



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

PREVODOVÉ ÚSTROJÍ TRAKTORU ZETOR
FORTERRA HSX

ZETOR FORTERRA HSX TRACTOR'S TRANSMISSION

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

ALEŠ MORÁVEK

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: 2013/2014

ZADÁNÍ BAKALÁRSKÉ PRÁCE

student(ka): Aleš Morávek

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

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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

Převodové ústrojí traktoru Zetor Forterra HSX

v anglickém jazyce:

Zetor Forterra HSX Tractor's transmission

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Studie úplného převodového ústrojí traktoru Zetor Forterra HSX s cílem návrhu možných zjednodušení pro variantu lehké rady traktoru.

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

- kritickou rešerši stávající koncepce řešení převodového ústrojí traktoru Zetor Forterra HSX ve srovnání s lehkou radou Zetor Major,
- koncepční návrh možnosti zjednodušeného a odlehčeného převodového systému vycházejícího z řady Zetor Fortera, vhodného pro lehčí řady traktoru včetně ověření požadovaných vlastností,
- případné další doplnění a výpočty dle vedoucího BP

Seznam odborné literatury:

1. BAUER, F. a kol: Traktory a jejich využití. 2. vydání, Profi Press, Praha 2013. ISBN 978-80-86726-52-6
2. ŠKOPÁN, M.: Hydraulické pohony strojů, elektronická skripta VUT v Brně 2009
3. Firemní podklady a příslušné ČSN

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 11.11.2013

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.

Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.

Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce je zaměřena na popis převodového ústrojí traktoru Zetor Forterra HSX. Bude zde uvedeno i srovnání s konkurenčními stroji stejné výkonové řady. Cílem je návrh převodového ústrojí pro menší řadu traktorů, kterou zde bude reprezentovat Zetor Major.

KLÍČOVÁ SLOVA

Převodová ústrojí, Zetor, převodovka, rozvodovka, spojka, redukční převodovka, rozvodovka, diferenciál, traktor.

ABSTRACT

This thesis is focused on the description of the transmission of the tractor Zetor Forterra HSX. It will always be shown and compared with competitive machines the same power range. The aim of the draft the transmission system for a range of smaller tractors, which will be represented by Zetor Major.

KEYWORDS

Transmissions, Zetor, gearbox, final drive, clutch, step-down gear, final drive, differential, the tractor.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MORÁVEK, A. *Převodové ústrojí traktoru Zetor Forterra HSX*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 31 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. Miroslav Škopán, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 30. května 2014

.....

Aleš Morávek



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji svému vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za cenné rady a informace. Dále musím zmínit poděkování své rodině, přátelům a kolegům z firmy Zetor a.s., konkrétně Liborovi Karmasinovi, Jiřímu Vozdeckému, Ketchupovi z.p.u., Filipu Zelenému, Jiřímu Omastovi a Ladislavovi Potůčkovi za jejich podporu a pomoc při mém studiu. Za odborné rady ing. Janu Lukášovi, ing. Radomíru Bednářovi a všem ostatním, na které se tu nedostalo.



OBSAH

Úvod	9
1 Spojková skříň	10
1.1 Násobič kroutícího momentu	10
2 Převodová skříň	12
2.1 Lamelová spojka pojezdová a reverzační	12
2.2 Převodovka	14
2.2.1 Hnací hřídel	16
2.2.2 Předlohový hřídel	16
3 Skříň rozvodovky	17
3.1 Stálý převod	17
3.2 Diferenciál	17
3.2.1 Uzávěrka diferenciálu	18
3.1 Redukční převodovka	19
4 Zadní náprava	20
5 Srovnání s typem Zetor Major a ostatními výrobci	23
6 Vlastní návrh převodového ústrojí	25
6.1 Motor	25
6.2 Převodovka	26
6.3 Redukční převodovka	27
6.4 Reverze chodu	27
6.5 Stálý převod a diferenciál	27
6.6 Koncový převod	27
Závěr	29
Seznam použitých zkratk a symbolů	31



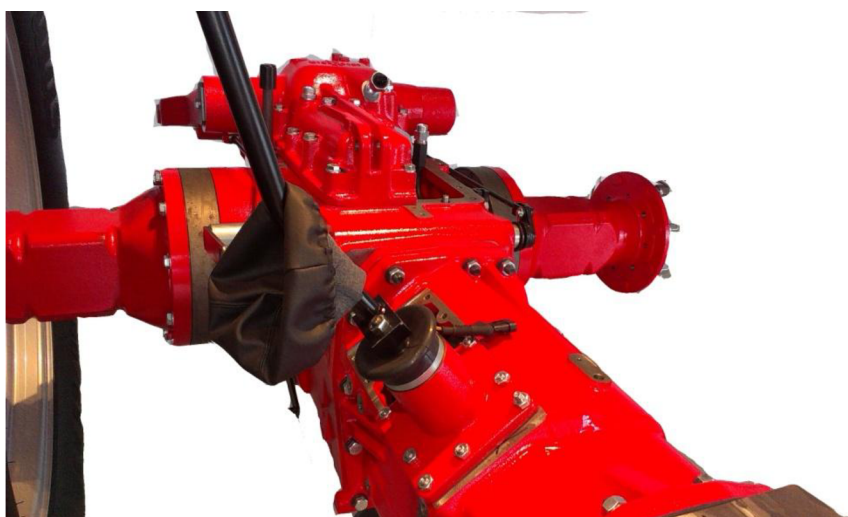
ÚVOD

Převodové ústrojí slouží ke změně poměrů vstupního kroučícího momentu od agregátu (spalovacím motoru) na výstupní, směřující do náprav kol. V této práci bude detailně popsáno převodové ústrojí traktoru Zetor Forterra HSX (obr.1) bez výstupních hřídelů PTO a přední nápravy. V práci bude také uvedeno srovnání s konkurenčními typy přibližně stejných výkonových řad. Uvedené technické údaje budou porovnány jak z hlediska konstrukce, tak bude přihlíženo i k pohodlí obsluhy, životnosti a servisu. Snahou této práce je obeznámit také s principy a funkcemi jednotlivých částí ústrojí.

Sestává se z:

- Spojkové skříně
- násobič kroučícího momentu, mokrá lamelová spojka zadního vývodového hřídele
- Skříně převodovky
- plně synchronizovaná převodovka, reverzační spojka
- Skříně rozvodovky
- stálý převod, diferenciál, redukční převodovka
- Zadní náprava
- koncový převod

Cílem práce je návrh schéma převodů pro malý traktor. Jeho výkon nebude přesahovat 30 kW. Využití by měl nalézt především ve vozovém parku měst a obcí, nebo pro malé zemědělce. Pro srovnání bude uveden typ nejmenší typové řady firmy Zetor a.s. unifikované řady 1 (UŘ I) Zetor Major.



Obr. 1 Převodové ústrojí Zetor Forterra HSX [vlastní foto]



1 SPOJKOVÁ SKŘÍŇ

Spojková skříň (obr.2) je vyrobena z litiny s lupínkovým grafitem bytelné konstrukce. V přední části (směr od přední nápravy po zadní) je příruba k motoru. Zádí část je plochá přizpůsobená k upevnění k převodovce. Tato skříň obsahuje: mokrou lamelovou spojku zadního vývodového hřídele, násobič kroutícího momentu.



