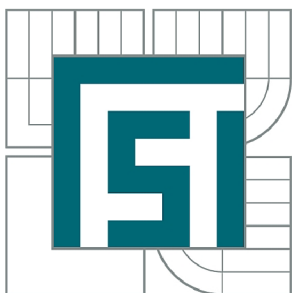




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MOTOROVÁ JEDNOTKA LESNÍHO VYVÁŽECÍHO STROJE

ENGINE UNIT OF THE FORESTRY FORWARDER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

VOJTĚCH KOUKAL

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JAROSLAV KAŠPÁREK, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Vojtěch Koukal

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

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

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

Motorová jednotka lesního vyvážecího stroje

v anglickém jazyce:

Engine unit of the forestry forwarder

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Na základě daných technických parametrů stanovte výkonovou řadu motorové jednotky určenou pro lesní vyvážecí stroj. Nejprve proveďte rešeršní rozbor strojů podobné hmotnostní kategorie a dále výpočtově stanovte výkon motorové jednotky pro zadané parametry lesního vyvážecího stroje.

Technické parametry:

Provozní hmotnost 16 500 kg

Nosnost 12 000 kg

Rozvor náprav cca 5000 mm (kloub přibližně v 1/3 rozvoru)

Velikost pneumatik 710/45 - R26,5 nebo rozměrově podobné

Cíle bakalářské práce:

Proveďte:

-rešeršní rozbor strojů podobné typové řady

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

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

Seznam odborné literatury:

NERUDA, J., a kol.: Harvestorové technologie lesní těžby, vyd. 1. Brno : Mendlova zemědělská a lesnická univerzita, 2008, 149 s., ISBN: 978-80-7375-146-3

BAUER, F., a kol.: Traktory, 1. Vydání, Profi Press Praha, ISBN 80-86726-15-0, Praha, 2006

BOSOI, E.S., SILTAN-SHAKH, E.G., SMIRNOV, I.I., VERNIAEV, O.V.: Theory, Construction and Calculation of Agricultural Machines, ed. Taylor and Francis, Publication Date: 2001: 680 pages, ISBN: 978-9061919995

Firemní literatura

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 3.11.2014

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá tématem lesních vyvážecích strojů. V první části je uveden rešeršní rozbor lesních vyvážecích strojů podobné hmotnostní kategorie. Dále je počítán návrhový výkon motorové jednotky dle zadaných parametrů pro několik různých režimů. Na základě vypočtených hodnot je vybrána optimální motorová jednotka z katalogu výrobců.

KLÍČOVÁ SLOVA

lesní vyvážecí stroj, motorová jednotka, výkon

ABSTRACT

This bachelor's thesis deals with theme of forest forwarders. In the first chapter there is research analysis of forestry forwarders in similar weight category. In the second chapter there is a calculated performance of the engine according to entered parameters. Based on the computed values the best engine unit is selected from the catalogues of manufacturers.

KEYWORDS

forest forwarder, engine unit, performance



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Koukal, V. *Motorová jednotka lesního vyvážecího stroje*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 43 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 29. května 2015

.....

Vojtěch Koukal



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu mé bakalářské práce panu Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za jeho cenné rady a připomínky k této práci.



OBSAH

Úvod	9
1 Lesní vyvážecí stroj	10
2 Rozbor jednotlivých vyvážecích strojů	11
2.1 Ponsse Wisent	11
2.2 Eco Log 564D	11
2.3 Logset 5FP GT	12
2.5 John Deere 1110E	13
2.6 Komatsu 845	13
2.7 Gremo Forwarder 1350vt	14
Porovnání strojů	14
3 Výpočet výkonu lesního vyvážecího stroje	19
3.1 Výkon pro pojezd stroje	19
3.2 Výkon stroje pro jednotlivé jízdní režimy	22
3.3 Výkonové požadavky pracovního a pomocného zařízení	29
3.5 Stanovení celkového výkonu při pracovním režimu stroje	32
3.6 Stanovení celkového výkonu při transportním režimu stroje	32
3.8 Přehled výkonů pro pracovní režim a jednotlivé transportní režimy	35
4 Volba motorové jednotky	36
4.1 Motorová jednotka	36
4.2 Navržení výkonu	37
4.3 Volba motorové jednotky	37
Závěr	38
Použité informační zdroje	39
Seznam použitých zkratk a symbolů	41



ÚVOD

Práce v lesním hospodářství byla dlouho založena na manuálních pracovních postupech, které byly vždy velmi namáhavé, málo produktivní a v neposlední řadě tu bylo značné bezpečnostní riziko pro pracovníky. K velké změně došlo po druhé světové válce, kdy se v lesním hospodářství ve velké míře začaly objevovat mechanizační prostředky. Motorová pila, traktor s navijákem, lesní lanovka, či první soupravy s hydraulickým jeřábem zvýšily pracovní produktivitu, avšak revoluční změna přišla až s nástupem víceoperačních těžebně-dopravních strojů. Nejvíce produktivní technologie vyznačující se velikou efektivitou práce a výkonností je tzv. harvestorový uzel (viz obr. 1), který tvoří harvestor spolu s vyvážecím traktorem (forwarderem). Proces začíná pokácením stromu harvestorem, přičemž ještě při tom samém pracovním cyklu následuje odvětvování, krácení a uložení dříví na okraj vyvážecí linky. Odtud pak forwarder vyváží požadovaný sortiment na odvozní místo. Ve srovnání s motomanuálním postupem při těžbě přináší tato technologie vysokou výkonnost, pracovní komfort, bezpečnost a při správném provozování i šetrnost vůči lesnímu prostředí. [1]

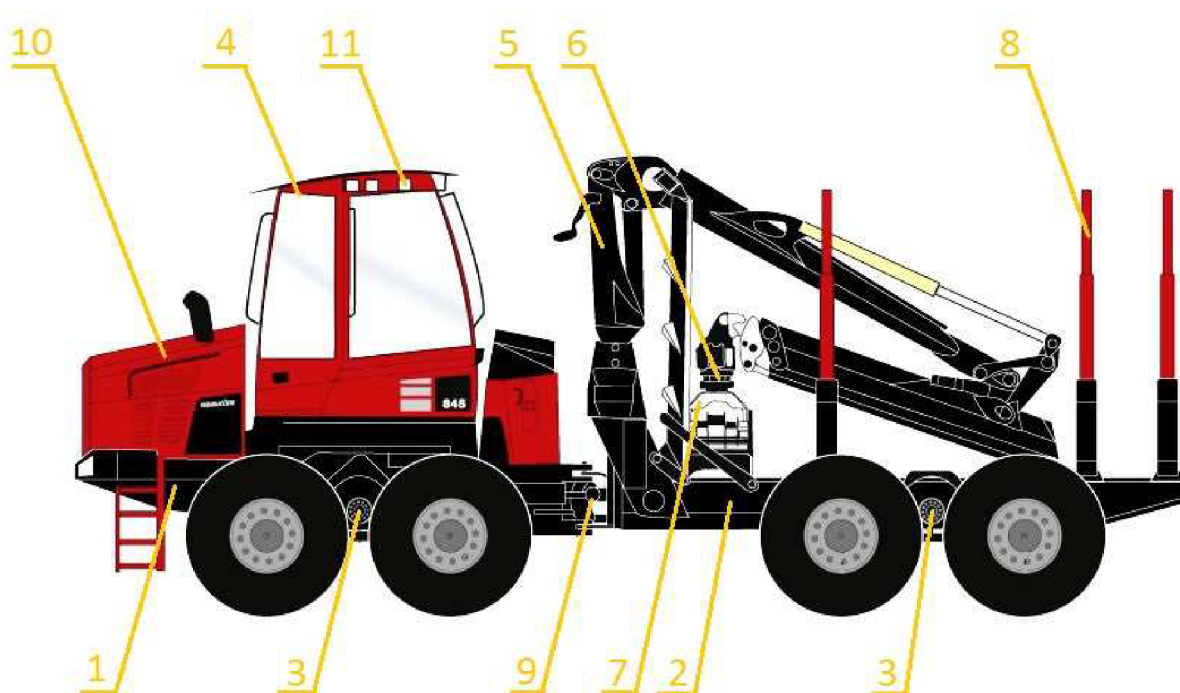


Obr. 1 Harvestorový uzel [2]



1 LESNÍ VYVÁŽECÍ STROJ

Lesní vyvážecí stroj (forwarder viz obr. 2) je speciální kompaktní stroj určený k manipulaci a přepravě dříví z těžebního místa na místo odvozní. Základní částí je zalamovací podvozek, který se skládá ze dvou polorámů spojených axiálním, případně středovým kloubem. Motorová část a kabina jsou uloženy na předním polorámu, zadní polorám slouží k uložení nákladu. Forwardery bývají nejčastěji opatřeny kolovými podvozky se zdvojenými boggie nápravami, na které mohou být instalovány kolopásky. Přenos energie z motoru na kola je hydrostaticko-mechanický. Hlavním pracovním nástrojem je hydraulický jeřáb s drapákem, pomocí kterého operátor manipuluje s přepravovaným sortimentem. Forwardery zajišťují vysokou produktivitu práce, bezpečnost při manipulaci pro operátora, umožňují dobrou průchodnost terénem a díky nízkému tlaku na půdu jsou šetrné k životnímu prostředí. [1]



Obr. 2 Schéma vyvážecího stroje [7]

1-přední polorám, 2-zadní polorám, 3-zdvojené boggie nápravy, 4-bezpečnostní kabina,
5-otočný sloup jeřábu, 6-rotátor, 7-drapák, 8-klanice, 9-axiální kloub, 10-kryt motoru,
11-reflektor



2 ROZBOR JEDNOTLIVÝCH VYVÁŽECÍCH STROJŮ

V této části práce jsou charakterizovány stroje od předních výrobců forwarderů (Ponsse, Eco Log, Logset, John Deere, Komatsu, Gremo). Výběr jednotlivých strojů proběhl na základě následujících požadavků na parametry stroje dle zadání bakalářské práce:

- Provozní hmotnost: 16 500 kg.
- Nosnost: 12 000 kg.
- Kloub cca 5000 mm (kloub v 1/3 rozvoru).
- Velikost pneumatik 710/45 - R26,5 nebo rozměrově podobné.

