

Česká zemědělská univerzita v Praze

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2011

Ondřej Fojtíček

Česká zemědělská univerzita v Praze

Technická fakulta

Traktorové převodovky řazené pod zatížením

Bakalářská práce

Vedoucí práce: Doc. Ing. Jaroslav Matějka, Csc.

Student: Ondřej Fojtíček

Praha 2011

Česká zemědělská univerzita v Praze

Technická fakulta

Katedra vozidel a pozemní dopravy

Akademický rok 2009/2010

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Ondřej Fojtíček

obor Zemědělská technika

Vedoucí katedry Vám ve smyslu Studijního a zkušebního řádu ČZU v Praze čl. 16 určuje tuto bakalářskou práci.

Název práce: **Traktorové převodovky řazené pod zatížením**

Osnova bakalářské práce:

1. Úvod
2. Cíl práce a metodika
3. Uspořádání traktorových převodovek řazených pod zatížením
4. Konstrukční řešení převodovek moderních traktorů
5. Vliv řazení pod zatížením na provozní vlastnosti traktoru
6. Závěr
7. Seznam literatury
8. Přílohy

Rozsah hlavní textové části: 30 - 40 stran

Doporučené zdroje:

Bauer, F., Sedlák, P., Šmerda, T.: Traktory. Praha: Profi Pres, 2006, ISBN 80-86726-15-0

Vlk, F.: Převodová ústrojí motorových vozidel. Brno: Nakladatelství Vlk, 2003. ISBN 80-239-0026-9.

Pastorek, Z. a kol.: Traktory. Praha: Agrospoj, 2001.

Dvořák, F.: Traktory nových konstrukcí. Praha: ÚVTIZ, 1997, ISBN 80-85153-35-5.

Semetko, J. a kol.: Mobilné energetické prostriedky 2 – mechanizmy vozdiel. Bratislava: Priroda, 1985.

Matějka, J.: Zemědělská technika dnes a zítra. Český Těšín, 2002, Martin Sedláček, ISBN 80-902413-4-4.

Mechanizace zemědělství. Praha: MH, 2005-2011

Technická dokumentace traktorů FENDT, CASE, JOHN DEERE, RENAULT, MASSEY FERGUSON

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jaroslav Matějka, CSc.**

Termín zadání diplomové práce: listopad 2009

Termín odevzdání bakalářské práce: duben 2011



Vedoucí katedry




Děkan

V Praze dne: 30. 11. 2009

Prohlášení:

Prohlašuji, že jsem zadanou bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením Doc. Ing. Jaroslava Matějky, Csc. a v seznamu literatury jsem uvedl veškerou použitou literaturu i další zdroje.

V Praze dne 31. března 2011

.....

Ondřej Fojtíček

Poděkování:

Touto cestou si dovoluji poděkovat Doc. Ing. Jaroslavu Matějkovi, Csc. za ochotu při vedení bakalářské práce a vstřícnost při poskytování informací, nezbytných k vytvoření této práce. Za získání cenných informací také musím poděkovat Ing. Martinu Němcovi z firmy AGRALL, zemědělská technika a.s.

Abstrakt:

Cílem této bakalářské práce je vytvoření uceleného přehledu konstrukčních řešení převodovek, umožňující změnu převodového poměru bez přerušení toku točivého momentu na hnací kola traktoru. Obsah práce objasní čtenáři funkci převodovek řazených pod zatížením a umožní mu lepší orientaci v nabídce převodovek, kterými jsou vybavovány moderní traktory. Zároveň by tato práce měla pomoci orientovat se v obchodních označeních převodovek různých výrobců.

Kapitola „Vliv řazení na provozní vlastnosti traktoru“ obsahuje možnosti efektivního využívání převodovek řazených pod zatížením a poznatky z měření, zabývající se zlepšováním ekonomiky provozu traktorových souprav.

Klíčová slova: Převodovka, traktor, spojka, brzda, planetový převod, točivý moment, násobič

The traktor gear-boxes shifted during on-load

Summary:

The aim of this thesis is to create a comprehensive overview of structural design of gearboxes, which enable the change of transmission gear ratio without interrupting the flow of the torque on the drive wheels of a tractor. The thesis demonstrates the function of gear-boxes shifted during on-load and provides the reader with better orientation in different types of gearboxes, which are to be found in modern tractors. Additionally, the thesis should help to orientate better in trade descriptions of gear-boxes from different producers.