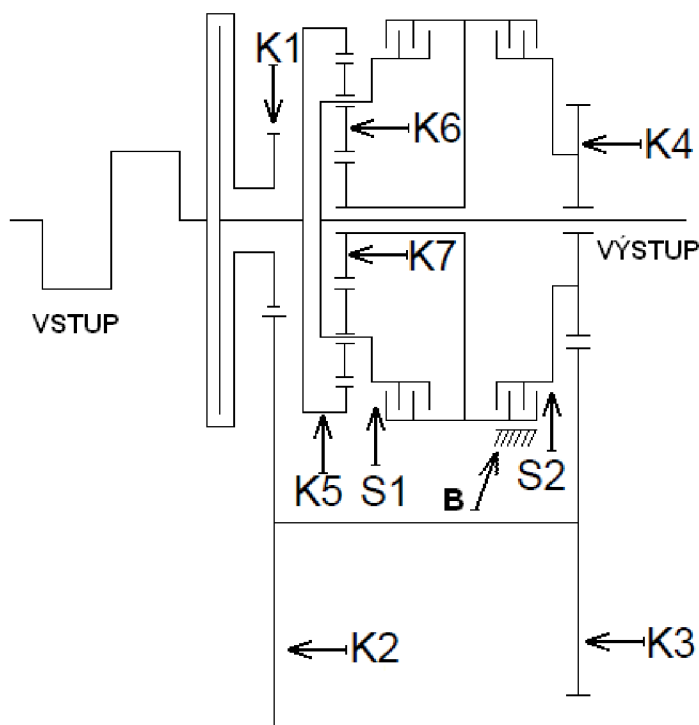
Obr. 2 Spojková skříň s odkrytým násobičem [vlastní foto]

1.1 NÁSOBIČ KROUTÍCÍHO MOMENTU

Pracovní odpory, jenž musí traktorová soustava překonávat při práci, nejsou konstantní. Vlivem pracovního prostředí se mění, což vyvolává nutnost změny převodového stupně. U spalovacího motoru se projeví změna zvýšením točivého momentu, ale snížením otáček. Při kriticky nízkých otáčkách je nutno podřadit. Pokud bychom použili klasickou spojku, dojde při orbě ke zpomalení, nebo dokonce zastavení soupravy. Následný rozjezd by byl plně zatížen, a kladl by vysoké nároky na konstrukci převodů a spojky.

Třístupňový násobič Power shift (obr.3) umožňuje změnu otáček a tím i zvýšení tahové síly na kolech bez použití rozjezdové spojky. Ovládání je elektrohydraulické se spínačem umístěným na řadící páce s polohami Low (pomalu), Medium (středně) a High (rychle). Tento systém umožňuje urychlení řazení. Díky možnosti rychle nastavitelným podmínkám změny kroutícího momentu je dosaženo lepší spotřeby paliva, emisí a ekonomičnost provozu, nehledě na pohodlnější obsluhu traktoru.

Základem měniče je planetová převodovka, jejíž jednotlivé členy (unašeč, planetové kolo) mají přiřazenou spojku a celý komplet může být brzděn pásovou brzdou. Jednotlivé jízdní režimy :



Obr. 3 Schéma násobiče

- 1) Režim Low (pomalu) spíná pásovou brzdou B. Centrální kolo K7 se neotáčí, satelity K6 se odvalují v unašeči.

$$i_{nl} = \frac{K5+K7}{K5} = \frac{65+22}{65} = 1,338 \quad (1.1)$$

Výsledný převodový poměr je $i_{nl} = 1:1,338$

- 2) Režim Medium (střední) je funkční spojka S2, která spojuje všechna kola. Centrální kolo K7 je poháněno přes kola K1, K2, K3 a K4. Otáčky unašeče, na kterých se otáčejí satelity, tvoří výstupní otáčky.

$$i_{nm} = \frac{K5+K7}{\frac{K1 \cdot K3}{K2 \cdot K4} \cdot K7 + K5} = \frac{65+22}{\frac{20 \cdot 37}{39 \cdot 41} \cdot 22 + 65} = 1,157 \quad (1.2)$$

Výsledný převodový poměr je $i_{nm}=1:157$

- 3) Při sepnutém režimu High (rychle) je v provozu spojka S1, přičemž je centrální kolo K5 spojeno s unašečem. Celkový poměr je $i_{nh}=1:1$.



2 PŘEVODOVÁ SKŘÍŇ

Převodová skříň (obr. 4) je vyrobena z litiny s lupínkovým grafitem bytelné konstrukce. Příruby jsou tvarově uzpůsobené k přimontování spojkové skříně a skříně stálého převodu.



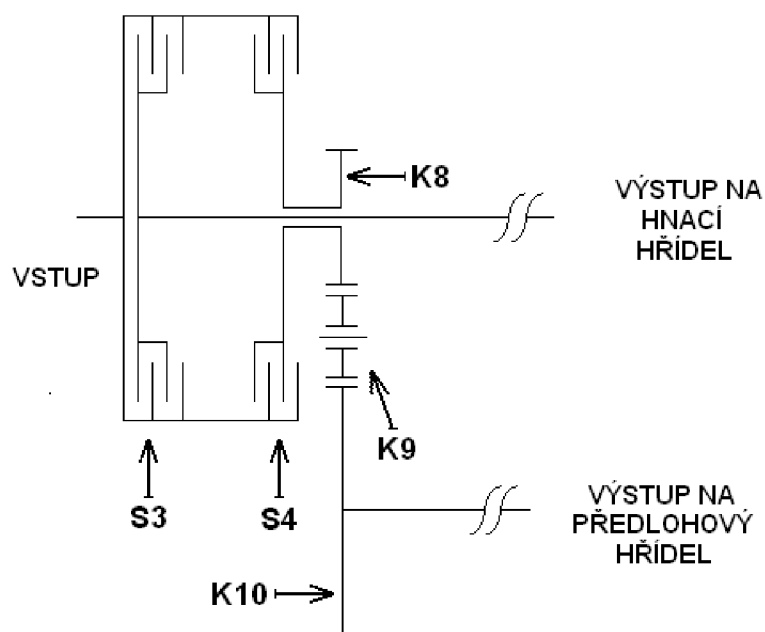
Obr. 4 Převodová skříň [vlastní foto]

2.1 LAMELOVÁ SPOJKA POJEZDOVÁ A REVERZAČNÍ

Název vznikl podle jednotlivých kotoučů, jež jsou velmi tenké (lamely). Přestože lamely mají malý vnější průměr i nižší měrný tlak, oproti suchým třecím spojkám jsou schopny přenášet vyšší točivý moment. Umožňuje to větší celková plocha poskládaných kotoučů v řadě za sebou a lepší odvod tepla, vznikajícího při přenášení momentu.



Obr. 5 Lamelová spojka pojezdová a reverzační [vlastní foto]



Obr. 6 Schéma reverzace

Hnací lamely jsou vybaveny vnějším ozubením s axiálním posuvem. Natočení v náboji hnaného hřídele je zamezené vnitřním ozubením

Spojka našeho traktoru slouží zároveň jako reverzační. Je zde použit systém Powershuttle. To znamená, že bez přerušení krouťícího momentu od motoru a manuálním přeřazení, dosáhneme opačného sledu výstupních otáček na hnacích kolech. Principem je rozdělená rozjezdová spojka na nezávisle ovládané dvě části. Při sepnutí spojky S3 (S4 je mimo provoz) je přenášén krouťící moment ve stejném smyslu otáčení přímo do převodovky. Sepnutím spojky S4 (S3 je nefunkční) je mezi vstupní a předlohovou hřídel uvedeno do pohybu mezikolo K9. Tím je dosaženo reverzace otáček, které jsou navíc převodovány do rychla. Důvodem je fakt, že traktor převážně koná nejtěžší práci při pohybu vpřed. Zpětný chod je zapotřebí hlavně pro manévrování se soupravou.

Převodový poměr pro zpětný chod:

$$i_{zp} = \frac{K9}{K8} \cdot \frac{K8}{K10} = \frac{18}{21} \cdot \frac{32}{18} = 1,524 \quad (2.1)$$

Lamely jsou v našem případě, tj. mokré spojky, ponořeny v olejové lázni s nízkou viskozitou. Nejedná se nikdy o převodový olej. Lamely jsou při přenosu točivého momentu přitlačovány silou, která je vyvozena tlakem oleje na píst. Zpětný pohyb je zajištěn pružinou.

