



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

NÁVRH MIKROPOJEZDU PRO HARVESTOR H 40

DESIGN OF MICRO DRIVE FOR HARVESTER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. VOJTĚCH JONÁK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Vojtěch Jonák

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

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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 diplomové práce:

Návrh mikropojezdu pro harvester H 40

v anglickém jazyce:

Design of micro drive for harvester

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte doplňkové hydraulické zařízení pro doplnění pojezdového mechanismu harvestoru H 40 (výrobce Strojírna Novotný) o mikropojezd.

Základní technické parametry:

maximální rychlost mikropojezdu 0,83 m/s

Cíle diplomové práce:

Technická zpráva obsahující:

- kritickou rešerši stávajících řešení mikropojezdu a koncepci navrženého řešení,
- základní funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- případné další výpočty dle vedoucího DP

Výkresová dokumentace obsahující:

- úplné hydraulické schéma navrženého zařízení

Seznam odborné literatury:

1. BIGOŠ, P., KULKA, J., KOPAS, M., MANTIČ, M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach, Strojnická Fakulta 2012, 356 s., ISBN 978-80-553-1187-6
2. ŠKOPÁN, M.: Hydraulické pohony strojů, elektronická skripta VUT v Brně 2009
3. výrobní dokumentace stroje od firmy Strojírna Novotný

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 6.2.2014





prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



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



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem hydrostatického pojezdu pro harvester. Jsou v ní počítány parametry stávajícího pojezdu jako rychlost, hydraulické ztráty a tažná síla stroje. Protože nyní jsou tyto parametry nevyhovující, v další části práce je navrženo několik možností, jak docílit požadovaných parametrů. U vybraných možností je proveden výpočet parametrů pojezdu a na základě těchto výsledků jsou doporučeny dvě možnosti k realizaci.

KLÍČOVÁ SLOVA

Harvester, hydraulický pojezd, uzavřený hydrostatický obvod, mikropojezd

ABSTRACT

This master thesis deals with design of hydrostatic drive for harvester. It contains calculations of parameters from current drive like speed, hydraulic losses and tractive effort. Because now these parameters are insufficient in next part of work is proposed few options how to achieve required parameters. In selected cases are made calculations and based on the results are recommended two options for realization.

KEYWORDS

Harvester, hydraulic drive, closed hydrostatic circle, microdrive





BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

JONÁK, V. *Návrh mikropojezdu pro harvester H 40*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 62 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.





ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 30. května 2014

.....

Vojtěch Jonák





PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat především vedoucímu práce doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. a panu Ing. Pavlu Klimešovi z firmy Strojírna Novotný a dále Jaroslavu Váňovi a Ing. Janu Pokornému, Ph.D. ze společnosti Bosch Rexroth za velkou ochotu, neocenitelné rady a připomínky k této práci. Velké poděkování patří i mé rodině za jejich podporu v průběhu studia.



OBSAH

Úvod	14
Cíle práce.....	15
1 Popis harvestoru	16
1.1 Harvestor Novotný H40.....	17
1.1.1 Popis nynějšího stavu pojezdu.....	19
1.1.2 Hydrostatický převod	19
1.1.3 Konstrukční řešení Harvestoru Novotný H40	19
1.1.4 Parametry jednotlivých komponentů sloužících k pojezdu.....	21
2 Výpočet stávajícího stavu pojezdu	26
2.1 Výpočet rychlosti	26
2.1.1 Pomalý režim.....	26
2.1.2 Rychlý režim	28
2.2 Výpočet hydraulických ztrát.....	28
2.2.1 Hydraulické ztráty vedením	28
2.2.2 Ztráty vedením při jiných teplotách	30
2.2.3 Místní hydraulické ztráty v kolenech	32
2.2.4 Dělič průtoku	32
2.2.5 Celková ztráta.....	33
2.3 Nynější tažná síla.....	33
2.3.1 Pojezdová charakteristika stroje	37
3 Výpočet optimální tažné síly	39
3.1 Jízdní odpory.....	39
3.1.1 Valivý odpor	39
3.1.2 Odpor stoupání	41
3.1.3 Odpor zrychlení	41
3.1.4 Celkový odpor	42
3.2 Maximální trakční síla	43
3.3 Optimální tažná síla	43
4 Návrhy řešení.....	44
4.1 Požadavky na pojezd	44
4.2 Možnosti řešení.....	44
4.2.1 Mechanická zarážka	44
4.2.2 Větší hydromotor.....	45
4.2.3 Menší hydrogenerátor.....	45
4.2.4 Jiná kombinace hydrogenerátoru a hydromotorů	45



4.2.5	Větší převod mechanické převodovky	45
4.2.6	Hydromotory umístěné v kolech	46
4.2.7	Bypass.....	47
4.2.8	Přepouštění	48
4.3	Zvolení varianty řešení	48
4.3.1	Volba výrobce	48
4.4	Konkrétní návrhy řešení.....	49
4.4.1	Změna hydromotorů a hydrogenerátoru	49
4.4.2	Varianta s větším převodem na nápravě.....	50
4.4.3	Hydromotory v kolech.....	50
4.5	Výběr nejvhodnějších variant	51
4.5.1	Varianta 3	51
4.5.2	Varianta 6	54
4.6	Zhodnocení obou variant a další aspekty výběru.....	55
	Závěr.....	56
	Seznam použitých zkratk a symbolů	58
	Seznam obrázků.....	60
	Seznam tabulek.....	61
	Seznam příloh.....	62



ÚVOD

Tato diplomová práce vznikla ve spolupráci se společností Strojírna Novotný s.r.o., která se zabývá výrobou svařenců, nakladačů a lesních vyvážecích souprav. Firma se snaží proniknout na trh i malým harvestorem, který je určen k probírce lesa a je tak jednou z pouhých dvou českých firem, které harvester v České republice vyrábějí. Velikost harvestoru je určena především požadavky trhu, kde velcí výrobci s dlouhou tradicí, a tím pádem velkými zkušenostmi, ze Švédska a Finska vyrábějí především velké a střední harvestory pro mýtní těžbu, po kterých je největší poptávka na trhu. Pro vstup na trh je tak lepší, než čelit konkurenci velkých společností, začít s výrobou v oblasti nejmenších harvesterů, kterými se velké firmy nezabývají a tak zaplnit sice okrajové, ale přesto volné místo na trhu, protože harvester Novotný H40 je jeden z nejmenších, který je na trhu k dostání, může se tedy uplatnit u zákazníka se specifickými požadavky na malý stroj k probírce lesa.



CÍLE PRÁCE

Primárním cílem této diplomové práce je zajistit citlivé ovládání pojezdu harvestoru při malých rychlostech. Harvestor H40 byl zatím vyroben v jediném kusu a řešení jeho pojezdu neumožňuje citlivý mikropojezd. Proto je potřeba u případných dalších kusů toto zajistit.

Aby mohlo být dosaženo tohoto cíle, je v práci nejprve popsáno stávající řešení pojezdu harvestoru H40 a jeho částí. Pojezd je realizován pomocí uzavřeného hydrostatického okruhu. Poté se spočítají parametry hydraulického okruhu a pojezdu jako je rychlost a tažná síla, kterou je harvestor při pojezdu schopen vyvinout. Po vyhodnocení těchto výsledků se navrhnou nové optimální parametry pojezdu pro budoucí stroj.

V další části se navrhnou možnosti řešení nového pojezdu stroje. Provede se primární výběr možných variant řešení, poté se provedou základní výpočty parametrů těchto variant a na základě výsledků se provede finální výběr neoptimálnějšího řešení pojezdu stroje.



1 POPIS HARVESTORU

Harvestor je víceoperační stroj, který při těžbě dříví kácí, odvětjuje, rozřezává a ukládá strom v jednom cyklu. Celkový cyklus je plně mechanizovaný a automatizovaný. Harvestory se dělí do tříd podle výkonu, hmotnosti a dosahu výložníku jeřábu. V současné době se nejvíce prosazuje střední třída pro možnost jejího nasazení jak v probírkách, tak v mýtní těžbě.

KONSTRUKČNÍ PRVKY HARVESTORU

Kabina tvoří pracovní prostředí operátora, je umístěna za ramenem výložníku a zajišťuje optimální výhled. Je ochranou pracovníka před nebezpečím při převrácení stroje (ROPS) a pádu stromů či jiných předmětů (FOPS).

Hydraulický jeřáb nese těžební hlavici a vykovává všechny potřebné operace při kácení stromu, manipulaci s kmenem a ukládání sortimentů. Jeřáby jsou montovány na střeše kabiny (Valmet), před operátorovou (John Deere, Ponsse) nebo za operátorovou kabinou. Podle konstrukce lze jeřáby rozdělit na: výkyvné (jeřáb s hlavní výložníkem, zlamovacím a teleskopickým ramenem nebo jen výložníkem se zlamovacím systémem), teleskopické (jeřáb s paralelně vedenými výložníkovými rameny), paralelní (jeřáb se zlamovacím a teleskopickým výložníkem).

Těžební hlavice je adaptér s pracovními nástroji. Slouží k uchopení stromu, uříznutí, položení do pracovní polohy, odvětvení, zkrácení a uložení vyrobených sortimentů. Těžební hlavice může rotovat a být sklopena. Na začátku pracovního cyklu je nasazena vertikálně na strom, který uchopí odvětvovacími noži a podávacími válci. Strom je uříznut řetězovou pilou a vykloněn do směru kácení, přičemž operátor může kontrolovat směr pádu stromu a vyhnout se tak poškození nadějných stromů nebo nárostu. V horizontální poloze je strom přenášen ramenem hydraulického jeřábu a pohybem podávacích válců postupně protažen těžební hlavici. Přitom je odvětčován noži, krácen řetězovou pilou a vyrobené sortimenty jsou ukládány vedle linky.

Harvestory jsou poháněny vznětovými motory. Pohon je od motoru na kola přenášen mechanicky nebo hydraulicky.

Podle druhu podvozku rozlišujeme harvestory na kolové, pásové a kráčejíci. Kolové harvestory mohou zvládnout terény po spádnici (podélný sklon) do sklonu 35 – 45 (50) % podle stavu povrchu, nad 45 % (až 65 %) přichází v úvahu kolopásová, pásová a kráčejíci varianta podvozku. Moderní konstrukce dovolují u některých typů harvestorů naklání (nivelování) kabiny do vodorovné polohy při práci ve svazích. Také kola podvozku se mohou svahu přizpůsobit. Tato technická řešení zvyšují příčnou stabilitu stroje (např. Rottne 5005). Podvozek těžebně-dopravních strojů je složen z přední a zadní části. Řízení je zlamovací pod úhlem 42 – 44°. Podvozek se uplatňuje ve variantě od 4 do 8 kol, nápravy jsou pevné nebo výkyvné tandemové (boogie). Na nápravách se používají široké nízkotlaké pneumatiky (flotační). Výhodami kolových podvozků jsou možnosti pohybu na veřejných komunikacích, rychlost pojezdu, nižší škody po přejezdu kořenů stromů a zavedenost. Nevýhodou oproti pásovým je větší tlak na půdu a menší svahová prostupnost. Pásové podvozky jsou vyžívány jen ve specifických případech, neboť jejich nevýhodou je poškozování povrchové vrstvy půdy „smykovým zatáčením“, omezená rychlost, nemožnost pohybu na veřejných komunikacích a častější poškození kořenů stromů při jejich přejezdu oproti kolovým podvozkům (hlavně kovové pásy mohou kořeny snadno odříznout).

Dnes je již většina harvestorů vybavena počítačem řízeným měřicím a vyhodnocovacím systémem. Ten vypočítává objemy vyrobených sortimentů dle druhu dřeviny, tloušťkové třídy a sortimentuje dle kvality. Tato data lze z harvestoru přenést k dalšímu zpracování počítačem. Měření délek se děje kontinuálně pomocí měřicího kolečka v těžební hlavici harvestoru.



Měření průměrů kmene je prováděno potenciometry umístěnými v dolních odvětvovacích nožích nebo v podávacích válcích. V kabině operátora může být umístěn palubní počítač přijímající a zpracovávající data, ke kterému je případně připojena klávesnice, obrazovka a tiskárna. [6] [7]

1.1 HARVESTOR NOVOTNÝ H40

Tento malý harvester je svými rozměry určen hlavně pro probírku lesa. Kompaktní čtyřkolové provedení umožňuje malý rádius zatáčení, dobrou manévrovatelnost a stabilitu v terénu. Je poháněn čtyřválcovým motorem Cummins o objemu 4.5l s výkonem 69kW, který dodává sílu přes hydrostatický obvod na kola. Harvester je vybaven ramenem Kesla 571 H a hlavicí Keto 51, která odpovídá požadavkům pro probírku lesa. Měřicí systém EPEC 4W30 provádí měření průměru a délky řezaných stromů. Další vlastnosti jsou uvedeny v Tab. 2. [2]



Obr. 1 Harvester Novotný H40 [2]



Tab. 1 Vlastnosti harvestoru Novotný H40 [2]

HARVESTOR	H 40
Motor	Cummins B 4.5
Výkon	69 kW při 2200 min ⁻¹
Objem válců	4500 cm ³
Nádrž na naftu	96 l
Hydraulika Bosch Rexroth	
Hydrostatický pojezd	
Pracovní tlak	21 MPa
Pojezdový tlak	40 Mpa
Nádrž na olej	165 l
Elektrický systém	
Napětí	24 V
Akumulátor	2 x 100 Ah
Alternátor	2 x 75 A
Pracovní osvětlení	Dvojitá světla 9 x 150 W
Brake	
Nouzová brzda	Hydrostatická
Pakrovací brzda	Mechanická lamelová
Rozměry	
Šířka	2260 mm
Výška	3160 mm
Délka	4750 mm
Světlá výška	500 mm
Kabina	
Bezpečnostní odizolovaná kabina se sedadlem Grammer, ovládání přes elektronické joysticky Caldaro, klimatizovaná, rádio s CD přehrávačem	
Ruka	Kesla 571 H
Dosah	7130 mm
Zvedací moment	38 kNm
Otáčecí moment	16 kNm
Hlavice	Keto 51
Max. průměr kmene	370 mm
Váha	390 kg
Počet odvětvovačích nožů	5
Podávání	Dva pásy
Podávací rychlost	3,8 m/s
Měřicí systém	EPEC 4W30



1.1.1 POPIS NYNĚJŠÍHO STAVU POJEZDU

Stávající hydrostatický pojezd poskytuje harvestoru H40 dva rychlostní režimy – želva a zajíc. Rychlý režim, zajíc, určený k delšímu přemísťování a k dopravě na místo potřeby má maximální rychlost přibližně $13\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. To je optimální rychlost vzhledem ke konstrukci stroje a jeho účelu, v terénu tuto rychlost nejde využít a stroj se nepřemísťuje na velké dálky ani po zpevněných cestách, kde by se vyšší rychlost dala využít, ale při vyšší rychlosti se rovněž harvestor stává nestabilní. Při konzultaci na toto téma s výrobcem stroje bylo zjištěno, že maximální rychlost by měla být $12\text{--}15\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$.

Pomalý režim, želva, sloužící přesnému dojetí na požadované místo a zaujetí správné pozice ke kácení či malý pojezd při práci s ramenem. Tento rychlostní režim je ale pro svůj účel také příliš rychlý a tím pádem neposkytuje potřebnou přesnost a citlivost mikropojezdu. Nynější maximální rychlost tohoto režimu je $11\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Tato rychlost se příliš neliší od rychlého režimu. Prakticky se při práci v tomto režimu ale využívá pouze třetinová rychlost, to znamená, že obsluha ovládá rychlost pouze na třetinové dráze pedálu. To zapříčiňuje, že citlivost ovládání je třetinová v porovnání s požadovaným stavem, kdy by tato třetinová rychlost byla využita celou drahou ovládacího pedálu.

1.1.2 HYDROSTATICKÝ PŘEVOD

Harvestor Novotný H40 je vybaven hydraulickým převodovým systémem. To znamená, výkon je mezi vstupem a výstupem do tohoto systému přenášen hydraulicky, což obstarává hydraulická kapalina resp. hydraulický olej.

Tento hydraulický systém musí obsahovat prvky k transformaci druhu přenášeného výkonu. V našem případě je hydrostatický obvod složen z hydrogenerátoru a hydromotoru.

