F_P = \frac{18\,000 \cdot 9,81 \cdot 1\,768}{2\,430} = 128\,475 \text{ N}$$

$$F_P = \mathbf{128\,475 \text{ N}}$$

kde x_{TL} [mm] je vzdálenost těžiště výložníku od středu přední nápravy,

$$x_{TL} = 2\,430 \text{ mm (určeno dle parametrů stroje Volvo L110H [8])}$$

VÝPOČET ROZMĚRŮ HYDROMOTORU A PRŮTOKU PŘI ZDVIHU

Pro zjištění síly působící v hydromotoru zdvihu F_{HV} použijeme opět momentovou rovnováhu (Obr. 8). Ve jmenovateli rovnice se vyskytuje kontanta „2“, která vyjadřuje počet hydromotorů, mezi které se potřebná síla rozdělí: [12]

$$F_{HV} = \frac{F_{ZV} \cdot l_{zv}}{2 \cdot r_v} \quad [N] \quad (13)$$

$$F_{HV} = \frac{128\,500 \cdot 3\,440}{2 \cdot 590} = 374\,461 \text{ N}$$

$$F_{HV} = \mathbf{374\,461 \text{ N}}$$

kde F_{ZV} [N] je zvedací síla navržená z překlopné síly F_P , $F_{HV} = 128\,500$ N

l_{zv} [mm] je vzdálenost působíště zvedací síly od čepu uložení výložníku,

$$l_{zv} = 3\,440 \text{ mm}$$

r_v [mm] je vzdálenost čepu uložení hydromotoru a čepu uložení výložníku,

$$r_v = 590 \text{ mm}$$

Plochu pístu S_{HV} a jeho průměr D_{HV} určíme rovnicemi: [12]

$$S_{HV} = \frac{F_{HV}}{p_{HS}} [mm^2] \quad (14)$$

$$S_{HV} = \frac{374\,461}{27} = 13\,869 \text{ mm}^2$$

$$\mathbf{S_{HV} = 13\,869 \text{ mm}^2}$$

kde p_{HS} [MPa] je navržený tlak hydraulické kapaliny, $p_{HS} = 27$ MPa

$$D_{HV} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{HV}}{\pi \cdot p_{HS}}} [mm] \quad (15)$$

$$D_{HV} = \sqrt{\frac{4 \cdot 374\,461}{3,14 \cdot 27}} = 133 \text{ mm}$$

$$\mathbf{D_{HV} = 133 \text{ mm}}$$

Pro zjištění průtoku pro naplnění hydromotorů je nutné zjistit objem válce V_{HV} : [12]

$$V_{HV} = S_{HV} \cdot \frac{z_{HV}}{1\,000\,000} [l] \quad (16)$$

$$V_{HV} = 13\,869 \cdot \frac{817}{1\,000\,000} = 11,3 \text{ l}$$

$$\mathbf{V_{HV} = 11,3 \text{ l}}$$

kde z_{HV} [mm] je vzdálenost vysunutí hydromotoru, $z_{HV} = 2\,180 - 1\,363 = 817$ mm

1 000 000 je konstanta pro převod výsledku na litry

Průtok hydraulické kapaliny pro naplnění válců hydromotorů Q_{HV} : [12]

$$Q_{HV} = \frac{2 \cdot V_{HV} \cdot 60}{t_{ZV}} [l \cdot \text{min}^{-1}] \quad (17)$$

$$Q_{HV} = \frac{2 \cdot 11,3 \cdot 60}{5,8} = 233,8 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$\mathbf{Q_{HV} = 233,8 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}}$$

kde t_{ZV} [s] je doba zdvihu při plném naložení, zvoleno: $t_{ZV} = 5,8$ s [10]

2 je počet hydromotorů pro zdvih

60 je konstanta pro převod sekund na minuty

Z vypočítaného průtoku lze vypočítat čas spuštění výložníku z horní polohy t_{ZD} : [12]

$$t_{ZD} = \frac{\pi \cdot (D_{HV}^2 - d_{HV}^2) \cdot z_{HV} \cdot 60 \cdot 2}{4 \cdot Q_V \cdot 1\,000\,000} \text{ [s]} \quad (18)$$

$$t_{ZD} = \frac{3,14 \cdot (133^2 - 90^2) \cdot 817 \cdot 60 \cdot 2}{4 \cdot 233,8 \cdot 1\,000\,000} = 3,2 \text{ s}$$

$$t_{ZD} = 3,2 \text{ s}$$

kde d_{HV} [mm] je navržený průměr pístní tyče, $d_{HV} = 90$ mm

VÝPOČET HYDROMOTORU ZAVÍRÁNÍ LOPATY

K zavírání lopaty slouží jeden samostatný posuvný hydromotor umístěný uprostřed rámu výložníku, který pro úspěšné nabrání materiálu do lopaty nakladače musí vyvinout dostatečnou sílu, aby kompenzoval sílu vylamovací. Vylamovací síla působí 100 mm před hranicí čepele lopaty a její velikost by neměla přesahovat maximální překlopné zatížení. Pro výpočet použijeme stejnou metodiku jako pro zdvih výložníku. Rozměry jsou voleny dle přibližné geometrie existujících strojů. [1][12]

Pro zjištění síly v hydromotoru F_{HL} použijeme opět momentovou rovnováhu: [12]

$$F_{HL} = F_{VL} \cdot l_1 \cdot \frac{v_2}{l_2 \cdot v_1} \text{ [N]} \quad (19)$$

$$F_{HL} = 129\,000 \cdot 1\,420 \cdot \frac{800}{450 \cdot 590} = 551\,955 \text{ N}$$

$$F_{HL} = 551\,955 \text{ N}$$

kde F_{VL} [N] je navržená vylamovací síla, $F_{VL} = 129\,000$ N

l_1 [mm] je vzdálenost působíště vylamovací síly a čepu uchycení lopaty,

$$l_1 = 1\,420 \text{ mm}$$

l_2 [mm] je vzdálenost čepu uchycení lopaty a čepu táhla, $l_2 = 450$ mm

v_1 [mm] je vzdálenost bodu rotace kinematiky a osy hydromotoru, $v_1 = 590$ mm

v_2 [mm] je vzdálenost bodu rotace kinematiky a osy táhla, $v_2 = 800$ mm

Obdobně dle rovnic (14), (15) a (16) můžeme zjistit plochu pístu S_{HL} , jeho průměr D_{HL} a objem hydromotoru V_{HL} :

$$S_{HL} = 20\,443 \text{ mm}^2; D_{HL} = 161,33 \text{ mm} \doteq 162 \text{ mm}; V_{HL} = 7,6 \text{ l}$$

kde z_{HL} [mm] je délka vysunutí pístní tyče vylamovacího hydromotoru při zavírání,

$$z_{HL} = 1\,885 - 1\,515 = 370 \text{ mm}$$

Následně dle rovnice (17) spočteme velikost průtoku Q_{HL} . Rozdíl od předchozího výpočtu je ten, že k vylamování slouží pouze jeden hydromotor. V rovnici tedy uvažujeme objem hydromotoru V_{HL} jen jednou: [12]

$$Q_{HL} = 182,4 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

kde t_{ZL} [s] je doba vylamování materiálu, zvoleno $t_{ZL} = 2,5$ s [8]