2.1 PONSSE WISENT

Ponsse Wisent (viz obr. 3) je vyvážecí stroj, který je díky dobré manévrovatelnosti vhodný zejména k předmýtní těžbě. Wisent je poháněn čtyřválcovým motorem Mercedes-Benz OM 934 o výkonu 150 kW poskytující tažnou sílu 165 kN. Motor je vybaven technologiemi SCR a EGR díky nimž splňuje současnou emisní normu EU Stage IV. Provozní hmotnost 17 300 kg je efektivně rozložena na pneumatiky o rozměrech 600/55 - 26,5“, případně 710/45 - 26,5“. Jeřáb K70 + M/S se zdvihovým momentem 106 kNm se vyrábí v provedení s dosahem S: 7,9 m nebo M: 10 m. Nosnost stroje činí 12 000 kg, přičemž průřez ložné plochy je 4,0 - 4,5 m². [2]



Obr. 3 Ponsse wisent [2]

2.2 Eco Log 564D

Eco Log 564D (viz obr. 4) patří do modelové série Blue, která splňuje emisní požadavky EU Stage IV. Tento model je vybaven čtyřválcovým motorem Mercedes-Benz OM 934, který využívá systému SCR a ERG. Motor o výkonu 150 kW zajišťuje tažnou sílu 174 kN. Model 564D může být dodán s jeřábem Cranacab FC10 se zdvihovým momentem 100 kNm, případně s Cranacab FC12 se zdvihovým momentem 120 kNm (dosah až 10 m). Šířka nákladového prostoru o nosnosti 12 000 kg je přestavitelná díky výsuvným palandám v rozsahu 2,57 - 2,97 m. Pneumatiky jsou k dispozici ve standardním provedení o velikosti 600/50 - 24,5“. Provozní hmotnost stroje je 16 500 kg. [3] [4]



Obr. 4 Logset 5FP GT [3]

2.3 LOGSET 5FP GT

Logset 5FP GT (viz obr. 5) je vyvážecí souprava s šestiválcovým motorem AGCO Power 66 AWI, který je vybaven technologií SCR. Výkon 140 kW poskytuje tažnou sílu 169 kN. Jeřáb Mesera Loglift 83 se zdvihovým momentem 106 kNm může být dodán v provedení s dosahem 7,2; 8,5 a 10 m. Provozní hmotnost stroje 16 500 kg je rozložena na pneumatiky o rozměrech 710/45 - 26,5". Ložná plocha nákladového prostoru dosahuje 4,7 m², přičemž nosnost soupravy je 12 000 kg. [5]



Obr. 5 Logset 5FP GT [5]



2.5 John Deere 1110E

John Deere 1110E (viz obr. 6) je vyvážecí stroj s provozní hmotností 17 300 kg, který je vhodný k úkonům od probírek až po mýtní těžbu. Stroj je poháněn šestiválcovým motorem John Deere 6068 PowerTech Plus s turbodmychadlem o maximálním výkonu 136 kW, který zajišťuje tažnou sílu 160 kN. Motor splňuje emisní požadavky EU Stage IIIB bez potřeby AdBlue. Hydraulický jeřáb CF 5 je k dispozici s maximálním dosahem 7,2; 8,5 a 10 m, přičemž zdvihový moment je 102 kNm. Kabina je otočná o 290° což umožňuje operátorovi potřebný výhled ve všech směrech. Nákladový prostor s nosností 12 000 kg je k dispozici ve třech různých provedeních (s maximální ložnou plochou 4,6 m²). Stroj je vybaven pneumatikami o rozměrech 710/45 - 26“. [6]



Obr. 6 John Deere 1110E [6]

2.6 KOMATSU 845

Komatsu 845 (viz obr. 7) je stroj specializovaný k předmýtní těžbě. Čtyřválcový motor AGCO Power 49 AWF s technologií SCR splňuje emisní normu EU Stage IV. Výkon 140 kW poskytuje tažnou sílu 166 kN. Stroj je vybaven hydraulickým jeřábem Komatsu 105F s dosahem 7,8; 9,5 nebo 10 m a zdvihovým momentem 103 kNm. Jeřáb má speciálně upravenou geometrii právě pro model 845. Ložná plocha o nosnosti 12 000 kg je nastavitelná v rozsahu 4,13 - 5,45 m². Provozní hmotnost 16 600 kg je rozložena na pneumatiky o rozměrech 600/55 - 26,5“ (přední) a 710/45 - 26,5“ (zadní). [7]



Obr. 7 Komatsu 845 [7]

2.7 GREMO FORWARDER 1350VT

Gremo Forwarder 1350vt (viz obr. 8) je vyvážecí stroj s přeplňovaným motorem Cummins QSB s výkonem 141 kW. Motor je vybaven systémem EGR s filtrem pevných částic. Systém GreControl umožňuje docílit maximální tažné síly až 184kN. Stroj má v základní výbavě hydraulický jeřábem Cranab FC 106 s dosahem 7,8 m. V základním provedení činí provozní hmotnost stroje 16 700 kg. Stroj je vybaven pneumatikami o rozměrech 600/50 - 26,5". Ložná plocha je až 5,3 m², přičemž maximální nosnost stroje je 13 t. [7]



Obr. 8 Gremo Forwarder 1350vt [8]

POROVNÁNÍ STROJŮ

V této kapitole je uvedeno porovnání vybraných lesních vyvážecích strojů. Nejprve jsou hodnoty strojů vypsány v tabulce (viz tab. 1). Pro porovnání jsou hodnoty vneseny do grafů. Hodnoty jsou uvedeny dle katalogů výrobců, kde jsou uvedeny v základním provedení stroje.

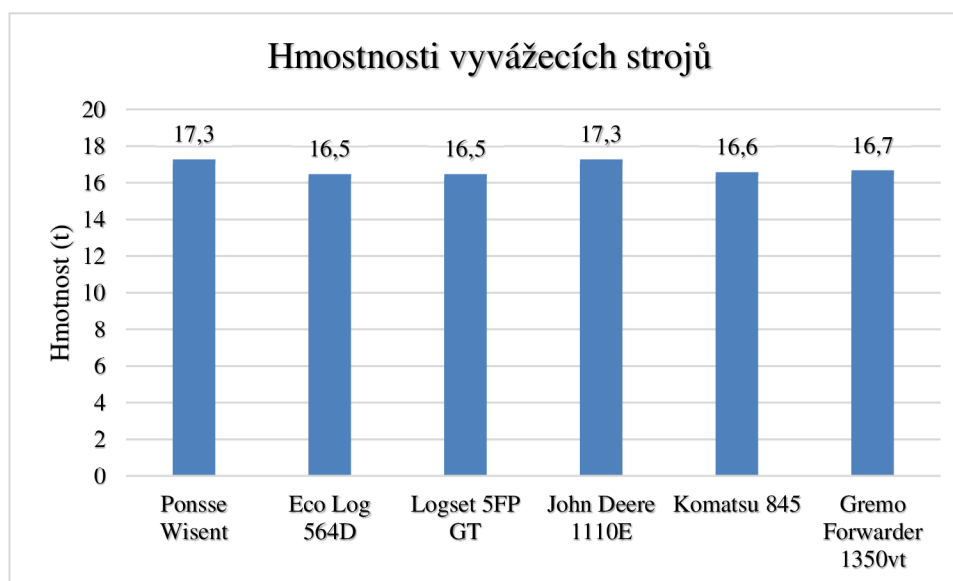


Tab. 1 Parametry vyvážecích strojů [2][3][5][6][7][8]

Stroj	Provozní hmotnost (t)	Výkon (kW)	Tažná síla (kN)	Dosah (m)	Zdvihový moment (kNm)
Ponsse Wisent	17,3	150	165	7,9/10	106
Eco Log 564D	16,5	150	174	8/8,5/10	120
Logset 5FP GT	16,5	140	169	7,2/8,5/10	106
John Deere 1110E	17,3	136	160	7,2/8,5/10	102
Komatsu 845	16,6	140	166	7,8/9,5/10	103
Gremo Forwarder 1350vt	16,7	141	184	7,8	106

POROVNÁNÍ HMOTNOSTÍ VYVÁŽECÍCH STROJŮ

Hmotnosti vybraných vyvážecích strojů se pohybují v rozmezí 16,5 - 17,3 t. Nejvyšší hmotnost mají zastupitelé značek Ponsse a John Deere. Naopak nejlehčí jsou stroje Eco Log a Logset.

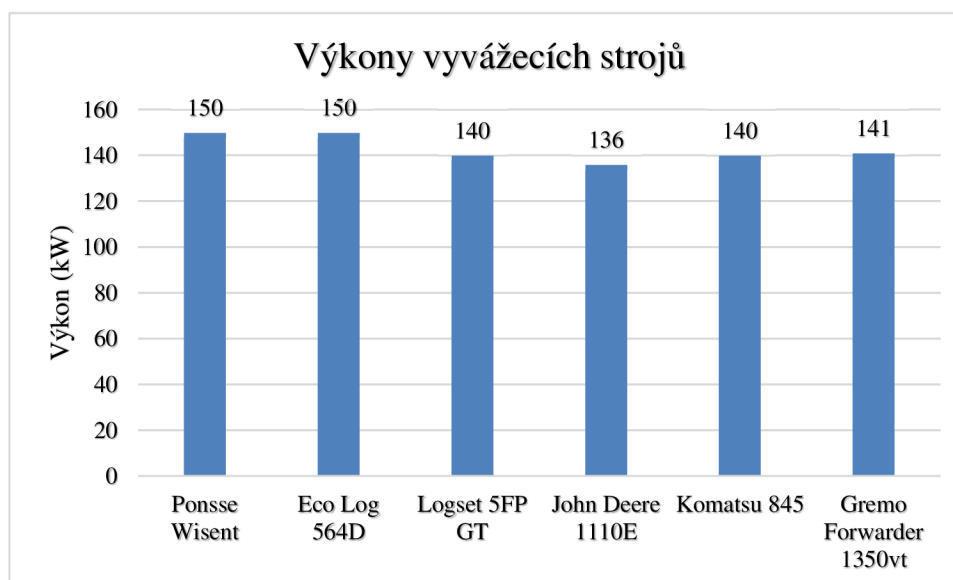


Obr. 9 Graf porovnání hmotností vyvážecích strojů



POROVNÁNÍ VÝKONŮ VYVÁŽECÍCH STROJŮ

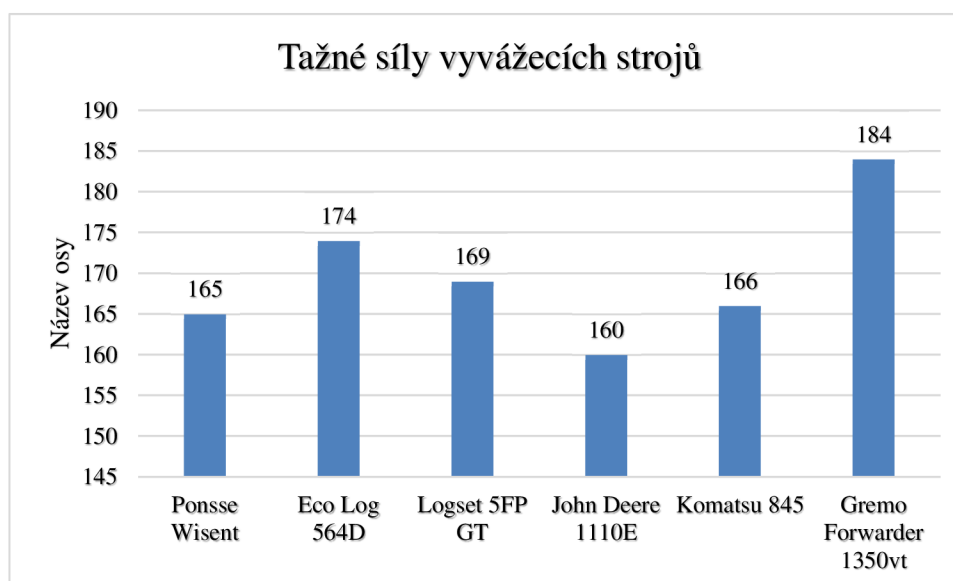
Z tohoto grafu je patrné, že nejsilnějším motorem disponují stroje značky Ponsse a Eco Log, přičemž oba jsou vybaveny motorem Mercedes-Benz OM 934 o výkonu 150kW. Naopak nejslabším motorem je vybaven stroj značky John Deere o výkonu 136 kW.



Obr. 10 Graf porovnání výkonů vyvážecích strojů

POROVNÁNÍ TAŽNÝCH SIL VYVÁŽECÍCH STROJŮ

Z uvedeného grafu vyplývá, že největší tažnou silou se vyznačuje stroj značky Gremo, naopak nejmenší tažnou silou dokáže vyvinout stroj John Deere a Ponsse Wisent.