Přenášený moment lamelové spojky můžeme vyjádřit odvozeným vztahem pro třecí spojku:

$$M_S = i \cdot \mu \cdot F \cdot R_S \quad (2.2)$$



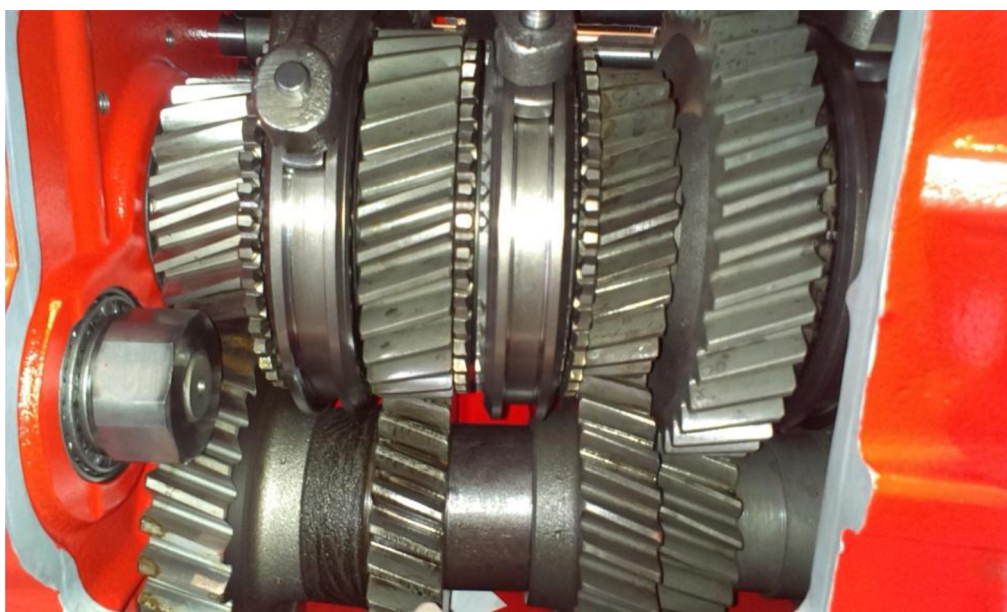
Součinitel tření μ je menší pro lamelovou spojku, než třecí z důvodu lepšího odvodu tepla, vzhledem k olejové lázni. (třecí obložení – ocelový plech: $\mu \approx 0,1$).

Ovládání lamelové spojky zajišťují proporciální hydraulické prvky. Ty ovládá řídicí jednotka. Ovládací prvky snímají pouze polohy spojkového pedálu a převodového stupně. Systém Power Clutch ovládá spojku pomocí tlačítka na řídicí páce bez nutnosti sešlápnout spojkový pedál. Obsluha nemusí vynakládat vyšší fyzickou námahu pro ovládání spojky. Řazení reverzace za chodu stroje je dovoleno pouze do 10 km/h. Jestliže obsluha nad tuto rychlost spojku sepne, řídicí jednotka automaticky přeřadí na neutrál a vydá upozorňovací akustický signál.

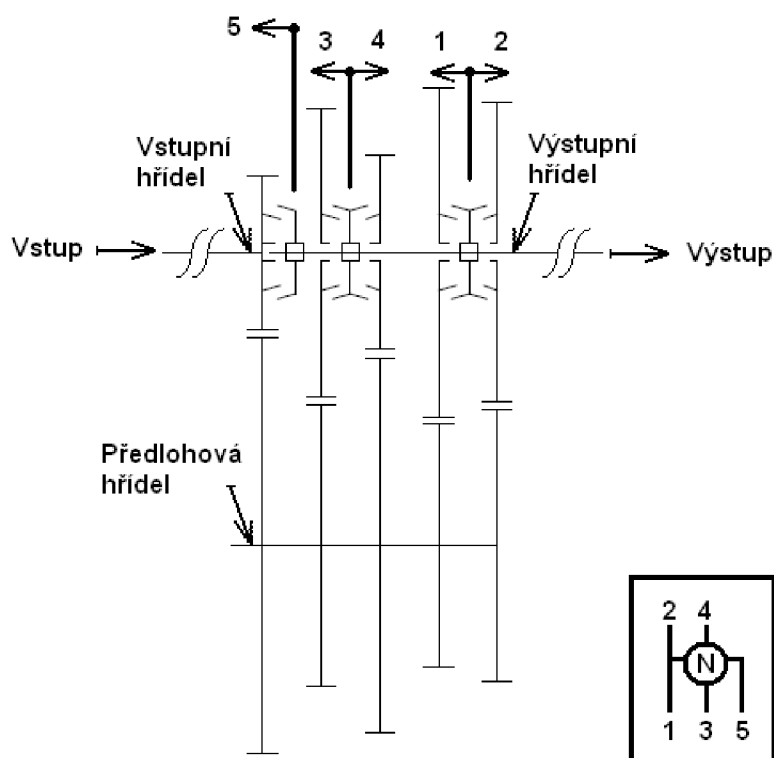
2.2 PŘEVODOVKA

Převodovka (Obr. 7) umožňuje změnu převodového poměru mezi pohoným agregátem (spalovacím motorem) a hnacími koly. Motor má mít při jízdě traktoru otáčky v blízkém okolí nejvyššího výkonu. Při jízdě s nákladem po vozovce, nebo terénu, musí traktor překonávat jízdní odpory (valivý, vzdušný, stoupání, zrychlení, přívěsu). Zpřevodování jednotlivých stupňů je voleno tak, aby při různých velikostech jízdních odporů byly otáčky motoru vždy nejvhodnější. Pro maximální rychlost je použito přímého záběru.

Pětistupňová je plně synchronizovaná souosá (tříhřídelová) převodovka s čelními šikmými zuby a následnou skupinou. Řazení mechanické řídicí pákou v kabině traktoru klasickým H uspořádáním (Obr. 8).



Obr. 7 Hlavní převodovka



Obr. 8 Schéma převodovky a řazení

Základní části převodovky :

- 1) Hnací hřídel (vstupní hřídel, pomocný hřídel spojky)
- 2) Předlohový hřídel (tzv. stromeček)
- 3) Hnaný hřídel (výstupní hřídel)

Na vstupní hřídel je přiváděn točivý moment z motoru na hřídel předlohovou přes ozubená kola jednotlivých převodových stupňů, která jsou ve stálém záběru s ozubenými koly předlohového hřídele. Kola předlohového hřídele tvoří soukolí s koly výstupního hřídele.

Výhodou tříhřídelové převodovky je použití přímého záběru pátého stupně. Točivý moment přenášený ze vstupního hřídele přes zubovou spojku (jištěnou synchronizací) na výstupní hřídel je bez účasti ozubených kol. Přestože se předlohová hřídel stále otáčí, nepřenáší žádný točivý moment. Tento způsob se vyznačuje nejvyšší účinností.

Nevýhodou je, že při všech ostatních převodech, kromě přímého záběru, přenášení točivého momentu vždy za pomoci dvou párů ozubených kol.

Výpočty převodových poměrů pro:

Chod vpřed (viz. Tab. 1)



$$i_{pv} = \frac{\text{Kolo předlokové vstupní}}{\text{Kolo vstupní}} \cdot \frac{\text{Kolo výstupní}}{\text{Kolo předlokové výstupní}} \quad (2.3)$$

Tab. 1 Převodové poměry chod vpřed

Převodový stupeň	1	2	3	4	5
Převodový poměr i_{pv}	1	1,432	2,023	2,883	3,915

Zpětný chod (viz. Tab. 2)

$$i_{pz} = i_{zp} \cdot \frac{\text{Kolo výstupní}}{\text{Kolo předlokové vstupní}} \quad (2.4)$$

Tab. 2 Převodové poměry pro zpětný chod

Převodový stupeň	1	2	3	4	5
Převodový poměr i_{pz}	0,865	1,238	1,75	2,494	3,386

2.2.1 HNACÍ HŘÍDEL

Skládá se ze vstupního, pomocného a hnaného hřídele. Ozubená kola jsou uložena kluzně na hřídeli. Vstupní hřídel obsahuje jedno kolo (rychlloběh), hnaný hřídel pak čtyři kola. Na pomocném je uložena synchronizace rychloběhu. Každé z ozubených kol má na boku ozubené výstupky s brzdovým kuželem. Mezi koly je uložena jištěná synchronizace.