Poslední veličinou je čas pro vyklopení lopaty t_{DL} dle rovnice (18). Protože při zdvihu výložníku do horní krajní polohy dojde k povytažení pístní tyče v důsledku prodloužení vzdálenosti od čepu usazení hydromotoru a čepu spojení s kinematikou, musíme uvažovat délku vysunutí pístní tyče z_{DL} přibližně o 40 % větší, než je délka z_{HL} při nabírání materiálu: [12]

$$t_{DL} = 2,0 \text{ s}$$

kde d_{HL} [mm] je navržený průměr pístní tyče, $d_{HV} = 100$ mm

z_{DL} [mm] je délka vysunutí pístní tyče v horní poloze, $z_{DL} = z_{HL} \cdot 1,4 = 476$ mm

Důležitým parametrem pro určení výkonnosti pracovního procesu stroje je celkový čas jednoho pracovního cyklu. Sečteme doby pro zdvih a spuštění výložníku společně s výklopem lopaty v horní poloze. Celkový čas pracovního cyklu tedy je 11,0 s. Tento čas odpovídá průměrným časům pracovních cyklů ostatních strojů.

VÝKON PRO POHON HYDROGENERÁTORU

Velikost průtoku pro zvedání výložníku Q_{HV} vyšla větší než pro vylamování materiálu Q_{HL} . Budeme tedy uvažovat tuto větší hodnotu pro bezproblémové pracovní nasazení stroje. Výkon P_H spočteme rovnicí: [12]

$$P_H = \frac{p_{HS} \cdot 10^6 \cdot Q_{HV} \cdot 1,666 \cdot 10^{-5}}{\eta_{HS}} \text{ [W]} \quad (20)$$

$$P_H = \frac{27 \cdot 10^6 \cdot 233,8 \cdot 1,666 \cdot 10^{-5}}{0,90} = 116\,853 \text{ W}$$

$$P_H = 116\,853 \text{ W} \doteq 117 \text{ kW}$$

kde $1,666 \cdot 10^{-5}$ je konstanta pro převod jednotek průtoku z $\text{l} \cdot \text{min}^{-1}$ na $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

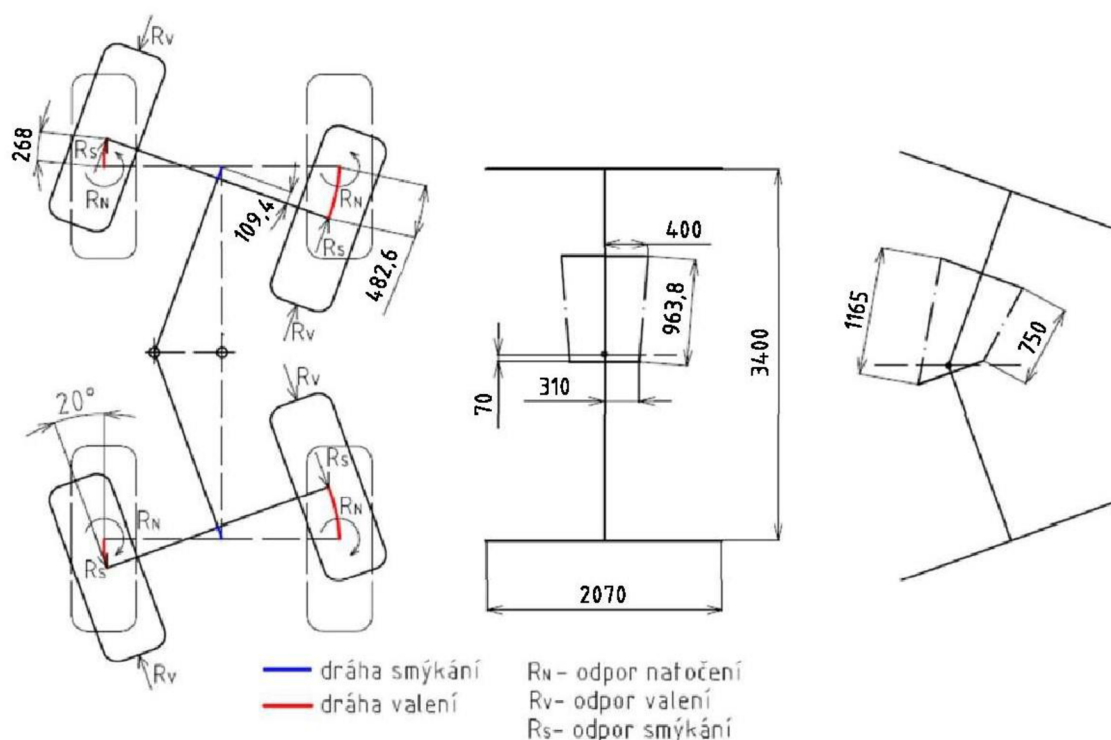
η_{HS} [-] je teoretická účinnost rotačního hydrogenerátoru, $\eta_{HS} = 0,90$ [1]

3.2.2 VÝKON PRO ŘÍZENÍ STROJE

Kloubové nakladače pro změnu směru jízdy využívají natáčení polorámů, jak bylo popsáno v úvodní kapitole 1.1. Polorámy se natáčí do maximálního úhlu 40° pomocí dvou posuvných hydromotorů. Ty jsou uloženy symetricky po stranách nakladače ve směru jízdy. Největší odpor, který musí hydromotory překonat při zatažení nastává, když nakladač zatačí stojící na místě. Dochází k vybočení středového kloubu a rotaci svislých os obou náprav. Vnější kola se odvalují od sebe, vnitřní kola se otáčejí na místě kolem svých svislých os tak, že je třeba překonat odpory vznikající smýkáním pneumatik. Pro výpočet budeme uvažovat podklad

s velkým součinitelem tření jako je beton nebo asfalt. Stykovou plochu pneumatiky bude představovat kruhová plocha určená normálovým zatížením kola a tlakem huštění pneumatik. [12]

K výpočtu uijeme radiálních pneumatik značky Mitas 23,5 R 25, které jsou huštěny na tlak doporučený výrobcem. [13]



Obr. 9 Schéma kloubového řízení nakladače [12]