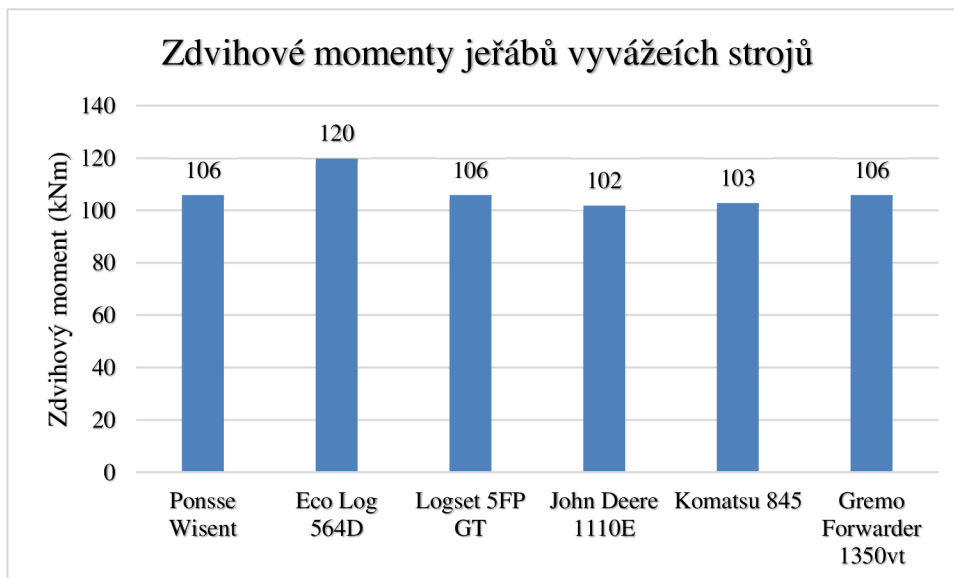


Obr. 11 Graf porovnání tažných sil vyvážecích strojů



POROVNÁNÍ ZDVIHOVÝCH MOMENTŮ VYVÁŽECÍCH STROJŮ

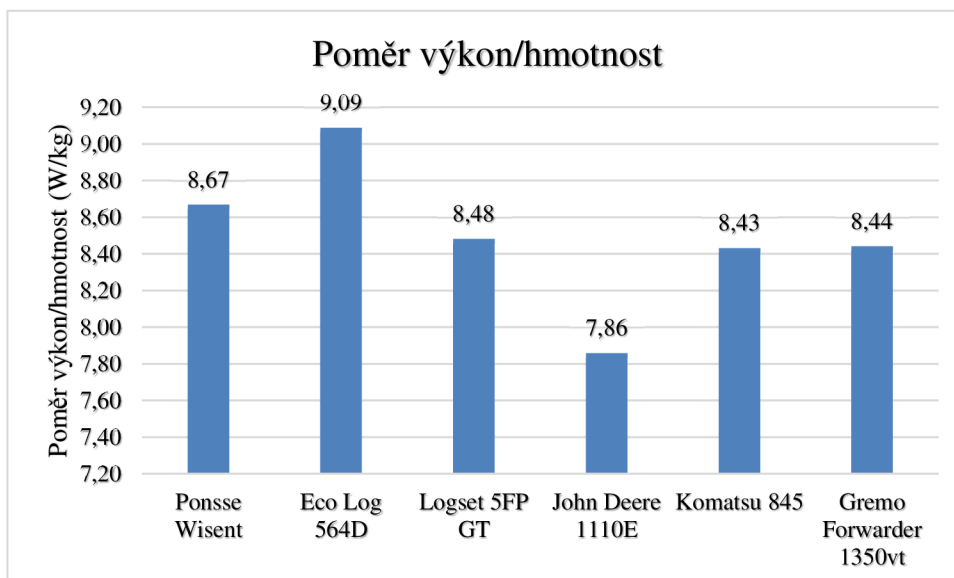
Maximálního zdvihového momentu 120 kNm dosahuje stroj značky Eco Log, zatímco nejmenší zdvihový moment má stroj značky John Deere 102 kNm.



Obr. 12 Graf porovnání zdvihových momentů vyvážecích strojů

POROVNÁNÍ POMĚRŮ VÝKONU A HMOTNOSTI VYVÁŽECÍCH STROJŮ

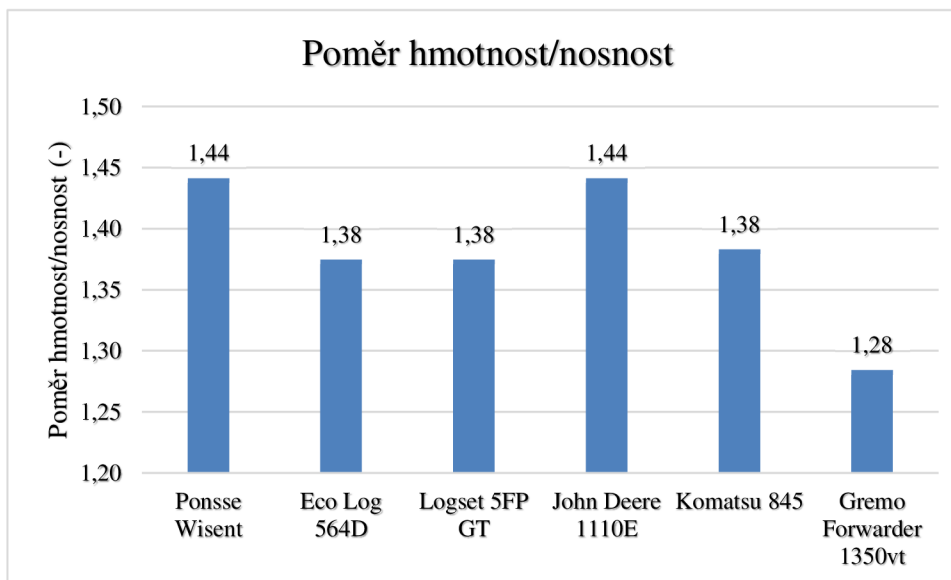
V tomto grafu je uvedeno porovnání poměrů výkonu a provozní hmotnosti. Nejvyššího poměru dosahuje stroj Eco Log a nejnižšího naopak John Deere.



Obr. 13 Graf porovnání poměru výkonu a hmotnosti

**POROVNÁNÍ POMĚRŮ HMOTNOSTI A NOSNOSTI VYVÁŽECÍCH STROJŮ**

V grafu níže je porovnán poměr provozní hmotnosti a nosnosti. Nejlepšího výsledku dosahuje stroj značky Gremo, jakožto jediný zástupce s nosností 13 t. Nejvyššího poměru dosahuje stroje Ponsse a John Deere.



Obr. 14 Graf porovnání poměrů hmotnosti a nosnosti vyvážecích strojů



3 VÝPOČET VÝKONU LESNÍHO VYVÁŽECÍHO STROJE

Stanovení výkonu motorové jednotky lesního vyvážecího stroje je dáno součtem jednotlivých dílčích výkonů, potřebných pro jízdní a pracovní režim stroje. Jedná se o návrhový výpočet vycházející ze zadaných hodnot.

- Provozní hmotnost: $m_p = 16\,500$ kg.
- Nosnost: $m_n = 12\,000$ kg.
- Celková hmotnost: $m = m_p + m_n = 28\,500$ kg.
- Kloub cca 5000 mm (kloub v 1/3 rozvoru).
- Velikost pneumatik 710/45 - R26,5 nebo rozměrově podobné.

3.1 VÝKON PRO POJEZD STROJE

Výkon určený pro pojezd stroje musí být dostatečně velký, aby pro jednotlivé jízdní režimy vyvinul dostatečnou tažnou sílu, která překoná jízdní odpory. Odpory působící proti pohybu stroje jsou odpor valivý a odpor vzdušný. Dále při zrychlování na stroj působí odpor proti zrychlení a při jízdě do svahu odpor stoupání. Vzdušný odpor nebude ve výpočtech uvažován z důvodu nízkých rychlostí stroje. [9]

Celkový odpor proti pohybu stroje R_c [10]

$$R_c = R_v + R_d + R_s \leq F_T \quad [N] \quad (1)$$

R_v [N] celkový valivý odpor stroje;
 R_d [N] celkový odpor proti zrychlení stroje;
 R_s [N] odpor stoupání stroje;
 F_T [N] tažná síla stroje;

Celkový výkon pro pojezd stroje P_p :

$$P_p = F_T \cdot v_z \quad [W] \quad (2)$$

F_T [N] tažná síla stroje;
 v_z [$m \cdot s^{-1}$] maximální návrhová rychlost pro daný jízdní režim stroje;

VALIVÝ ODPOR STROJE

Valivý odpor je odpor vznikající při deformaci pneumatiky a podloží. Pro docílení nízkého valivého odporu je vhodné volit velké průměry kol a zároveň zajistit co nejmenší kontaktní plochu tlaku. Dále se na měkkém podloží doporučuje nižší huštění pneumatik, a to z důvodu lepší poddajnosti vůči zemině a tím i dosažení menších odporů. Naopak na tuhé vozovce, kde nedochází k deformaci podloží (odpor vyvolaný deformací podloží je nulový), se valivý odpor sníží navýšením tlaku v pneumatikách. Ve výpočtech bude počítáno s únosností pneumatiky, nikoliv se skutečným zatížením stroje. Tím docílíme, že pneumatika je brána jako limitní parametr. [10]



Valivý odpor kola dle Omeljanova R_{vk} [10]:

$$R_{vk} = R_t + R_p = C_1 \cdot G_k \cdot \sqrt[3]{\frac{p}{\varepsilon \cdot D}} + C_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{G_k^4}{p \cdot D^2}} \quad [N] \quad (3)$$

R_t [N] odpor vyvolaný deformací podloží;

R_p [N] odpor vyvolaný deformací pneumatiky;

C_1 [-] konstanta, doporučeno $C_1=0,35$ až $0,5$ [10];

C_2 [-] konstanta, doporučeno $C_2=0,065$ [10];

G_k [N] únosnost kola;

p [Pa] tlak huštění pneumatiky;

D [m] průměr kola;

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

Valivý odpor stroje R_v je dán součtem odporů jednotlivých kol:

$$R_v = n \cdot R_{vk} \quad [N] \quad (4)$$

n [-] počet kol stroje;

ODPOR PROTI ZRYCHLENÍ STROJE

Při zrychlování stroje působí proti směru zrychlení setrvačná síla, která se nazývá odpor zrychlení nebo také dynamický odpor. Skládá se z odporu zrychlení posuvné části o dané hmotnosti a z odporu zrychlení rotačních částí. Odpor zrychlení rotačních částí, který je složen z odporů motoru, převodového ústrojí a kol stroje můžeme nahradit tzv. součinitelem vlivu rotačních částí. [9]

Odpor proti zrychlení stroje R_d [9]:

$$R_d = \left[1 + \frac{(J_m \cdot i_c^2 + J_p \cdot i_r^2) \eta + \sum J_k}{m \cdot r_d^2} \right] \cdot m \cdot a = \vartheta \cdot m \cdot a_z \quad [N] \quad (5)$$

J_m [$kg \cdot m^2$] hmotnostní moment setrvačnosti motoru;

J_p [$kg \cdot m^2$] hmotnostní moment setrvačnosti převodovky;

J_k [$kg \cdot m^2$] hmotnostní moment setrvačnosti kola;

i_c [-] celkový převod mezi motorem a hnanými koly;

i_r [-] převod rozvodovky;

η [-] mechanická účinnost;

m [kg] hmotnost naloženého stroje;

r_d [m] dynamický poloměr kola;

ϑ [-] součinitel vlivu rotačních částí;

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

Zrychlení stroje je pro návrhový výpočet neznámé, tudíž je nutné jej stanovit z jiných definovaných vlastností. V našem případě budeme vycházet z legislativního požadavku na brzdový systém stroje.