Synchron je jako řazení zubovou spojkou, která je ale doplněna samočinným zařízením pro synchronizaci obvodových rychlostí kol a hřídele. U typu Forterra HSX je použito jištěné (cloněné) synchronizace. Clonící kroužek nepřesune řadící objímku, pokud obvodové rychlosti spojovaných částí nejsou synchronizovány. Řazení převodů je bezhlučné, bez rázů a rychlé.

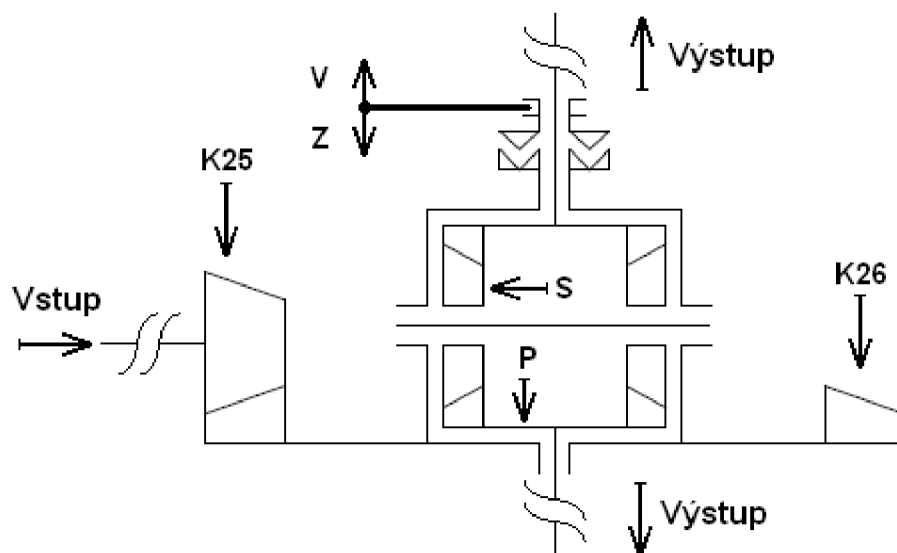
2.2.2 PŘEDLOHOVÝ HŘÍDEL

Taktéž označovaná stromeček obsahuje pět ozubených kol, které tvoří soukolí s koly hnaného hřídele. Hřídel je dutá, protože vnitřní částí je veden pohon zadního a předního pohonu PTO



3 SKŘÍŇ ROZVODOVKY

Skříň rozvodovky je vyrobena z litiny s lupinkovým grafitem. Přední část je spojena s převodovkou. Zadní část je vybavena hydraulickým závěsem pro přípojná zařízení traktoru. Před vstupem do rozvodovky je redukční převodovka. Rozvodovka se skládá ze stálého převodu a diferenciálu.



Obr. 9 Schéma stálého převodu s diferenciálem a uzávěrkou

3.1 STÁLÝ PŘEVOD

Jeho účelem je zvýšení krouticího momentu přivedeného od převodovky a rozvedení ke hnacím kolům. Musí také točivý moment rozvést z podélné osy na příčnou. Mezi základní požadavky patří nízká hlučnost, vysoká mechanická účinnost, plynulý chod a spolehlivost s vysokou životností.

Soukolí se skládá z jednoho páru pastorku K25 a talířového kola K26. Je vyráběno metodou Oerlikon Spiromatic. Ozubení je hypoidní kuželové, vyznačující se tím, že osa pastorku je níž, jak osa talířového kola. Tvar zubu je prodloužená epicykloida. Výhodou je tišší chod, vyšší přenášení zatížení, nižší citlivost na seřízení záběru obou kol.

$$i_{sp} = \frac{K26}{K25} = \frac{48}{15} = 3,2 \quad (3.1)$$

3.2 DIFERENCIÁL

Je převodové ústrojí, které samočinně vyrovnává různé obvodové rychlosti hnacích kol při průjezdu zatáčkou rozdělením točivých momentů na obě kola. Jízdou traktoru do zatáčky vnější kola ujedou větší vzdálenost, protože opisují větší rádius zatáčky, jak vnitřní kola.



Diferenciál je kuželový. Složen je ze dvou planetových kol a čtyř satelitových kol. Klec má na vnější straně talířové kolo stálého převodu a uvnitř přes kolíky má uložené satelity.



Obr. 10 Skříň stálého převodu s diferenciálem a redukční převodovkou [vlastní foto]

Principem je to, že mezi planetová kola jsou vloženy satelity, čímž se může jedno hnací kolo traktoru zpoždět o určitý počet otáček. Druhé kolo však o tentýž počet otáček začne zrychlovat. Vyrovnávání hnacích kol na nápravě se provádí natáčením planetových kol vůči sobě. Otáčky talířového kola se nemění.

Použití diferenciálu má několik výhod: menší opotřebení pneumatik, nižší ztráty při smýkání pneumatik zatáčkou a tím nižší spotřeba, snazší řízení.

Nevýhodou je horší mobilita při zhoršených adhezních podmínkách. Může stát, že se jedno kolo bude na kluzkém povrchu protáčet, zatímco druhé bude stát. Rovnost momentů hnacích kol nápravy je nestejná v důsledku nestejných adhezních sil. Celkový přenositelný moment je dán podle menšího z obou momentů. Jestliže je jedno z hnacích kol na kluzkém povrchu, pak celá náprava je neschopna přenášet moment. Tento jev však omezíme tzv. uzávěrkou.

3.2.1 UZÁVĚRKA DIFERENCIÁLU

Vyřazuje diferenciál z činnosti, jestliže traktor se ocitne v nevhodných adhezních podmínkách. Sepnutí uzávěrky se provádí přesunutím zubové spojky, která spojí centrální kolo (planetu) s klecí diferenciálu. Ten se otáčí jako jeden celek. Uzávěrka se zařazuje pouze

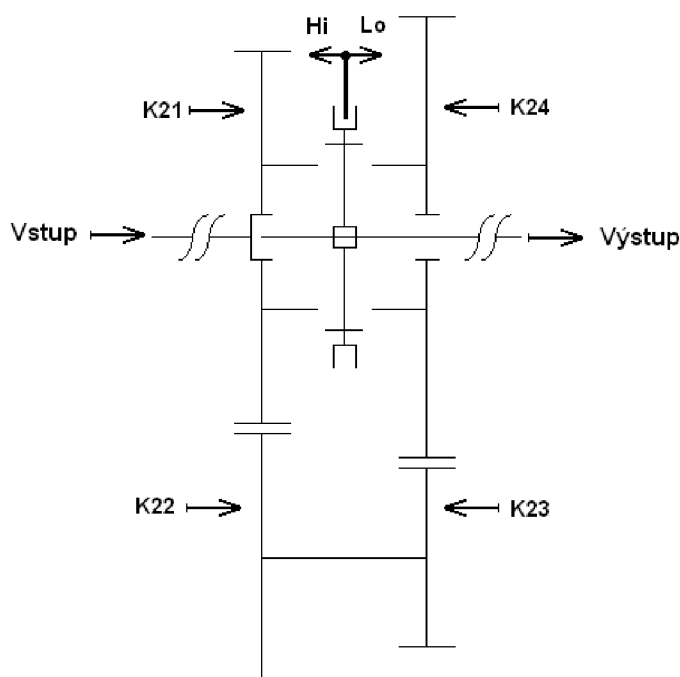


při nevhodných adhezních podmínkách, poté je vypnuta. Za standardních podmínek není uvedena v činnost, protože převodové ústrojí je vystaveno nadměrnému opotřebení, stejně jako smýkání pneumatik a horší ovladatelnost traktoru. Je zakázáno zapnutí uzávěrky během jízdy v zatáčce, hrozí smyk traktoru!

3.1 REDUKČNÍ PŘEVODOVKA

Za hlavní převodovkou je měnitelný dvoustupňový převod (režim Hi a Lo). Celkově se tedy zdvojnásobuje počet převodu hlavní převodovky. Vzhledem k umístění redukce se jedná o dvouskupinovou převodovku s následnou skupinou.