PRÁCE PRO PŘEKONÁNÍ TŘECÍHO ODPORU ROTACE KOL KOLEM SVISLÉ OSY

K zatočení musí hydromotory vyvinout dostatečnou práci pro překonání všech dílčích odporů. Prvním počítaným odporem, který je třeba překonat, je třecí moment M_T vznikající při otáčení kol okolo jejich svislé osy. Uijeme odvozený vztah: [12]

$$M_T = 0,667 \cdot F \cdot f_T \cdot R \quad [N \cdot m] \quad (21)$$

kde 0,667 je konstanta při odvození integrace

F [N] je normálová síla působící na jedno kolo

f_T [-] je součinitel smykového tření pro povrchy: asfalt, beton

R [m] je poloměr stykové plochy pneumatiky s povrchem

Poloměry stykových ploch pro kola na přední nápravě R_F a zadní R_R určíme rovnicí: [12]

$$R_F = \sqrt{\frac{m_F \cdot g}{2 \cdot p_F \cdot \pi}} \cdot 10^3 [m]; R_R = \sqrt{\frac{m_R \cdot g}{2 \cdot p_R \cdot \pi}} \cdot 10^3 [m] \quad (22)$$

$$R_F = \sqrt{\frac{19\,785 \cdot 9,81}{2 \cdot 0,40 \cdot 3,14}} \cdot 10^3 = 0,278 \text{ m}; R_R = \sqrt{\frac{4\,714 \cdot 9,81}{2 \cdot 0,25 \cdot 3,14}} \cdot 10^3 = 0,172 \text{ m}$$

$$R_F = 0,278 \text{ m}; R_R = 0,172 \text{ m}$$

kde m_F [kg] je zatížení přední nápravy při plném nákladu, $m_F = 19\,785$ kg

m_R [kg] je zatížení zadní nápravy při plném nákladu, $m_R = 4\,714$ kg

p_F [MPa] je tlak huštění předních pneumatik, $p_F = 0,40$ MPa

p_R [MPa] je tlak huštění zadních pneumatik, $p_R = 0,25$ MPa

Velikost práce momentu při rovinném rotačním pohybu zjistíme integrací: [12]

$$W_N = \vec{F} \cdot d\vec{f} = F \cdot dr = F \cdot R \cdot d\varphi = M \cdot d\varphi \quad (23)$$

$$W_N = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} M \cdot d\varphi$$

Práci W_N pro překonání třecího momentu při smýkání kol vyjádříme jako:

$$W_N = 0,667 \cdot f_T \cdot \frac{\pi \cdot \alpha_n}{180} (m_F \cdot g \cdot R_F + m_R \cdot g \cdot R_R) [J] \quad (24)$$

$$W_N = 0,667 \cdot 0,9 \cdot \frac{3,14 \cdot 20}{180} (19\,785 \cdot 9,81 \cdot 0,278 + 4\,714 \cdot 9,81 \cdot 0,172) = 12\,970 \text{ J}$$

$$W_N = 12\,970 \text{ J}$$

kde 0,667 je konstanta při odvození integrace

f_T [-] je součinitel smykového tření pro asfalt, beton; $f_T = 0,9$

α_n [°] je úhel vybočení jednotlivé nápravy

PRÁCE PRO PŘEKONÁNÍ VALIVÉHO ODPORU

Dalším odporem je odpor valení kol. Vnější kolo oběhne menší poloměr než kolo vnitřní. Spočítáme nejprve valivé odpory jednotlivých kol, které následně sečteme pro získání celkové hodnoty valivého odporu stroje při zatačení. Rozměry jsou voleny dle přibližné geometrie existujících strojů (Obr. 9).

Práci pro překonání odporů vnějšího kola W_{RO} a vnitřního kola W_{RI} získáme rovnicí: [12]

$$W_{RO} = s_{RO} \cdot f_V \cdot \frac{m_{ph} \cdot g}{4} [J]; W_{RI} = s_{RI} \cdot f_V \cdot \frac{m_{ph} \cdot g}{4} [J] \quad (25)$$

$$W_{RO} = 0,268 \cdot 0,02 \cdot \frac{18\,000 \cdot 9,81}{4} = 237 \text{ J}; W_{RI} = 0,4826 \cdot 0,02 \cdot \frac{18\,000 \cdot 9,81}{4} = 426 \text{ J}$$

$$W_{RO} = 237 \text{ J}; W_{RI} = 426 \text{ J}$$

kde s_{RO} [m] je dráha valení vnějšího kola, $s_{RO} = 0,268$ m

f_V [-] je součinitel valivého odporu pro asfalt, beton, $f_V = 0,02$

s_{RI} [m] je dráha valení vnitřního kola, $s_{RI} = 0,4826$ m

Celková práce pro překonání valivého odporu při zatažení od všech kol W_R :

$$W_R = 2 \cdot W_{RO} + 2 \cdot W_{RI} \text{ [J]} \quad (26)$$

$$W_R = 2 \cdot 237 + 2 \cdot 426 = 1\,326 \text{ J}$$

$$W_R = 1\,326 \text{ J}$$

PRÁCE PRO PŘEKONÁNÍ ODPORU SMYKU KOL

Při vybočení kloubového řízení se k sobě přiblíží středy náprav. To má za následek smyk pneumatik po určité dráze. Pro výpočet práce k překonání smykového odporu jednoho kola W_{SK} uijeme rovnici obdobnou s rovnicí (25): [12]

$$W_{SK} = s_S \cdot f_T \cdot g \cdot \frac{m_{ph}}{4} \text{ [J]} \quad (27)$$

$$W_{SK} = 0,1094 \cdot 0,9 \cdot 9,81 \cdot \frac{18\,000}{4} = 4\,346 \text{ J}$$

$$W_{SK} = 4\,346 \text{ J}$$

kde s_S [m] je dráha smyku každého kola při přiblížení náprav, $s_S = 0,1094$ m

Celková práce pro překonání odporu při smyku všech kol W_S :

$$W_S = 4 \cdot W_{SK} \text{ [J]} \quad (28)$$

$$W_S = 4 \cdot 4\,346 = 17\,384 \text{ J}$$

$$W_S = 17\,384 \text{ J}$$

CELKOVÁ PRÁCE PRO PŘEKONÁNÍ ODPORŮ PŘI ZATÁČENÍ STROJE

Sečteme všechny dílčí práce potřebné pro překonání odporu vyvolaného třením pneumatik při rotaci kolem jejich svislé osy, odporu při valení kol a dodatečném odporu při smyku pneumatik. Získáme celkovou práci $W_{\check{R}}$ pro překonání všech odporů:

$$W_{\check{R}} = W_N + W_R + W_S \text{ [J]} \quad (29)$$

$$W_{\check{R}} = 12\,970 + 1\,326 + 17\,384 = 31\,680 \text{ J}$$

$$W_{\check{R}} = 31\,680 \text{ J}$$

VÝKON PRO ŘÍDÍCÍ HYDROMOTORY

Pomocí zjištěné práce pro překonání odporů a dle navržených rozměrů hydromotorů určíme tlak $p_{\check{R}}$ potřebný pro řízení stroje dle [12]:

$$p_{\check{R}} = \frac{W_{\check{R}}}{s_I \cdot S_I + s_O \cdot S_O} \text{ [MPa]} \quad (30)$$

$$p_{\check{R}} = \frac{W_{\check{R}}}{(l_{\check{r}} - l_I) \cdot \pi \cdot \frac{(D_{\check{r}}^2 - d_{\check{r}}^2)}{4} + (l_O - l_{\check{r}}) \cdot \pi \cdot \frac{D_{\check{r}}^2}{4}} \text{ [MPa]}$$