Hydrogenerátor je přímo připojen ke spalovacímu motoru. Převádí mechanický výkon, tzn. otáčky a moment, na hydraulický tedy na tlak a průtok. Hydrogenerátory můžeme podle konstrukce rozdělit na zubové, lamelové a pístové. Pístové se dále dělí podle umístění pístů na axiální, radiální a řadové. Další rozdělení je podle schopnosti regulovat průtok hydraulické kapaliny, dělí se na regulační a neregulační. V řešeném harvestoru je použit regulační, axiální pístový hydrogenerátor.

Dalším prvkem obvodu musí být hydromotor, který naopak převádí hydraulický výkon zpět na mechanický, který slouží k pohonu pracovního mechanismu, či v tomto případě k pohonu pojezdu. Z toho vyplývá, že konstrukční uspořádání rotačních hydromotorů je podobné jako hydrogenerátorů a také je dělíme na zubové, pístové a lamelové. Zde je použit regulační, axiální pístový hydromotor.

Protože pracovní prostory hydrogenerátoru a hydromotoru nejsou dokonale těsné a tím pádem mají průtokové ztráty, které jsou ze skříně odvedeny do nádrže. Tyto ztráty jsou hrazeny pomocným doplňovacím hydrogenerátorem. Kapalina je při doplňování obvykle chlazená a filtrována. [10]

1.1.3 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ HARVESTORU NOVOTNÝ H40

Nynější pojezd harvestoru H40 je řešen uzavřeným hydrostatickým obvodem. Výkon je zprostředkováván spalovacím motorem Cummins B4.5. Motor pohání tři hydrogenerátory, jeden k pojezdu, druhý k řízení stroje a třetí na pracovní hydrauliku.

Pojezdový hydrogenerátor Bosch Rexroth A4VG90 je připojen na spalovací motor přes spojku KTR, která zamezuje přenosu nežádoucích ohybových momentů a vibrací na hydrogenerátor. Tento hydrogenerátor je axiální pístový se sklopnou deskou a naklopení

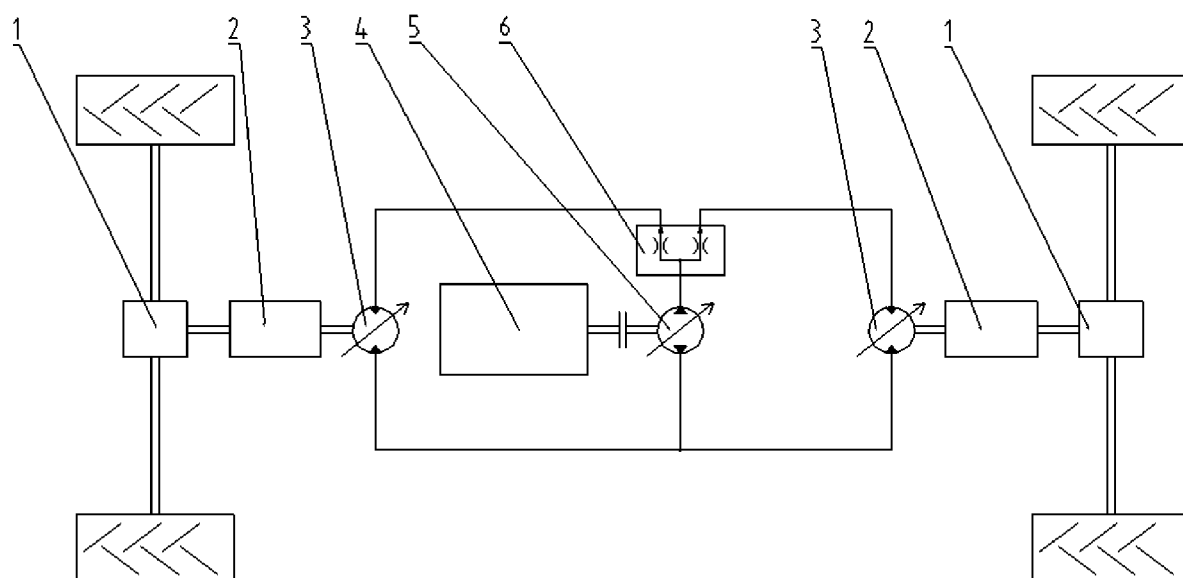


desky je možné řídit plynule. Od nulového až do maximálního jednotkového objemu, který činí 90cm^3 .

Hydrogenerátor je spojen se dvěma hydromotory Bosch Rexroth A6VM107. Jedná se o pístové axiální hydromotory, a i když umožňují plynulé naklápění desky, jsou používány jen ve dvou režimech. Pomalý režim je realizován maximální naklopením desky a tím pádem maximálním objemem a při rychlém režimu se objem sníží na 80% maximálního jednotkového objemu, tím se při stejném průtoku zvýší otáčky hydromotoru a tedy i rychlost stroje.

Hydrogenerátor a oba hydromotory jsou spojeny v uzavřeném hydraulickém okruhu. Samotné fyzické propojení obstarávají pouze vysokotlaké hadice. Průtok oleje do hydromotorů je řízen děličem průtoku Buchler MT16DV. Každý hydromotor je umístěna na jedné nápravě, odtud se výkon na kola přenáší přes planetovou převodovku, poté na diferenciál. Mechanický diferenciál na nápravách je uzavíratelný.

Hydraulické schéma pojezdu je v příloze I. Zjednodušené schéma pak je možné vidět na Obr. 2.



Obr. 2 Zjednodušené schéma pojezdu harvestoru H40; 1 - Uzavíratelný diferenciál, 2 - Planetová převodovka, 3 - Regulační hydromotor, 4 - Spalovací motor, 5 - Regulační hydrogenerátor, 6 - Dělič průtoku



1.1.4 PARAMETRY JEDNOTLIVÝCH KOMPONENTŮ SLOUŽÍCÍCH K POJEZDU

SPALOVACÍ MOTOR CUMMINS B4.5-92

Spalovací motor Cummins je turbodmychadlem přeplňovaný vznětový motor. Motor pracuje při nominálních otáčkách 2200min^{-1} , kdy má výkon 69kW . Při těchto otáčkách je točivý moment 300Nm . Točivý moment je při 1500min^{-1} 407Nm . To znamená, že motor má výkonovou rezervu, při poklesu otáček stoupne točivý moment a tím se zabraňuje tzv. udušení motoru.

Vlastní motor je na Obr. 3. Základní motoru jsou uvedeny v Tab. 2. [4]



Obr. 3 Motor Cummins B4.5 [4]

Tab. 2 Základní parametry spalovacího motoru Cummins [4]

Objem	V	4.5 l
Počet válců	-	4
Výkon při pracovních otáčkách (2200 min^{-1})	P_{prac}	69 kW
Maximální výkon (2000 min^{-1})	P_{max}	73 kW
Maximální točivý moment (1500 min^{-1})	M_{max}	407 Nm



HYDROMOTOR BOSCH REXROTH A6VM107

Dva axiální pístové hydromotory s plynule sklopnou deskou. Každý hydromotor je umístěn na jedné nápravě. Základní parametry motoru jsou v Tabulce 3. [3]



Obr. 4 Hydromotor Bosch Rexroth A6VM/63 a jeho schéma [3]

Tab. 3 Základní parametry hydromotoru A6VM107 [3]

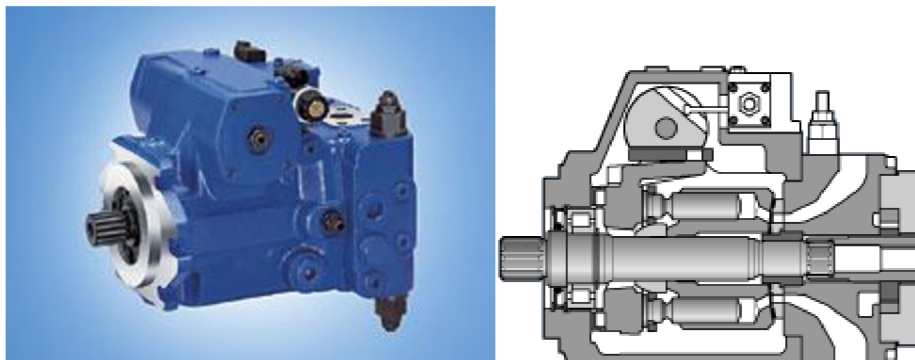
Max. jednotkový objem	V_{\max}	107 cm ³ /ot
Min. objem	V_{\min}	0 cm ³
Max. otáčky při V_{\max}	n_{nom}	3550 min ⁻¹
Max. otáčky	n_{\max}	5600 min ⁻¹

Motor je dodáván na přání zákazníka, buď plynule regulovatelný nebo dvoustupňový, kdy maximální objem je daný a minimální lze nastavit v rozsahu 0 – 0,7 V_{\max} . Řídit lze buď hydraulicky nebo elektricky. V našem případě je použit dvoustupňový motor, který se ovládá elektricky na základě signálu ze snímače výstupních otáček hydromotoru, na dle těchto dat je pak zvolen rychlostní režim stroje. To znamená, buď rychlý režim „zajíc“ nebo pomalý „želva“.



HYDROGENERÁTOR BOSCH REXROTH A4VG90

Axiální pístový hydrogenerátor s plynule sklopnou deskou je ovládán proporcionálně elektricky, naklonění desky tak prakticky řídí elektronický plynový pedál v kabině, který vysílá elektrický signál k řízení naklonění desky. Hydrogenerátor a jeho schéma jsou vyobrazeny na Obr. 5. Základní parametry hydrogenerátoru jsou uvedeny v tabulce 4. [3]



Obr. 5 Hydrogenerátor Bosch Rexroth modelové řady A4VG/32 a jeho schéma [3]

Tab. 4 Základní parametry hydrogenerátoru A4VG90 [3]

Max. jednotkový objem	V_{\max}	$90 \text{ cm}^3/\text{ot}$
Min. objem	V_{\min}	0 cm^3
Max. otáčky při V_{\max}	n_{nom}	3050 min^{-1}
Max. otáčky	n_{\max}	3800 min^{-1}

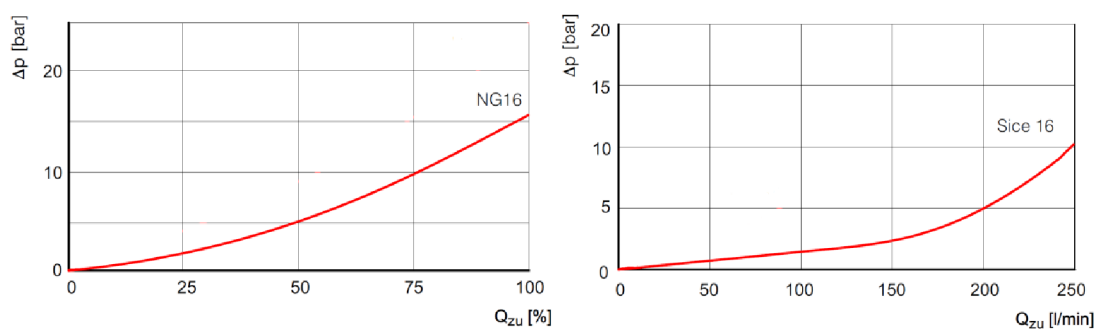


DĚLIČ PRŮTOKU BUCHER MT16DV

Při zapnutí děliče průtoku se dělí průtok oleje od hydrogenerátoru mezi obě nápravy a supluje tak uzávěrku středového diferenciálu. Průtok rozděljuje mezi nápravy v poměru 1:1 s přesností $\pm 3\%$. Při jeho vypnutí je průtok neřízený a hydraulické ztráty významně klesnou, jak je možné vidět z Obr. 7. Samotný dělič je vyobrazen na Obr. 6. [5]



Obr. 6 Dělič průtoku Bucher MT16DV [5]



Obr. 7 Tlaková ztráta na děliči průtoku, vlevo při zapnutém dělení a vpravo při vypnutém [5]



VEDENÍ

Vedení hydraulické kapaliny obstarávají vysokotlaké hadice o délce 1,5m k zadní nápravě a 2,5m k přední. Celková délka je tedy 8m. Nominální průměr hadice je 1 palec a vnitřní průměr hadice je 26mm.

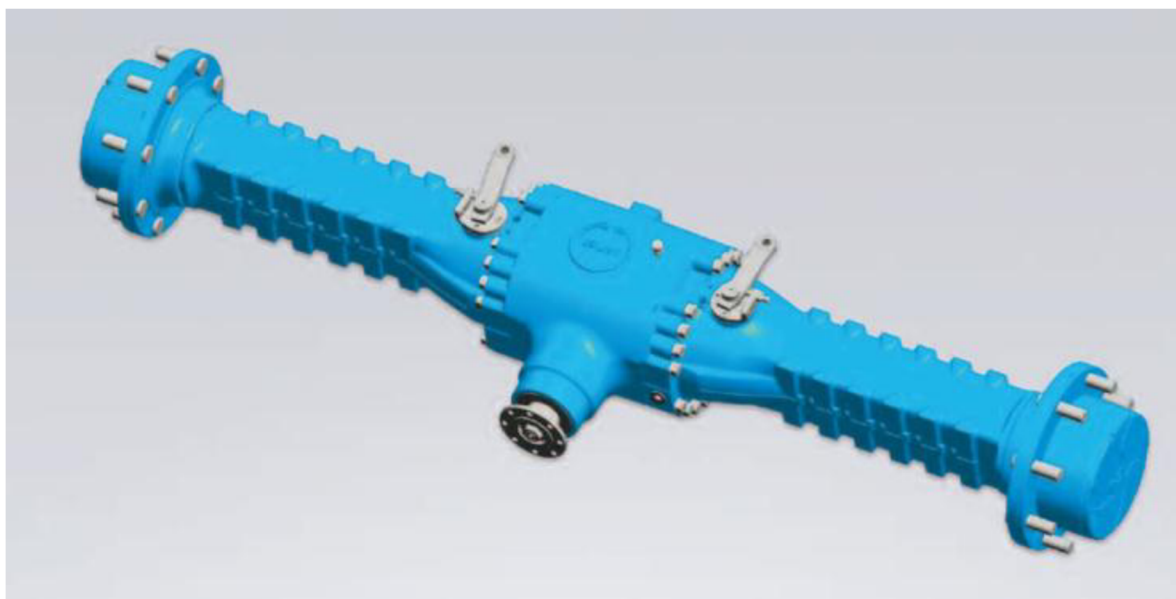
Dále jsou u hydrogenerátoru a u obou hydromotorů použity z prostorových důvodů kolena to znamená celkem 6 kolien.



Obr. 8 Vysokotlaké hydraulické hadice[5]

NÁPRAVY DANA AXLE 112

Tuhé nápravy jsou připravené na montáž hydromotoru a jsou vybaveny planetovou převodovkou a diferenciálem s jeho uzávěrkou. Převod kuželového ozubení je 34/11 zubů, planetová převodovka má převod 6, to znamená celkový převod je 18,545. Nápravy však mohou být dodány i s jinou planetovou převodovkou, kdy se pak celkový převod pohybuje v rozsahu od 12,6 do 26,25. Samotná náprava je zobrazena na Obr. 9. [11]



Obr. 9 Náprava DANA model 112 [11]



2 VÝPOČET STÁVAJÍCÍHO STAVU POJEZDU

Výpočty parametrů hydraulického okruhu nebyly ve firmě Novotný zatím zhotoveny, proto se nejdříve musí spočítat nynější stav a poté se teprve může navrhnout řešení problému, který je zadán.