Jednoduchá konstrukce je sestavou dvou párů soukolí oddělených zubovou spojkou (Obr. 11). Redukce se musí řadit za klidu stroje. Jestliže není vozidlo vystaveno velkým jízdním odporům, není třeba redukci využívat. Výhodou je použití progresivního odstupňování hlavní převodovky.



Obr. 11 Schéma násobiče převodovky

Stupeň High je prováděn tzv. přímým záběrem, podobně jako pátý stupeň u převodovky, potom je převodový poměr $i_{th} = 1$. Je-li zařazen stupeň Low, jsou v záběru dva páry ozubených kol je výsledný převodový poměr :

$$i_{rl} = \frac{K22}{K21} \cdot \frac{K24}{K23} = \frac{36}{21} \cdot \frac{41}{17} = 4,134 \quad (3.2)$$



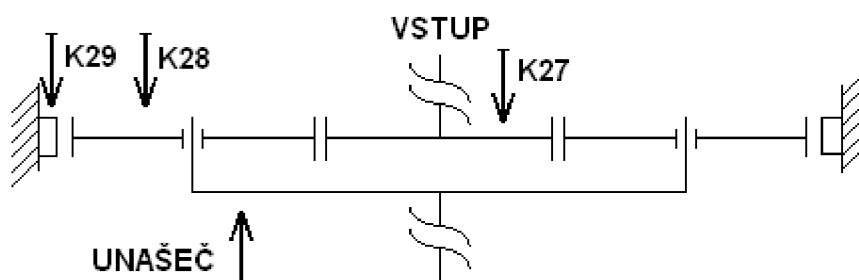
4 ZADNÍ NÁPRAVA

Je odlitek z litiny s lupínkovým grafitem ve tvaru válce s přírubami na obou koncích (Obr.12). Každé hnací kolo má vlastní nápravu upevněnou pevně ke skříni diferenciálu. Vnitřní částí prochází hřídel poloosy a na jejím konci vede ke koncovému převodu, umístěného u skříně stálého převodu.. Na jeho unašeči je upevněn ráfek s pneumatikou.



Obr. 12 Rozložené komponenty zadní nápravy [vlastní foto]

Pomocí koncového převodu je točivý moment vystupující z diferenciálu zpřevodován stálým převodovým poměrem. Děje se tak za pomoci planetové převodovky (Obr. 13). Hnacím kolem je planetové kolo K27 a hnanou částí je unašeč, přičemž korunové kolo K29 je zabrzděno. Pomocí této redukce se snižují nároky na zbylé členy převodového ústrojí.



Obr. 13 Schéma koncového převodu nápravy

$$i_k = \frac{K_{29} + K_{27}}{K_{27}} = \frac{69 + 15}{15} = 5,6 \quad (4.1)$$

Koncová rychlost soupravy (Tab. 3, Tab. 4) závisí na otáčkách motoru n_m , celkovém převodu při zařazeném rychlostním stupni a obvodu pneumatiky.



Celkový převod celého ústrojí:

$$i_T = i_{sp} \cdot i_n \cdot i_r \cdot i_p \cdot i_k \quad (4.2)$$

Rychlost soupravy:

$$v = \frac{n_m}{i_T} \cdot O \quad (4.3)$$

Použité rozměry pneumatik:

480/70 R38 (16,9 R38) – obvod kola $O = 4,31625$ [3]

570/70 R38 (18,4 R38) – obvod kola $O = 4,45843$ [3]

Tab. 3 Celková rychlost traktoru při redukci High

Jízda vpřed						Jízda vzad					
Převodový stupeň		Převod převodovky	Převod celkový	Rychlost traktoru při jmen. Otáčkách motoru (km/h)		Převodový stupeň		Převod převodovky	Převod celkový	Rychlost traktoru při jmen. Otáčkách motoru (km/h)	
		i_p	i_T	16.9 R 38	18.4 R 38			i_p	i_T	16.9 R 38	18.4 R 38
1 Hi	H	3,915	70,163	9,4	6,69	1 Hi	H	3,386	60,681	10,9	11,2
	M	4,531	81,193	8,12	8,37		M	3,919	70,221	9,39	9,68
	L	5,241	93,910	7,02	7,24		L	4,532	81,220	8,12	8,37
2 Hi	H	2,883	51,665	12,8	13,2	2 Hi	H	2,494	44,684	14,8	15,2
	M	3,336	59,787	11	11,4		M	2,885	51,708	12,7	13,1
	L	3,859	69,152	9,53	9,83		L	3,337	59,807	11	11,4
3 Hi	H	2,023	36,251	18,2	18,8	3 Hi	H	1,750	31,352	21	21,7
	M	2,341	41,950	15,7	16,2		M	2,025	36,281	18,2	18,7
	L	2,708	48,520	13,6	14		L	2,342	41,964	15,7	16,2
4 Hi	H	1,432	25,653	25,7	26,5	4 Hi	H	1,238	22,187	29,7	30,6
	M	1,657	29,686	22,2	22,9		M	1,433	25,674	25,7	26,5
	L	1,916	34,336	19,2	19,8		L	1,657	29,696	22,2	22,9
5 Hi	H	1,000	17,920	36,8	37,9	5 Hi	H	0,865	15,498	42,5	43,9
	M	1,157	20,737	31,8	32,8		M	1,001	17,935	36,8	37,9
	L	1,338	23,985	27,5	28,3		L	1,158	20,774	31,8	32,8

Minimální rychlost traktoru, při redukci v režimu High, má hodnotu 7,02 km/h při jízdě vpřed a 8,12 km/h při jízdě vzad, na první rychlostní stupeň. Nejvyšší rychlosti dosahuje 43,9 km/h při jízdě vzad na pátý rychlostní stupeň (při jízdě vpřed pouze 37,9 km/h).



Tab. 4 Celková rychlost traktoru při redukci Low

Jízda vpřed						Jízda vzad					
Převodový stupeň		Převod převodovky	Převod celkový	Rychlost traktoru při jmen. Otáčkách motoru (km/h)		Převodový stupeň		Převod převodovky	Převod celkový	Rychlost traktoru při jmen. Otáčkách motoru (km/h)	
		i_G	i_T	16.9 R 38	18.4 R 38			i_p	i_T	16.9 R 38	18.4 R 38
1 Lo	H	16,188	290,086	2,27	2,34	1 Lo	H	14,000	250,885	2,63	2,71
	M	18,733	335,687	1,96	2,03		M	16,201	290,324	2,27	2,34
	L	21,667	388,268	1,7	1,75		L	18,739	335,800	1,96	2,02
2 Lo	H	11,920	213,608	3,09	3,18	2 Lo	H	10,309	184,742	3,57	3,68
	M	13,794	247,188	2,67	2,75		M	11,930	213,784	3,08	3,18
	L	15,955	285,907	2,31	2,38		L	13,799	247,271	2,67	2,75
3 Lo	H	8,364	149,878	4,4	4,54	3 Lo	H	7,233	129,624	5,09	5,25
	M	9,678	173,439	3,8	3,92		M	8,371	150,001	4,39	4,53
	L	11,194	200,605	3,29	3,39		L	9,682	173,496	3,8	3,92
4 Lo	H	5,919	106,063	6,22	6,41	4 Lo	H	5,119	91,730	7,19	7,41
	M	6,849	122,736	5,37	5,54		M	5,924	106,150	6,21	6,41
	L	7,922	141,961	4,64	4,79		L	6,851	122,777	5,37	5,54
5 Lo	H	4,134	74,089	8,9	9,18	5 Lo	H	3,576	64,077	10,3	10,6
	M	4,784	85,736	7,69	7,93		M	4,138	74,150	8,89	9,17
	L	5,534	99,166	6,65	6,86		L	4,786	85,765	7,69	7,93

Minimální rychlost traktoru, při redukci v režimu Low, má hodnotu 1,7 km/h při jízdě vpřed a 1,96 km/h při jízdě vzad, na první rychlostní stupeň. Nejvyšší rychlosti dosahuje 10,6 km/h při jízdě vzad na pátý rychlostní stupeň (při jízdě vpřed pouze 9,18 km/h).