The chapter “The Influence of Shifting on the Operational Parameters of a Tractor” deals with the possibilities of effective use of gear-boxes shifted during on-load and describes the experiences gained during observation focused on improving the operational efficiency of tractor aggregation.

Key words: Gearbox, traktor, clutch, brake, planetary gear, torque, powershift

1	Úvod	1
2	Cíl práce a metodika.....	2
3	Uspořádání traktorových převodovek řazených pod zatížením	3
3.1	Násobiče točivého momentu	3
3.1.1	Dvoustupňový předlokový násobič.....	4
3.1.2	Dvoustupňový planetový násobič	5
3.1.2.1	Použití dvoustupňového násobiče	6
3.1.3	Třístupňový planetový násobič	7
3.1.4	Čtyřstupňový předlokový násobič s čelním soukolím	7
3.1.5	Čtyřstupňový planetový násobič.....	8
3.2	Reverzace	9
3.2.1	Reverzace planetovými převody.....	10
3.2.2	Reverzace předlohovým hřídelem	10
4	Konstrukční řešení převodovek moderních traktorů	12
4.1	Převodovky částečně řazené pod zatížením.....	12
4.1.1	Planetový násobič Zetor UŘ III.....	12
4.1.2	Planetový třístupňový násobič Deutz, Same	12
4.1.3	ZF T-7200 – převodovka traktoru Zetor Maxterra	13
4.1.4	PowrQuad (John Deere)	14
4.1.5	Dynashift (Massey Ferguson).....	15
4.1.6	Range Command 18/16 (New Holland).....	16
4.1.7	Převodovka JCB Fastrac 54/18.....	17
4.1.8	Hexashift 24/24 (Claas).....	19
4.2	Převodovky plně řazené pod zatížením	20
4.2.1	Powershift 27/27 (Deutz-Fahr)	20
4.2.2	Full Powershift 18/6 (Case IH).....	21
4.2.3	Powershift 19/7 (John Deere)	24
5	Vliv řazení pod zatížením na provozní vlastnosti traktoru	27
5.1	Možnosti automatického řazení.....	27
5.2	Vliv na ekonomiku provozu.....	29
6	Závěr	32
7	Seznam literatury:	33

1 Úvod

Převodová ústrojí jsou v poslední době jedním z nejprogresivněji se vyvíjejícím konstrukčním celkem moderních traktorů. Trendy v dnešním zemědělství nutí konstruktéry traktorů zvyšovat výkonnosti traktorových souprav. S ohledem na ekonomiku provozu a výkonnost strojů je snaha o co nejefektivnější přenos výkonu motoru na pojezdová kola traktoru. Rozmanité podmínky provozu traktorů vyžadují změnu pojezdové rychlosti a tahové síly, proto je nutné často měnit převodový poměr v převodovce z důvodu nejefektivnějšího využití výkonu a točivého momentu motoru.

Při použití mechanických převodovek dochází při přeřazování převodových stupňů k nežádoucímu rozpojení přenosu točivého momentu. Při větším odporu agregovaného nářadí a při nízkých rychlostech soupravy může dojít k velkému snížení pojezdové rychlosti nebo dokonce k zastavení traktoru. Následné rozjíždění soupravy na vyšší rychlostní stupeň může dostat otáčky motoru do oblasti nedostatečného výkonu a motory s nižším převýšením točivého momentu tak mohou být „zadušeny“.

Použitím převodovek řazených pod zatížením tomuto problému předcházíme. Změnu převodového poměru bez přerušení toku točivého momentu na pojezdová kola traktoru umožňují třecí řadící prvky. Mezi nejčastěji používané převodovky řazené pod zatížením patří převodovky s omezeným počtem stupňů řazených pod zatížením, vybavené předřazeným násobičem točivého momentu. Násobiče mohou být předlohové, častěji však jsou realizovány planetovým převodem. U traktorů vyšších výkonových tříd jsou používány převodovky se všemi stupni řazenými pod zatížením (PowerShift).

Další skupinou převodovek umožňující plynulý přenos výkonu bez přerušení toku točivého momentu jsou převodovky bezstupňové, z nichž nejčastěji používané jsou diferenciální hydrostatické převodovky, které jsou ale nad rámec tohoto tématu.