2.1 VÝPOČET RYCHLOSTI

Hydrogenerátor s jednotkovým objemem 90cm^3 je připojen přímo na spalovací motor, který má pracovní otáčky 2200min^{-1} . Maximální průtok při největším objemu hydrogenerátoru se tedy vypočítá vynásobením těchto dvou hodnot a zahrnutím průtokové účinnosti hydrogenerátoru, kterou výrobce neudává, a tak na základě podobností s jinými hydrogenerátory odhadnuta na 95%, i když se její hodnota mění v průběhu zatížení a naklopení desky, zde ve výpočtech se s ní bude počítat jako s konstantní hodnotou, protože výsledek to nijak zásadně neovlivní.

$$\begin{aligned} Q &= n_{mot} \cdot V_{gen} \cdot \eta_{gen-pr} [m^3 \cdot s^{-1}] & (2.1) \\ Q &= 36,6667 \cdot 0,00009 \cdot 0,95 = 0,003135 m^3 \cdot s^{-1} = 188,1 l \cdot min^{-1} \\ Q &= 188,1 l \cdot min^{-1} \end{aligned}$$

kde

Q	je průtok hydraulickým obvodem
n_{mot}	jsou pracovní otáčky spalovacího motoru
V_{gen}	je jednotkový objem hydrogenerátoru
η_{gen-pr}	je průtoková účinnost hydrogenerátoru

2.1.1 POMALÝ REŽIM

Otáčky hydromotoru se vypočítají z průtoku, počtu, objemu hydromotorů a průtokové účinnosti hydromotorů. Dva hydromotory, každý na jedné nápravě, mají objem 107cm^3 , a jejich účinnost výrobce také neudává a tak byla odhadnuta na 95%.

$$\begin{aligned} n_{h.mot} &= \frac{Q}{j \cdot V_{mot}} \cdot \eta_{mot-pr} [s^{-1}] & (2.2) \\ n_{h.mot} &= \frac{0,003135}{2 \cdot 0,000107} \cdot 0,95 = 13,92 s^{-1} = 835 min^{-1} \\ n_{h.mot} &= 835 min^{-1} \end{aligned}$$

kde

V_{mot}	je jednotkový objem hydromotoru
j	je počet hydromotorů
η_{mot-pr}	je průtoková účinnost hydromotoru
$n_{h.mot}$	jsou výchozí otáčky hydromotorů
Q	je průtok hydraulickým obvodem



Otáčky hydromotorů se redukuje planetovými převodovkami na nápravách s převodem 6 a ozubeným kuželovým soukolím s převodem 34/11 zubů. Celkový převod se tak spočítá jako součin těchto dvou hodnot.

$$\begin{aligned} i_{napr} &= i_{kuž} \cdot i_{plan} & (2.3) \\ i_{napr} &= \frac{34}{11} \cdot 6 = 18,545 \\ i_{napr} &= 18,545 \end{aligned}$$

kde

i_{napr} je celkový převod na nápravě
 $i_{kuž}$ je převod kuželového soukolí na nápravě
 i_{plan} je převod planetové převodovky na nápravě

Ke zjištění rychlosti musíme nejprve zjistit otáčky kol, to jsou otáčky hydromotorů zredukované celkovým převodem na nápravě.

$$\begin{aligned} n_{kol} &= \frac{n_{h.mot}}{i_{napr}} [s^{-1}] & (2.4) \\ n_{kol} &= \frac{835}{18,545} = 0,7504 s^{-1} = 45,03 min^{-1} \\ n_{kol} &= 45 min^{-1} \end{aligned}$$

kde

n_{kol} jsou otáčky kol
 $n_{h.mot}$ jsou otáčky hydromotoru
 i_{napr} je převod planetové převodovky na nápravě

Maximální rychlost na pomalý režim, tedy kdy hydromotory pracují s plným objemem, se vypočítá pomocí otáček kol a statického poloměru kola.

Na kolech harvestoru jsou použity pneumatiky Continental s typovým označením 540/65 R 28. Je to standardizované označení, kde 540 značí šířku pneu v milimetrech, 65 je výška pneumatiky v procentech její šířky a 28 je vnitřní průměr pneumatiky, tedy disku, v palcích. Tyto rozměry však udávají průměr nezátěžené pneumatiky. K výpočtu potřebujeme statický poloměr zatížené pneumatiky, který se měří. Podle katalogu výrobce je 624mm. Dále se měří dynamický poloměr, protože se zvyšující se rychlostí se poloměr díky odstředivým silám mírně zvětšuje. Vzhledem k nízkým rychlostem, kterých harvestor dosahuje, může být dynamický poloměr zanedbán.

$$\begin{aligned} v_p &= n_{kol} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{stat} [m \cdot s^{-1}] & (2.5) \\ v_p &= 835 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,624 = 2,942 m \cdot s^{-1} = 10,59 km \cdot h^{-1} \\ v_p &= 11 km \cdot h^{-1} \end{aligned}$$

kde

v_p je maximální rychlost vozidla při pomalém režimu
 n_{kol} jsou otáčky kol
 r_{stat} poloměr kola



2.1.2 RYCHLÝ REŽIM

Maximální rychlost stroje tedy stav, kdy motory pracují se zmenšeným objemem $85,6\text{cm}^3$, se vypočítá ze předchozích vztahů 2.2 - 2.7 stejným postupem.

$$v_r = 13,2 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$$

kde

v_r je maximální rychlost stroje

2.2 VÝPOČET HYDRAULICKÝCH ZTRÁT

2.2.1 HYDRAULICKÉ ZTRÁTY VEDENÍM

Při proudění kapaliny v hydraulickém obvodu vznikají ztráty, které se projevují snížením tlaku, který vytváří hydrogenerátor. Hydromotory pak tedy pracují s tlakovým spádem, který vytváří hydrogenerátor, sníženým o tyto hydraulické ztráty. Tlakové ztráty se dělí na ztráty ve vedení, které vznikají v našem případě v hadicích a ztráty místní, které vznikají v kolenech a v děliči průtoku. Vnitřní ztráty v hydromotoru a v hydrogenerátoru jsou zahrnuty v jejich účinnosti.

Nejprve spočítáme střední rychlost proudění, je to základní parametr, na kterém závisí velikost ztrát ve vedení. Proudění probíhá ve vysokotlakých hydraulických hadicích o nominálním průměru 1 palec, vnitřní průměr těchto hadic je 26mm. [1]

$$v_s = \frac{4 \cdot Q}{\pi d^2} [m \cdot s^{-1}] \quad (2.6)$$

$$v_s = \frac{4 \cdot 0,003135}{\pi \cdot 0,026^2} = 5,905 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$v_s = 5,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde

v_s je střední rychlost
 Q je průtok hydraulickým obvodem
 d je vnitřní průměr hadice

Reynoldsovo číslo je bezrozměrné a říká, jestli je proudění laminární nebo turbulentní. Závisí na rychlosti kapaliny, průměru vedení a kinematické viskozitě kapaliny. Kapalina je v našem případě hydraulický olej typ 46, toto číslo nám udává viskozitu při 40°C . To znamená, že olej má viskozitu $46\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$ při 40°C , tu lze brát jako pracovní teplotu kapaliny při provozu. Mezní hodnota laminárního proudění pro pryžové potrubí je $Re_{\text{krit}} \approx 1600$. [1]

$$Re = \frac{v_s \cdot d}{\nu} \quad (2.7)$$

$$Re = \frac{5,9 \cdot 0,026}{0,000046} = 3337,4$$

$$Re = 3337$$

kde

Re je Reynoldsovo číslo
 v_s je střední rychlost proudící kapaliny
 d je vnitřní průměr hadice



ν je kinematická viskozita

Z výsledku je jasné, že proudění v hadicích je turbulentní, protože Reynoldsovo číslo je větší než kritická hranice laminárního proudění. Dále se tak počítá se vzorci pro turbulentní proudění v kruhových potrubích a nenulovou drsností stěn.

K výpočtu hydraulických ztrát ve vedení, které jsou závislé na druhu kapaliny, její rychlosti a průřezu potrubí, potřebujeme spočítat bezrozměrný součinitel tření λ , k jeho vypočtení je nutné znát poměrnou drsnost ε , která závisí na povrchu a průměru potrubí. Drsnost R_a stěn hydraulických hadic byla zvolena $12,5\mu\text{m}$.

Poměrná drsnost [1]

$$\varepsilon = \frac{Ra}{d} \quad (2.8)$$

$$\varepsilon = \frac{0,0000125}{0,026} = 0,000481$$

$$\varepsilon = 5 \cdot 10^{-4}$$

kde

ε je poměrná drsnost
 R_a je střední hodnota nerovností povrchu
 d je vnitřní průměr hadice

Bezrozměrný součinitel tření se pak tedy rovná [1]

$$\lambda = 0,1 \cdot \left(\frac{100}{Re} + \varepsilon \right)^{0,25} \quad (2.9)$$

$$\lambda = 0,1 \cdot \left(\frac{100}{x} + 0,000481 \right)^{0,25} = 0,04177$$

$$\lambda = 0,4$$

kde

λ je bezrozměrný součinitel tření
 Re je Reynoldsovo číslo
 ε je poměrná drsnost



Tlaková ztráta ve vedení se spočítá podle následujícího vzorce. Celková délka hadic je 8m a hustota použitého hydraulického oleje HM46 je $880\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$. [1]

$$\Delta p_{ved} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{v_s^2}{2} \quad [Pa] \quad (2.10)$$

$$\Delta p_{ved} = 0,04177 \cdot \frac{8}{0,026} \cdot 880 \cdot \frac{5,9^2}{2} = 197172 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{ved} = 0,2 \text{ MPa}$$

kde

Δp_{ved}	je tlaková ztráta ve vedení
λ	je bezrozměrný součinitel tření
l	je celková délka hadic
d	je vnitřní průměr hadice
ρ	je hustota hydraulického oleje
v_s	je střední rychlost proudící kapaliny

2.2.2 ZTRÁTY VEDENÍM PŘI JINÝCH TEPLOTÁCH

Výpočet výše je uveden při běžné pracovní teplotě 40°C . Nyní se provede porovnání dvou stavů při teplotách 10°C a 70°C . Teplota má zásadní vliv na viskozitu oleje a tím pádem na velikost tlakových ztrát. Tyto režimy mohou představovat studený start nebo naopak práci při zvýšené teplotě.

Nejprve se provede výpočet viskozity oleje při dané teplotě. Je použit olej HM46 s viskozitním indexem 100. Velikost tohoto indexu nám udává závislost viskozity na teplotě. Mocnitel do vztahu byl zvolen na základě podobnosti s jiným olejem HM46 s viskozitním indexem 105 na $n=2,15$. [1]

$$v_{\vartheta} = v_{40} \cdot \left(\frac{40}{\vartheta}\right)^n \quad [m^2 \cdot s^{-1}] \quad (2.11)$$

$$v_{10} = v_{40} \cdot \left(\frac{40}{10}\right)^{2,15} = 0,000906 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$v_{10} = 906 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

kde

v_{ϑ}	je viskozita při teplotě ϑ
v_{40}	je viskozita při teplotě 40°C
ϑ	je teplota
n	je určený mocnitel

Dle vztahu 2.11 spočítáme i viskozitu pro 70°C .

$$v_{70} = 14 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Dle vztahu 2.7 spočítáme Reynoldsovo číslo pro obě teploty.

$$\text{Re}_{10} = 170$$

$$\text{Re}_{70} = 11115$$

Z výsledku je zřejmé, že při teplotě 10°C je Re_{10} nižší než Re_{krit} a tak je proudění laminární, při teplotě 70°C je proudění naopak turbulentní.



Při teplotě 10°C se tak pro výpočet bezrozměrného součinitele tření vypočítá podle vztahu pro laminární proudění v pryžových hadicích. [1]

$$\lambda = \frac{85}{Re} \quad (2.12)$$

$$\lambda = \frac{85}{169,43} = 0,5017$$

$$\lambda = 0,5$$

kde

λ je bezrozměrný součinitel tření

Re je Reynoldsovo číslo

Tlaková ztráty se pak získá ze vztahu 2.10.

$$\Delta p_{ved-10} = 2,36 \text{ MPa}$$

kde

Δp_{ved-10} je tlaková ztráta vedením při teplotě 10°C

Při teplotě 70°C postupujeme podle vztahů pro turbulentní proudění 2.8 – 2.10.

$$\Delta p_{ved-70} = 0,15 \text{ MPa}$$

kde

Δp_{ved-70} je tlaková ztráta vedením při teplotě 70°C

V tabulce 5 je pak vidět, že s klesající teplotou ztráty v hydraulických hadicích stoupají. Zatímco při 70°C je tlaková ztráta přibližně asi 0,3% tlakového spádu na hydrogenerátoru, při 10°C by to bylo skoro 6%.

Tab. 5 Závislost tlakové ztráty vedením na teplotě

Teplota [°C]	Tlaková ztráta [MPa]
10	2,36
40	0,20
70	0,15



2.2.3 MÍSTNÍ HYDRAULICKÉ ZTRÁTY V KOLENECH

K výpočtu místní tlakové ztráty v kolenech, kterými jsou spojeny hadice s hydrogenerátorem a hydromotory, je potřeba znát velikost součinitele místních ztrát ζ_m . Ten se spočítá pomocí empirického Weisbachova vztahu. Poloměr zakřivení kolene je 60mm. [1]

$$\zeta_m = 0,13 + 16\left(\frac{d}{R}\right)^{3,5} \quad (2.13)$$

$$\zeta_m = 0,13 + 16\left(\frac{0,026}{0,060}\right)^{3,5} = 0,1386$$

$$\zeta_m = 0,1$$

kde

ζ_m je velikost součinitele místních ztrát

d je vnitřní průměr hadice

R je poloměr zakřivení potrubí

Místní tlaková ztráta je závislá také na hustotě a rychlosti proudění hydraulické kapaliny. [1]

$$\Delta p_{zm} = \zeta_m \cdot \rho \cdot \frac{v_s^2}{2} [Pa] \quad (2.14)$$

$$\Delta p_{zm} = 0,1386 \cdot 880 \cdot \frac{5,9^2}{2} = 2125 Pa$$

$$\Delta p_{zm} = 2 kPa$$

kde

Δp_{zm} je tlaková místní ztráta v koleni

ζ_m je velikost součinitele místních ztrát

ρ je hustota hydraulického oleje

v_s je střední rychlost proudící kapaliny

2.2.4 DĚLIČ PRŮTOKU

Na Obr. 8 je vidět, že při zapnutém dělení průtoku je tlakový spád při průtoku $188,1 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ přibližně 10 bar, tedy 1MPa.

$$\Delta p_{dělč} = 1000000 Pa = 1 MPa$$

kde

$\Delta p_{dělč}$ je tlaková ztráta na děliči průtoku



2.2.5 CELKOVÁ ZTRÁTA

Celková tlaková ztráta je rovna součtu všech tlakových ztrát, tzn. ve vedení, v kolenech a v děliči průtoku. Vnitřní tlakové ztráty v hydromotorech a v hydrogenerátoru jsou započítány v jejich účinnosti.

$$\begin{aligned}\Delta p_z &= \Delta p_{ved} + k \cdot \Delta p_{zm} + \Delta p_{dělčič} [Pa] \\ \Delta p_z &= 197172 + 6 \cdot 2125 + 1000000 = 1209927 Pa = 1,2099 MPa \\ \Delta p_z &= 1,21 MPa\end{aligned}\tag{2.15}$$

kde

Δp_z	je celková tlaková ztráta v hydraulickém obvodu
Δp_{ved}	je tlaková ztráta ve vedení
k	je počet kolen
Δp_{zm}	je tlaková místní ztráta v kolenu
$\Delta p_{dělčič}$	je tlaková ztráta na děliči průtoku

Celková ztráta 1,21MPa je spočítána při teplotě 40°C a při plně otevřeném hydrogenerátoru, tedy při maximálním průtoku. Její velikost ovlivňuje hlavně ztráta v děliči a ztráty ve vedení, místní ztráty tvoří pouze malou část.

Velikost ztrát nejvíce závisí na druhé mocnině rychlosti, mění se tak v průběhu naklopení desky hydrogenerátoru, tzn. v průběhu rychlosti pohybu stroje. Pro další výpočty se zde však bude brát tato ztráta jako lineární. Jednak je to možné díky tomu, že je počítána z nejvyššího průtoku a ztráty tak mohou být jen nižší a tak bude systém spíše mírně předdimenzovaný než poddimenzovaný. Druhý důvod je ten, že ztráty ovlivňují výkon pojezdu maximálně třemi procenty, to je akceptovatelná hodnota vzhledem k tomu, že ve výpočtu figurují některé empirické vzorce, které takové přesnosti nedosahují a rovněž některá vstupní data pro výpočet jsou pouze odhadnuta nebo ne zcela přesně změřena.

2.3 NYNĚJŠÍ TAŽNÁ SÍLA

V této kapitole se počítá celková tažná síla na kolech stroje, kterou jsou schopny hydromotory a spalovací motor vyprodukovat, poté je ze závislosti tažné síly na rychlosti sestrojena pojezdová charakteristika stroje.