5 SROVNÁNÍ S TYPEM ZETOR MAJOR A OSTATNÍMI VÝROBCI

Lehká řada traktorů Zetor Major je především určena drobným zemědělcům či rodinným farmám a obcím. Oproti svému většímu sourozenci Forterra HSX je ochuzena o několik výhod.

Tab. 5 Srovnání modelu Forterra HSX a Major

Výrobce	Zetor	Zetor
Typ	Forterra HSX 140	Major 100
Jmenovitý výkon při 2200 ot./min. HP(kW)	136(100)	96(70,4)
Max. točivý moment Nm	581	401
Maximální rychlost [km/h]	40	30
Počet převod. stupňů vpřed x vzad	30 x 30	12 x 12
Min. pojzdová rychlost [km/h]	1,75	1,2
Redukce počet stupňů	2	3
Elektronicky ovládané rychl. skupiny	3	0
Elektrohydraul. ovládání závěru dif.	ano	ne
Reverzace pod zatížením	ano	ne
Spojka	Lamelová mokrá	Dvoulamelová suchá
Pneumatiky zadní	18,4 R38	16,9 R34

Suchá dvoulamelová spojka vyniká jednoduchostí a je bezúdržbová. Nicméně má nižší životnost oproti mokré lamelové spojce. Je však levnější a v rámci použitých výkonů traktoru je dostačující.

Porovnáním převodovek je vidět rozdíl v počtu převodových stupňů. Čtyřstupňová rychlostní skříň Majora má třískupinovou převodovku s následnou skupinou. Celkový počet rychlostí se zvyšuje trojnásobně. Není zde obsažen násobič krouticího momentu, který typu Forterra HSX umožňoval řazení třech skupin pod plným plynem a také trojnásobným počtem převodových stupňů.

Diferenciály jsou typově oba srovnatelné, rozdílné je pouze v mechanickém a elektrohydraulickém sepnutí. Koncový převod je zde taktéž použit.

V rámci určení pracovních režimů je tento traktor dostatečně vybaven počtem převodových stupňů, redukcí i reverzem. Jedna z výtek jsou automatické režimy, které tento stroj nemá. Nicméně v této cenové hladině je toto převodové ústrojí jedno z nejlepších na současném trhu.

Z dalších současných velkých výrobců traktorů jsou vybráni zástupci (Tab. 6) přibližně stejné výkonové a velikostní řady.



Tab. 6 Porovnání s jinými výrobci [3,4,5,6,7]

Výrobce	Zetor	CLAAS	John Deere	Case
Typ	Forterra HSX	Arion 430 CIS	6830	Maxxum 130 MC
Jmenovitý výkon [kW]	136(100)	115(85)	135(99)	145(107)
Max. točivý moment [Nm]	570	495	646	590
Maximální rychlost [km/h]	40	40	40	40
Počet převod.stupňů vpřed x vzad	30 x 30	16 x 16	20 x 20	32 x 32
Min. jezdová rychlost [km/h]	1,75	1,97	2,5	nezjištěno
Redukce počet stupňů	2	0	0	2
Převodové stupně pod zatížením	0	4	0	4
Rychlostní skupiny pod zatížením	3	4	4	6
Elektrohydraulic. ovládání závěru dif.	ano	ano	ano	ano
Reverzace pod zatížením	ano	ano	ano	ano
Spojka	Lamelová mokrá	Lamelová mokrá	Lamelová mokrá	Lamelová mokrá
Pneumatiky zadní	18,4 R38	18,4 R38	18,4 R38	18,4 R38

Ve stejné třídě používají výrobci, jako jsou Zetor a John Deere systémy manuálně řazených převodovek s automatickými rychlostními skupinami. S vyššími výkony a nároky se přesouvá budoucnost konstrukce do plně automatických převodovek (CLAAS, Case).

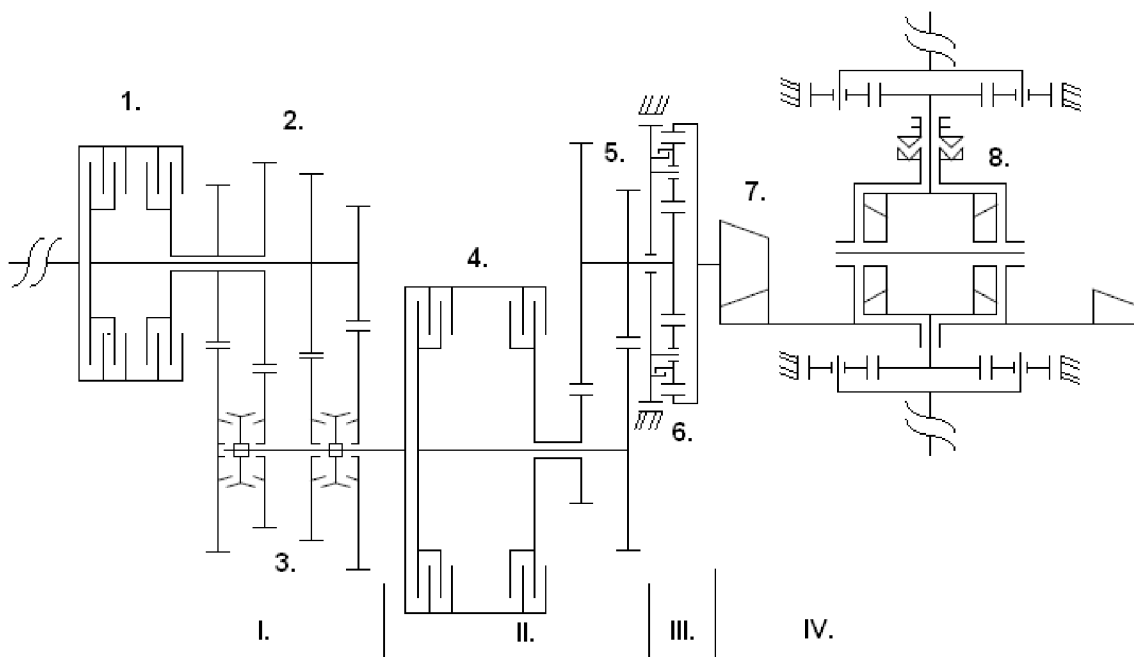
Výhodou manuálně řazených převodovek je jejich konstrukční jednoduchost a praxí osvědčená spolehlivost. Plně automatické převodovky se vyznačují velmi jednoduchou obsluhou, která je ale vykoupená na úkor složitější konstrukci. Opravy takových ústrojí mnohdy převyšují pořizovací cenu nového celku.

Srovnání výše uvedených technických údajů různých výrobců vykazuje srovnatelnou technickou úroveň. Rozdílnost je patrná jen pohodlím obsluhy traktoru a jeho ceny.



6 VLASTNÍ NÁVRH PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ

Po výše uvedeném popisu typů traktorů a jejich vlastností je zde uvedeno návrhové schéma převodového ústrojí pro lehkou řadu traktorů (obr. 14) s motorem nějakého koncernu se zkušenostmi s výrobou spolehlivých motorů do traktorů s výkonem do 30 kW. Maximální rychlosti traktoru je zvolena 30 km/h.