2 Cíl práce a metodika

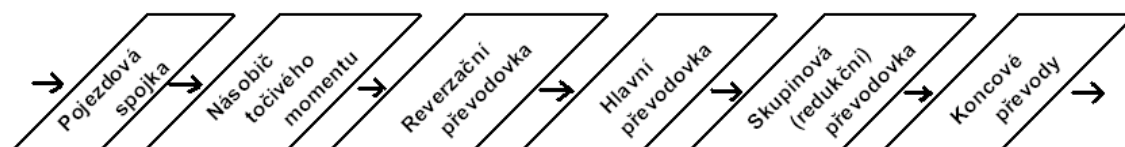
Cílem této bakalářské práce je vytvořit ucelený přehled dosavadních konstrukčních řešení, používaných v traktorových převodovkách řazených pod zatížením. Práce by měla poskytnout čtenářům možnosti různých typů těchto převodovek, jejich výhody a nevýhody.

První část práce věnuji obecnému přiblížení funkce násobičů točivého momentu a převodovek umožňujících volbu jízdy vpřed nebo vzad pod zatížením. Charakteristika jednodušších násobičů točivého momentu pomůže čtenáři zorientovat se v popisu složitějších kombinovaných převodovek, které uvádím v dalších kapitolách. Struktura práce je řazena vzestupně od nejjednodušších po konstrukčně složitější řešení převodovek řazených pod zatížením.

V kapitole 5 seznámím čtenáře s možnostmi, které díky zavedení elektroniky do systému řazení, přináší automatika řazení, a jaký vliv má řazení pod zatížením na ekonomiku provozu. Uvedu také výsledky měření se zaměřením na vliv zatížení motoru na výkonnost a spotřebu pohonných hmot orební soupravy, které úzce souvisí právě s touto tematikou.

3 Uspořádání traktorových převodovek řazených pod zatížením

Traktorové převodovky lze zpravidla rozdělit na více konstrukčních celků. Traktory klasické koncepce (například traktory Zetor) mají uspořádání převodového ústrojí podle následujícího schématu.



Obr. 3.1 - Schéma uspořádání traktorových převodovek

Uspořádání konstrukčních celků převodového ústrojí se může lišit podle výrobců a výkonových tříd traktorů. Zvláště pak u traktorů s převodovkami plně řazenými pod zatížením tyto skupiny můžou splynout v jeden celek. Například roli pojezdové spojky mohou zastat lamelové řadicí spojky jízdnicích rozsahů.

3.1 Násobiče točivého momentu

U konstrukce násobičů se používají dvě konstrukční řešení. Předlokové násobiče s čelním soukolím a planetové násobiče.

Násobiče točivého momentu můžeme také rozdělit podle počtu stupňů řazených pod zatížením

- 2° většinou s převodovými poměry 1 a 1,2 – 1,3
- 3° s převodovými poměry 1 – 1,2 – 1,4
- 4° s převodovými poměry 1 – 1,22 – 1,5 – 1,8.

Nejvýhodnější umístění násobičů je bezprostředně za pojezdovou spojkou, kde jsou podrobovány nižšímu točivému momentu, což je výhodnější při dimenzování strojních součástí násobičů a zástavbových rozměrů.

Ovládní násobičů může být jak mechanicko-hydraulické, pneumaticko-hydraulické tak elektro-hydraulické.

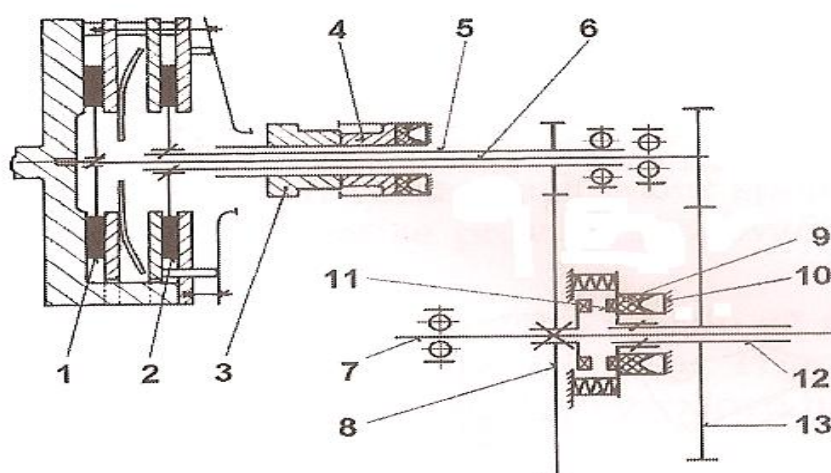
Doba spínání a rozpojování třecích elementů násobičů musí být relativně krátká, aby nedocházelo při přeřazování převodových stupňů k poklesu rychlosti nebo dokonce k zastavení traktorové soupravy. Pomalé spínání lamelových brzd a spojek by se projevilo také na snížené životnosti třecích elementů.