TAŽNÁ SÍLA HYDROMOTORŮ

Tlakový spád na hydromotoru je tlakový spád, který vytváří hydrogenerátor zmenšený o ztráty vznikající v hydraulickém obvodu.

$$\begin{aligned}\Delta p_{mot} &= \Delta p_{gen} - \Delta p_z [Pa] \\ \Delta p_{mot} &= 400 \cdot 10^5 - 1209927 = 38790073 Pa = 38,790073 MPa \\ \Delta p_{mot} &= 38,8 MPa\end{aligned}\tag{2.16}$$

kde

Δp_{mot}	je tlakový spád na hydromotoru
Δp_{gen}	je tlak který je schopen vyvinout hydrogenerátor
Δp_z	je celková tlaková ztráta v hydraulickém obvodu



Maximální kroutící moment, který jsou hydromotory schopny vyvinout závisí na tlakovém spádu a objemu hydromotorů. [1]

$$M_k = \Delta p_{mot} \cdot \frac{j \cdot V_{mot}}{2 \cdot \pi} \cdot \eta_{mot-celk} [Nm] \quad (2.17)$$

$$M_k = 38,790073 \cdot 10^6 \cdot \frac{2 \cdot 107 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot \pi} \cdot 0,92 = 1215 Nm$$

$$M_k = 1215 N$$

kde

$M_{k,mot}$ je maximální kroutící moment, který jsou hydromotory schopné vyvinout

Δp_{mot} je tlakový spád na hydromotoru

j je počet hydromotorů

V_{mot} je objem hydromotoru

$\eta_{mot-celk}$ je celková účinnost hydromotoru

Kroutící moment z hydromotorů je poté na nápravě znásoben celkovým převodem nápravy. Tím vzniká celkový moment na kolech harvestoru, který je ještě nutné vynásobit účinností. Účinnost ozubeného kuželového soukolí byla odhadnuta na 96% a účinnost planetové převodovky na 95%.

$$\eta_{napr} = \eta_{kuž} \cdot \eta_{plan} \quad (2.18)$$

$$\eta_{napr} = 0,96 \cdot 0,95 = 0,912 = 91,2\%$$

$$\eta_{napr} = 91\%$$

kde

η_{napr} je celková mechanická účinnost nápravy

$\eta_{kuž}$ je účinnost ozubeného kuželového soukolí na nápravě

η_{plan} je účinnost planetové převodovky na nápravě

Kroutící moment se tedy spočítá takto.

$$M_k = M_{k,mot} \cdot i_{napr} \cdot \eta_{napr} [Nm] \quad (2.19)$$

$$M_k = 1215,465 \cdot 18,545 \cdot 0,912 = 20557 Nm$$

$$M_k = 20557 Nm$$

kde

M_k je kroutící moment na kolech harvestoru

$M_{k,mot}$ je maximální kroutící moment, který jsou hydromotory schopné vyvinout

i_{napr} je převod planetové převodovky na nápravě

η_{napr} je mechanická účinnost nápravy



Tažná síla stroje se spočítá vydělením kroutícího momentu ramenem síly, v našem případě je to statický poloměr kola.

$$F_T = \frac{M_K}{r_{stat}} [N] \quad (2.20)$$

$$F_T = \frac{20557,2}{0,624} = 32944 N = 32,94 kN$$

$$F_T = 33 kN$$

kde

F_T je maximální tažná síla, kterou jsou hydromotory schopné přenést
 M_K je kroutící moment na kolech harvestoru
 r_{stat} je statický poloměr kola

Toto je maximální síla, kterou jsou hydromotory schopny vyprodukovat. Síla je teoreticky v průběhu všech otáček konstantní, reálně je ovlivněna proměnnou účinností. Výkon hydromotorů tak roste lineárně s otáčkami.

TAŽNÁ SÍLA MOTORU

U spalovacího motoru je situace opačná, konstantní je výkon motoru a tažná síla se v průběhu otáček mění.

Výkon motoru je při stabilních pracovních otáčkách 96kW, a tak tažná síla od motoru závisí na rychlosti stroje.

Pokud uvážíme situaci, kdy je výkon motoru použit pouze pro jízdu stroje, tedy že pracovní mechanismus a řízení stroje neodebírají motoru žádný výkon, pak je výkon spalovacího motoru zmenšen pouze o výkon doplňovacího čerpadla, tedy 2,46kW, a dalšího příslušenství o výkonu 3kW. Výkon na kolech je také ovlivněn celkovou účinností hydromotorů a hydrogenerátoru, která se odhaduje ve výpočtu jako 92%, dále účinností převodů na nápravě a účinností hydraulického obvodu mezi hydromotory a hydrogenerátorem, která se spočítá jako výkon dělený příkonem. Tato účinnost v sobě zahrnuje vliv hydraulických ztrát vedením, místních hydraulických ztrát a tlakové ztráty v děliči průtoku. Ale naopak neobsahuje vliv účinnosti hydromotů, hydrogenerátoru a mechanickou účinnost převodu na nápravě, které jsou zahrnuty až při výpočtu tažné síly ve vzorci 2.22.

$$\eta_{hydr} = \frac{P_{out}}{P_{in}} = \frac{\Delta p_{mot}}{\Delta p_{gen}} [-] \quad (2.21)$$

$$\eta_{hydr} = \frac{38,79 \cdot 10^6}{400 \cdot 10^5} = 0,9697 = 96,97\%$$

$$\eta_{hydr} = 97 \%$$

kde

η_{hydr} je účinnost hydraulického obvodu
 Δp_{mot} je tlakový spád na hydromotoru
 Δp_{gen} je tlak který je schopen vyvinout hydrogenerátor



Závislost tažné síly na rychlosti se spočítá z následujícího vztahu. [1]

$$F_t = \frac{P - P_{ChP} - P_{aux}}{v} \cdot \eta_{gen-celk} \cdot \eta_{mot-celk} \cdot \eta_{hydr} \cdot \eta_{nápr} [N] \quad (2.22)$$

$$F_t = \frac{69000 - 2460 - 3000}{1} \cdot 0,92 \cdot 0,92 \cdot 0,969752 \cdot 0,912 = 47564 N$$

$$F_t = 48 kN \text{ při } 1 m \cdot s^{-1} \text{ tedy } 3,6 km \cdot h^{-1}$$

kde

F_t je maximální tažná síla, kterou poskytuje spalovací motor

v je rychlost stroje

P je výkon spalovacího motoru při pracovních otáčkách

P_{ChP} je výkon odebíraný plnicím hydrogenerátorem

P_{aux} je výkon odebíraný dalším příslušenstvím

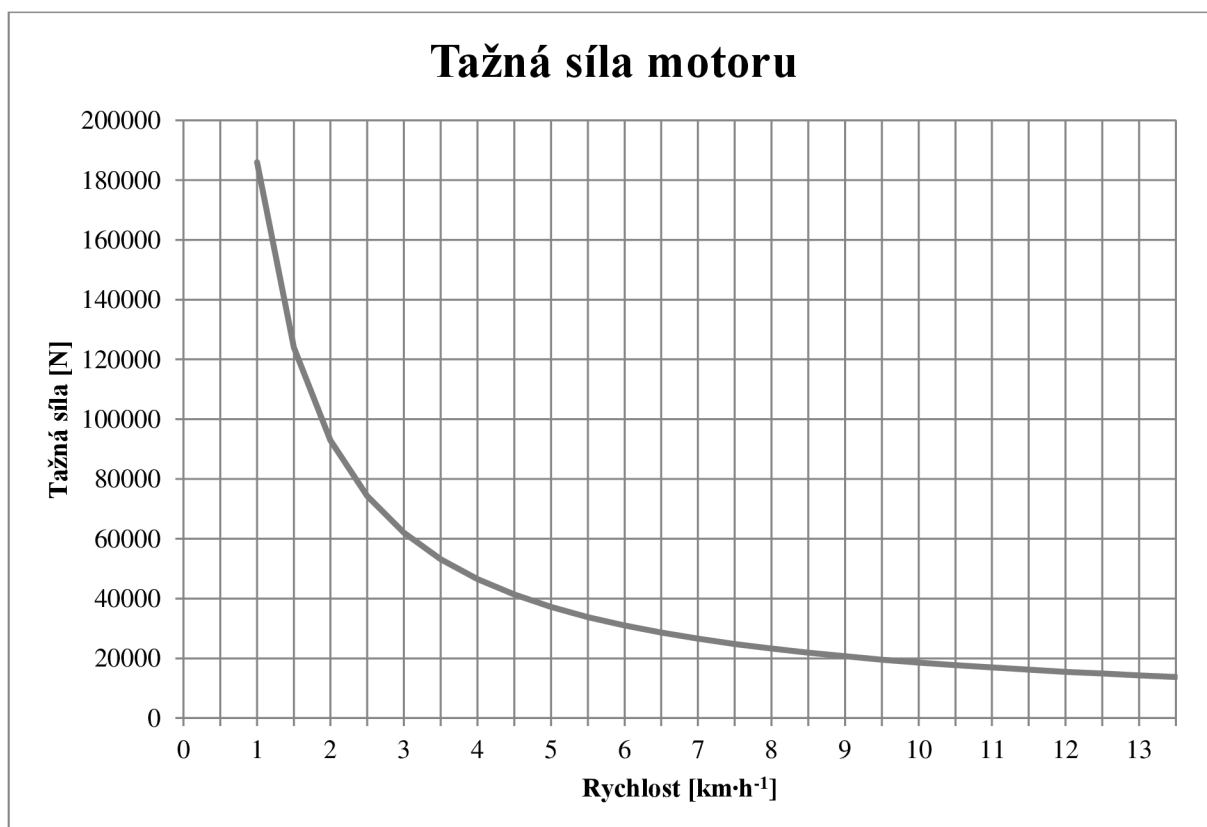
$\eta_{gen-celk}$ je celková účinnost hydrogenerátoru

$\eta_{mot-celk}$ je celková účinnost hydromotoru

η_{hydr} je účinnost hydraulického obvodu

$\eta_{nápr}$ je mechanická účinnost nápravy

Závislost tažné síly na rychlosti stroje je zobrazena na grafu v obrázku 10. Je zřejmé, že tažná síla se se zvyšující rychlostí snižuje, jelikož výkon je stále konstantní. Výsledný graf je hyperbola.



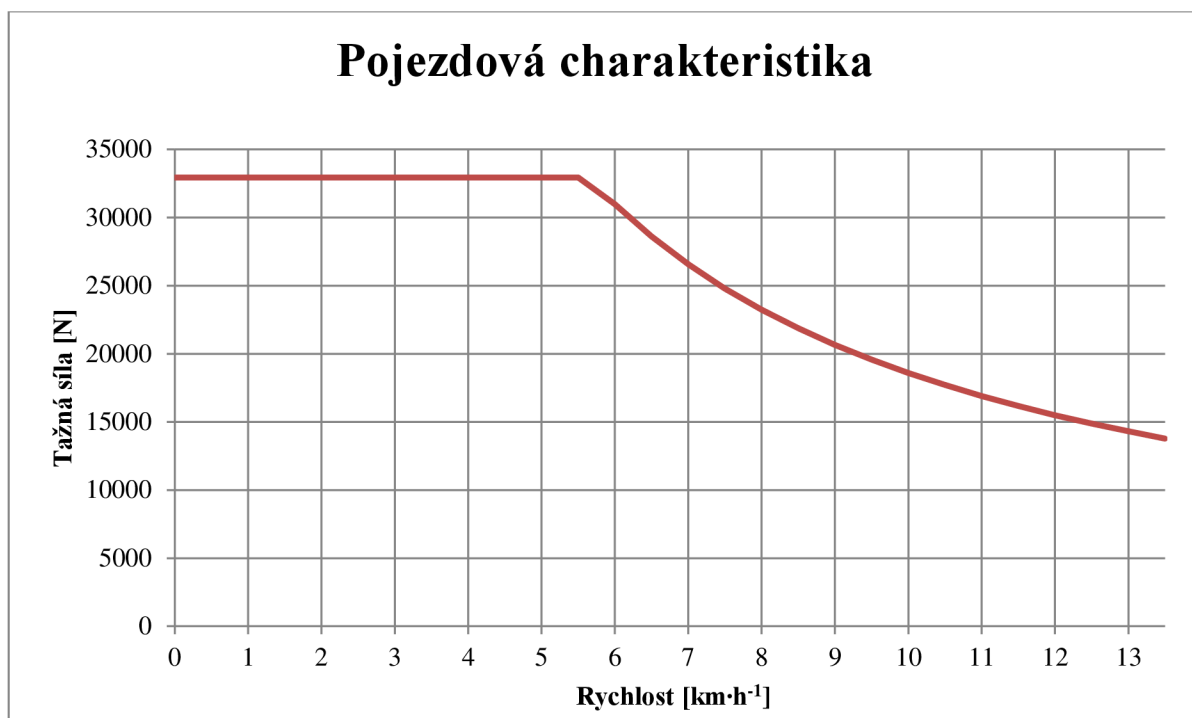
Obr. 10 Graf tažné síly spalovacího motoru v závislosti na rychlosti stroje



2.3.1 POJEZDOVÁ CHARAKTERISTIKA STROJE

Pojezdová charakteristika stroje nám znázorňuje tažnou sílu stroje v závislosti na jeho rychlosti. Při rozjezdu je velikost tažné síly omezena maximální možnou tažnou silou, kterou jsou hydromotory schopny vyprodukovat, a tak zhruba do rychlosti $5,5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ je tažná síla konstantní, poté již nestačí výkon spalovacího motoru a síla tak začne hyperbolicky klesat až do maximální rychlosti stroje.

Výsledná pojezdová charakteristika je znázorněna na grafu na obrázku 11.

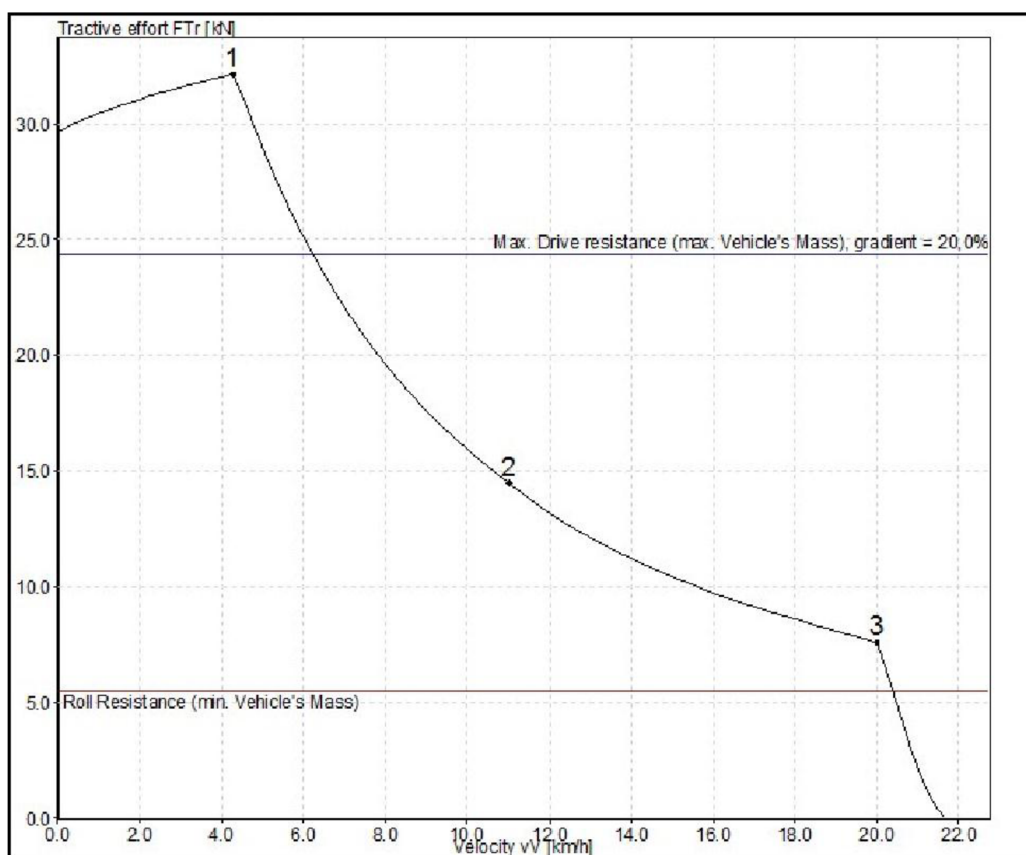


Obr. 11 Výsledná pojezdová charakteristika stroje



Výslednou pojezdovou charakteristiku stroje vyhotovenou firmou Bosch Rexroth, je možné vidět na grafu na obrázku 12. Charakteristika je téměř totožná s tou z přechozích výpočtů, jen je zde zahrnuta proměnná účinnost hydromotorů a hydrogenerátoru, to způsobuje mírné vzrůstání tažné síly z nuly až do bodu 1, odkdy již tažná síla závisí na výkonu spalovacího motoru a tím pádem hyperbolicky klesá. Tato hyperbola je také umístěna poněkud níže, to znamená, že přenesený výkon spalovacího motoru na kola je nižší, je to dáno tím, že bylo počítáno s nižšími účinnostmi ostatních komponentů v pojezdu.