Maximální brzdná dráha s_{tB} v závislosti na počáteční rychlosti pro blíže specifikovaný typ stroje [11]:

$$s_{tB} = 0,2 \cdot (v_z + 5) + \frac{v_z^2}{160} \quad [m] \quad (6)$$

v_z [$km \cdot h^{-1}$], max. návrhová pojezdová rychlost pro daný typ jízdního režimu;

Pro maximální zrychlení stroje bude dráha rozjezdu s_{tZ} uvažována čtyřnásobně větší než dráha brzdná:

$$s_{tZ} = 4 \cdot s_{tB} \quad [m] \quad (7)$$

Z vypočítané dráhy rozjezdu lze fyzikálním odvozením zjistit dobu působení zrychlení t_z do docílení max. rychlosti pro daný jízdní režim:

$$t_z = \frac{2 \cdot s_{tZ}}{v_z} \quad [s] \quad (8)$$

Dalším fyzikálním odvozením je možno zjistit max. navrhované zrychlení stroje a_z pro daný typ jízdního režimu:

$$a_z = \frac{2 \cdot s_{tZ}}{t_z^2} \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (9)$$

ODPOR STOUPÁNÍ STROJE

Odpor stoupání je dán velikostí složky tíhové síly rovnoběžné s povrchem vozovky. Při jízdě do svahu působí odpor proti stroji, naopak při jízdě ze svahu je stroj touto silovou složkou poháněn. [9]

Odpor proti stoupání stroje R_s [9]:

$$R_s = m \cdot g \cdot \sin \alpha \quad [N] \quad (10)$$

m [kg] hmotnost naloženého stroje;

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

α [$^\circ$] úhel stoupání stroje;

Přepočítání procentuálního sklonu stoupání na stupně:

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{s_s}{100} \quad [^\circ] \quad (11)$$

s_s [%] sklon stoupání v procentech;



3.2 VÝKON STROJE PRO JEDNOTLIVÉ JÍZDNÍ REŽIMY

Jednotlivé jízdní režimy jsou definovány druhem podloží, maximální rychlostí, případně procentuálním sklonem svahu.

- Jízda na zpevněné komunikaci po rovině max. rychlostí $v_K = 20 \text{ km.h}^{-1}$.
- Jízda na zpevněné komunikaci do svahu se stoupáním $s_s = \text{max. } 35 \%$ a rychlostí $v_{Ks} = 2 \text{ km.h}^{-1}$.
- Jízda na nezpevněné komunikaci (polní cesta) po rovině max. rychlostí $v_N = 10 \text{ km.h}^{-1}$.
- Jízda po nezpevněné komunikaci do svahu se stoupáním $s_s = \text{max. } 35 \%$ a rychlostí $v_{Ns} = 2 \text{ km.h}^{-1}$.
- Jízda v terénu po rovině max. rychlostí $v_T = 10 \text{ km.h}^{-1}$.
- Jízda v terénu se stoupáním $s_s = \text{max. } 50 \%$ a rychlostí $v_{Ts} = 2 \text{ km.h}^{-1}$.

VÝKON PRO POJEZD STROJE PO ZPEVNĚNÉ KOMUNIKACI PO ROVINĚ

Jízda na zpevněné komunikaci po rovině max. rychlostí $v_K = 20 \text{ km.h}^{-1}$. Návrhové zrychlení $a_K = 0,514 \text{ m.s}^{-2}$ (vypočtené dle vztahů 6 - 9).

Valivý odpor kola dle (3):

$$R_{vkk} = R_t + R_p = C_1 \cdot G_k \cdot \sqrt[3]{\frac{p}{\varepsilon \cdot D}} + C_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{G_k^4}{p \cdot D^2}}$$

$$R_{vkk} = 0,5 \cdot 36550 \cdot \sqrt[3]{\frac{270000}{\infty \cdot 1,34}} + 0,065 \cdot \sqrt[3]{\frac{36550^4}{270000 \cdot 1,34^2}} = 1004 \text{ N}$$

$C_1 = 0,5 [-]$, konstanta, doporučeno $C_1 = 0,35$ až $0,5 [10]$;

$C_2 = 0,065 [-]$, konstanta, doporučeno $C_2 = 0,065 [10]$;

$G_K = 36550 \text{ N}$, únosnost kola [12];

$p = 2,7 \text{ bar} = 270000 \text{ Pa}$, tlak huštění pneumatiky [12];

$D = 1,34 \text{ m}$, průměr kola [12];

$\varepsilon = \infty \text{ N.m}^{-3}$, součinitel vlivu objemového přetvoření podloží [10];

Valivý odpor stroje dle (4):

$$R_{vK} = n \cdot R_{vkk} = 8 \cdot 1004 = 8032 \text{ N}$$

$n = 8 [-]$, počet kol stroje;

$R_{vkk} = 1004 \text{ N}$, valivý odpor kola;

Dynamický odpor stroje dle (5):

$$R_{dK} = \vartheta \cdot m \cdot a_K = 1,2 \cdot 28500 \cdot 0,5 = 17578,8 \text{ N}$$

$\vartheta = 1,2 [-]$, součinitel vlivu rotačních částí [9];

$a_K = 0,514 \text{ m.s}^{-2}$, zrychlení pro daný režim stroje;

$m = 28500 \text{ kg}$, hmotnost plně naloženého stroje;



Odpor stoupání je nulový (jízda po rovině).

Celkový odpor proti pohybu stroje dle (1):

$$R_{cK} = R_{vK} + R_{dK} + R_{sK} \leq F_{TK} = 8032 + 17578,8 + 0 = 25610,8 \text{ N}$$

$$R_{cK} \leq F_{TK} = 25610,8 \text{ N}$$

$R_{vK} = 8032 \text{ N}$, celkový valivý odpor stroje;

$R_{dK} = 17578,8 \text{ N}$, celkový dynamický odpor stroje;

$R_{sK} = 0 \text{ N}$, odpor stoupání stroje;

Celkový výkon pro pojezd stroje P_{PK} dle (2):

$$P_{PK} = F_{TK} \cdot v_K = 25610,8 \cdot \frac{20}{3,6} = \mathbf{142282,2 \text{ W}}$$

$F_{TK} = 25610,8 \text{ N}$, tažná síla stroje při daném jízdním režimu;

$v_K = 20 \text{ m.s}^{-1}$, rychlost stroje pro daný jízdní režim;

3,6 [-], přepočet rychlosti z km.h^{-1} na m.s^{-1} ;

VÝKON PRO POJEZD STROJE PO ZPEVNĚNÉ KOMUNIKACI DO SVAHU

Jízda na zpevněné komunikaci do svahu se stoupáním $s_s = \text{max. } 35 \%$ a rychlosti $v_{Ks} = 2 \text{ km.h}^{-1}$. Návrhové zrychlení $a_{Ks} = 0,027 \text{ m.s}^{-2}$ (vypočtené dle vztahů 6 – 9).

Valivý odpor stroje při stoupání R_{vKs} je shodný jako při jízdě po rovině R_{vK} :

$$R_{vK} = R_{vKs} = 8032 \text{ N}$$

Dynamický odpor stroje dle (5):

$$R_{dKs} = \vartheta \cdot m \cdot a_{Ks} = 1,2 \cdot 28500 \cdot 0,027 = 923,4 \text{ N}$$

$\vartheta = 1,2$ [-], součinitel vlivu rotačních částí [9];

$a_{Ks} = 0,027 \text{ m.s}^{-2}$, zrychlení pro daný režim stroje;

$m = 28500 \text{ kg}$, hmotnost plně naloženého stroje;

Přepočet procentuálního sklonu stoupání na stupně dle (7):

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{s_s}{100} = \tan^{-1} \frac{35}{100} = 19,29^\circ$$

$s_s = 35 \%$, sklon stoupání v procentech;



Odpor proti stoupání stroje dle (6):

$$R_{sK} = m \cdot g \cdot \sin \alpha = 28500 \cdot 9,81 \cdot \sin 19,29 = 92360,8 \text{ N}$$

$m = 28500 \text{ kg}$ hmotnost plně naloženého stroje;

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

$\alpha = 19,29^\circ$, úhel stoupání stroje;

Celkový odpor proti pohybu stroje dle (1):

$$R_{cKs} = R_{vKs} + R_{dKs} + R_{sK} \leq F_{TKs} = 8032 + 923,4 + 92360,8 = 101316,2 \text{ N}$$

$$R_{cKs} \leq F_{TKs} = 101316,2 \text{ N}$$

$R_{vKs} = 8032 \text{ N}$, celkový valivý odpor stroje;

$R_{dKs} = 923,4 \text{ N}$, celkový dynamický odpor stroje;

$R_{sK} = 92360,8 \text{ N}$, odpor stoupání stroje;

Celkový výkon pro pojezd stroje P_{PKs} dle (2):

$$P_{PKs} = F_{TKs} \cdot v_{Ks} = 101316,2 \cdot \frac{2}{3,6} = 56286,7 \text{ W}$$

$F_{TKs} = 101316,2 \text{ N}$, tažná síla stroje při daném jízdním režimu;

$v_{Ks} = 2 \text{ m.s}^{-1}$ rychlost stroje pro daný režim;

$3,6 [-]$, přepočet rychlosti z km.h^{-1} na m.s^{-1} ;

VÝKON PRO POJEZD STROJE PO NEZPEVNĚNÉ KOMUNIKACI PO ROVINĚ

Jízda na nezpevněné komunikaci (polní cesta) po rovině max. rychlostí $v_N = 10 \text{ km.h}^{-1}$.
Návrhové zrychlení $a_N = 0,266 \text{ m.s}^{-2}$ (vypočtené dle vztahů 6 – 9).

Valivý odpor kola dle (3):

$$R_{vkN} = R_t + R_p = C_1 \cdot G_k \cdot \sqrt[3]{\frac{p}{\varepsilon \cdot D}} + C_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{G_k^4}{p \cdot D^2}}$$

$$R_{vkN} = 0,5 \cdot 44636 \cdot \sqrt[3]{\frac{270000}{100 \cdot 10^6 \cdot 1,34}} + 0,065 \cdot \sqrt[3]{\frac{44636^4}{270000 \cdot 1,34^2}} = 4129 \text{ N}$$

$C_1 = 0,5 [-]$, konstanta, doporučeno $C_1=0,35$ až $0,5$ [10];

$C_2 = 0,065[-]$, konstanta, doporučeno $C_2=0,065$ [10];

$G_k = 44636 \text{ N}$, únosnost kola [12];

$p = 2,7 \text{ bar} = 270000 \text{ Pa}$, tlak huštění pneumatiky [12];

$D = 1,34 \text{ m}$, průměr kola [12];

$\varepsilon = 100 \cdot 10^6 \text{ N.m}^{-3}$, součinitel vlivu objemového přetvoření podloží [10];



Valivý odpor stroje dle (4):

$$R_{vN} = n \cdot R_{vkN} = 8 \cdot 4129 = 33032 \text{ N}$$

$n = 8$ [-], počet kol stroje;

$R_{vkN} = 4129 \text{ N}$, valivý odpor kola;

Dynamický odpor stroje dle (5):

$$R_{dN} = \vartheta \cdot m \cdot a_N = 1,2 \cdot 28500 \cdot 0,266 = 9097,2 \text{ N}$$

$\vartheta = 1,2$ [-], součinitel vlivu rotačních částí [9];

$a_N = 0,266 \text{ m.s}^{-2}$, zrychlení pro daný režim stroje;

$m = 28500 \text{ kg}$, hmotnost plně naloženého stroje;

Odpor stoupání je nulový (jízda po rovině).

Celkový odpor proti pohybu stroje dle (1):

$$R_{cN} = R_{vN} + R_{dN} + R_{sN} \leq F_{TN} = 33032 + 9097,2 + 0 = 42129,2 \text{ N}$$

$$R_{cN} \leq F_{TN} = 42129,2 \text{ N}$$

$R_{vN} = 33032 \text{ N}$, celkový valivý odpor stroje;

$R_{dN} = 9097,2 \text{ N}$, celkový dynamický odpor stroje;

$R_{sN} = 0 \text{ N}$, odpor stoupání stroje;

Celkový výkon pro pojezd stroje P_{pN} dle (2):

$$P_{pN} = F_{TN} \cdot v_N = 42129,2 \cdot \frac{10}{3,6} = \mathbf{117025,6 \text{ W}}$$

$F_{TN} = 42129,2 \text{ N}$, tažná síla stroje při daném jízdním režimu;

$v_N = 10 \text{ m.s}^{-1}$, rychlost stroje pro daný režim;

$3,6$ [-], přepočet rychlosti z km.h^{-1} na m.s^{-1} ;

VÝKON PRO POJEZD STROJE PO NEZPEVNĚNÉ KOMUNIKACI DO SVAHU

Jízda po nezpevněné komunikaci do svahu se stoupáním $s_s = \text{max. } 35 \%$ a rychlosti $v_{Ns} = 2 \text{ km.h}^{-1}$. Návrhové zrychlení $a_{Ns} = 0,027 \text{ m.s}^{-2}$ (vypočtené dle vztahů 6 – 9).