$$p_{\check{R}} = \frac{31\,680}{(0,963\,8 - 0,750) \cdot 3,14 \cdot \frac{(90^2 - 50^2)}{4} + (1,165 - 0,963\,8) \cdot 3,14 \cdot \frac{90^2}{4}} = 17,3 \text{ MPa}$$

$$p_{\check{R}} = \mathbf{17,3 \text{ MPa}}$$

kde	s_I [m]	je dráha, na které koná práci vnitřní hydromotor
	s_O [m]	je dráha, na které koná práci vnější hydromotor
	S_I [mm ²]	je plocha pístu vnitřního hydromotoru
	S_O [mm ²]	je plocha pístu vnějšího hydromotoru
	$l_{\check{r}}$ [m]	je délka vysunutí hydromotoru v přímém směru, $l_{\check{r}} = 0,963\,8$ m
	l_I [m]	je délka vysunutí vnitřního hydromotoru při zatočení, $l_I = 0,750$ m
	l_O [m]	je délka vysunutí vnějšího hydromotoru při zatočení, $l_O = 1,165$ m
	$D_{\check{r}}$ [mm]	je průměr hydromotoru navržený dle podobných strojů, $D_{\check{r}} = 90$ mm
	$d_{\check{r}}$ [mm]	je průměr pístu hydromotoru navržený dle podobných strojů, $d_{\check{r}} = 50$ mm

V praxi nemůžeme zaručit správné huštění pneumatik a skutečnost, že stroj nebude přetížen až na hranici překlopení. Hodnotu tlaku pro řízení tedy budeme uvažovat vyšší, aby byl stroj schopen zatočit i při nejméně příznivých podmínkách.

Zvoleno: $p_{\check{R}} = \mathbf{23 \text{ MPa}}$

Nyní určíme průtok $Q_{\check{R}}$ jako v případě hydromotorů pro pracovní zařízení v rovnici (17):

$$Q_{\check{R}} = \frac{\left(\frac{D_{\check{r}}^2 - d_{\check{r}}^2}{4} + \frac{D_{\check{r}}^2}{4}\right) \cdot \pi \cdot z_{\check{r}} \cdot 60 \cdot 1\,000}{t_{\check{r}}} \text{ [l} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (31)$$

$$Q_{\dot{R}} = \frac{\left(\frac{0,090^2 - 0,050^2}{4} + \frac{0,090^2}{4}\right) \cdot 3,14 \cdot 0,415 \cdot 60 \cdot 1\,000}{2,8} = 95,7 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$Q_{\dot{R}} = 95,7 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

kde $t_{\dot{r}}$ [s] je doba přetočení řízení z jedné strany na druhou, zvoleno: $t_{\dot{r}} = 2,8$ s

$z_{\dot{r}}$ [m] je délka vysunutí/zasunutí pístů hydromotorů,

$$z_{\dot{r}} = l_o - l_l = 1,165 - 0,750 = 0,415 \text{ m}$$

60; 1 000 jsou konstanty pro převedení výsledku na litry za minutu

Jako v rovnici (20) nyní vypočítáme výkon $P_{\dot{r}}$ pro řízení stroje:

$$P_{\dot{R}} = \frac{p_{\dot{R}} \cdot 10^6 \cdot Q_{\dot{R}} \cdot 1,666 \cdot 10^{-5}}{\eta_{HS}} \text{ [W]} \quad (32)$$

$$P_{\dot{R}} = \frac{23 \cdot 10^6 \cdot 95,7 \cdot 1,666 \cdot 10^{-5}}{0,90} = 40\,745 \text{ W}$$

$$P_{\dot{R}} = 40\,745 \text{ W} \doteq 41 \text{ kW}$$



Obr. 10 Detail kloubového řízení nakladače Cat 950G [20]

3.3 VÝKON PRO PODPŮRNÉ FUNKCE STROJE

Kromě pojezdu a pracovního zařízení jsou moderní nakladače vybaveny velkým množstvím přídatných zařízení a systémů. Důležitým systémem, bez kterého se stroj neobejde, je hydraulický okruh pro zajištění brzdění, pro ovládání primárního okruhu a pro pohon ventilátorů ke chlazení provozních kapalin. Tento systém je realizován prostřednictvím jednoho menšího hydrogenerátoru. Dále stroj během provozu produkuje elektrickou energii k provozu topení, dobíjení akumulátorů, napájení osvětlení, výstražných prvků a palubního počítače. Elektrickou energii dodává alternátor poháněný přímo motorovou jednotkou. Jako poslední spotřebič budeme uvažovat klimatizaci kabiny stroje. Shromážděné hodnoty jsou seřazeny v následující tabulce (Tab. 2) [12]

Pro výpočet výkonu pro hydraulické funkce užitíme obdobu rovnice (26). Pro elektrické zařízení jsou použity dostupné informace výrobců o strojích podobné hmotnostní třídy. [8]

Tab. 2 Výkon pro podpůrné funkce stroje P_f

Spotřebiče	Výkon [kW]
Brzdový okruh, tlak 21 MPa, průtok $10 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$	3,9
Ovládací okruh, tlak 3,5 MPa, průtok $10 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$	0,7
Chlazení provozních kapalin, tlak 29 MPa, průtok $7 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$	3,7
Alternátor	2,3
Kompresor klimatizace	7,5
Celkový výkon P_f	18,1

4 VÝKON V RŮZNÝCH PROVOZNÍCH REŽIMECH

Provoz stroje neprobíhá v ideálních neproměnných podmínkách. Pro určení potřebného výkonu je nutné sečíst dílčí výkony v různých situacích a provozech. Budeme uvažovat, že se nakladač v rámci transportu může pohybovat po zpevněné komunikaci, aniž by bylo nutné naplno používat pracovní zařízení (Tab. 3, 4). Při nabírání a výsypu materiálu bude však muset překonávat i obtížnější terén, nebo jízdu do svahu (Tab. 5, 6, 7, 8). Poslední uvažovanou limitní situací bude nabírání materiálu najetím do hromady, kdy by měl stroj dosáhnout až na hranici překonání adhezních sil mezi pneumatikami a podložím (Tab. 9). [12]

4.1 JÍZDA NA PEVNÉM PODLOŽÍ

Uvažujeme přesun stroje přepravní rychlostí $25 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ v rovině a $10 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ do maximální hodnoty stoupání 15% na zpevněné komunikaci. Neuvažujme provoz pracovního zařízení, do výpočtu tedy vstupuje pouze výkon pro pojezd a pro řízení. [12]

JÍZDA PO ROVINĚ

- 1) P_{P11} = Výkon pro pojezd se stanoví dle 3.1,
kde $\varepsilon \rightarrow \infty \text{ N} \cdot \text{m}^{-3}$; $v_{11} = 25 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$; $a_{11} = 0,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- 2) $P_{\check{R}}$ = Výkon pro řízení dle 3.2.2,
- 3) P_f = Výkon pro podpůrné funkce dle 3.3,