V bodě 2 dochází k přepínání jednotkového objemu hydromotoru na nižší objem. Bod 3 neodpovídá skutečnému stavu nynějšího pojezdu, protože počítá s tím, že menší jednotkový objem hydromotorů je pouze $0,5V_{\max}$ místo $0,8V_{\max}$, a tak je nejvyšší rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ místo skutečných $13 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$.



Obr. 12 Pojezdová charakteristika stroje vypracovaná firmou Bosch Rexroth



3 VÝPOČET OPTIMÁLNÍ TAŽNÉ SÍLY

Optimální tažná síla stroje musí být dostatečná na to, aby překonala všechny jízdní odpory stroje, ale zároveň je zbytečné, aby byla tak velká, že by se stala nevyužitelnou.

3.1 JÍZDNÍ ODPORY

Jízdní odpory jsou síly, které působí proti pohybu vozidla. Valivý odpor a odpor vzduchu působí vždy. Avšak odpor vzduchu je možno při rychlostech, kterých harvester dosahuje, tedy $10-15\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$, zanedbat. Při zrychlování působí odpor proti zrychlování a při jízdě do svahu odpor proti stoupání.

Jednotlivé druhy odporu se počítají pro situace, v nichž vycházejí největší hodnoty, aby výsledný celkový odpor ukázal potřebnou tažnou sílu pro pojezd i při těch nejnepříznivějších podmínkách.

Jednotlivé druhy odporu se počítají pro situace, v nichž se může harvester ocitnout, kde vycházejí největší, tak aby celkový odpor, který vyjde, ukázal potřebnou tažnou sílu, kterou harvester musí vyvinout k překonání těchto odporů ve všech situacích.

3.1.1 VALIVÝ ODPOR

Valivý odpor vzniká deformací pneumatiky na podkladu. V přední části stopy ve směru valení je pneumatika stlačována po obvodu a v zadní je naopak natahována. Měrné tlaky v přední části dotykové plochy pneumatiky jsou vyšší, dochází tak tedy k předsunutí radiální reakce vozovky G o hodnotu e před svislou osu kola. Tím dochází ke vzniku silové dvojice M_o . Velikost M_o také určuje velikost vodorovné reakce O_v ve středu kola. Proto platí. [8]

$$M_o = O_v \cdot r_{stat} = G \cdot e \text{ [Nm]} \quad (3.1)$$

kde

M_o	je silová dvojice valivého odporu
O_v	je vodorovná silová reakce valivého odporu ve středu kola
r_{stat}	je statický poloměr kola
e	rameno valivého odporu

Pak tedy:

$$O_v = G \cdot \frac{e}{r_{stat}} = G \cdot f_k \text{ [N]} \quad (3.2)$$

kde

G	je tíha stroje
O_v	je vodorovná silová reakce valivého odporu ve středu kola
r_{stat}	je statický poloměr kola
e	rameno valivého odporu
f_k	součinitel valivého odporu

Valivý odpor se pak spočítá jako součin zatížení a součinitele valivého odporu f_k . Valivý odpor závisí především na charakteru povrchu. Z dalších vlivů je to především vliv deformace pneumatiky, který závisí na nahuštění pneumatiky, pokud je tlak v pneumatice nižší tak se deformace a tedy i odpor se zvětší. Vliv má také rychlost stroje. V tabulce 6 jsou uvedeny součinitele odporu pro různé povrchy. Pokud podklad není, tuhý dochází k deformaci podkladu, tím vznikají další ztráty.



Tab. 6 Součinitele valivého odporu pro různé druhy povrchů [8]

Povrch	Koef.
Asfalt	0,01 – 0,02
Beton	0,015 – 0,025
Dlažba	0,02 – 0,03
Makadam	0,03 – 0,04
Polní cesta suchá	0,04 – 0,15
Polní cesta mokrá	0,08 – 0,20
Travnatý terén	0,08 – 0,15
Hluboký písek	0,15 – 0,30
Čerstvý sníh	0,20 – 0,30
Bahnitá půda	0,20 – 0,40
Náledí	0,01 - 0,025

Tíha stroje, který váží dle informací od výrobce 6 tun, se spočítá z následujícího vzorce. [8]

$$G = m \cdot g [N] \quad (3.3)$$

$$G = 6000 \cdot 9,81 = 58\,860\, N$$

$$G = 59\, kN$$

kde

G je tíha stroje
 m je hmotnost stroje
 g je gravitační zrychlení

Pro výpočet valivého odporu použijeme koeficientu pro bahnitou půdu, protože je největší z možností uvedených v tabulce, a harvester v těch podmínkách může pracovat. [8]

$$O_v = G \cdot f_k [N] \quad (3.4)$$

$$O_v = 58\,860 \cdot 0,4 = 23\,544\, N$$

$$O_v = 24\, kN$$

kde

O_v je valivý odpor
 G je tíha stroje
 f_k je součinitel valivého odporu



3.1.2 ODPOR STOUPÁNÍ

Odpor stoupání je určen složkou tíhy vozidla rovnoběžnou s povrchem vozovky nebo podkladu na kterém se stroj pohybuje.

Kolové harvestory obvykle zvládají podélné stoupání se sklonem 35-45%. Výpočet se tak provede pro mezní hodnotu sklonu svahu 45%.

Nejprve se vyjádří sklon v procentech jako úhel svahu ve stupních. [8]

$$\begin{aligned}\alpha &= \arctg(s)[^\circ] \\ \alpha &= \arctg(0,45) = 24,22775^\circ \\ \alpha &= 24^\circ\end{aligned}\tag{3.5}$$

kde

α je úhel svahu
s je sklon svahu

Odpor stoupání je pak dán vztahem, kde znaménka na začátku vztahu určuje, zda jede stroj do svahu, pak působí síla proti pohybu a odpor má tedy kladnou hodnotu. Pokud jede stroj z kopce, odpor má zápornou hodnotu. [8]

$$\begin{aligned}O_s &= \pm G \cdot \sin\alpha [N] \\ O_s &= +58\,860 \cdot \sin 24,22775^\circ = 24154,06N \\ O_s &= 24\,kN\end{aligned}\tag{3.6}$$

kde

O_s je odpor stoupání
G je tíha stroje
 α je úhel svahu

3.1.3 ODPOR ZRYCHLENÍ

Při zrychlování vozidla působí proti směru zrychlení setrvačná síla, která se nazývá odpor proti zrychlení. Ta se skládá ze dvou složek. První složkou je zrychlení translační části a druhou je zrychlení rotačních částí. V tomto výpočtu se bere v úvahu pouze translační pohyb, protože přesné momenty setrvačnosti pro rotující součásti nejsou k dispozici, navíc jejich velikost je zanedbatelná v porovnání s translační složkou. Rovněž olej v hydraulickém okruhu má zanedbatelnou setrvačnost v porovnání s translační setrvačností celého stroje.

Velikost odporu tedy závisí na požadovaném zrychlení stroje a jeho hmotnosti. Zde je požadované počáteční zrychlení voleno $1\,m \cdot s^{-1}$. [8]

$$\begin{aligned}O_z &= m \cdot a [N] \\ O_z &= 6000 \cdot 1 = 6000N \\ O_z &= 6\,kN\end{aligned}\tag{3.7}$$

kde

O_z je odpor proti zrychlení
m je hmotnost stroje
a zrychlení stroje



3.1.4 CELKOVÝ ODPOR

Celkový odpor je dán součtem dílčích odporů, tedy odporu proti valení, proti stoupání a proti zrychlení. [8]

$$O_c = O_v + O_s + O_z \text{ [N]} \quad (3.8)$$

$$O_c = O_v + O_s + O_z = 53698,06 \text{ N}$$

$$O_c = 54 \text{ kN}$$

kde

O_c	je celkový odpor stroje
O_v	je valivý odpor
O_s	je odpor stoupání
O_z	je odpor proti zrychlení

V tabulce 7 jsou uvedeny další režimy jízdy v rozdílných podmínkách. Hodnoty jsou vypočítány dle vztahů 3.4-3.8.

Tab. 7 Jízdní odpory při jízdě v různých podmínkách

Režim jízdy	Odpory [kN]
Jízda po silnici po rovině	1
Jízda po silnici do kopce (10%)	7
Jízda po silnici do kopce (20%)	13
Zrychlování na silnici	7
Zrychlování na silnici do kopce (20%)	19
Jízda po polní cestě po rovině	9
Jízda po polní cestě do kopce (20%)	20
Jízda bahnitým terénem	24
Zrychlující jízda bahnitým terénem do velmi prudkého svahu (45%)	54

Z tabulky je možné vidět, že jízdní odpory se pohybují v širokém spektru od 1 do 54kN. Tažná síla by měla být dostatečná ve každé situaci, v které by se stroj mohl ocitnout, tedy, že by měla být alespoň 54kN.



3.2 MAXIMÁLNÍ TRAKČNÍ SÍLA

Maximální trakční síla je nejvyšší možná využitelná síla, kterou jsou pneumatiky schopné přenést na silnici za optimálních podmínek.

Tab. 8 Součinitele přilnavosti pro různé povrchy [8]

Povrch	Součinitel přilnavosti
Beton suchý	0,8 – 1,0
Beton mokrý	0,5 – 0,8
Dlažba suchá	0,6 – 0,8
Dlažba mokrá	0,3 – 0,5
Polní cesta suchá	0,4 – 0,6
Polní cesta mokrá	0,3 – 0,4
Hluboký písek, sníh	0,2 – 0,4
Asfalt suchý	0,6 – 0,9
Asfalt mokrý	0,3 – 0,8
Makadam suchý	0,6 – 0,8
Makadam mokrý	0,3 – 0,8
Tráva suchá	0,4 – 0,6
Tráva mokrá	0,2 – 0,5
Náledí	0,1 – 0,3

Maximální trakční síla se vypočítá jako součin tíhy stroje a součinitele přilnavosti. Nejvyšší součinitel přilnavosti poskytuje dle tabulky 8 suchá betonová silnice, kde se součinitel blíží k jedné. [8]

$$F_{Tmax} = G \cdot \mu [N] \quad (3.9)$$

$$F_{Tmax} = 58\,860 \cdot 1 = 58\,860 \text{ N}$$

$$F_{Tmax} = 59 \text{ kN}$$

kde

F_{Tmax} je maximální trakční síla,
 G je tíha stroje
 μ je součinitel přilnavosti pneumatiky

Maximální trakční síla představuje nejvyšší využitelnou sílu, kterou může stroj přenést. Je tedy zbytečné, aby stroj disponoval silou vyšší, neboť by byla zbytečná.

3.3 OPTIMÁLNÍ TAŽNÁ SÍLA

Tažná síla stroje by měla být taková, aby byla schopná překonat maximální možný jízdní odpor stroje, ale zároveň je zbytečné, aby byla větší, než je maximální možná trakční síla stroje. Tím pádem vypočtené optimum pro tuto sílu leží někde mezi 54 až 59kN. Při návrhu nového řešení mikropojezdu se tak musí brát zřetel na to, aby výsledná síla ležela nejlépe v širším rozmezí 50-60kN.



4 NÁVRHY ŘEŠENÍ

V této kapitole jsou navrženy možnosti, jak jinak řešit pojezd stroje, aby bylo dosaženo požadavků, které stávající pojezd nespĺňuje. Nejprve se navrhne několik možností řešení poté se z nich vyberou neoptimálnější a provede se výpočet vybraných variant ze kterých bude zvoleno finální řešení.

4.1 POŽADAVKY NA POJEZD

Primárním požadavkem je jednoduché ovládání stroje při mikropojezdu. Z toho vyplývá, že stroj musí v pomalém režimu být schopen jet pouze malou rychlostí a tím pádem se zvýší citlivost. Je zadána rychlost pojezdu $0,83 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ tedy $3 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Pro pohodlný pojezd rychlostí $3 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ by ale měla být rychlost tohoto režimu vyšší, protože k přepínání rychlostních režimů dochází již před dosažením maximální rychlosti pomalého režimu. Optimální maximální rychlost pomalého režimu by tak měla být $4 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$.

Celková maximální rychlost stroje, tedy maximální rychlost na rychlejší režim, by se měla pohybovat mezi $12\text{-}15 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Toto rozmezí bylo stanoveno po domluvě s výrobcem stroje, protože stroj se při vyšších rychlostech již chová nestabilně.

Dalším hlavním požadavkem je zvýšení tažné síly stroje, která je nyní příliš nízká, 33kN , na její optimální velikost které bylo spočítána na $50\text{-}60\text{kN}$.

Hlavní požadavky na pojezd tak tedy jsou:

Rychlost v pomalém režimu: $4 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

Maximální rychlost stroje: $12\text{-}15 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

Tažná síla stroje: $50\text{-}60 \text{ kN}$

4.2 MOŽNOSTI ŘEŠENÍ

K vyřešení problému s pojezdem harvestoru je možné využít několik cest, které by vedly k požadovanému stavu pojezdu. Níže jsou vyjmenovány a poté rozebrány způsoby, které lze použít k dosažení požadovaného stavu pojezdu.

V úvahu připadá několik možností:

- 1) Mechanická zarážka
- 2) Větší hydromotory
- 3) Menší hydrogenerátor
- 4) Jiná kombinace hydrogenerátoru a hydromotorů
- 5) Bypass
- 6) Přepouštění
- 7) Větší převod mechanické převodovky
- 8) Hydromotory umístěné v kolech

4.2.1 MECHANICKÁ ZARÁŽKA

Mechanická zarážka je zřejmě nejjednodušším řešením. Omezuje rychlost při pomalém režimu tím, že částečně omezuje chod pedálu. V našem případě by to znamenalo pouze na jednu třetinu. Obsluha stroje tak nemůže využít celou dráhu pedálu a tím pádem stroj nemůže dosáhnout nechtěně vysoké rychlosti. Konstrukční změna na stroji tak obnáší pouze přidání zarážky plynového pedálu v kabině stroje, ale jinak celá konstrukce pojezdu zůstane naprosto stejná.



Mezi klady tohoto řešení patří bezpochyby konstrukční jednoduchost a omezení rychlosti. Největším záporem je, že nedojde ke zvýšení citlivosti, o kterou nám jde především, protože obsluha stroje k ovládání této malé rychlosti využívá pouze stejnou část dráhy pedálu jako při současném stavu. Zároveň nedojde ke zvýšení tažné síly, která je nyní příliš nízká. A také účinnost hydrogenerátoru, který pracuje při malém sklonu desky je nižší, než kdyby využíval celý rozsah svého objemu.

4.2.2 VĚTŠÍ HYDROMOTOR

Tato varianta počítá s principem, že pokud se zvýší objem hydromotorů při stejném průtoku od hydrogenerátoru, musí zákonitě dojít ke snížení výstupních otáček a tím i rychlosti stoje. Mezi výhody tohoto řešení patří fakt, že se zvýší točivý moment, a tím pádem tažná síla na kolech při pomalém režimu a zároveň i citlivost ovládání díky nižší rychlosti. Nápravy jsou od výrobce připravené na montáž nynějších hydromotorů a proto změna velikosti hydromotoru by si vyžádala i konstrukční změnu příruby na nápravě, nicméně tato konstrukční úprava není příliš složitá, zejména v porovnání s jinými řešeními.

Kladem tohoto řešení je snížení rychlosti a současně zvýšení tažné síly stroje. Nevýhodou může být vyšší cena většího hydromotoru a také nemožnost dosažení přesného požadovaného stavu pojezdu pouze výměnou hydromotoru bez výměny hydrogenerátoru.

4.2.3 MENŠÍ HYDROGENERÁTOR

Menší hydrogenerátor by vedl k nižšímu průtoku, a tím opět k nižším výstupním otáčkám, potažmo rychlosti. Při přechodu na menší hydrogenerátor se na rozdíl od změny hydromotoru nemění tažná síla na kolech, takže snížení objemu hydrogenerátoru vede pouze k nižší rychlosti, ale tažná síla zůstane stejná, takže nedostatečná. Přírubu na motoru si vyrábí Strojárna Novotný sama, takže změna přípevňovacích rozměrů by byla možná bez větších potíží.

Pozitivem u tohoto řešení je snížení rychlosti pojezdu a možné snížení ceny při použití menšího hydrogenerátoru, ale bez zvýšení tažné síly stroje není toto řešení příliš vhodné.