Valivý odpor celého stroje při stoupání R_{vNs} je shodný jako při jízdě po rovině R_{vN} :

$$R_{vN} = R_{vNs} = 33032 \text{ N}$$



Dynamický odpor stroje dle (5):

$$R_{dNs} = \vartheta \cdot m \cdot a_{Ns} = 1,2 \cdot 28500 \cdot 0,027 = 923,4 \text{ N}$$

$\vartheta = 1,2$ [-], součinitel vlivu rotačních částí [9];
 $a_{Ns} = 0,027 \text{ m.s}^{-2}$, zrychlení pro daný režim stroje;
 $m = 28500 \text{ kg}$, hmotnost plně naloženého stroje;

Přepočet procentuálního sklonu stoupání na stupně dle (7):

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{s_s}{100} = \tan^{-1} \frac{35}{100} = 19,29^\circ$$

$s_s = 35 \%$, sklon stoupání svahu v procentech;

Odpor proti stoupání stroje dle (6):

$$R_{sN} = m \cdot g \cdot \sin \alpha = 28500 \cdot 9,81 \cdot \sin 19,29 = 92360,8 \text{ N}$$

$m = 28500 \text{ kg}$ hmotnost plně naloženého stroje;
 $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$, gravitační zrychlení;
 $\alpha = 19,29^\circ$, úhel stoupání stroje;

Celkový odpor proti pohybu stroje dle (1):

$$R_{cNs} = R_{vNs} + R_{dNs} + R_{sN} \leq F_{TNs} = 33032 + 923,4 + 92360,8 = 126316,2 \text{ N}$$

$$R_{cNs} \leq F_{TNs} = 126316,2 \text{ N}$$

$R_{vNs} = 33032 \text{ N}$, celkový valivý odpor stroje;
 $R_{dNs} = 923,4 \text{ N}$, celkový dynamický odpor stroje;
 $R_{sN} = 92360,8 \text{ N}$, odpor stoupání stroje;

Celkový výkon pro pojezd stroje P_{PNs} dle (2):

$$P_{PNs} = F_{TNs} \cdot v_{Ns} = 126316,2 \cdot \frac{2}{3,6} = \mathbf{70175,6 \text{ W}}$$

$F_{TNs} = 126316,2 \text{ N}$, tažná síla stroje při daném jízdním režimu;
 $v_{Ns} = 2 \text{ m.s}^{-1}$, rychlost stroje pro daný režim;
 $3,6$ [-], přepočet rychlosti z km.h^{-1} na m.s^{-1} ;

VÝKON PRO POJEZD STROJE V TERÉNU PO ROVINĚ

Jízda v terénu po rovině max. rychlostí $v_T = 10 \text{ km.h}^{-1}$. Návrhové zrychlení $a_T = 0,112 \text{ m.s}^{-2}$ (vypočtené dle vztahů 6 – 9).

Valivý odpor kola dle (3):

$$R_{vKT} = R_t + R_p = C_1 \cdot G_k \cdot \sqrt[3]{\frac{p}{\varepsilon \cdot D}} + C_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{G_k^4}{p \cdot D^2}}$$



$$R_{vKT} = 0,5 \cdot 44646 \cdot \sqrt[3]{\frac{270000}{25 \cdot 10^6 \cdot 1,34}} + 0,065 \cdot \sqrt[3]{\frac{44646^4}{270000 \cdot 1,34^2}} = 5747 \text{ N}$$

$C_1 = 0,5 [-]$, konstanta, doporučeno $C_1=0,35$ až $0,5$ [10];

$C_2 = 0,065[-]$, konstanta, doporučeno $C_2=0,065$ [10];

$G_K = 44636 \text{ N}$, únosnost kola [12];

$p = 2,7 \text{ bar} = 270000 \text{ Pa}$, tlak huštění pneumatiky [12];

$D = 1,34 \text{ m}$, průměr kola [12];

$\varepsilon = \infty \text{ N}\cdot\text{m}^{-3}$, součinitel vlivu objemového přetvoření podloží [10];

Valivý odpor stroje dle (4):

$$R_{vT} = n \cdot R_{vKT} = 8 \cdot 5747 = 45976 \text{ N}$$

$n = 8 [-]$, počet kol stroje;

$R_{vKT} = 5747 \text{ N}$, valivý odpor kola;

Dynamický odpor stroje dle (5):

$$R_{dT} = \vartheta \cdot m \cdot a_T = 1,2 \cdot 28500 \cdot 0,112 = 3830,4 \text{ N}$$

$\vartheta = 1,2 [-]$, součinitel vlivu rotačních částí [9];

$a_T = 0,112 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$, zrychlení pro daný režim stroje;

$m = 28500 \text{ kg}$, hmotnost plně naloženého stroje;

Odpor stoupání je nulový (jízda po rovině).

Celkový odpor proti pohybu stroje dle (1):

$$R_{cT} = R_{vT} + R_{dT} + R_{sT} \leq F_{TT} = 45976 + 3830,4 + 0 = 49806,4 \text{ N}$$

$$R_{cT} \leq F_{TT} = 49806,4 \text{ N}$$

$R_{vT} = 45976 \text{ N}$, celkový valivý odpor stroje;

$R_{dT} = 3830,4 \text{ N}$, celkový dynamický odpor stroje;

$R_{sT} = 0 \text{ N}$, odpor stoupání stroje;

Celkový výkon pro pojezd stroje P_{PT} dle (2):

$$P_{PT} = F_{TT} \cdot v_T = 49806,4 \cdot \frac{5}{3,6} = \mathbf{69175,5 \text{ W}}$$

$F_{TT} = 49806,4 \text{ N}$, tažná síla stroje při daném jízdním režimu;

$v_T = 5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, rychlost stroje pro daný režim;

$3,6 [-]$, přepočet rychlosti z $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$ na $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$;



VÝKON PRO POJEZD STROJE V TERÉNU DO SVAHU

Jízda v terénu se stoupáním $s_s = \max. 50 \%$ a rychlosti $v_{Ts} = 2 \text{ km.h}^{-1}$. Návrhové zrychlení $a_{Ts} = 0,027 \text{ m.s}^{-2}$ (vypočtené dle vztahů 6 – 9).

Valivý odpor stroje při stoupání R_{vTs} je shodný jako při jízdě po rovině R_{vT} :

$$R_{vT} = R_{vTs} = 45976 \text{ N}$$

Dynamický odpor dle (5):

$$R_{dT_s} = \vartheta \cdot m \cdot a_{Ts} = 1,2 \cdot 28500 \cdot 0,027 = 923,4 \text{ N}$$

$\vartheta = 1,2 [-]$, součinitel vlivu rotačních částí [9];
 $a_{Ts} = 0,027 \text{ m.s}^{-2}$, zrychlení pro daný režim stroje;
 $m = 28500 \text{ kg}$, hmotnost plně naloženého stroje;

Přepočet procentuálního sklonu stoupání na stupně dle (7):

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{s_s}{100} = \tan^{-1} \frac{50}{100} = 26,57^\circ$$

$s_s = 50 \%$, sklon stoupání v procentech;

Odpor proti stoupání stroje dle (6):

$$R_{sT} = m \cdot g \cdot \sin \alpha = 28500 \cdot 9,81 \cdot \sin 26,57 = 125055,8 \text{ N}$$

$m = 28500 \text{ kg}$ hmotnost plně naloženého stroje;
 $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$, gravitační zrychlení;
 $\alpha = 26,57^\circ$, úhel stoupání stroje;

Celkový odpor proti pohybu stroje dle (1):

$$R_{cTs} = R_{vTs} + R_{dT_s} + R_{sT} \leq F_{TTs} = 45976 + 923,4 + 125055,8 = 171955,2 \text{ N}$$

$$R_{cTs} \leq F_{TTs} = 171955,2$$

$R_{vTs} = 45976 \text{ N}$, celkový valivý odpor stroje;
 $R_{dT_s} = 923,4 \text{ N}$, celkový dynamický odpor stroje;
 $R_{sT} = 125055,8 \text{ N}$, odpor stoupání stroje;

Celkový výkon pro pojezd stroje P_{PTs} dle (2):

$$P_{PTs} = F_{TTs} \cdot v_{Ts} = 171955,2 \cdot \frac{2}{3,6} = 95530,6 \text{ W}$$

$F_{TTs} = 171955,2 \text{ N}$, tažná síla stroje při daném jízdním režimu;
 $v_{Ts} = 2 \text{ m.s}^{-1}$ rychlost stroje pro daný režim;
 $3,6 [-]$, přepočet rychlosti z km.h^{-1} na m.s^{-1} ;



3.3 VÝKONOVÉ POŽADAVKY PRACOVNÍHO A POMOČNÉHO ZAŘÍZENÍ

VÝKON PRO VYVINUTÍ ZVEDACÍ SÍLY A ROTACE NAKLÁDACÍHO JEŘÁBU

Výpočet vychází z parametrů hydraulického pohonu nakládacího jeřábu. Pro danou hmotnostní kategorii byl vybrán jeřáb Cranab FC10, u kterého výrobce uvádí v podkladových materiálech pracovní tlak 23,5 MPa a průtok 120-200 l/min [13]. Účinnost hydrogenerátoru a obvodu je uvažována cca 85%.

Výkon pro nakládání jeřábem P_{nj} [14]:

$$P_{nj} = \frac{p_{nj} \cdot Q_{nj}}{\mu_{HS}} \quad [W] \quad (12)$$

$$P_{nj} = \frac{23,5 \cdot 10^6 \cdot 200 \cdot 1,666 \cdot 10^{-5}}{0,85} = \mathbf{92120 W}$$

$p_{nj} = 23,5 \text{ MPa}$, tlak v HS soustavě nakládacího jeřábu [13];

$Q_{nj} = 200 \text{ l/min}$, max. průtok HS soustavy nakládacího jeřábu [13];

$\mu_{HS} = 0,85$; účinnost hydraulického obvodu a přenosu 85%;

$1,666 \cdot 10^{-5}$ je přepočítávací konstanta jednotek z l/min na m³/s;

VÝKON PRO ZÁKLADNÍ FUNKCE STROJE

Výpočet vychází z parametrů elektrického a hydraulického pohonu základních prvků stroje, jako jsou funkčnost brzdové soustavy, spojkové soustavy, doplňování uzavřeného hydrostatického obvodu kapalinou a elektrické soustavy v kabině řidiče. Výrobci používají pro tento hmotnostní a účelový typ stroje ovládací tlak 13 MPa a průtok 20 l/min [15]. Účinnost hydrogenerátoru a obvodu je uvažována cca 85%.

Výkon pro potřebu základních funkcí stroje P_{zf} [14]:

$$P_{zf} = \frac{p_{zf} \cdot Q_{zf}}{\mu_{HS}} + P_{elz} \quad [W] \quad (13)$$

$$P_{zf} = \frac{13 \cdot 10^6 \cdot 20 \cdot 1,666 \cdot 10^{-5}}{0,85} + 1000 = \mathbf{6096 W}$$

$p_{zf} = 11 - 13 \text{ MPa}$, tlak v HS soustavě [15];

$Q_{zf} = 20 \text{ l/min}$, rozsah průtoku HS soustavy stroje [15];

$P_{elz} = 1000 \text{ W}$, odhad velikosti výkonu pro základní ovládací prvky stroje při startu;

$\mu_{HS} = 0,85$; účinnost hydraulického obvodu a přenosu 85%;

$1,666 \cdot 10^{-5}$ je přepočítávací konstanta jednotek z l/min na m³/s.