3.1.1 Dvoustupňový předlokový násobič

V traktorech Zetor první unifikované řady (Major) se využívá předlohového násobiče s volnoběžkou. Bez přerušení přenosu točivého momentu se převodový poměr změní z jedné na poměr 1,31, a tak se obvodová síla na hnacích kolech traktoru zvýší o 31%. Při použití násobiče nelze díky volnoběžce traktor brzdít motorem.

Před zapnutím násobiče se točivý moment motoru přenáší od lamely pojezdu přes spojkovou hřídel (6) na kolo stálého záběru (13) a předlohou hřídel (12). Po zapnutí násobiče se přesune tlakovým vzduchem západka (11) do záběru s čelním ozubením kola násobiče (8). Na počátku řazení v důsledku vyšších otáček předlohou hřídele dochází k přeskokování zubů západky na čelním ozubení, což umožňuje tvarové provedení zubů. Po souběžném vypnutí lamely pojezdu prostřednictvím pneumatického vypínacího válce násobiče (4) se přestane točivý moment motoru přenášet přes spojkovou hřídel (6), zmenší se otáčky předlohou hřídele (12) a západka (11) zapadne plně do záběru s kolem násobiče (8). Točivý moment se od této chvíle začne přenášet přes lamelu náhonu (2), dutou spojkovou hřídel (5) a kolo násobiče (8) na předlohou hřídel (12) a dále obvyklým způsobem na hnací kola traktoru [5].

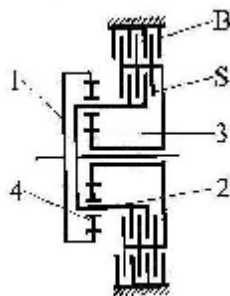
Násobič je ovládán pneumaticky pomocí vzduchového ventilu násobiče a vzduchového vypínacího válce násobiče a je uveden do činnosti sešlápnutím pedálu umístěným v levé zadní části podlahy. Pedál musí být při zapnutém násobiči držen v sešlápnuté poloze.



Obr. 3.2 – Schéma předlohového násobiče Zetor UŘ I

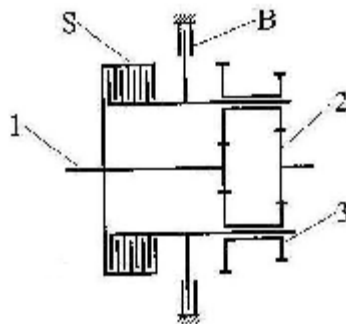
3.1.2 Dvoustupňový planetový násobič

Dvoustupňové násobiče točivého momentu jsou planetové převodovky, ovládané lamelovou spojkou a pásovou nebo lamelovou brzdou. Točivý moment z motoru je přiváděn na korunové kolo 1. Výstup násobiče je pevně spojen s unášečem satelitů 2. Mezi centrálním kolem 3 a unášečem satelitů 2 je lamelová spojka S a centrální kolo je možné zastavit lamelovou nebo také pásovou brzdou B. Při sepnuté lamelové spojce S se vůči sobě části násobiče nepohybují a násobič se otáčí jako celek. Výstupní otáčky jsou shodné se vstupními, tudíž převodový poměr se rovná jedné. Dojde-li k rozpojení spojky S a současnému zabzdění centrálního kola brzdou B, začnou se satelity 4 odvalovat po zabrzděném centrálním kole a násobič funguje jako reduktor otáček, obvykle s převodem $1,2 - 1,5$. V důsledku snížení výstupních otáček se zvýší točivý moment výstupu z převodovky a zvýší se hnací síla pojezdových kol traktoru.