4.2.4 JINÁ KOMBINACE HYDROGENERÁTORU A HYDROMOTORŮ

Díky výměně hydrogenerátoru se zvolí požadovaný průtok a díky výměně hydromotoru požadovaný točivý moment. Tímto je možné dosáhnout rychlosti a tažné síly stroje přesně v požadovaných mezích, ne pouze její částečnou úpravu stávajících parametrů jako v předchozích případech.

Kladem je téměř libovolné nastavení rychlostí a tažné síly a tím pádem i dosažení požadovaných parametrů, mezi klady tohoto řešení lze počítat i malé změny v konstrukci, kde se nebude přidávat žádné dodatečné zařízení ani není potřeba žádná zásadní výměna stávajících komponent, protože hydromotory a hydrogenerátor se od stávajícího příliš neliší.

4.2.5 VĚTŠÍ PŘEVOD MECHANICKÉ PŘEVODOVKY

Použitá náprava se dodává v několika verzích s různými převody, je tedy možné zvýšit převod mechanické převodovky v nápravě z nynějších 18,545 na 26,25. Zvýšení převodu by pak logicky znamenalo zvýšení tažné síly a zpomalení rychlosti oproti současnému stavu. Je možné jak změnit pouze mechanický převod nápravy a hydraulický obvod nechat nezměněn, tak i současně provést výměnu hydrogenerátoru a hydromotorů, tím se mnohem více přiblížit požadovaným parametrům.

Klad tohoto řešení je, že vyšší mechanický převod stroj zpomalí a zároveň zvýší jeho tažnou sílu. Dalším plusem také je zvýšení otáček hydromotorů, které při malých rychlostech pracují při nízkých otáčkách v řádu stovek otáček za minutu, kde účinnost hydromotoru není tak



vysoká, zvýšení otáček by tak přineslo jak zvýšení účinnosti, tak i delší životnost. Při výměně pouze mechanické převodovky by nebyli ani nutné dělat téměř, žádné zásahy do konstrukce stroje, změny by byli pouze u objednávek, konkrétně dodavateli nápravy, že je potřeba jiná verze nápravy, a také změna nastavení menšího objemu hydromotoru, který by se musel dále zmenšit, aby byla zachována stejná maximální rychlost stroje.

V případě současné výměny nápravy, hydromotorů a hydrogenerátoru by byli nutné menší úpravy, které jsou uvedeny v předchozí kapitole.

4.2.6 HYDROMOTORY UMÍSTĚNÉ V KOLECH

Někteří výrobci harvestorů také využívají poněkud jinou koncepci hydrostatického pohonu, a to s hydromotory umístěnými přímo v kolech. To tedy znamená, že točivý moment z hydromotorů jde přímo na kola bez dalších mechanických částí jako jsou převodovky nebo hřídele. Uskutečnění tohoto návrhu by znamenalo větší změny v konstrukci stroje, a to hlavně užití jiné nápravy, která by umožnila montáž hydromotorů do kol a naopak by neobsahovala prvky mechanického rozvodu jako převodovku či diferenciál.

Umístění hydromotorů v kolech používají někteří výrobci harvestorů, zejména pokud má harvestor více kol, tedy 6 nebo 8. To umožňuje použít menších hydromotorů k dosažení stejné výsledné tažné síly. Toto řešení je také výhodné pro boogie nápravy, které se dokážou obejít bez jakýchkoliv mechanických převodů. Nicméně toto řešení se dá použít i u čtyřkolového harvestoru H40.

Museli by také být použity jiné hydromotory namísto nynějších pístových axiálních, které jsou vhodné pro vyšší otáčky. Pro zabudování do kol používají pomaluběžné radiální pístové hydrogenerátory. Ty mají díky absenci převodovky vyšší objem a pracovní otáčky jsou nižší. Jsou to obvykle regulační hydromotory, které jsou dvourychlostní to se děje přepínáním z plného jednotkového objemu na poloviční.

Výhodou tohoto řešení je, že se pojezd harvestoru obejde bez mechanických částí pojezdu jako je převodovka a diferenciál. Naopak nevýhodná je nutnost, velkých změn v harvestoru. Toto řešení vyžaduje jak změnu hydraulické části pojezdu, jako hydromotory, hydrogenerátor, dělič, chladič a filtr, tak i změny v konstrukci stroje, jako především změna nápravy.



Obr. 13 Lesní vyvážka s hydromotory umístěnými v kolech [9]

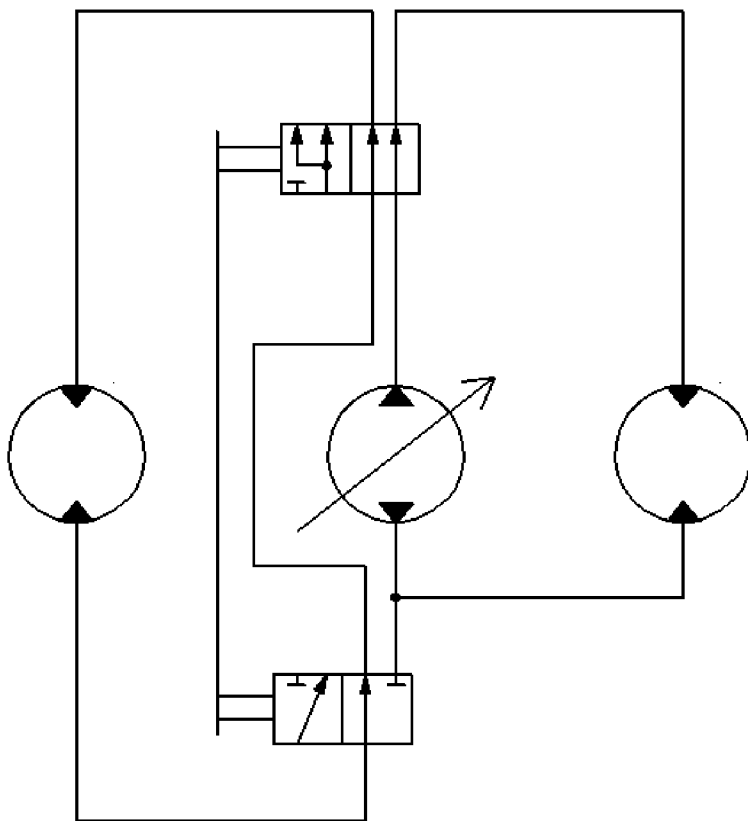


4.2.7 BYPASS

Další možností je tzv. bypass. To znamená, že by při rychlém režimu hydrogenerátor poháněl pouze jeden hydromotor, tím pádem jednu nápravu. Při nutnosti zpomalení stroje by se pak připojil druhý motor a tím pádem i druhá náprava. Díky tomu, že stejný průtok se rozdělí mezi dva hydromotory, poklesne rychlost na polovinu. Toto řešení by tak i při použití neregulačního hydromotoru umožňovalo dvě možné rychlosti stroje. Při realizaci tohoto řešení by ovšem bylo opět nutno vyměnit hydrogenerátor a hydromotory. Zároveň se změní hydraulický okruh, tím pádem by bylo nutné změnit vedení hydraulického oleje a přidat další komponenty k řízení průtoku kapaliny.

Pozitivem tohoto řešení je možnost i při použití neregulačních hydromotorů mít dva rychlostní režimy stroje. Negativem jsou větší zásahy do konstrukce stroje, nutnost přidání dvou rozvaděčů a také může být problém s udržením vysokého tlaku v odpojené větvi.

Princip bypassu také využívají radiální motory, které jsou použity v jednom z navrhovaných řešení, tam je to ale již zabudováno v konstrukci hydromotoru, a tak se nemusí hydraulický obvod k tomu přizpůsobovat jako v případě celkového bypassu.



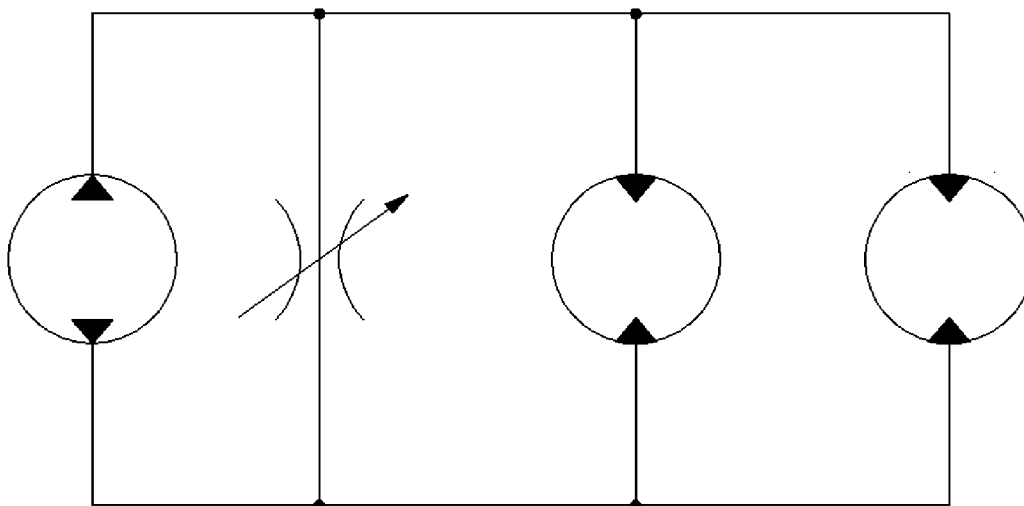
Obr. 14 Zjednodušené schéma bypassu



4.2.8 PŘEPOUŠTĚNÍ

Přepouštění je také jednou z možností, jak dosáhnout potřebného zpomalení. Je realizováno škrceným spojením přívodu a odvodu oleje do hydromotoru, tedy paralelně. To znamená, že část průtoku od hydrogenerátoru obíhá naprázdno místo toho, aby prošla hydromotorem, tím se samozřejmě sníží průtok hydromotorem a tudíž i výstupní otáčky. Toto řešení je celkem jednoduché a nevyžaduje přílišné zásahy do konstrukce stroje. Nicméně tím, že olej obíhá naprázdno a pouze se škrtí, se maří práce vykonaná hydrogenerátorem, resp. spalovacím motorem. Účinnost celého stroje velmi klesá. Také dochází k velkému zahřívání oleje a tažná síla stroje zůstane také stejná.

Kladem tohoto řešení je i při stávajícím stavu se stejným hydrogenerátorem a hydromotorem možnost snížení rychlosti. Velkým záporem jsou ale velké ztráty vznikající škrcením hydraulické kapaliny a s tím související jevy jako pokles účinnosti celého stroje a velké zahřívání hydraulické kapaliny.



Obr. 15 Zjednodušené schéma škrceného hydraulického obvodu

4.3 ZVOLENÍ VARIANTY ŘEŠENÍ

V dalším řešení se bude uvažovat pouze s variantami změny hydromotoru, případně hydrogenerátoru, nebo se změnou mechanické převodovky. Tyto změny efektivně ovlivňují rychlost pojezdu a tažnou sílu stroje bez velkých ztrát energie, které vznikají u přepouštění. Dále také změny těchto komponent nevyžadují tak velké zásahy do konstrukce jako případný hydraulický bypass. A zároveň umožňují řešit primární problém, a to zvýšení citlivosti při nízkých rychlostech, na rozdíl od mechanické zářky plynového pedálu.

Pozornost bude věnována také možnosti, kdy by byly hydromotory umístěné v kolech, i když by to znamenalo velké změny v konstrukci stroje.

4.3.1 VOLBA VÝROBCE

Výrobce by měl v ideálním případě nabízet širokou škálu kvalitních hydromotrů a hydrogenerátorů pracujících s vysokými tlaky a s vysokou účinností. Velký výběr umožňuje široké možnosti v nastavení rychlosti a tažné síly.



Nynější řešení hydraulického pojezdu stroje je realizováno hydrogenerátorem a hydromotory značky Bosch Rexroth. A podle vyjádření Strojírny Novotný by bylo dobré u této firmy zůstat i nadále. Tato firma má ve své nabídce širokou nabídku hydrogenerátorů a hydromotorů. Zaměření je hlavně na pístové axiální hydromotory. Ty umožňují vysoké otáčky a vysoké tlaky.

V případě použití radiálních motorů je zahrnut i výrobce Poclain hydraulics, protože jeho specializace je kladena právě na tento druh hydromotorů, a tak je v nabídce mnohem více druhů a velikostí. Zároveň některé vlastnosti těchto motorů, například regulace, jsou lepší, než nabízí firma Bosch Rexroth.

Použití hydromotorů od jiných malých výrobců je také problematické, jednak v nabídce mají obvykle jen jeden nebo jen málo modelů. To znamená nemožnost výběru optimálního objemu a také tlaky jsou pokaždé jiné, obvykle nižší. Také spojení hydromotoru a hydrogenerátoru od různých výrobců nemusí být jednoduché, kvůli rozdílným tlakům se tak vždy nemusí najít vyvážená dvojice, a tak jeden díl bude zbytečně předimenzován nebo v horším případě bude druhý poddimenzován.

4.4 KONKRÉTNÍ NÁVRHY ŘEŠENÍ

Návrhy budou porovnávány v tabulkách, kde je v prvním sloupci navržena varianta řešení. V druhém sloupci vždy uveden typ hydrogenerátoru a v dalším pak jeho jednotkový objem. Ve čtvrtém sloupci je pak typ hydromotoru a dále jeho jednotkový objem. V posledních třech sloupcích jsou uvedeny tři nejdůležitější hodnoty podle požadavků na pojezd, tedy maximální rychlost stroje při pomalém režimu, kdy mají hydromotory plný objem, tzv. „Želva“. Při rychlém režimu, tedy i celkové maximální rychlosti stroje, při které mají hydromotory menší jednotkový objem, tento režim je tzv. „Zajíc“. Pokud má motor volitelný menší objem, potom je uvedena rychlost, která odpovídá provozu na 20% maximálního jednotkového objemu hydromotoru. V tabulce je slůvkem „až“ naznačena maximální možná rychlost stroje, prakticky je ale vhodné a možné nastavit jakoukoliv nižší maximální rychlost. Posledním porovnávaným parametrem je maximální tažná síla, kterou jsou hydromotory schopny vyprodukovat na kolech harvestoru.

4.4.1 ZMĚNA HYDROMOTORŮ A HYDROGENERÁTORU

Tato varianta zachovává stejnou konstrukci pojezdu jako stávající provedení, změny se týkají pouze hydrogenerátoru a hydromotorů Bosch Rexroth.

Tab. 9 Porovnání různých variant při zachování současné koncepce

Nynější koncepce							
Var.	Hydro-generátor	Jednotkový objem [cm ³ /ot]	Hydro-motor	Jednotkový objem [cm ³ /ot]	Rychlost "želva" [km·h ⁻¹]	Rychlost "zajíc" [km·h ⁻¹]	Tažná síla [N]
Pův.	A4VG90	90	A6VM107	107	11	13	32944
1	A4VG90	90	A6VM200	200	6	až 28	61578
2	A4VG40	40	A6VM107	107	5	až 24	33080
3	A4VG56	40	A6VM160	160	3	až 16	50123

V tabulce 9 je na prvním místě tučně uveden současný, tedy původní stav pojezdu. Ten je nevyhovující ze dvou důvodů, rychlost na pomalý režim je příliš vysoká a tažná síla je naopak nízká. První variantou řešení je vyměnit pouze hydromotor za větší, tím ale poklesne rychlost



a zároveň se sníží rychlost pojezdu. Z výsledku je však vidět, že rychlost sice klesla, ale ne na požadovanou hodnotu, při dalším zvětšení hydromotoru by sice rychlost poklesla ještě více, ale tažná síla by pak byla zbytečně velká, vysoko nad hranicí využitelnosti.

Druhá možnost je vyměnit pouze hydrogenerátor za menší, tím se docílí nízké rychlosti pojezdu, avšak tažná síla, která závisí pouze na hydromotorech, zůstane neovlivněná a tím pádem příliš nízká.

U třetí varianty byl nahrazen hydromotor a zároveň hydrogenerátor jiným. Tím se již můžeme dostat na požadované hodnoty obou veličit, tedy rychlosti i tažné síly. A tak se tyto varianty jeví jako optimální.

4.4.2 VARIANTA S VĚTŠÍM PŘEVODEM NA NÁPRAVĚ

Tato varianta počítá s jinou variantou převodu na dodávané nápravě. Pokud by se převod zvýšil z 18,545 na 26,25, znamenalo by to pokles rychlosti a zároveň zvýšení tažné síly stroje.