VÝKON PRO POHON ŘÍZENÍ KOLOVÉHO PODVOZKU

Výpočet vychází z parametrů hydraulického pohonu pro pracovní mechanismus uvažovaný pro pohon dvou PČHM určených pro zalamování kloubového rámu stroje. Tlak v HS řízení stroje 24 MPa, zdvih pístu 312 mm, doba zdvihu pístu 3 s a vrtání 80 mm jsou zvoleny tak, aby odpovídali strojům této váhové kategorii [16]. Účinnost hydrogenerátoru a obvodu je uvažována cca 85%.



Plocha pístu S_1 pro řízení stroje je:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 80^2}{4} = 5027 \text{ mm}^2 \quad (14)$$

$d = 80 \text{ mm}$, vrtání hydraulického válce [16];

Potřebný objem V_1 hydraulické kapaliny pro plný zdvih PČHM řízení:

$$V_1 = S_1 \cdot z_1 = 5027 \cdot 312 = 1568424 \text{ mm}^3 \quad (15)$$

$$V_1 = 1,57 \text{ dm}^3 = 1,57 \text{ litru}$$

$S_1 = 5027 \text{ mm}^2$, potřebná plocha pístu PČHM pro řízení stroje;
 $z_1 = 312 \text{ mm}$, zdvih pístu PČHM pohonu řízení [16];

Průtok potřebný pro řízení stroje Q_{rs} :

$$Q_{rs} = \frac{2 \cdot V_1}{t_{rs}} \quad [\text{l} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (16)$$

$$Q_{rs} = \frac{2 \cdot 1,57 \cdot 60}{3} = 62,8 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

$V_1 = 1,57 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$, potřebný objem pro PČHM řízení stroje;
 $t_{rs} = 3 \text{ s}$, doba zdvih pístu PČHM pohonu řízení [16];

Potom výkon pro potřebu řízení stroje P_{rs} je [14]:

$$P_{rs} = \frac{p_{rs} \cdot Q_{rs}}{\mu_{HS}} \quad [\text{W}] \quad (17)$$

$$P_{rs} = \frac{24 \cdot 10^6 \cdot 62,8 \cdot 1,666 \cdot 10^{-5}}{0,85} = 29541 \text{ W}$$

$p_{rs} = 24 \text{ MPa}$, tlak v HS soustavě řízení [16];
 $Q_{rs} = 62,8 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$, průtok potřebný pro PČHM řízení;
 $\mu_{HS} = 0,85$; účinnost hydraulického obvodu a přenosu 85%;
 $1,666 \cdot 10^{-5}$ je přepočítávací konstanta jednotek z l/min na m^3/s ;

VÝKON PRO POHON VENTILÁTORU NUCENÉHO CHLAZENÍ HYDROSTATICKÉ SOUSTAVY STROJE

Pohon ventilátoru je hydraulickým motorem. Pro stroj této váhové kategorie je zvolen typ ventilátoru ELH8, kde tlak v HS soustavě hydromotoru je 25 MPa a objem rotačního hydromotoru 6,3 ccm. [17]



Výkon pro potřebu nuceného chlazení stroje P_{nc} [14]:

$$P_{nc} = \frac{p_{nc} \cdot V_{nc} \cdot n_{nc}}{\mu_{nc}} \quad [W] \quad (18)$$

$$P_{nc} = \frac{25 \cdot 10^6 \cdot 6,3 \cdot 10^{-6} \cdot 1000}{0,85 \cdot 60} = \mathbf{3088 W}$$

$p_{nc} = 25 \text{ MPa}$, tlak v HS soustavě hydromotoru ventilátoru nuceného chlazení [17];

$V_{nc} = 6,3 \text{ ccm}$, geometrický objem hydromotoru ventilátoru [17];

$n_{nc} = 1000 \text{ ot/min}$, pracovní otáčky hydromotoru [17];

$\mu_{HS} = 0,85$, účinnost hydraulického obvodu a přenosu 85%;

VÝKON PRO POHON KLIMATIZACE

Kompresor klimatizace je poháněn klínovým řemenem od pohonu. Výkon je dán především objemem klimatizovaného prostoru, objemem vyměněného vzduchu za hodinu a prosklenou plochou kabiny obsluhy. U malých a středních kabin řidičů traktorů a stavebních strojů je používáno cca do 6 kW. [18]

Výkon pro pohon klimatizace P_{kl} :

$$P_{kl} = \mathbf{6000 W}$$

VÝKON PRO POHON ČÁSTI ALTERNÁTORU PRO DOBÍJENÍ AKUMULÁTORŮ, VÝKON PRO OSVĚTLENÍ STROJE

Stroje této váhové kategorie jsou vybaveny 2 kusy 24 V akumulátorů o kapacitě 140 Ah. [7]

Výkon alternátoru pro dobíjení akumulátorů P_{eld} :

$$P_{eld} = 2 \cdot U \cdot I \quad [W] \quad (19)$$

$$P_{eld} = 2 \cdot 24 \cdot 10 = \mathbf{480 W}$$

$U = 24 \text{ V}$, napětí jednoho alternátoru [7];

$I = 10 \text{ A}$, nabíjecí proud pro akumulátory od 50 Ah do 300 Ah;

Osvětlení stroje je dle pracovního, případně jízdního režimu [14]:

P_{ell} - dle legislativy pro halogenová světla cca 500 W.

P_{elsk} - světlomety na střeše kabiny (8x70 W) 560 W.

P_{elsj} - světlomety nakládacího jeřábu (2x70 W) 140 W.

Výkon pro pohon části alternátoru pro dobíjení akumulátorů elektrické soustavy a osvětlení stroje P_{el} je:

$$P_{el} = P_{eld} + P_{ell} + P_{elsk} + P_{elsj} \quad [W] \quad (20)$$

$$P_{el} = 480 + 500 + 560 + 140 = \mathbf{1680 W}$$



3.5 STANOVENÍ CELKOVÉHO VÝKONU PŘI PRACOVNÍM REŽIMU STROJE

Při pracovním režimu stroj stojí na místě, je zajištěn parkovací brzdou a axiální kloub je uzamčen. Optimální otáčky motoru zajišťují hydrostatický pohon pracovního zařízení stroje a jsou napájeny hydraulicky a elektricky základní funkce stroje. V provozu je také pohon řízení nakládacího jeřábu, pohon ventilátoru chlazení, klimatizace, dobíjení akumulátorů elektrické soustavy a osvětlení stroje pro pracovní režim.

Celkový výkon při pracovním režimu stroje P_{prac} je roven součtu jednotlivých dílčích výkonů pro tento režim stroje (viz tab. 2).

Tab. 2 Pracovní režim stroje

Název výkonu	Symbol	Hodnota	Jednotka
Výkon pro vyvinutí zvedací síly a rotace nakládacího jeřábu	P_{nj}	92120	W
Výkon pro základní funkce stroje	P_{zf}	6096	W
Výkon pro pohon ventilátoru nuceného chlazení	P_{nc}	3088	W
Výkon pro pohon klimatizace	P_{kl}	6000	W
Výkon pro pohon části alternátoru a osvětlení stroje	P_{el}	1680	W
Celkový potřebný výkon při pracovním režimu stroje	P_{prac}	108984	W

3.6 STANOVENÍ CELKOVÉHO VÝKONU PŘI TRANSPORTNÍM REŽIMU STROJE

Při transportním režimu se plně naložený stroj pohybuje svojí maximální provozní rychlostí vzhledem k danému jízdnímu režimu. V provozu jsou napájeny hydraulicky a elektricky základní funkce stroje, pohon řízení, pohon ventilátoru nuceného chlazení, klimatizace, dobíjení akumulátorů elektrické soustavy a osvětlení stroje při transportním režimu.

Výkon pomocného zařízení stroje P_{pom} při transportním režimu je roven součtu jednotlivých dílčích výkonů (viz tab. 3).

Tab. 3 Pomocný režim stroje

Název výkonu	Symbol	Hodnota	Jednotka
Výkon pro základní funkce stroje	P_{zf}	6096	W



Výkon pro pohon řízení kolového stroje	P_{sv}	29541	W
Výkon pro pohon ventilátoru nuceného chlazení	P_{nc}	3088	W
Výkon pro pohon klimatizace	P_{kl}	6000	W
Výkon pro pohon části alternátoru pro dobíjení akumulátorů	P_{eld}	480	W
Výkon pro osvětlení stroje dle legislativy	P_{ell}	500	W
Výkon pomocného zařízení stroje	P_{pom}	45705	W

Celkový výkon při daném transportním režimu P_T je pak roven součtu výkonu pro pojezd stroje a výkonu pomocného zařízení stroje:

$$P_T = P_P + P_{pom} \quad [W] \quad (21)$$

P_P [W], výkon pro pojezd stroje daný pro jednotlivé jízdní režimy;

P_{pom} [W], potřebný výkon pomocného zařízení stroje;

STANOVENÍ CELKOVÉHO VÝKONU PŘI TRANSPORTNÍM REŽIMU STROJE NA ZPEVNĚNÉ KOMUNIKACI PO ROVINĚ

Celkový výkon při transportním režimu stroje na zpevněné komunikaci po rovině P_{KT1} dle (21):

$$P_{KT1} = P_{PK} + P_{pom} = 142282,2 + 45705 = \mathbf{187987,2 W}$$

$P_{PK} = 142282,2 W$, výkon pro pojezd stroje na zpevněné komunikaci po rovině;

$P_{pom} = 45705 W$, výkon pomocného zařízení stroje;

STANOVENÍ CELKOVÉHO VÝKONU PŘI TRANSPORTNÍM REŽIMU STROJE NA ZPEVNĚNÉ KOMUNIKACI DO SVAHU

Celkový výkon při transportním režimu stroje na zpevněné komunikaci do svahu P_{KT2} dle (21):

$$P_{KT2} = P_{PKs} + P_{pom} = 56286,7 + 45705 = \mathbf{101991,7 W}$$

$P_{PKs} = 56286,7 W$, výkon pro pojezd stroje na zpevněné komunikaci do svahu;

$P_{pom} = 45705 W$, výkon pomocného zařízení stroje;

**STANOVENÍ CELKOVÉHO VÝKONU PŘI TRANSPORTNÍM REŽIMU STROJE NA NEZPEVNĚNÉ KOMUNIKACI PO ROVINĚ**

Celkový výkon při transportním režimu stroje na nezpevněné komunikaci po rovině P_{NT1} dle (21):

$$P_{NT1} = P_{PN} + P_{pom} = 117025,6 + 45705 = \mathbf{162730,6 W}$$

$P_{PN} = 117025,6 W$, výkon pro pojezd stroje na nezpevněné komunikaci po rovině;

$P_{pom} = 45705 W$, výkon pomocného zařízení stroje;

STANOVENÍ CELKOVÉHO VÝKONU PŘI TRANSPORTNÍM REŽIMU STROJE NA NEZPEVNĚNÉ KOMUNIKACI DO SVAHU

Celkový výkon při transportním režimu stroje na nezpevněné komunikaci do svahu P_{NT2} dle (21):

$$P_{NT2} = P_{PNs} + P_{pom} = 70175,6 + 45705 = \mathbf{115880,6 W}$$

$P_{PNs} = 70175,6 W$, výkon pro pojezd stroje na nezpevněné komunikaci do svahu;

$P_{pom} = 45705 W$, výkon pomocného zařízení stroje;

STANOVENÍ CELKOVÉHO VÝKONU PŘI TRANSPORTNÍM REŽIMU STROJE V TERÉNU PO ROVINĚ

Celkový výkon při transportním režimu stroje v terénu po rovině P_{TT1} dle (21):

$$P_{TT1} = P_{PT} + P_{pom} = 69175,5 + 45705 = \mathbf{114880,5 W}$$

$P_{PT} = 69175,5 W$, výkon pro pojezd stroje v terénu po rovině;

$P_{pom} = 45705 W$, výkon pomocného zařízení stroje;

STANOVENÍ CELKOVÉHO VÝKONU PŘI TRANSPORTNÍM REŽIMU STROJE V TERÉNU DO SVAHU

Celkový výkon při transportním režimu v terénu do svahu P_{TT2} dle (21):

$$P_{TT2} = P_{PTs} + P_{pom} = 95530,6 + 45705 = \mathbf{141235,6 W}$$

$P_{PTs} = 95530,6 W$, výkon pro pojezd stroje v terénu do svahu;

$P_{pom} = 45705 W$, výkon pomocného zařízení stroje;



3.8 PŘEHLED VÝKONŮ PRO PRACOVNÍ REŽIM A JEDNOTLIVÉ TRANSPORTNÍ REŽIMY

V tabulce jsou uspořádány výkony pro jednotlivé celkové režimy.