Obr. 3.3 – Schéma dvoustupňového planetového násobiče

Obdobnou funkci má jiný typ násobiče, který je znázorněn na obr. 3.5. Během normálního provozu je spojka S v násobiči točivého momentu zapnuta a lamelová brzda B vypnuta. Vstupní otáčky hřídele 1 od pojezdové spojky se rovnají výstupním otáčkám centrálního kola 2 (přímý záběr). Sepnutím brzdy B a vypnutím spojky S se začnou satelity 3 otáčet kolem své osy. Otáčky centrálního kola 2 jsou redukovány a jeho točivý moment se zvýší (redukční stupeň) [7].



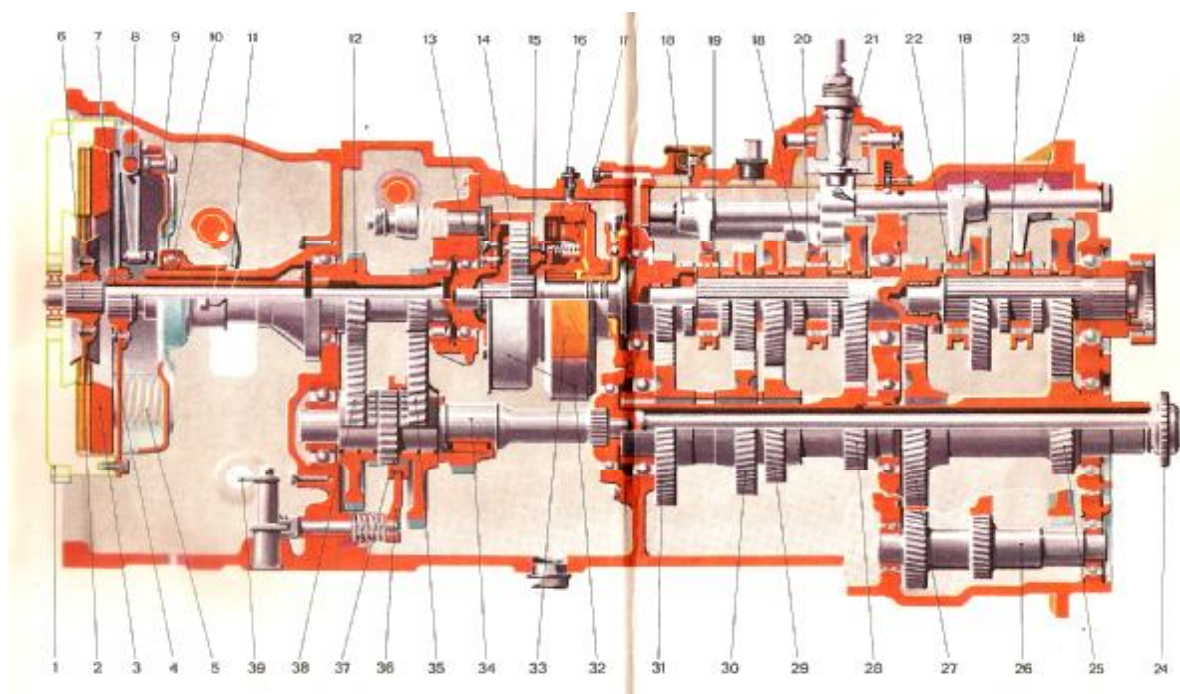
Obr. 3.4 – Schéma dvoustupňového planetového násobiče se zdvojenými satelity

3.1.2.1 Použití dvoustupňového násobiče

Zde si popíšeme nejstarší provedení násobiče točivého momentu, který se kdy montoval do traktorů Zetor (známé pod označením Crystal). Násobič je konstruován jako planetový dvoustupňový a tudíž zdvojnásobuje počet převodových stupňů na 16 vpřed a 8 vzad.

Je umístěn v přední části převodovky a skládá se z úplného spojkového hřídele 6, úplného bubnu brzdy 32, ve kterém je lamela spojky 16 a píst spojky 17, dále z úplného unášeče satelitů 15 a korunového kola. Na bubnu brzdy 32 je nasazen pás brzdy 33, který je ovládán brzdovým válcem. [6] Do pístu spojky 17 a do brzdového válce je dodáván tlakový olej ze zvláštního hydraulického zubového čerpadla poháněného od setrvačnicku motoru, přes šoupátkový rozvaděč, který je umístěn pod víkem řazení převodovky.