Tab. 10 Porovnání různých variant při změně velikosti převodu nápravy

Varianty s větším převodem na nápravě							
Var.	Hydro-generátor	Jednotkový objem [cm ³ /ot]	Hydro-motor	Jednotkový objem [cm ³ /ot]	Rychlost "želva" [km·h ⁻¹]	Rychlost "zajíc" [km·h ⁻¹]	Tažná síla [N]
4	A4VG90	90	A6VM107	107	7	až 37	46632
5	A4VG56	56	A6VM107	107	5	až 23	46775
6	A4VG56	56	A6VM140	140	4	až 18	61201

V tabulce 10 je na prvním místě varianta 4 se stejnou kombinací hydromotorů a hydrogenerátoru jako se používá v současné době, tato varianta se přibližuje požadavkům kladeným na pojezd, ale rychlost je stále poněkud velká a tažná síla by také mohla být větší.

Při zvětšení hydromotorů a zmenšení hydrogenerátoru jako ve variantě 6 však lze docílit optimálních hodnot jak rychlosti, tak i tažné síly.

4.4.3 HYDROMOTORY V KOLECH

Při umístění hydromotorů do kol se místo dvou axiálních hydromotorů použijí čtyři radiální hydromotory. Ty se vyznačují určitými rozdíly od motorů axiálních. Zejména jsou to nižší pracovní otáčky. To je výhodné z důvodu absence jakéhokoliv mechanického převodu za hydromotorem. V nynějším řešení mají použité axiální hydromotory maximální otáčky kolem 1000min⁻¹, ovšem otáčky kol, tedy i hydromotorů v nich umístěných, jsou maximálně 60min⁻¹. Při těchto nebo i nižších otáčkách mají axiální hydromotory nízkou účinnost a jejich použití je velmi nevhodné. Namísto toho jsou radiální pístové hydromotory pro tento typ aplikace vhodné, protože jsou pomaluběžné.

Radiální hydromotory jsou také regulační, ovšem ne plynule a v takovém rozsahu jako axiální hydromotory se sklopnou deskou. Radiální hydromotory jsou obvykle dvourychlostní, výjimečně tři nebo čtyřrychlostní. U dvourychlostních hydromotorů obvykle odpovídá pomalý režim plnému jednotkovému objemu a rychlejší přesně polovině tohoto objemu. Je to řešeno odpojením poloviny pracovních komor.

Při této variantě by se také musela změnit náprava tak, aby umožňovala montáž hydromotorů do kol. Zároveň již nemusí obsahovat jakéhokoliv mechanické převody ani vedení.



Uzávěrku diferenciálu z původní nápravy je možné nahradit výměnou původního děliče průtoku, který dosud dělil proud mezi dva hydromotory, novým jedním čtyřsměrným děličem nebo třemi původními, aby bylo zajištěno případné uzamknutí všech třech diferenciálů.

Tab. 11 Porovnání variant při umístění hydromotorů do kol

Hydromotory v kolech							
Var.	Hydro-generátor	Jednotkový objem [cm ³ /ot]	Hydro-motor	Jednotkový objem [cm ³ /ot]	Rychlost "želva" [km·h ⁻¹]	Rychlost "zajíc" [km·h ⁻¹]	Tažná síla [N]
7	A4VG125	125	MCR20	3000	5	10	49594
8	P90-130	130	MS25	3006	5	10	52232
9	P90-130	130	MS35	3000	5	14	52128
10	P90-130	130	MS35	3494	4	11	60711

V tabulce 11 můžeme vidět porovnání různých návrhů s radiálními hydromotory umístěné v kolech.

V prvním řádku je varianta od výrobce Bosch Rexroth. Byl zde použit větší generátor kvůli velkému objemu hydromotorů a také jejich dvoujnásobnému počtu. Tento generátor je největší v typové řadě A4VG, která je schopna produkovat tlak 40MPa. Taktěž radiální motory s jednotkovým objemem tři litry jsou největší, které výrobce nabízí. Nicméně tato varianta nabízí přijatelnou tažnou sílu a také rychlosti, i když rychlost na pomalý režim by mohla být ještě nižší a maximální rychlost ještě vyšší, ale tato situace je dána symetrickým dělením jednotkového objemu na polovinu a proto je rychlost přesně dvojnásobná.

Další tři varianty, tedy 8-10, jsou od výrobce Poclain, tento výrobce se na rozdíl od Bosch Rexroth více specializuje na výrobu radiálních hydromotorů a v nabídce je tak více typů. Při použití stejně velkých hydrogenerátorů a hydromotorů tak dostaneme stejné rychlosti pojezdu, ale poněkud vyšší tažnou sílu to je dáno tlakem, který se může zvýšit z hodnoty 40MPa na 42MPa, díky použitému hydrogenerátoru a hydromotoru.

Poclain také nabízí dvourychlostní hydromotory s asymetrickým dělením jednotkového objemu. To znamená, že objem při zmenšení nemusí být pouze polovina maximálního objemu. U variant 10 a 11 jsou použity tyto hydromotory s asymetrickým dělením. Jednotkový objem se dokáže zmenšit na méně než jednu polovinu, a tak rychlosti obou režimů více odpovídají požadavkům.

4.5 VÝBĚR NEJVHODNĚJŠÍCH VARIANT

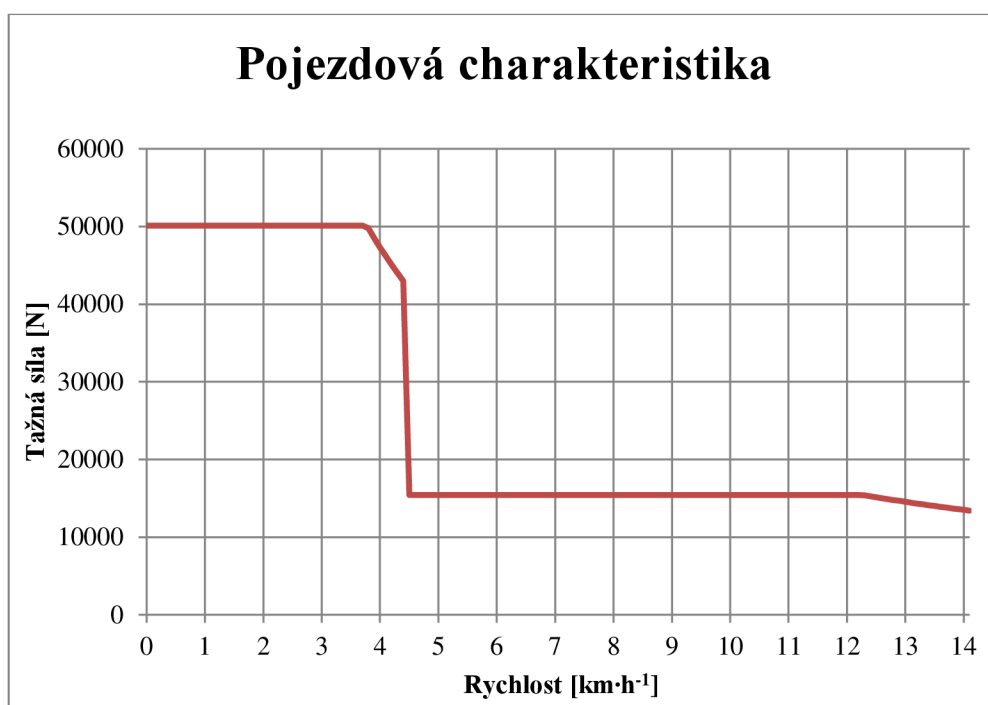
Za nevhodnější byla z jedenácti návrhů byla vybrána varianta 3 a 6, na základě toho, že parametry odpovídají požadavkům.

4.5.1 VARIANTA 3

Z deseti navrhovaných variant se jeví jako nejlepší především varianta 3, kde by se u harvestoru vyměnil hydrogenerátor za jiný s menším jednotkovým objemem 56cm³ místo 90cm³, hydromotory by se také zvětšili ze 107cm³ na 160cm³. Také tažná síla je na hranici požadované velikosti, 50 kN.

Kvůli požadavku na maximální rychlost stroje, která má být asi 14 km·h⁻¹, je spočítán podle vzorců 2.1-2.5 menší objem na 50cm³.

Při použití stejné, tedy pouze dvourychlostní regulace hydromotoru vznikne pojezdová charakteristika, která je vidět na obrázku 16.



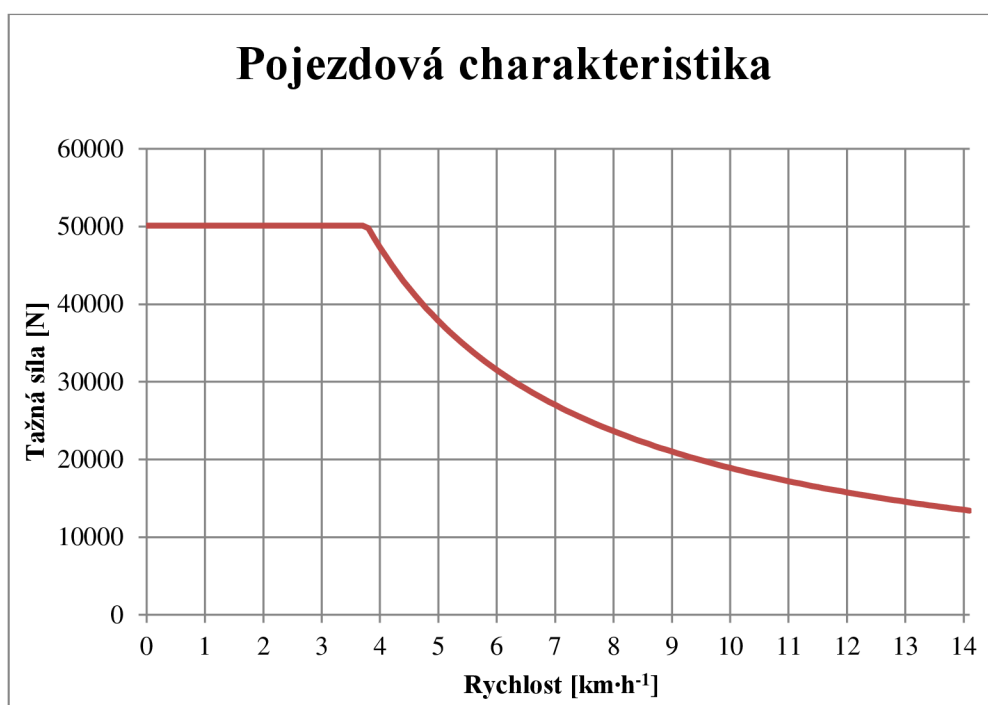
Obr. 16 Pojezdová charakteristika varianty 3 při použití pouze dvourychlostní regulace hydromotoru

Z obrázku 16 je zřejmé, že nemá běžný tvar. Je tam velký a náhlý pokles síly při přepínání hydromotorů na menší objem. To je dáno maximálním možným momentem, který dokážou hydromotory při tomto zmenšeném objemu vyvinout. Z tohoto momentu pak vzniká tažná síla na kolech, která je na obrázku 16 konstantní a většinou pod hyperbolou, která představuje tažnou sílu spalovacího motoru.

Průběh síly na obrázku 16 je tedy zpočátku ovlivněn tažnou silou, kterou je hydromotor s maximálním objemem schopen přenést na kola. Poté kolem rychlosti $3,7 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ již tuto sílu nestačí produkovat spalovací motor a graf tak přechází na hyperbolu, která končí v rychlosti $4,4 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, kde dochází k přepnutí objemu hydromotorů. Při změně objemu ze 160 cm^3 na 50 cm^3 poklesne i maximální moment, resp. tažná síla, kterou jsou hydromotory schopné vyprodukovat podle vzorců 2.16-2.20, z 50 kN na 15 kN . Tažná síla 15 kN je tedy od rychlosti $4,5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ konstantní až do $12,2 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, kde opět tažná síla začne klesat po hyperbole, která je dána konstantním výkonem spalovacího motoru.

Je tedy potřeba u motoru zajistit plynulou regulaci naklonění desky, tzn. změny objemu, aby výsledná charakteristika dostala klasický průběh a tím pádem, aby byl při vyšších rychlostech využitelný celý výkon spalovacího motoru.

Pojezdová charakteristika po změně hydromotoru dvoustupňové regulace hydromotoru za plynulou regulaci je vyobrazena na obrázku 17. Tento průběh je již vyhovující.



Obr. 17 Pojezdová charakteristika varianty 3 s plynulou regulací hydromotoru

Z konstrukčního hlediska je tato varianta téměř totožná se stávajícím pojazdem. V konstrukci by byly potřeba jen menší změny, které souvisí s výměnou hydrogenerátoru a hydromotoru, a nebylo by potřeba přidávat žádné nové prvky nebo díly. Předně to znamená změnu přírub, protože montážní rozměry jsou mírně odlišné. Přírubu hydrogenerátoru si vyrábí sama Strojírna Novotný a tak její drobná úprava nepřinese žádné problémy. Nápravy, na kterých jsou hydromotory uchyceny, se dodávají již připravené na montáž hydromotoru a tak změna hydromotorů znamená změnu ve specifikaci objednávky, kde se uvede jiný hydromotor. Dělič průtoku je možno použít stejný, je opět ale nutná mírná změna objednávky, kde se udává mimo jiné i maximální průtok, z 200 na 120 l·min⁻¹. Také vysokotlaké hydraulické hadice se nově díky jiným připojovacím rozměrům na hydromotoru zvětší z nominálního průměru 1 palec na 1 ¼ palce.

Použití menšího hydrogenerátoru má za následek menší průtok tím pádem i menší ztráty, a to především v děliči průtoku a při vedení v hadicích, které jsou navíc nově většího průměru, což dále pomáhá snížení těchto ztrát. Při použití vzorů 2.1 až 2.15 je možné spočítat, že celková hydraulická ztráta poklesne z nynějších 1,2 MPa na 0,6 MPa, tedy na polovinu, což lze brát zcela jednoznačně jako pozitivum.



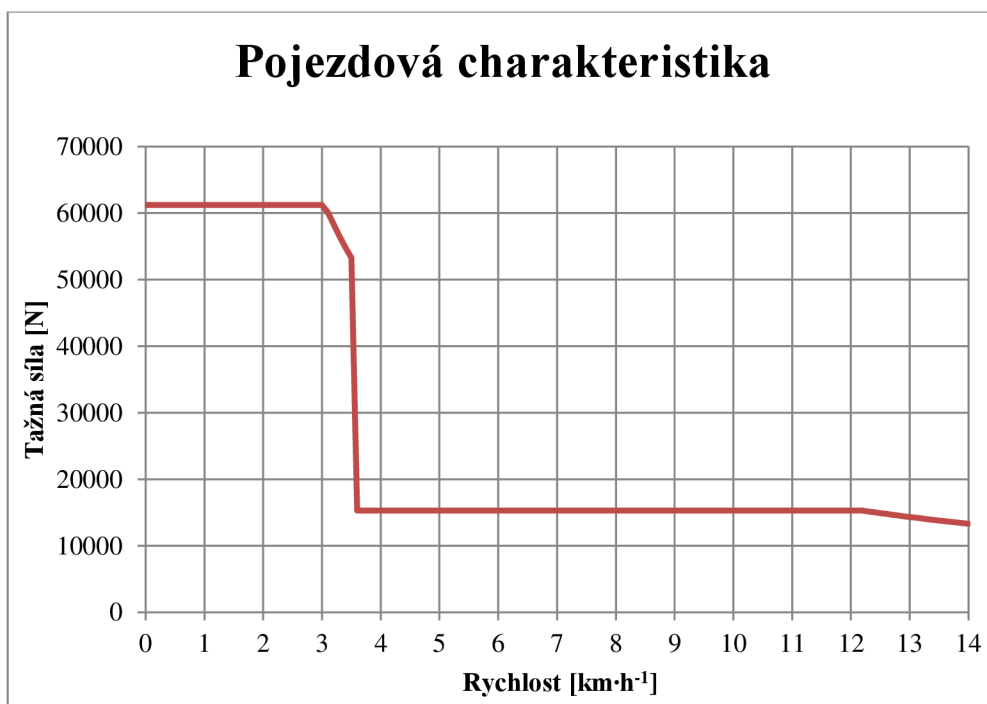
4.5.2 VARIANTA 6

Další možná varianta řešení pojezdu je varianta 6, tedy s nápravou, která má zvětšený převodový poměr z 18,545 na 26,25. Opět zde došlo k výměně hydrogenerátoru za objemově menší a hydromotorů za větší. Hydrogenerátor je použit stejný jako u předchozí varianty 3, tedy s jednotkovým objemem 56cm^3 , hydromotory o objemu 140cm^3 jsou větší než dle stávajícího řešení, ale menší než u předchozí varianty, i přesto v porovnání s předchozí variantou vychází tažná síla díky většímu mechanickému převodu větší, i když lehce nad hranicí využitelnosti. Rychlosti obou režimů jsou také v požadovaných mezích.