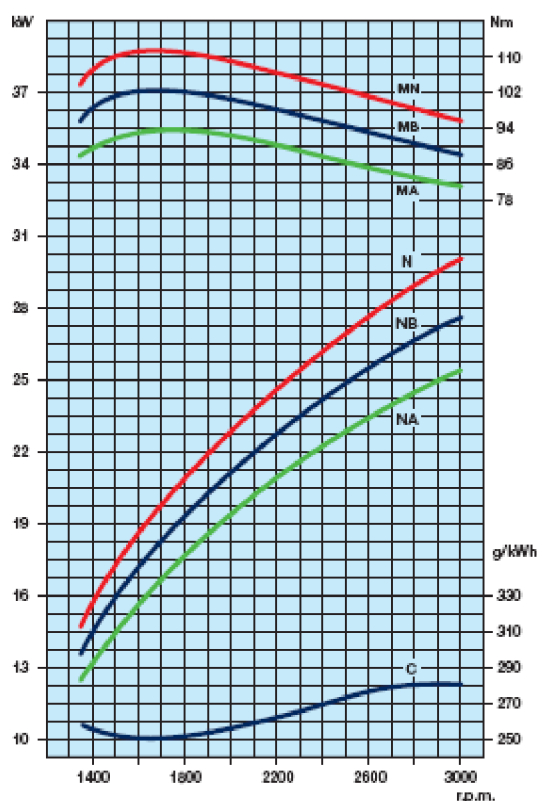
Obr. 14 Vlastní převodové ústrojí – I. dvoutoká převodovka, II. redukce pod plným zatížením, III. planetová převodovka reverzního chodu, IV. Diferenciál s koncovým převodem

6.1 MOTOR

Zvolen byl italský výrobce motorů, firma LOMBARDINI. Své motory používá výrobce do vysokozdvizných vozíků, traktorů a lodních motorů. Pro účel lehké řady traktorů je tedy ideální. Základní údaje motoru LDW 1603 jsou uvedeny v Tab. 5. a jeho charakteristika na obr. 15.

Tab. 7 Základní údaje motoru LOMBARDINI LDW 1603

Počet válců	3
Objem válců [cm ³]	1649
Nejvyšší točivý moment při otáčkách [Nm/min ⁻¹]	113 / 1600
Nejvyšší výkon při otáčkách [kW/min ⁻¹]	27.6 / 3000
Chlazení	vodou
Druh motoru	vznětový
Přepřňování	turbodmychadlo
Palivo	nafta



Obr. 15 Charakteristika motoru LOMBARDINI LDW 1603 [4]

6.2 PŘEVODOVKA

Základem je dvoutoká čtyřstupňová převodovka, umožňující řazení pod plným zatížením. Změna převodových stupňů probíhá bez přerušení kroučícího momentu z motoru. Souprava plynule zrychluje, nebo zpomaluje, bez prodlev. Je docíleno lepších jízdních vlastností, které mají význam převážně pro motory s přeplňováním (turbomotory). Přecházením převodového stupně se nemusí ubírat plyn, a tím přerušit dodávku paliva. Zároveň se zabráňuje poklesu plnicího tlaku turbomotoru. Celkové ovládání je možné provádět v automatickém režimu, nebo manuálním. Obsluha takového traktoru je snadná a snižuje únavu řidiče.

Principem dvoutoké převodovky je rozdělení vstupního kroučícího momentu dvěma spojkami (obr.14 poz.1). Každá ze spojek má přiřazené buď liché, anebo sudé převodové stupně (obr.14 poz.2). Liché stupně jsou na plném hřídeli, sudé na dutém. Je-li přiváděn kroučící moment na spojku lichých kol, může převodovka při sepnuté spojce sudých kol přeřadit nahoru, nebo dolů. Výstupní hřídel (obr. 14 poz.3) je vybaven synchrony, které jsou ovládány hydraulicky. Volba rychlostního stupně v automatickém režimu závisí, jestli souprava zrychluje, nebo zpomaluje. Rychlost řazení závisí převážně na sepnutí/rozepnutí spojek. Vzájemné převodové poměry jsou uvedeny v Tab. 8.

Tab. 8 Převodové poměry jednotlivých převodových stupňů

Převodový stupeň	1	2	3	4
Převodový poměr i_{pv}	4	3,2	2,5	1,3



6.3 REDUKČNÍ PŘEVODOVKA

Redukční převodovka je dvoustupňová s řazením pod plným zatížením. Sestává se ze dvoutoké spojky (obr. 14 poz.4) která dutým, nebo plným hřídelem přivádí kroučící moment vždy jen na jedno soukolí (jeden stupeň redukce). Oba stupně jsou ve stálém záběru (obr. 14 poz.5), ale vždy jen jeden pár soukolí přenáší kroučící moment. Rychlost řazení je závislá pouze na rychlosti sepnutí/rozepnutí spojek. Redukční převodovka je ovládána řídicí jednotkou buď v automatickém režimu, nebo manuálním. Celkové převodové poměry jsou návrhově zvoleny pro režim High (rychle) $i_{rh} = 1,1$ a režim Low (pomalu) $i_{rl} = 4$.

6.4 REVERZE CHODU

Je zajištěno pomocí jednoduchého planetového soukolí (obr. 14 poz.6.). Při chodu vpřed je sepnuta brzda korunového kola s unašeči satelitů. Je to tzv. přímý záběr s převodovým poměrem 1:1 z důvodu zablokování dvou členů planetového mechanismu.

Jestliže je vyžadován zpětný chod (revers) je pásovou brzdou zablokován unašeč a poháněno je pouze centrální kolo. Satelity se v unašeči otáčejí v opačném smyslu, a tím otáčejí ve stejném smyslu korunovým kolem. Korunou je současně odebírán výstupní kroučící moment. Výstupní otáčky jsou nižší, než byly při vstupu do planetového soukolí. Bylo dosaženo zpětné redukce. Volený převodový poměr je $i_{zp} = 1,1$.

$$n_u = 0 \quad (6.1)$$

$$n_k \cdot z_k + n_c \cdot z_c = n_u \cdot z_k + z_c \quad (6.2)$$

$$i_{kc}^{\omega} = \frac{n_c}{n_k} = \frac{-z_k}{z_c} = -k < 0 \quad (6.3)$$

6.5 STÁLÝ PŘEVOD A DIFERENCIÁL

Celý komplet (obr. 14 poz. 7., 8.) je stejný jako má typ Zetor Forterra HSX, avšak s menšími rozměry, uzpůsobenými výkonnostním charakteristikám menší řady traktorů. Jiný je taktéž převodový poměr z $i_{sp} = 4,134$ na $i_{sp} = 4,5$.

6.6 KONCOVÝ PŘEVOD

Podobně jako stálý převod s diferenciálem je i koncový převod (obr. 14 poz. 9) v zadní nápravě principiálně stejný s typem Zetor Forterra HSX. Opět je celý komplet rozměrově uzpůsoben k jiným výkonnostním charakteristikám lehké řady traktorů. Převodový poměr koncového převodu je volen $i_k = 3$.

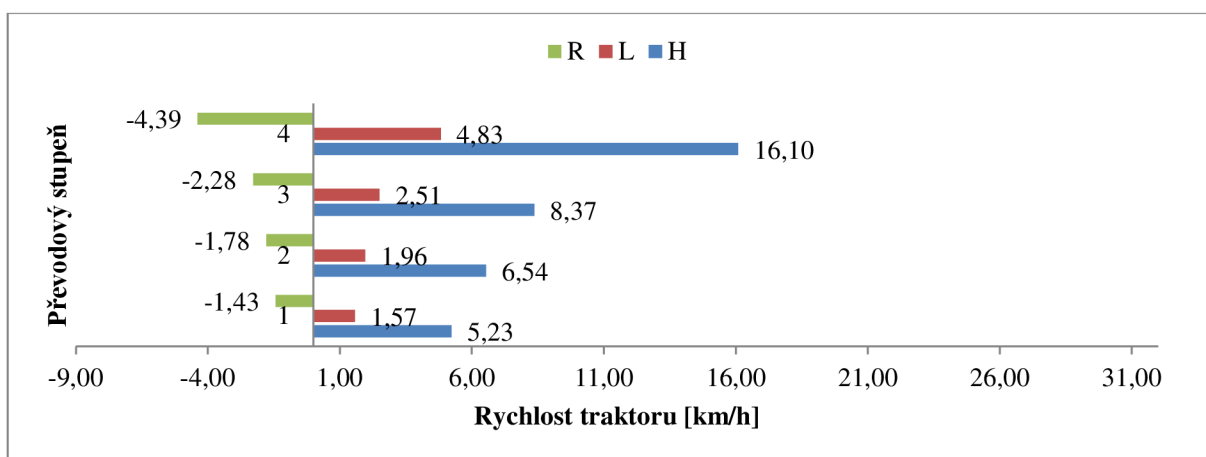
Velikost rychlosti při jednotlivých převodových stupních a zvoleném režimu se vypočte ze vztahů (4.2) a (4.3), a celkové hodnoty jsou uvedeny v Tab. 7, 8, a Obr. 16, 17.