Tab. 3 Celkový výkon pro transportní režim 1.1

Název	Symbol	Výkon [W]
Výkon pro pojezd	P_{P11}	136 388
Výkon pro řízení	$P_{\check{R}}$	40 745
Výkon pro podpůrné funkce	P_f	18 100
Celkový výkon pro režim	P_{11}	195 233

JÍZDA DO SVAHU

- 1) P_{P12} = Výkon pro pojezd se stanoví dle 3.1,
kde $\varepsilon \rightarrow \infty \text{ N} \cdot \text{m}^{-3}$; $v_{12} = 10 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$; $a_{12} = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$; $s_s = 15 \%$
- 2) $P_{\check{R}}$ = Výkon pro řízení dle 3.2.2,
- 3) P_f = Výkon pro podpůrné funkce dle 3.3,

Tab. 4 Celkový výkon pro transportní režim ve stoupání 1.2

Název	Symbol	Výkon [W]
Výkon pro pojezd	P_{P12}	139 063
Výkon pro řízení	$P_{\check{R}}$	40 745
Výkon pro podpůrné funkce	P_f	18 100
Celkový výkon pro režim	P_{12}	197 908

4.2 PRÁCE NA NEZPEVNĚNÉM PODLOŽÍ

Uvažujeme nezpevněný povrch jako je např. ztuhlá zemina nebo šterk. Nakladač vykonává co možná nejkratší nakládací cyklus a využívá naplno svoje pracovní zařízení. Výkon pro zatačení nakladače pokrývá výkon pro hlavní hydraulický okruh. Dále předpokládáme rychlost pojezdu $10 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ na rovině a $3 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ při jízdě do svahu. [12]

PRÁCE NA ROVINĚ

- 1) P_{P21} = Výkon pro pojezd se stanoví dle 3.1,
kde $\varepsilon = 200 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-3}$; $v_{21} = 10 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$; $a_{21} = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- 2) P_H = Výkon pro pracovní zařízení dle 3.2.2,
- 3) P_f = Výkon pro podpůrné funkce dle 3.3,

Tab. 5 Celkový výkon pro pracovní režim 2.1

Název	Symbol	Výkon [W]
Výkon pro pojezd	P_{P21}	79 009
Výkon pro pracovní zařízení	P_H	116 853
Výkon pro podpůrné funkce	P_f	18 100
Celkový výkon pro režim	P_{21}	213 962

PRÁCE VE SVAHU

- 1) P_{P22} = Výkon pro pojezd se stanoví dle 3.1,
kde $\varepsilon = 200 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-3}$; $v_{22} = 3 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$; $a_{22} = 0,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$; $s_s = 30 \%$
- 2) P_H = Výkon pro pracovní zařízení dle 3.2.2,
- 3) P_f = Výkon pro podpůrné funkce dle 3.3,

Tab. 6 Celkový výkon pro pracovní režim 2.2

Název	Symbol	Výkon [W]
Výkon pro pojezd	P_{P22}	80 186
Výkon pro pracovní zařízení	P_H	116 853
Výkon pro podpůrné funkce	P_f	18 100
Celkový výkon pro režim	P_{22}	215 139

4.3 PRÁCE NA MĚKKÉM PODLOŽÍ

Třetí uvažovaný provozní režim je práce na podloží, které se značně deformuje pod vahou stroje (písek, neztuhlá zemina). Vlivem toho roste hodnota valivého odporu, který je třeba kompenzovat výkonem. Stejně jako v předchozím režimu i zde stroj využije plně svoje pracovní zařízení. Uvažujeme nižší pojezdové rychlosti $5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ v rovině a $3 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ při stoupání 30 %. [12]

PRÁCE NA ROVINĚ

- 1) P_{P31} = Výkon pro pojezd se stanoví dle 3.1,

- kde $\varepsilon = 4 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-3}$; $v_{31} = 5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$; $a_{31} = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- 2) $P_H =$ Výkon pro pracovní zařízení dle 3.2.2,
 - 3) $P_f =$ Výkon pro podpůrné funkce dle 3.3,

Tab. 7 Celkový výkon pro pracovní režim 3.1

Název	Symbol	Výkon [W]
Výkon pro pojezd	P_{P31}	91 917
Výkon pro pracovní zařízení	P_H	116 853
Výkon pro podpůrné funkce	P_f	18 100
Celkový výkon pro režim	P_{31}	226 870

PRÁCE VE SVAHU

- 1) $P_{P32} =$ Výkon pro pojezd se stanoví dle 3.1,
kde $\varepsilon = 4 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-3}$; $v_{32} = 3 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$; $a_{32} = 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$; $s_s = 30 \%$
- 2) $P_H =$ Výkon pro pracovní zařízení dle 3.2.2,
- 3) $P_f =$ Výkon pro podpůrné funkce dle 3.3,

Tab. 8 Celkový výkon pro pracovní režim 3.2

Název	Symbol	Výkon [W]
Výkon pro pojezd	P_{P32}	110 809
Výkon pro pracovní zařízení	P_H	116 853
Výkon pro podpůrné funkce	P_f	18 100
Celkový výkon pro režim	P_{32}	245 762

4.4 NABÍRÁNÍ MATERIÁLU

Stroj by měl mít dostatečný výkon, aby byl schopen využít adhezní síly mezi pneumatikami a povrchem podloží na 100 %. Při nájezdu do hromady materiálu je třeba zajistit dostatečnou tažnou sílu, aby nakladač naplnil celou lopatu. Budeme uvažovat povrch s vysokou přilnavostí. Budeme uvažovat, že je v provozu pouze pojezd a základní funkce stroje. Velikost adhezní síly předních kol F_{PA} se vypočítá dle: [12]

$$F_{PA} = c \cdot S_P \cdot (1 - m_b) + F_{NP} \cdot f_1 = c \cdot 0,27 \cdot D \cdot b_k \cdot (1 - m_b) + F_{NP} \cdot f_1 \text{ [N]} \quad (33)$$

$$F_{PA} = 150\,000 \cdot 0,27 \cdot 1,695 \cdot 0,633 \cdot (1 - 0,5) + 84\,758 \cdot 1 = 106\,485 \text{ N}$$

$$F_{PA} = 106\,485 \text{ N}$$

kde c [Pa] je koheze povrchu, $c = 150\,000 \text{ Pa}$ [12]

S_P [m²] je styková plocha pneumatiky s povrchem

0,27 je pomocná konstanta pro určení stykové plochy [12]

b_k [m] je šířka pneumatiky, $b_k = 0,663$ m [13]

m_b [-] je plnost běhounu pneumatiky, uvažujeme vzorek ERL-30,
 $m_b = 0,5$ [13]

f_l [-] je součinitel vnitřního tření povrchu, $f_l = 1$ [12]