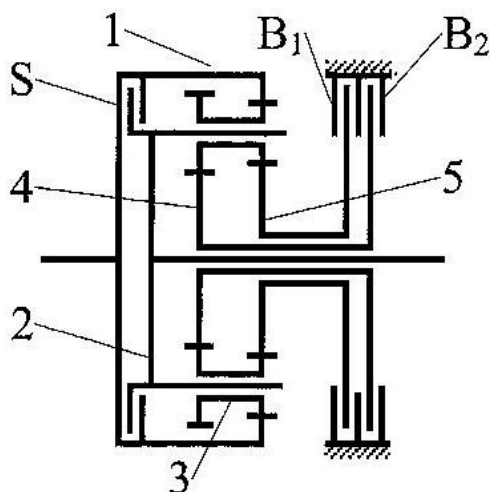
Točivý moment je přiváděn na korunové kolo 14 a odebírán z unášeče satelitů 15. Při prvním stupni (zajíc) je sepnuta spojka 16 pomocí pístku 17 a násobič se otáčí jako celek. Při zvoleném druhém stupni (želva) se zabrzdí pásová brzda 32, spojka 16 se uvolní, satelity se začnou odvalovat po zabrzděném centrálním kole a unášeč satelitů se otáčí s převodovým poměrem 1,3. Z konstrukčních důvodů nelze dosáhnout menší převodový poměr, skok mezi řazením stupňů násobiče je tedy značný.



Obr 3.5 - Spojka a převodovka traktoru Zetor 8011

3.1.3 Třístupňový planetový násobič

S dalším vývojem planetových násobičů přišel do výroby třístupňový násobič točivého momentu. Skládá se ze dvou lamelových brzd a jedné lamelové spojky. Řadící elementy jsou ovládány tlakovým olejem. Přímý záběr násobiče je realizován stejně jako u dvoustupňového planetového násobiče sepnutím lamelové spojky S. při zabrzděné brzdě B2 se unášec 2 spolu se složeným satelitem 3 otáčí kolem neotáčejícího se centrálního kola 4. Unášec 2 spojený s výstupem převodovky se točí nižšími otáčkami než v předchozím případě. Nejmenšího počtu otáček se dosáhne při sepnutí lamelové brzdy B1, kdy se satelity odvalují po zabrzděném centrálním kole 5 s větším počtem zubů – je zařazen 1. (nejpomalejší) stupeň násobiče.

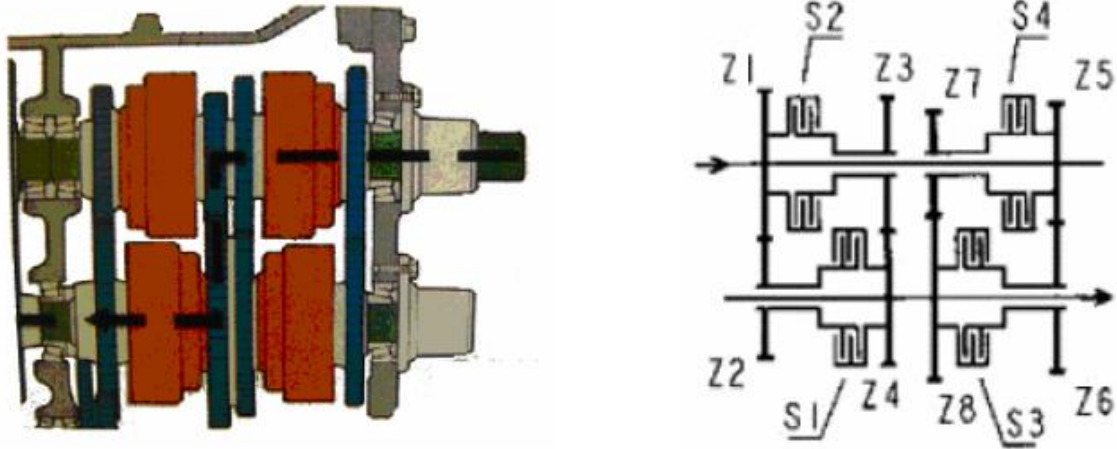


Obr 3.6 - Schéma třístupňového planetového násobiče

3.1.4 Čtyřstupňový předlokový násobič s čelním soukolím

Nevýhoda těchto násobičů spočívá v tom, že řadící spojky přenášejí celý točivý moment od motoru procházející příslušnou větví násobiče.