Tab. 9 Velikost rychlosti traktoru při nejvyšším výkonu motoru

Převodový stupeň		1	2	3	4
Režim redukce	H	9,81	12,26	15,69	30,18
	L	2,94	3,68	4,71	9,05
	R	-2,68	-3,34	-4,28	-8,23
		Rychlost [km/h] při otáčkách motoru 3000 ot./min.			

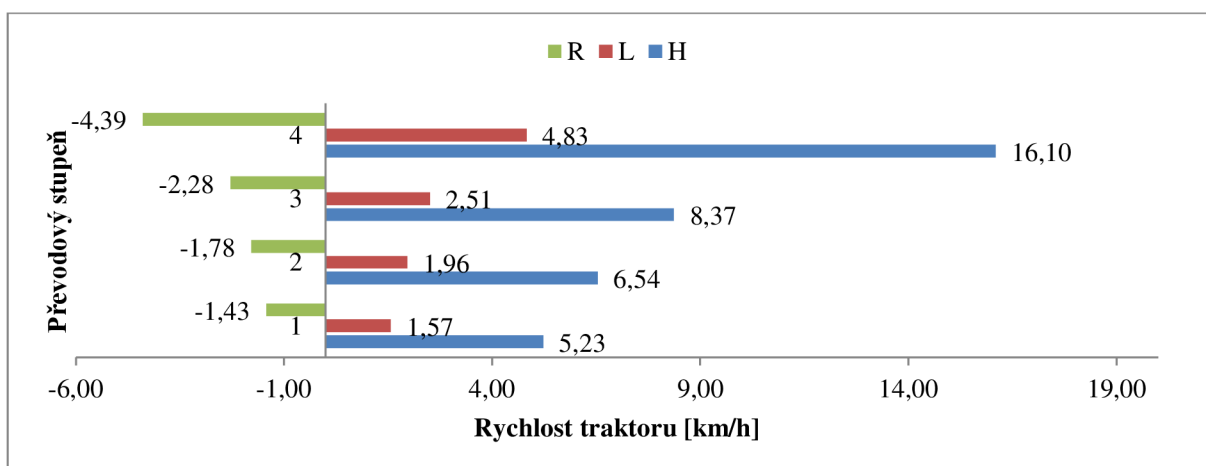
Obr. 16 Rychlost traktoru při nejvyšším výkonu motoru



Tab. 10 Velikost rychlosti traktoru při nejvyšším točivém momentu motoru

Převodový stupeň		1	2	3	4
Režim redukce	H	5,23	6,54	8,37	16,10
	L	1,57	1,96	2,51	4,83
	R	-1,43	-1,78	-2,28	-4,39
		Rychlost [km/h] při otáčkách motoru 1600 ot./min.			

Obr. 17 Velikost rychlosti traktoru při nejvyšším točivém momentu





ZÁVĚR

V současnost je převodové ústrojí modelu Zetor Forterra HSX stále plně dostačující. Umožňuje změnu třech rychlostních skupin při jízdě v terénu plně automaticky, nebo manuálně. Naproti tomu typ Major je zaměřen pouze na menší zemědělce či rodinné farmy. Ve větších provozech by mohl být nevykonný a vyžadoval by větší pozornost řidiče.

Do budoucna se trend přiklání k plně automatickým převodovkám, které umožňují snadnější obsluhu, vyšší výkon a lepší přizpůsobení pracovním podmínkám. Z tohoto důvodu byla zvolená návrhová koncepce s ohledem na tyto požadavky uzpůsobena.

Navrhované převodové ústrojí splňuje vysoké nároky na jízdní provoz. Řazení je plně automatické s možností manuálního zásahu řidiče. Díky plynulému a rychlému přecházení rychlostních stupňů je docíleno nižší spotřeby paliva a současně nižších emisních hodnot exhalací. S rozsahem rychlostí traktoru od 1,57 km/h do 30,18 km/h se řadí na první příčky mezi konkurencí v téže výkonové a hmotnostní kategorii. Celkových osm rychlostních stupňů vpřed a čtyři vzad jsou plně dostačující.

Mezi nevýhody však patří složitější konstrukce a s tím související náklady na případný servis. Vzhledem však k pracovnímu režimu tohoto traktoru, bude životnost převodového ústrojí přibližně stejná, jako u manuálně řazených ústrojí.

V současné nabídce je pouze hrstka výrobců malých traktorů s výše uvedeným uspořádáním na této technické úrovni. Proto tento návrh má větší šanci na uplatnění na trhu přesyceném manuálně řazených převodových ústrojí. Zároveň je možno použít tuto koncepci i u jiných zemědělských a stavebních strojů. Důležitým faktorem však zůstává kupní síla zákazníků a zaplacení vývoje výrobcí.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BAUER, František. KOLEKTIV. *Traktory a jejich využití*. 2.vydání. Praha: Profi Press, 2013. ISBN 978-80-86726-52-6.
- [2] ŠKOPÁN, M.: *Hydraulické pohony strojů, elektronická skripta VUT v Brně* 2009
- [3] Zetor a.s.: Přehled produktů. [online]. [cit. 2014-05-15]. Dostupné z: <http://www.zetor.cz/produkty>
- [4] LOMBARDINI: Dieselové motory chlazené vodou. [online]. [cit. 2014-05-17]. Dostupné z: <http://www.lombardini.cz/lombardini-motory-chlazene-vodou.php>
- [5] John Deere: Traktory. [online]. [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: <http://johndeeredistributor.cz/Zemedelska-technika/Produkty/Traktory>
- [6] Agrall zemědělská technika: CLAAS Arion 430-410. [online]. [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: <http://www.agrall.cz/produkt/382/arion-430-410>
- [7] Agrico zemědělská technika: Traktor Case IH Maxxum EP. [online]. [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: <http://www.agrico-sro.cz/eshop-maxxum-ep.html>
- [8] VLK, František. *Převodová ústrojí motorových vozidel: spojky, převodovky, rozvodovky, diferenciály, hnací hřídele, klouby*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000, 312 s. ISBN 80-238-5275-2.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

i_k	[-]	převodový poměr koncového převodu
i_{kc}^{ω}	[-]	převodový poměr zpětné redukce
F	[N]	přítlačná síla spojky
i	[-]	počet třecích ploch spojky
i_{nh}	[-]	převodový poměr násobiče v režimu High
i_{nl}	[-]	převodový poměr násobiče v režimu Low
i_{nm}	[-]	převodový poměr násobiče v režimu Medium
i_{pv}	[-]	převodový poměr převodovky při chodu vpřed
i_{rh}	[-]	převodový poměr redukce v režimu High
i_{rl}	[-]	převodový poměr redukce v režimu Low
i_{sp}	[-]	převodový poměr stálého převodu
i_T	[-]	celkový převodový poměr převodového ústrojí
i_{zp}	[-]	převodový poměr reverzního chodu
k	[-]	vnitřní převodový poměr planetové převodovky
M_s	[Nm]	kroucí moment přenášený spojkou
n_c	[min ⁻¹]	otáčky centrálního kola planetové převodovky
n_k	[min ⁻¹]	otáčky korunového kola planetové převodovky
n_m	[min ⁻¹]	otáčky motoru
n_u	[min ⁻¹]	otáčky unašeče planetové převodovky
O	[m]	obvod pneumatiky
R_s	[m]	účinný poloměr spojky
v	[km/h]	rychlost soupravy
z_c	[-]	počet zubů centrálního kola
z_k	[-]	počet zubů korunového kola
μ	[-]	součinitel tření obložení lamelové spojky