Tab. 4 Přehled celkových výkonů

<i>Název výkonu</i>	<i>Symbol</i>	<i>Hodnota</i>	<i>Jednotka</i>
Výkon při pracovním režimu stroje	P_{prac}	108984	W
Výkon při transportním režimu po zpevněné komunikaci po rovině	P_{KT1}	187987	W
Výkon při transportním režimu po zpevněné komunikaci do svahu	P_{KT2}	101992	W
Výkon při transportním režimu po nezpevněné komunikaci po rovině	P_{NT1}	162731	W
Výkon při transportním režimu po nezpevněné komunikaci do svahu	P_{NT2}	115881	W
Výkon při transportním režimu v terénu po rovině	P_{TT1}	114881	W
Výkon při transportním režimu v terénu do svahu	P_{TT2}	141236	W

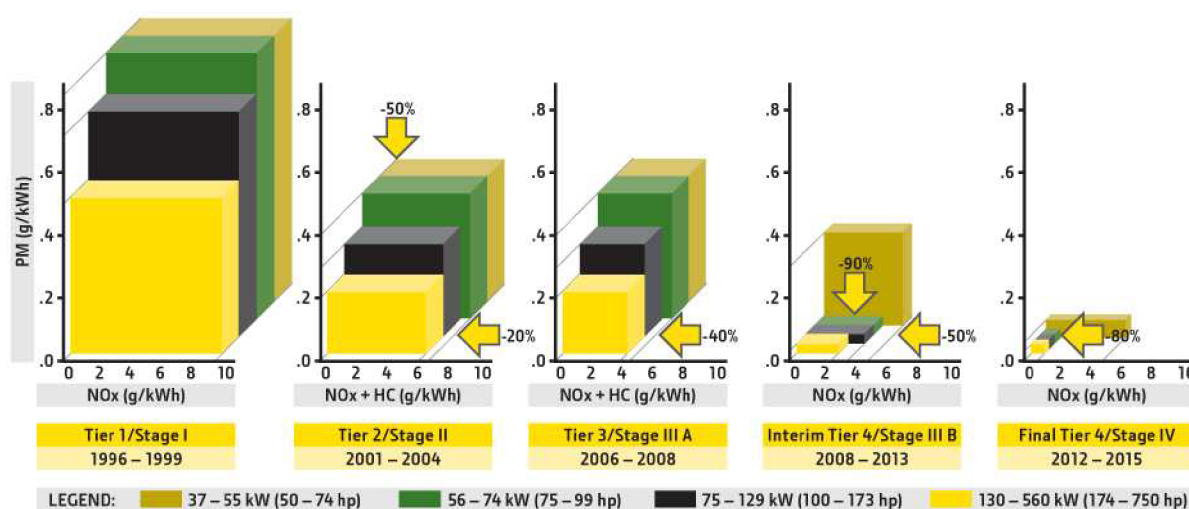


4 VOLBA MOTOROVÉ JEDNOTKY

4.1 MOTOROVÁ JEDNOTKA

Lesní vyvážecí stře bývají vybaveny čtyřtákními vznětovými motory, které jsou upřednostňovány před zážehovými. Vznětové motory poskytují lepší průběh výkonu, pracují v nižších otáčkách a dosahují vyšších hodnot kroutícího momentu. V posledních letech je kladen stále větší důraz na snižování produkce škodlivých oxidů dusíku a pevných částic. Množství emisí produkovaných motorem závisí na jeho konstrukci, okamžitých provozních podmínkách, na složení spalované směsi a na chemickém složení paliva. Někteří výrobci motorů jsou schopni splnit limity přesným řízením spalovacího procesu v kombinaci s oxidačním katalyzátorem (DOC). Další možností je využití technologie EGR + DPF nebo SCR, případně jejich kombinace. Množství vytvořených emisí je řízeno normami, v Evropskou Unii platí v současnosti pro výkonnostní kategorii nad 37 kW norma Stage IV (viz obr 15). [19]

EPA and EU nonroad emissions regulations: 37 – 560 kW (50 – 750 hp)



Obr. 15 Přehled emisních norem [20]

EGR

EGR (Colled Exhaust Gas Recirculation) pracuje na principu recirkulace výfukových plynů, čímž dochází k poklesu obsahu kyslíku ve spalovací komoře. Díky tomuto procesu se sníží maximální teplota spalování a dochází ke snížení tvorby oxidů dusíků. [20]

DPF

DPF (Diesel Particulate Filter) bývá nejčastěji vyroben z karbidu křemíku. Pevné částice jsou dočasně zachyceny ve filtru pevných částic, kde po nahromadění určitého množství dojde k jejich spálení. [20]



DOC

DOC (Diesel Oxidation Catalyst) reaguje s výfukovými plyny což má za následek snížení obsahu pevných částic, stejně jako snížení produkce oxidu uhelnatého a uhlovodíku. [20]

SCR

Systém SCR (Selective Catalytic Reduction) pracuje na principu vstřikování AdBlue (vodní roztok močoviny) do výfukové soustavy kde se rozkládá na čpavek, který reaguje s oxidy dusíku v katalyzátoru SCR za vzniku neškodných látek. [20]

4.2 NAVRŽENÍ VÝKONU

Výsledný výkon motorové jednotky je zvolen na základě vypočtených celkových výkonů při pracovním režimu a při jednotlivých transportních režimech (viz tab. 4). Lesní vyvážecí stroje jsou určeny pro nakládání (vykládání) sortimentu a dále jsou určeny primárně pro pohyb v lesním prostředí. Z těchto důvodů musí motor zvládat vynaložit dostatečný výkon pro pracovní režim stroje a pro transportní režim v terénu jak po rovině, tak do svahu. Dále při přibližování nákladu z těžebního na místo odvozní se stroje pohybují po nezpevněných cestách, tudíž by měl stroj poskytnout dostatečný výkon i při jízdě po nezpevněné komunikaci. **Na základě těchto kritérií je zvolen výsledný výkon pro motorovou jednotku lesního vyvážecího stroje 163 kW.** Jediným režimem nedosahujícím tohoto výkonu je transportní režim na zpevněné komunikaci po rovině, což může mít za následek, že stroj nedosáhne své maximální rychlosti s požadovaným zrychlením.

4.3 VOLBA MOTOROVÉ JEDNOTKY

Pro navržený výkon 163 kW je níže uvedeno několik variant motorové jednotky. Z uvedených motorů splňují současně nařízenou emisní normu EU Stage IV výrobci Mercedes-Benz, Cummins, Perkins a John Deere. Motory jsou dodávány vždy v určitém výkonovém rozmezí. Požadovaný výkon je dán konkrétním nastavením, z něhož pak vyplývá i hodnota točivého momentu. [22] [23] [24] [25] [26]

Tab. 5 Přehled motorových jednotek

Výrobce	Mercedes-Benz	Cummins	Agco Power	Perkins	John Deere
Model	OM 934	QSB 6,7	66 CTA	1206 F	6068
Výkon [kW]	130 - 177	109 - 231	98 - 175	116 - 240	104 - 187
Počet válců [-]	4	6	6	6	6
Zdvihový objem [l]	5,1	6,7	6,6	7,01	6,8
Emisní norma	Stage IV	Stage IV	Stage III A	Stage IV	Stage IV
Technologie	SCR,DPF	EGR,SCR,DOC	SCR,DPF	SCR,DOC,DPF	EGR,SCR,DPF



ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo vypracování rešerše zabývající se tématem lesních vyvážecích strojů a pomocí vhodné výpočtové metodiky navrhnout optimální výkon motorové jednotky lesního vyvážecího stroje. Na základě zadaných parametrů byli porovnáni zástupci pěti předních výrobců lesních vyvážecích strojů. Stroje byly porovnány podle jejich hmotnosti, výkonu, tažné síly, zdvihového momentu, poměru výkonu a hmotnosti a poměru hmotnosti a nosnosti.

Výkon byl počítán pro pracovní režim a několik transportních režimů, přičemž výpočet vycházel ze zadaných hodnot. Při pracovním režimu bylo uvažováno, že stroj stojí nehybně na místě a je zajištěn parkovací brzdou. V provozu je hydrostatický pohon pracovního zařízení stroje a jsou napájeny hydraulicky a elektricky základní funkce stroje. Dále je v provozu pohon řízení nakládacího jeřábu, pohon ventilátoru chlazení, klimatizace, dobíjení akumulátorů elektrické soustavy a osvětlení stroje pro pracovní režim. Součtem výkonů potřebných pro zajištění těchto funkcí byl získán celkový výkon potřebný pro pracovní režim 109 kW.

Při výpočtu výkonu pojezdu pro jednotlivé režimy bylo uvažováno, že stroj musí dosáhnout dostatečného výkonu pro vyvinutí tažné síly, která překoná odpory působící proti pohybu stroje. Jednotlivými odpory, které mají pro různé režimy různé velikosti jsou: valivý odpor stroje, odpor proti zrychlení stroje a odpor proti stoupání stroje (při jízdě do svahu). Výkon pro daný pojezd stroje byl spočítán jako součin potřebné tažné síly a maximální možné rychlosti pro daný režim. Jednotlivými transportními režimy, které byly uvažovány, jsou jízda po zpevněné komunikaci, jízda po nezpevněné komunikaci a jízda v terénu, přičemž každý transportní režim byl počítán jak pro jízdu po rovině, tak i do svahu. Při transportním režimu jsou v provozu napájeny hydraulicky a elektricky základní funkce stroje, dále pak pohon řízení, pohon ventilátoru nuceného chlazení, klimatizace, dobíjení akumulátorů elektrické soustavy a osvětlení stroje při transportním režimu. Součtem výkonu potřebného pro pojezd stroje při daném režimu a jednotlivých dílčích výkonů pro zajištění potřebných funkcí byly získány celkové výkony pro dané transportní režimy stroje. Tyto výkony se pohybují v rozmezí 102 – 188 kW.

Na základě vypočtených celkových výkonů byl stanoven výkon motorové jednotky 163 kW, který je potřebný pro zajištění funkčnosti námi počítaného lesního vyvážecího stroje. Při volbě se vycházelo z využitelnosti těchto strojů, jakožto nutnosti zajištění pracovního režimu a dále transportních režimů v terénu a po nezpevněné komunikaci. Transportní režim po zpevněné komunikaci je jediný, který nesplňuje tento zvolený výkon. To může mít za následek, že stroj nedosáhne své maximální rychlosti při požadovaném zrychlení.