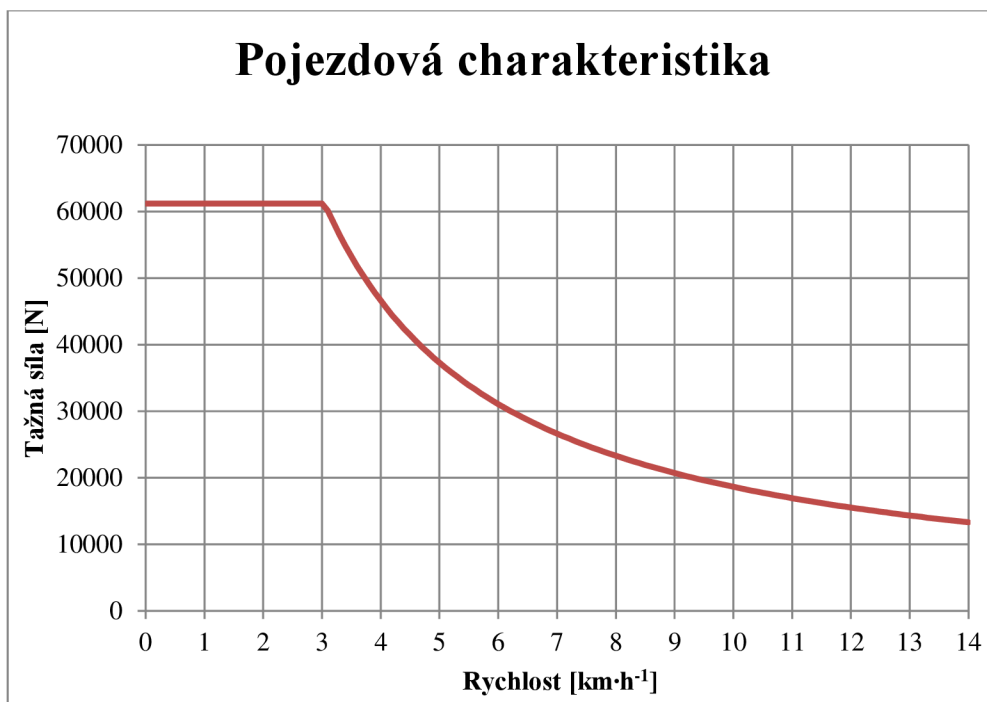
Hlavní výhoda tohoto návrhu spočívá především ve zvýšení provozních otáček hydromotorů a tím také jejich účinnosti. Maximální otáčky použitých hydromotorů jsou při plném jednotkovém objemu přes 3000 min^{-1} a při zmenšeném objemu přes 5000 min^{-1} , přičemž maximální účinnost hydromotorů leží v oblasti kolem $1400\text{--}1500\text{ min}^{-1}$. Ve variantě 3, tedy při použití stávajícího mechanického převodu nápravy, je spektrum pracovních otáček $0\text{--}1112\text{ min}^{-1}$, ve variantě 6 je spektrum pracovních otáček $0\text{--}1588\text{ min}^{-1}$, to znamená, že hydromotory v této variantě pracují při vyšších otáčkách, tedy i v oblasti nejvyšší účinnosti. A tak zvýšení mechanického převodu na nápravě má za následek zvýšení účinnosti hydromotorů.

Pojezdová charakteristika tohoto řešení je na obrázku 18. Při použití stávajícího dvoustupňové regulace tak narazíme na stejný problém jako v předchozím případě a je tam nutné zvolit plynulou regulaci hydromotorů, aby byl dosažen lepší průběh pojezdové charakteristiky jako je na obrázku 19.

Konstrukční změny jsou kromě výměny nápravy stejné jako u varianty 3.



Obr. 18 Pojezdová charakteristika varianty 6 s dvoustupňovou regulací hydromotoru



Obr. 19 Pojezdová charakteristika varianty 6 s plynulou regulací hydromotoru

4.6 ZHODNOCENÍ OBOU VARIANT A DALŠÍ ASPEKTY VÝBĚRU

Varianta 3 zůstává u původního řešení a vyžaduje pouze záměnu za menší hydrogenerátor a větší hydromotor. Řízení motoru však musí být plynule regulovatelné na rozdíl od nynějšího dvoustupňového. Je to tedy jednoduché řešení, které ale splňuje požadavky jak na rychlost mikropojezdu, tak i celkovou rychlost stroje a velikost tažné síly je téměř ve vypočítaných mezích.

Varianta 6 stejně jako varianta 3 vyžaduje výměnu hydrogenerátoru, hydromotorů a navíc ještě nápravy. Pozitivum této varianty je především ve zvýšení otáček hydromotorů a tím i zvýšení jejich účinnosti, také je možno použít menší hydromotor než u varianty 3.

Žádná s těchto variant nevyžaduje zásadní změny v konstrukci stroje, což byl jeden z vedlejších požadavků Strojírny Novotný, změní se pouze některé komponenty za jiné, prakticky to tak znamená pouze změnu objednávky dodavateli a změnu připojovacích rozměrů přírub ostatních dílů.

U obou variant dojde ke změně rozsahu rychlostí v jednotlivých pracovních režimech, místo nynějších 0-11 km·h⁻¹ v pomalém režimu a 11-13 km·h⁻¹ v rychlém režimu. První stupeň se zkrátí a druhý naopak prodlouží. To znamená 0-4,5 km·h⁻¹ na pomalý a 4,5-14 km·h⁻¹ na rychlý režim u varianty 3, resp. 0-3,5 km·h⁻¹ a 3,5 – 14 km·h⁻¹ u varianty 6.

Výběr případné varianty, která bude zrealizována, záleží na samotném výrobcu, který bude srovnávat i jiné aspekty těchto variant a to především jejich cenu.



ZÁVĚR

V diplomové práci byl zpočátku popsán harvester H40 a řešení pojezdu, který používá. Byly také popsány jednotlivé součásti sloužící k pojezdu stroje.

Poté byl proveden výpočet rychlosti pojezdu, který ukázal, že rychlosti pojezdu neodpovídají požadavkům, které jsou na něj kladeny, protože rychlost je v pomalém režimu příliš vysoká. Byl proveden výpočet hydraulických ztrát v hydraulickém okruhu a poté vypočítána celková tažná síla stroje, která se také ukázala za základě dalších výpočtů jako nedostatečná.

Po stanovení požadavků na budoucí pojezd bylo navrženo osm primárních možností provedení nového pojezdu, z těchto možností byly vybrány tři nejlepší. Z těchto třech možností bylo vypracováno deset konkrétních návrhů u kterých byl proveden výpočet základních funkčních parametrů stroje, především tedy rychlosti a tažné síly. Tyto parametry jednotlivých variant se poté porovnaly s požadovanými parametry a byly vybrány dvě varianty, které nejvíce odpovídaly.

Zvolení finální varianty, která bude použita na harvestoru bude provedeno výrobcem na základě dalších aspektů, jako je především cena a konstrukční náročnost.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ŠKOPÁN M., Hydraulické pohony strojů. Studijní text – sylabus. Ústav dopravní techniky, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2009. 166 s.,
- [2] Strojírna Novotný s.r.o. - zemědělské - stavební - lesní - stroje [online].2013 [cit. 2014-01-19]. Dostupné z: <http://www.loader.cz/>
- [3] Bosch Rexroth. The Drive & and Control Company.- Bosch AG [online]. 2013 [cit. 2014-01-19]. Dostupné z: <http://www.boschrexroth.com/en/xc/home/index>
- [4] CUMMINS INC. Home - Cummins Engines [online]. 2013 [cit. 2014-01-24]. Dostupné z: <http://cumminsengines.com/>
- [5] BUCHER HYDRAULICS. BUCHER HYDRAULICS: Hydraulik Pumpen, Motoren, Ventile, Aggregate, Elektronik, Aufzugshydraulik [online]. 2013 [cit. 2014-01-24]. Dostupné z: <http://www.bucherhydraulics.com/>
- [6] ULRICH, Radomír, Vladimír ŠTOREK a Adolf SCHLAGHAMERSKÝ. Použití harvestorové technologie v probírkách. Vyd. 1. V Brně: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, 2002, 97 s. ISBN 80-715-7631-X.
- [7] LASÁK O., NĚMEC K.: Viceoperační těžebně-dopravní stroje (TDS) v ČR. Lesnická práce, 1996, č. 11, 12.
- [8] VLK, František. Dynamika motorových vozidel /. vyd. 2. Brno, 2006, 432 s. ISBN 80-239-0024-2.
- [9] POCLAIN. Poclain Hydraulics : Home [online]. 2012 [cit. 2014-03-23]. Dostupné z: <http://www.poclain-hydraulics.com/en/>
- [10] GABRIEL, Josef. Vliv typu pohonu pojezdu samojízdných nakladačů a manipulátorů na technicko-ekonomické aspekty jejich provozu. Pardubice, 2010. Diplomová práce. Univerzita Pardubice.
- [11] DANA. Dana Holding Corporation [online]. 2012 [cit. 2014-04-07]. Dostupné z: <http://www.dana.com/wps/wcm/connect/dext2/dana/home>
- [12] ČSN ISO 1219-1. Hydraulika a pneumatika - Grafické značky a obvody schémata. Praha: Český normalizační institut, 1999.
- [13] ČERNOCH, Svatopluk. Strojně technická příručka. Praha: SNTL, 1977. ISBN 04-224-77.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[m·s ⁻²]	zrychlení stoje
d	[m]	vnitřní průměr hadice
e	[m]	rameno valivého odporu
f _k	[-]	součinitel valivého odporu
F _T	[N]	maximální tažná síla, kterou jsou hydromotory schopné vyprodukovat
F _t	[N]	maximální tažná síla kterou poskytuje spalovací motor
F _{Tmax}	[N]	maximální trakční síla
G	[N]	tíha stroje
g	[m·s ⁻²]	gravitační zrychlení
i _{kuž}	[-]	převod kuželového soukolí na nápravě
i _{napr}	[-]	celkový převod na nápravě
i _{plan}	[-]	převod planetové převodovky na nápravě
j	[-]	počet hydromotorů
k	[-]	počet kolen
l	[m]	celková délka hadic hydraulického vedení
m	[kg]	hmotnost stroje
M _k	[Nm]	kroučící moment na kolech harvestoru
M _{k,mot}	[Nm]	maximální kroučící moment, který jsou hydromotory schopné vyvinout
M _o	[Nm]	silová dvojice valivého odporu
n	[-]	určený mocnitel vztahu viskozity oleje
n _{h,mot}	[s ⁻¹]	otáčky hydromotorů
n _{kol}	[s ⁻¹]	otáčky kol
n _{mot}	[s ⁻¹]	pracovní otáčky spalovacího motoru
O _c	[N]	celkový odpor stroje
O _s	[N]	odpor stoupání
O _v	[N]	vodorovná silová reakce valivého odporu ve středu kola
O _z	[N]	odpor proti zrychlení
P	[W]	výkon spalovacího motoru při pracovních otáčkách
P _{aux}	[W]	výkon odebíraný dalším příslušenstvím
P _{ChP}	[W]	výkon odebíraný plnicím hydrogenerátorem
Q	[m ³ ·s ⁻¹]	průtok hydraulickým obvodem
R	[m]	poloměr zakřivení potrubí
R _a	[m]	střední hodnota nerovností povrchu



Re	[-]	Reynoldsovo číslo
r_{stat}	[m]	statický poloměr kola
s	[%]	sklon svahu
v_p	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	maximální rychlost vozidla při pomalém režimu
v	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	rychlost stroje
V_{gen}	$[\text{m}^3]$	jednotkový objem hydrogenerátoru
V_{mot}	$[\text{m}^3]$	jednotkový objem hydromotoru
v_r	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	maximální rychlost stroje
v_s	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	střední rychlost proudící kapaliny
α	[°]	úhel svahu
$\Delta p_{\text{dělič}}$	[Pa]	tlaková ztráta na děliči průtoku
Δp_{gen}	[Pa]	tlak, který je schopen vyvinout hydrogenerátor
Δp_{mot}	[Pa]	tlakový spád na hydromotoru
Δp_{ved}	[Pa]	tlaková ztráta ve vedení
Δp_z	[Pa]	celková tlaková ztráta v hydraulickém obvodu
Δp_{zm}	[Pa]	tlaková místní ztráta v koleni
ε	[-]	poměrná drsnost
ζ_m	[-]	velikost součinitele místních ztrát
$\eta_{\text{gen-celk}}$	[-]	celková účinnost hydrogenerátoru
$\eta_{\text{gen-pr}}$	[-]	průtoková účinnost hydrogenerátoru
η_{hydr}	[-]	účinnost hydraulického obvodu
$\eta_{\text{kuž}}$	[-]	účinnost ozubeného kuželového soukolí na nápravě
$\eta_{\text{mot-celk}}$	[-]	celková účinnost hydromotoru
$\eta_{\text{mot-pr}}$	[-]	průtoková účinnost hydromotoru
η_{napr}	[-]	celková mechanická účinnost nápravy
η_{plan}	[-]	účinnost planetové převodovky na nápravě
ϑ	[°C]	teplota oleje
λ	[-]	bezrozměrný součinitel tření
μ	[-]	součinitel přilnavosti pneumatiky
ν	$[\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}]$	kinematická viskozita
ν_{40}	$[\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}]$	viskozita při teplotě 40°C
ν_{ϑ}	$[\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}]$	viskozita při teplotě ϑ
ρ	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$	hustota hydraulického oleje



SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Harvestor Novotný H40 [2].....	17
Obr. 2 Zjednodušené schéma pojezdu harvestoru H40	20
Obr. 3 Motor Cummins B4.5 [4]	21
Obr. 4 Hydromotor Bosch Rexroth A6VM/63 a jeho schéma [3].....	22
Obr. 5 Hydrogenerátor Bosch Rexroth modelové řady A4VG/32 a jeho schéma [3].....	23
Obr. 6 Dělič průtoku Bucher MT16DV [5].....	24
Obr. 7 Tlaková ztráta na děliči průtoku [5]	24
Obr. 8 Vysokotlaké hydraulické hadice[5].....	25
Obr. 9 Náprava DANA model 112 [11]	25
Obr. 10 Graf tažné síly spalovacího motoru v závislosti na rychlosti stroje.....	36
Obr. 11 Výsledná pojezdová charakteristika stroje	37
Obr. 12 Pojezdová charakteristika stroje vypracovaná firmou Bosch Rexroth.....	38
Obr. 13 Lesní vyvážka s hydromotory umístěnými v kolech [9]	46
Obr. 14 Zjednodušené schéma bypassu.....	47
Obr. 15 Zjednodušené schéma škrćeného hydraulického obvodu	48
Obr. 16 Pojezdová charakteristika varianty 3 při použití pouze dvourychlostní regulace hydromotoru	52
Obr. 17 Pojezdová charakteristika varianty 3 s plynulou regulací hydromotoru	53
Obr. 18 Pojezdová charakteristika varianty 6 s dvoustupňovou regulací hydromotoru.....	54
Obr. 19 Pojezdová charakteristika varianty 6 s plynulou regulací hydromotoru	55



SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Vlastnosti harvestoru Novotný H40 [2]	18
Tab. 2 Základní parametry spalovacího motoru Cummins [4].....	21
Tab. 3 Základní parametry hydromotoru A6VM107 [3].....	22
Tab. 4 Základní parametry hydrogenerátoru A4VG90 [3].....	23
Tab. 5 Závislost tlakové ztráty vedením na teplotě	31
Tab. 6 Součinitele valivého odporu pro různé druhy povrchů [8].....	40
Tab. 7 Jízdní odpory při jízdě v různých podmínkách	42
Tab. 8 Součinitele přilnavosti pro různé povrchy [8].....	43
Tab. 9 Porovnání různých variant při zachování současné koncepce	49
Tab. 10 Porovnání různých variant při změně velikosti převodu nápravy	50
Tab. 11 Porovnání variant při umístění hydromotorů do kol	51



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha I: Hydraulické schéma pojezdu stroje