Velikost adhezní síly F_{ZA} pro zadní kola se spočítá obdobně:

$$F_{ZA} = c \cdot S_O \cdot (1 - m_b) + F_{NZ} \cdot f_l = c \cdot 0,27 \cdot D \cdot b_k \cdot (1 - m_b) + F_{NP} \cdot f_l \quad [N] \quad (34)$$

$$F_{ZA} = 150\,000 \cdot 0,27 \cdot 1,695 \cdot 0,633 \cdot (1 - 0,5) + 91\,822 \cdot 1 = 113\,549 \text{ N}$$

$$F_{ZA} = 113\,549 \text{ N}$$

Výkon potřebný pro překonání adhezních sil P_A , který je roven maximálnímu potřebnému výkonu pro pojezd: [12]

$$P_A = (F_{NA} + F_{ZA}) \frac{v_4}{3,6} \quad [W] \quad (35)$$

$$P_A = (106\,485 + 113\,549) \frac{2}{3,6} = 122\,241 \text{ W}$$

$$P_A = 122\,241 \text{ W}$$

kde v_4 [km·h⁻¹] je rychlost při nabírání materiálu, $v_4 = 2$ km·h⁻¹

3,6 je konstanta pro převedení výsledku na watt

Tab. 9 Celkový výkon pro režim nabírání materiálu

Název	Symbol	Výkon [W]
Výkon pro překonání adhezních sil	P_A	122 241
Výkon pro podpůrné funkce	P_f	18 100
Celkový výkon pro režim	P_4	140 341

5 VOLBA MOTOROVÉ JEDNOTKY

Dosažené výsledky výkonů pro různé provozní režimy jsou celkem vysoké oproti strojům zadané hmotnostní třídy. Výpočty byly koncipovány pro mezní hodnoty nákladů a podmínek. Před volbou vhodné motorové jednotky bude proveden přehled vypočítaných výkonů.

5.1 NÁVRH VÝKONU

Výsledný návrh výkonu určíme po srovnání dosažených hodnot (Tab. 10).

Tab. 10 Přehled dosažených výkonů

Název	Symbol	Výkon [W]
Výkon při jízdě stroje po komunikaci, po rovině	P ₁₁	195 233
Výkon při jízdě stroje po komunikaci, ve stoupání	P ₁₂	197 908
Výkon při práci na nezpevněném povrchu, na rovině	P ₂₁	213 962
Výkon při práci na nezpevněném povrchu, ve svahu	P ₂₂	215 139
Výkon při práci na měkkém podloží, na rovině	P ₃₁	226 870
Výkon při práci na měkkém podloží, ve svahu	P ₃₂	245 762
Výkon při nabírání materiálu/překonání adheze kol	P ₄	140 341

Při výpočtu jsme se dostali až na horní hranici téměř 246 kW, což je způsobeno mimo jiné volbou celkem velké únosnosti 6 500 kg, které se dosáhne pouze při naložení maximálního objemu lopaty materiálem o velké hustotě (jílovitá zemina, štěrk). V praxi by při používání pracovního zařízení nad limity výkonu došlo k omezení dynamiky jízdy, anebo by byly časy jednotlivých úkonů delší. Naopak stroj nebude mít problém překonat adhezní síly a využije tak spolehlivě svůj váhový potenciál. [8][12]

Volený výsledný výkon může být na spodní hranici výkonů zjištěných v pracovních režimech. Volíme výkon P_m motorové jednotky **196 kW**.

$$P_m = 196 \text{ kW}$$

5.2 MOTOROVÁ JEDNOTKA

Stroje světových značek jsou osazeny buď motory, které si výrobce vyvíjí sám (Volvo, Komatsu), nebo motory nezávislých výrobců. Motory, které budeme uvažovat do návrhu budou pocházet právě od nezávislých značek. Půjde o přeplňované naftové motory, které budou splňovat emisní normu Stage IV/Tier 4-Final. Určitou variabilitu při výběru vhodné jednotky nabízí použití různých technologií pro snížení emisí, které jsou ve všech případech kombinované se systémem SCR. Jednotky jsou nabízeny v dostupných publikacích pro různé výkonnostní rozsahy. Konkrétní hodnoty maximálního výkonu a kroutícího momentu se následně dosahuje konkrétní aplikací při návrhu celého stroje.

Následující přehled (Tab. 11) je sestaven z informací dostupných v online publikacích podobně jako při porovnávání parametrů dostupných nakladačů. [21][22][23][24][25]

Tab. 11 Přehled vybraných parametrů motorových jednotek

Výrobce	Caterpillar	Perkins	Cummins	John Deere	Deutz
Model	C7.1 ACERT	1206F	QSB6.7	6068	TCD 7.8 L6
Rozsah výkonu [kW]	151-205	151-240	109-231	168-224	160-260
Zdvihový objem [l]	7,01	7,00	6,70	6,80	7,80
Emisní technologie	DPF, DOC	DPF, DOC	EGR, DOC	DPF, EGR	DPF

zkratky: SCR – Selective Catalytic Reduction
 DPF – Diesel Particulate Filter
 DOC – Diesel Oxidation Catalyst
 EGR – Exhaust Gas Recirculation



Obr. 11 Průmyslový naftový motor Perkins 1206F [22]

ZÁVĚR

Práce se v první části zabývá rozdělením stavebních nakladačů, jejich stručným popisem a rozbořem jejich konstrukce a nezbytných funkcí. Vymezení pojmů a uvedení základních rozdílů mezi stroji je důležité pro další části práce.

Ve druhé části je proveden rešeršní rozbor strojů zadané hmotností a výkonové třídy. Parametry, získané z online publikací světových značek, jsou srovnány v přehledové tabulce. Dále jsou do grafů vyneseny hmotnostní parametry a jako relativní parametry hodnoty specifického výkonu.

Hlavní část je sestavena z výpočtové metodiky, která vede k návrhu potřebného výkonu motorové jednotky. Celkový výkon sestává ze součtu jednotlivých výkonů potřebných pro různé činnosti a funkce stroje. Do výpočtu byl zahrnut výpočet výkonu pro pojezd stroje, který je přímo závislý na jízdách odporech. Dále výkon pro funkci hydraulických okruhů, které zajišťují ovládání pracovního zařízení a kloubové řízení nakladače. Nebyly opomenuty ani výkony potřebné pro podpůrné funkce stroje, jako například napájení elektroniky, brzdové okruhy anebo klimatizaci kabiny.

Předmětem následující části jsou výsledné výkony pro čtyři různé provozní režimy. U dopravního režimu je kladen důraz na maximální rychlost stroje a zaručení bezpečného zatočení stroje. U pracovních režimů je podstatná hlavně obsluha pracovního zařízení.

Návrh výkonu motorové jednotky byl zvolen mezi nejnižšími dosaženými hodnotami pro provozní režimy. Výpočet uvažoval limitní situace, kdy je stroj naložen na hranici únosnosti pneumatik a překlopného zatížení. Zároveň bylo uvažováno dosažení vcelku krátkých časů pro jednotlivé úkony. Nižší zvolený výkon v praxi ovlivní jen některé parametry stroje. Dojde k prodloužení pracovního cyklu nebo omezení maximální rychlosti při pojezdu v řádu jednotek procent oproti předpokladům, jaké byly dosazeny do rovnic.