Stanovený výkon byl podkladem pro výběr motorové jednotky z katalogu výrobců. Z renomovaných výrobců motorů lesních strojů (Mercedes-Benz, Cummins, Agco Power, Perkins a John Deere) splňují současnou emisní normu Stage IV motory Mercedes-Benz, Cummins, Perkins a John Deere.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] NERUDA, J., a kol.:Harvestorové technologie lesní těžby, vyd. 1. Brno: Mendlova zemědělská a lesnická univerzita, 2008, 149 s., ISBN: 978-80-7375-146-3
- [2] Ponsse: Ponsse Wisent [online]. [cit. 2015-01-23]. Dostupné z: <http://www.ponsse.com/products/forwarders/wisent>
- [3] Eco Log: D-series Forwarders [online]. [cit. 2015-01-23]. Dostupné z: <http://www.eco-log.se/>
- [4] Eco Log: Forestry of tommorow 2014 [online]. [cit. 2015-01-23]. Dostupné z: <http://www.eco-log.se/>
- [5] Logset: Logset GT Forwarders [online]. [cit. 2015-01-26]. Dostupné z: <http://www.logset.com/>
- [6] John Deere: 1110E Forwarder [online]. [cit. 2015-01-26]. Dostupné z: http://www.deere.com/en_US/regional_home.page
- [7] Koumatsu: 845 Specifikace [online]. [cit. 2015-01-26]. Dostupné z: <http://www.komatsuforest.cz/>
- [8] Gremo: GREMO Forwarder 1350VT [online]. [cit. 2015-02-10]. Dostupné z: <http://www.gremo.se/>
- [9] VLK, František. Dynamika motorových vozidel /. Vyd. 2. Brno: Prof.Ing.František Vlk,DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006, 432 s. ISBN 80-239-0024-2.
- [10] PACAS, B. A KOL: Teorie stavebních strojů, skriptum VUT v Brně, vyd. SNTL Praha, 1983, 244 s., č. publikace 411-33363
- [11] áSN EN ISO 3450, Stroje pro zemní práce - Kolové nebo pásové stroje s rychloběžnými pryžovými pásy - Technické požadavky a zkušební postupy pro brzdové systémy, vyd. ÚNMZ, Praha, 28 stran, 2012
- [12] Trelleborg: Twin Forestry [online]. [cit. 2015-03-04]. Dostupné z: <http://www.trelleborg.com/en/wheelsystems/>
- [13] Cranab: A new series of Forwarder cranes FC6 / FC8 / FC10 / FC12 / FC16 [online]. [cit. 2015-03-06]. Dostupné z: <http://www.cranab.se/>
- [14] Kašpárek, Jaroslav. Určení výkonové bilance pohonné jednotky lesního transportního kolového stroje. Brno, 2012.
- [15] Agrotec a.s. – Stavební stroje, Agrotec Group, [online].[cit. 2015-03-18]. Dostupné z: <<http://www.agrotec.cz/produkty-stavebni-stroje>>
- [16] JCB: Čelní kolový nakladač 427/437 [online]. [cit. 2015-03-23]. Dostupné z: <http://www.terramet.cz/>



- [17] Hydac: Oil/Air Cooler Units Mobile application and Hydraulic motor OK ELH Type [online]. [cit. 2015-04-02]. Dostupné z: <http://www.hydac.com/>
- [18] Ekoklima: Klimatizace kabin [online]. [cit. 2015-04-10]. Dostupné z: <http://www.ekoklima-ac.cz/>
- [19] BAUER, František, Pavel SEDLÁK a Tomáš ŠMERDA. Traktory. 1. vyd. Praha: Profi Press, 2006, 192 s. ISBN 80-867-2615-0.
- [20] John Deere: Technology to Reduce Emissions [online]. [cit. 2015-04-10]. Dostupné z: https://www.deere.com/en_US/docs/pdfs/emissions/large_engine_technology_final.pdf
- [21] John Deere: Understanding Emission Regulations [online]. [cit. 2015-04-26]. Dostupné z: https://www.deere.com/en_US/services_and_support/engine-information/understanding-emission-regulations/understanding-emission-regulations.page
- [22] Mercedes-Benz: Engines in the OM 93X and OM 47X model series [online]. [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: <http://www.powertrain.mercedes-benz.com/>
- [23] Cummins: QSB6.7 (Tier 4 Final/Stage IV) [online]. [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: <http://cumminsengines.com/>
- [24] AGCO POWER: 6-Cylinder Diesel Engine [online]. [cit. 2015-05-11]. Dostupné z: <http://www.agcopower.com/>
- [25] Perkins: 1100 Series [online]. [cit. 2015-05-11]. Dostupné z: <http://www.perkins.com/>
- [26] John Deere: EPA FT4 PowerTech PVS [online]. [cit. 2015-05-11]. Dostupné z: <https://www.deere.com/>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

φ	[-]	hodnota součinitele adheze pro asfaltovou vozovku
μ_{HS}	[-]	účinnost hydraulického obvodu a přenosu
a_K	$[ms^{-2}]$	návrhové zrychlení stroje pro jízdu po zpevněné komunikaci po rovině
a_K	$[ms^{-2}]$	návrhové zrychlení stroje pro jízdu v terénu do svahu
a_{Ks}	$[ms^{-2}]$	návrhové zrychlení stroje pro jízdu po zpevněné komunikaci do svahu
a_N	$[ms^{-2}]$	návrhové zrychlení stroje pro jízdu po nezpevněné komunikaci po rovině
a_{Ns}	$[ms^{-2}]$	návrhové zrychlení stroje pro jízdu po nezpevněné komunikaci do svahu
a_T	$[ms^{-2}]$	návrhové zrychlení stroje pro jízdu po zpevněné komunikaci do svahu
a_{Ts}	$[ms^{-2}]$	návrhové zrychlení stroje pro jízdu v terénu po rovině
a_Z	$[ms^{-2}]$	max. návrhové zrychlení stroje pro daný typ jízdního režimu
b_0	[m]	šířka kola
c	[Pa]	koheze zeminy
C_1, C_1	[-]	konstanty
d	[mm]	vrtání hydraulického válce
D	[m]	průměr kola
f_l	[-]	součinitel vnitřního tření zeminy
F_T	[N]	tažná síla stroje při daném jízdním režimu
F_{TK}	[N]	tažná síla stroje při jízdě po zpevněné komunikaci
F_{TKs}	[N]	tažná síla stroje při jízdě po zpevněné komunikaci do svahu
F_{TN}	[N]	tažná síla stroje při jízdě po nezpevněné komunikaci
F_{TNs}	[N]	tažná síla stroje při jízdě po nezpevněné komunikaci do svahu
F_{TT}	[N]	tažná síla stroje při jízdě v terénu
F_{TTs}	[N]	tažná síla stroje při jízdě v terénu do svahu
g	$[m.s^{-2}]$	tíhové zrychlení
G_K	[N]	únosnost kola
n	[-]	počet kol stroje
n_{nc}	[ot/min]	pracovní otáčky hydromotoru
p	[MPa]	huštění pneumatik
P_{el}	[W]	výkon pro pohon části alternátoru pro dobíjení akumulátorů elektrické soustavy, osvětlení stroje
P_{eld}	[W]	podíl alternátoru pro dobíjení akumulátorů
P_{ell}	[W]	výkon pro osvětlení stroje dle legislativy



P_{elsj}	[W]	výkon pro osvětlení stroje světlomety nakládacího jeřábu
P_{elsk}	[W]	výkon pro osvětlení stroje světlomety na kabině
P_{elz}	[W]	výkon pro vyvinutí zvedací síly a rotace nakládacího jeřábu
P_{kl}	[W]	výkon pro pohon klimatizace
P_{KT1}	[W]	celkový výkon při transportním režimu stroje na zpevněné komunikaci po rovině
P_{KT2}	[W]	celkový výkon při transportním režimu stroje na zpevněné komunikaci do svahu
p_{nc}	[MPa]	tlak v HS soustavě hydromotoru ventilátoru nuceného chlazení
P_{nc}	[W]	výkon ventilátoru nuceného chlazení poháněného hydromotorem
p_{nj}	[MPa]	tlak v HS soustavě nakládacího jeřábu
P_{nj}	[W]	výkon pro vyvinutí zvedací síly a rotace nakládacího jeřábu
P_{NT1}	[W]	celkový výkon při transportním režimu stroje na nezpevněné komunikaci po rovině
P_{NT2}	[W]	celkový výkon při transportním režimu stroje na nezpevněné komunikaci do svahu
P_P	[W]	výkon pro pojezd stroje daný pro jednotlivé jízdní režimy
P_{pom}	[W]	potřebný výkon pomocného zařízení stroje
P_{prac}	[W]	celkový potřebný výkon při pracovním režimu stroje
p_{rs}	[MPa]	tlak v HS soustavě řízení
P_{TT1}	[W]	celkový výkon při transportním režimu stroje v terénu po rovině
P_{TT2}	[W]	celkový výkon při transportním režimu stroje v terénu do svahu
p_{zf}	[MPa]	tlak v HS soustavě základních funkcí stroje
Q_{rs}	[l/min]	průtok potřebný pro PČHM řízení
Q_{zf}	[l/min]	rozsah průtoku HS soustavy stroje
R_d	[N]	odpor proti zrychlení
R_{dK}	[N]	odpor proti zrychlení při jízdě po zpevněné komunikaci
R_{dKs}	[N]	odpor proti zrychlení při jízdě po zpevněné komunikaci do svahu
R_{dN}	[N]	odpor proti zrychlení při jízdě po nezpevněné komunikaci
R_{dNs}	[N]	odpor proti zrychlení při jízdě po nezpevněné komunikaci do svahu
R_{dT}	[N]	odpor proti zrychlení při jízdě v terénu
R_{dT_s}	[N]	odpor proti zrychlení při jízdě v terénu do svahu
R_s	[N]	odpor stoupání
R_{sK}	[N]	odpor proti stoupání při jízdě po zpevněné komunikaci
R_{sN}	[N]	odpor proti stoupání při jízdě po nezpevněné komunikaci



R_{sT}	[N]	odpor proti stoupání při jízdě v terénu
R_{vk}	[N]	valivý odpor kola
R_{vk}	[N]	valivý odpor celého stroje
R_{vK}	[N]	valivý odpor stroje při jízdě po zpevněné komunikaci
R_{vkK}	[N]	valivý odpor kola při jízdě po zpevněné komunikaci
R_{vkN}	[N]	valivý odpor kola při jízdě po nezpevněné komunikaci
R_{vKs}	[N]	valivý odpor stroje při jízdě po zpevněné komunikaci do svahu
R_{vkT}	[N]	valivý odpor kola při jízdě v terénu
R_{vN}	[N]	valivý odpor stroje při jízdě po nezpevněné komunikaci
R_{vNs}	[N]	valivý odpor stroje při jízdě po nezpevněné komunikaci do svahu
R_{vT}	[N]	valivý odpor stroje při jízdě v terénu
R_{vTs}	[N]	valivý odpor stroje při jízdě v terénu do svahu
S_1	[m ²]	plocha pístu pro řízení stroje
S_s	[%]	stoupavost stroje s nákladem
s_{tB}	[m]	maximální brzdná dráha provozní brzdy stroje
s_{tZ}	[m]	dráha rozjezdu
t_{rs}	[s]	doba zdvih pístu PČHM pohonu řízení
t_Z	[s]	doba působení zrychlení stroje pro daný typ jízdního režimu
V_1	[l.min ⁻¹]	potřebný průtok pro PČHM řízení stroje
v_K	[km.h ⁻¹]	maximální rychlost poježdění stroje po zpevněné komunikaci
v_{Ks}	[km.h ⁻¹]	rychlost poježdění stroje po zpevněné komunikaci do svahu
v_N	[km.h ⁻¹]	maximální rychlost poježdění stroje po nezpevněné komunikaci
v_{nc}	[ccm]	geometrický objem hydromotoru ventilátoru
v_{Ns}	[km.h ⁻¹]	rychlost poježdění stroje po nezpevněné komunikaci do svahu
v_T	[km.h ⁻¹]	maximální rychlost poježdění stroje v terénu
v_{Ts}	[km.h ⁻¹]	rychlost poježdění stroje v terénu do svahu
v_Z	[km.h ⁻¹]	max. návrhová pojezdová rychlost pro daný typ jízdního režimu
z_1	[mm]	zdvih pístu PČHM pohonu řízení
α	[°]	úhel stoupání stroje pro daný režim stroje
ε	[N.m ⁻³]	součinitel vlivu objemového přetvoření podloží
ϑ	[-]	součinitel vlivu rotačních částí