V závěru práce je vybráno 5 motorových jednotek od předních světových značek. Všechny jednotky splňují současné emisní normy prostřednictvím aplikace emisních technologií. Konkrétní volba motorové jednotky záleží na výrobcu nakladače. Na jeho aktuálních požadavcích a dostupnosti produktu.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VANĚK, Antonín. *Moderní strojní technika a technologie zemních prací*. Praha: Academia, 2003. Česká matice technická (Academia). ISBN 80-200-1045-9.
- [2] PACAS, Blahoslav. *Teorie stavebních strojů*. 2. vyd. Brno: VUT Brno, 1986, 244 s
- [3] *966K Wheel Loader* [online] . [cit. 2017-02-20]. Dostupné z: http://www.cat.com/en_AU/products/new/equipment/wheel-loaders/medium-wheel-loaders/1000005546.html
- [4] *Skid Steer Loaders JCB 190* [online]. [cit. 2017-02-22]. Dostupné z: <https://www.jcb.com/en-us/products/skid-steer-loader/190>
- [5] *Komatsu WA200-7 Wheel Loader* [online]. [cit. 2017-02-27]. Dostupné z: <http://www.komatsuamerica.com/equipment/wheelloaders/0-175hp/wa200-7>
- [6] O práci s kloubovým nakladačem aneb umíte nakládat? *Bagry.cz* [online]. [cit. 2017-03-06]. Dostupné z: http://bagry.cz/cze/clanky/navody/o_praci_s_kloubovym_nakladacem_aneb_umite_nakladat_prvni_cast_vymezeni_pojmu
- [7] *Dana Rexroth R2 HVT* [online]. [cit. 2017-03-01]. Dostupné z: <http://articles.sae.org/13940/>
- [8] *Publikace o výrobku Volvo L110H* [online]. [cit. 2017-03-07]. Dostupné z: <https://www.volvoce.com/ceska-republika/cs-cz/products/wheel-loaders/large/l110h/>
- [9] *Produktový list Caterpillar 950M* [online]. [cit. 2017-03-12]. Dostupné z: <http://zeppelin.cz/online-katalog/stavebni-stroje-caterpillar/nakladace/kolove-nakladace/nakladace-15-az-30-tun/caterpillar-950m>
- [10] *Product brochure JCB 457 ZX* [online]. [cit. 2017-04-24]. Dostupné z http://www.wajaxequipment.com/pdf/products/brochures/Wheel_Loader_457ZX.pdf
- [11] PRACHAŘ, R. *Jízdní odpory vozidel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2010. 85 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Tomáš Rochla.
- [12] Vaněk, 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.
- [13] *Pneumatika 23.5 R 25 ERL-30 Mitas*. *Mitas Česká republika* [online]. [cit. 2017-03-22]. Dostupné z: <http://www.mitas-tyres.com/cz/product/2000043911101/>
- [14] *19.50/2.5-25 OTR Wheel rim*. *Shandong Shengtai Wheel Co., Ltd.* [online]. [cit. 2017-04-05]. Dostupné z: <http://1172824.en.makepolo.com/products/19.50/2.5-25-OTR-Wheel-p66355167.html>
- [15] *Product brochure Liebherr L 556 XPower* [online]. [cit. 2017-04-24]. Dostupné z: <https://www.liebherr.com/external/products/products-assets/254178/Bildprospekt%20L%20550%20XPower%20-%20L%20586%20XPower.pdf>

- [16] *Product brochure Komatsu WA380-8* [online]. [cit. 2017-04-24]. Dostupné z: http://www.komatsu.com/ce/products/pdfs/WA380-6_CEN00076-05.pdf
- [17] *Brochures K-series 644K/724K* [online]. [cit. 2017-04-24]. Dostupné z: http://www.deere.com/en_US/docs/html/brochures/publication.html?id=d861a139#1
- [18] 821G Full size wheel loader. *Case construction equipment US* [online]. [cit. 2017-04-24]. Dostupné z: <https://d3u1quraki94yp.cloudfront.net/casece/nafta/assets/Brochures/Products/Wheel-Loaders/Full-Size-Wheel-Loaders/821G/Wheel-Loader-821G-Specs.pdf>
- [19] STOCK, Josef. Schéma výložníku. In: *Patenty Google* [online]. 2007 [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: <https://patentimages.storage.googleapis.com/US7162817B2/US07162817-20070116-D00006.png>
- [20] *Cat 950G Series II High Lift Wheel Loader* [online]. [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <http://www.troutmachinery.com/inventory/05-cat-950g-series-ii-wheel-loader/>
- [21] *Cat C7.1 ACERT Industrial Power Unit* [online]. [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: http://www.cat.com/en_US/products/new/power-systems/industrial/industrial-diesel-power-units-highly-regulated/18395688.html
- [22] *Perkins 1206F Industrial Diesel Engine* [online]. [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: https://www.perkins.com/en_GB/products/new/perkins/industrial/industrial/1000000661.html
- [23] *QSB6.7 Tier4 Final Cummins Engines* [online]. [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: <https://cumminsengines.com/qsb67-tier-4-final?Filters=3%3ATier+4+Final+%2F+Stage+IV&Categories=20#overview>
- [24] *PowerTech Industrial PSS Engine John Deere US* [online]. [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: http://www.deere.com/en_US/products/engines_and_drivetrain/industrial/final_tier_4/powertech_pss/6068_series/6068HFC09.page#viewTabs
- [25] *Deutz 7.8 Mobile Machinery* [online]. [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: http://www.deutz.com/live_deutz_products/file/8a85818a210bff4001215d16c41a5224.de.0/deutz_7_8_mobile_machinery_en.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[m·s ⁻²]	Předpokládané zrychlení stroje
b_k	[m]	Šířka pneumatiky
c	[Pa]	Koheze tvrdého povrchu
C_1	[-]	Konstantní součinitel vnějšího odporu
C_2	[-]	Konstantní součinitel vnitřního odporu
D	[m]	Průměr kola
d_{HL}	[mm]	Navržený průměr pístní tyče hydromotoru zavírání lopaty
D_{HL}	[mm]	Průměr hydromotoru zavírání lopaty
d_{HV}	[mm]	Navržený průměr pístní tyče hydromotoru pro zdvih
D_{HV}	[mm]	Průměr hydromotoru pro zdvih
DOC		Diesel Oxidation Catalyst (katalyzátor spalín naftového motoru)
DPF		Diesel Particulate Filter (filtr pevných částic)
$D_{\dot{r}}$	[mm]	Navržený průměr řídicího hydromotoru
$d_{\dot{r}}$	[mm]	Navržený průměr pístu řídicího hydromotoru
EGR		Exhaust Gas Recirculation (recirkulace spalín)
F	[N]	Normálová síla působící na jedno kolo
f_l	[-]	Součinitel vnitřního tření povrchu
F_{HL}	[N]	Síla působící v hydromotoru zavírání lopaty při vylamování
F_{HV}	[N]	Síla působící v hydromotoru pro zdvih
F_{NP}	[N]	Síla působící na přední nápravu
F_{NZ}	[N]	Síla působící na zadní nápravu
F_P	[N]	Překlopné zatížení
F_{PA}	[N]	Adhezní síla mezi předními koly a podložím
F_{PZ}	[N]	Adhezní síla mezi zadními koly a podložím
f_T	[-]	Součinitel smykového tření pro asfalt, beton
f_V	[-]	Součinitel valivého odporu pro asfalt, beton
F_{VL}	[N]	Navržená vylamovací síla
F_{ZV}	[N]	Navržená zvedací síla
g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení Země
G_k	[N]	Zatížení kola, dle huštění (rychlost 25 km/h)
J_{Ki}	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti jednoho kola
l_l	[mm]	Vzdálenost působíště vylamovací síly a čepu uchycení lopaty

l_2	[mm]	Vzdálenost čepu uchycení lopaty a čepu táhla
l_I	[m]	Délka vysunutí vnitřního řídicího hydromotoru při zatočení
l_O	[m]	Délka vysunutí vnějšího řídicího hydromotoru při zatočení
l_r	[m]	Délka vysunutí řídicího hydromotoru v přímém směru
l_{zv}	[mm]	Vzdálenost působíště zvedací síly od čepu uložení výložníku
m	[kg]	Hmotnost naloženého stroje
m_b	[-]	Plnost běhounu pneumatiky
m_F	[kg]	Zatížení přední nápravy při plném naložení
m_p	[kg]	Hmotnost pneumatiky
m_{ph}	[kg]	Zadaná provozní hmotnost nakladače
m_r	[kg]	Hmotnost ráfku
m_R	[kg]	Zatížení zadní nápravy při plném naložení
M_T	[N·m]	Třecí moment při rotaci kol kolem svislé osy
P_A	[W]	Výkon pro překonání adhezních sil
p_F	[MPa]	Tlak huštění předních pneumatik
P_f	[W]	Výkon pro podpůrné funkce stroje
P_H	[W]	Výkon pro funkci pracovního zařízení
p_{HS}	[MPa]	Navržený tlak hydraulické kapaliny
p_k	[Pa]	Tlak huštění pneumatiky
P_m	[W]	Výsledný návrh výkonu motorové jednotky
P_P	[W]	Výkon pro překonání celkového jízdního odporu
p_R	[MPa]	Tlak huštění zadních pneumatik
$p_{\dot{R}}$	[MPa]	Tlak hydraulické soustavy potřebný pro řízení stroje
$P_{\dot{R}}$	[W]	Výkon potřebný pro řízení stroje
Q_{HL}	[l·min ⁻¹]	Průtok hydraulické kapaliny hydromotorem zavírání lopaty
Q_{HV}	[l·min ⁻¹]	Průtok hydraulické kapaliny pro naplnění válců hydromotoru pro zdvih
$Q_{\dot{R}}$	[l·min ⁻¹]	Průtok hydraulické kapaliny řídicími hydromotory při zatáčení
R	[m]	Poloměr stykové plochy pneumatiky s povrchem
R_C	[N]	Celkový jízdní odpor
R_D	[N]	Setrvačný (dynamický) odpor
r_d	[m]	Dynamický poloměr kola
R_{ext}	[N]	Vnější odpor (odpor deformace podloží)
R_F	[m]	Poloměr stykové plochy kol přední nápravy

R_{int}	[N]	Vnitřní odpor (odpor deformace pneumatiky)
r_N	[mm]	Zadaný rozvor náprav
r_p	[m]	Největší poloměr pneumatiky
r_r	[m]	Poloměr ráfku
R_R	[m]	Poloměr stykové plochy kol zadní nápravy
R_S	[N]	Odpor proti stoupání
R_V	[N]	Celkový valivý odpor
r_v	[mm]	Vzdálenost čepu uložení hydromotoru a čepu uložení výložníku
R_{V_k}	[N]	Valivý odpor jednoho kola
SCR		Selective Catalytic Reduction (selektivní katalytická redukce)
S_{HL}	[mm ²]	Plocha pístu hydromotoru zavírání lopaty
S_{HV}	[mm ²]	Plocha pístu hydromotoru pro zdvih
s_I	[m]	Dráha, na které koná práci vnitřní řídicí hydromotor
S_I	[mm ²]	Plocha pístu vnitřního řídicího hydromotoru
s_O	[m]	Dráha, na které koná práci vnější řídicí hydromotor
S_O	[mm ²]	Plocha pístu vnějšího řídicího hydromotoru
S_P	[m ²]	Styková plocha pneumatiky s povrchem
s_{RI}	[m]	Dráha valení vnitřního kola
s_{RO}	[m]	Dráha valení vnějšího kola
s_s	[%]	Procentuální hodnota stoupání
s_S	[m]	Dráha smyku každého kola při přiblížení náprav
t_{DL}	[s]	Doba vyklopení lopaty
$t_{\bar{r}}$	[s]	Doba přetočení řízení z jedné strany na druhou
t_{ZD}	[s]	Doba spuštění výložníku z horní polohy
t_{ZL}	[s]	Zvolená doba vylamování materiálu
t_{ZV}	[s]	Zvolená doba zdvihu při plném naložení
v	[m·s ⁻¹]	Obecná rychlost stroje
v_1	[mm]	Vzdálenost bodu rotace kinematiky a osy hydromotoru
v_2	[mm]	Vzdálenost bodu rotace kinematiky a osy táhla
V_{HL}	[l]	Objem válce hydromotoru zavírání lopaty
V_{HV}	[l]	Objem válce hydromotoru pro zdvih
W_N	[J]	Práce pro překonání třetího momentu při rotaci kol kolem svislé osy
W_R	[J]	Celková práce pro překonání valivého odporu při zatáčení

W_{RI}	[J]	Práce pro překonání valivého odporu vnitřního kola při zatačení
W_{RO}	[J]	Práce pro překonání valivého odporu vnějšího kola při zatačení
$W_{\dot{R}}$	[J]	Celková práce pro překonání všech odporů při zatačení stroje
W_S	[J]	Celková práce pro překonání odporu při smyku všech kol
W_{SK}	[J]	Práce pro překonání smykového odporu jednoho kola
x_{TL}	[mm]	Vzdálenost těžiště výložníku od středu přední nápravy
x_{TN}	[mm]	Vzdálenost těžiště stroje od středu přední nápravy
z_{DL}	[mm]	Délka vysunutí pístní tyče hydromotoru zavírání lopaty v horní poloze
z_{HL}	[mm]	Délka vysunutí pístní tyče hydromotoru zavírání lopaty při vylamování
z_{HV}	[mm]	Vzdálenost vysunutí hydromotoru pro zdvih
$z_{\dot{r}}$	[m]	Délka vysunutí/zasunutí pístů řídicích hydromotorů
α	[°]	Úhel stoupání svahu
α_n	[°]	Úhel vybočení jednotlivé nápravy
ε	[N·m ⁻³]	Součinitel objemového přetvoření podloží
η_{HS}	[-]	Teoretická účinnost rotačního hydrogenerátoru