K bližšímu seznámení s konstrukčním řešením těchto násobičů popíši funkci násobiče používaného u traktorů nižších výkonové třídy koncernu CNH. Jedná se o čtyřstupňový předlokový násobič, skládající se ze čtyř lamelových spojek a čtyř čelních soukolí.



Obr. 3.7 – Schéma čtyřstupňového předlohového násobiče

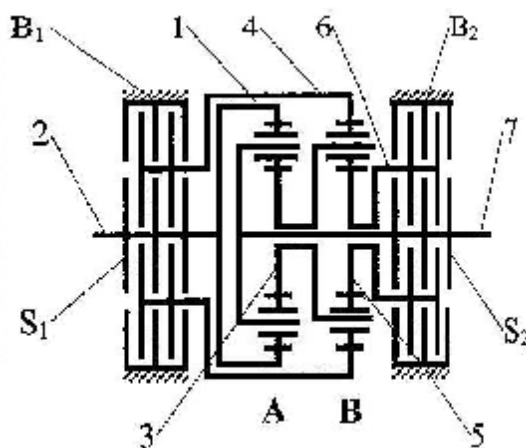
Točivý moment z motoru je přiváděn na horní hřídel a odváděn je ze spodní hřídele násobiče. První (nejpomalejší) stupeň násobiče je zařazen při sepnutí spojky S4. Točivý moment z motoru tak jde přes soukolí Z7 a Z8. Při druhém převodovém stupni spíná spojka S3, v záběru jsou tak ozubená kola Z5 a Z6. Třetí stupeň násobiče je realizován pomocí lamelové spojky S2 a převod je dán poměrem ozubených kol Z3 a Z4. Čtvrtý (nejrychlejší) stupeň se řadí spojkou S1 a točivý moment prochází přes soukolí Z1 a Z2.

Dalším konstrukčním řešením předlohových násobičů se budu zabývat v následující kapitole.

3.1.5 Čtyřstupňový planetový násobič

První typ z těchto násobičů využívá dvou řad planetových soukolí. Točivý moment je přiváděn na korunové kolo 1 prvního základního převodu A. Unášec tohoto planetového převodu je spojen s výstupem převodovky 7. Otáčky unášeče planetového převodu A jsou určovány otáčkami centrálního kola 3, které je poháněno unášečem druhého planetového převodu B. První (nejpomalejší) převod násobiče je zařazen při zabrzdění brzdě B1 a B2, které zastavují korunové kolo 4 a centrální kolo 5 planetového převodu B. Při druhém převodovém stupni je centrální kolo 3 planetového převodu A poháněno unášečem druhé planetové řady B. Sepnuta je brzda B1 a spojka S2 – planetový převod B redukuje otáčky

svého unašeče. Třetí převodový stupeň se řadí pomocí lamelové spojky S1 a brzdy B2. Planetový převod B pracuje jako v předchozím případě jako reduktor otáček, avšak na korunové kolo se přenáší otáčky vstupního hřídele prostřednictvím spojky S1. Centrální kolo se otáčí vyšší rychlostí, satelity se musí odvalovat vyšší rychlostí, taktéž unašeč spojený s výstupem násobiče má vyšší obvodovou rychlost.



Obr. 3.8 – Schéma čtyřstupňového násobiče s dvěma planetovými převody

Další typ čtyřstupňového planetového násobiče, využívající trojitě satelity, tři centrální kola a tři lamelové brzdy, si popíšeme v následující kapitole, kde se o něm blíže zmíním v zástavbě převodovky PowrQuad traktorů John Deere.

3.2 Reverzace

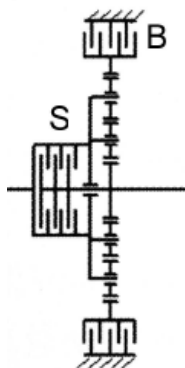
Úkolem reverzačních traktorových převodovek je měnit smysl otáčení výstupního hřídele převodovky a tím volit směr jízdy vpřed nebo vzad. Aby bylo dosaženo velkého počtu převodových stupňů i pro jízdu vzad, používá se místo jednoho vloženého kola v hlavní převodovce předřazená reverzační převodovka. Ta může být řazena buď s použitím pojezdové spojky nebo řazena pod zatížením. Ovládání řazení reverzační převodovky je většinou situováno k levé ruce řidiče, a to jak mechanické, tak i elektrohydraulické. V rámci této bakalářské práce se budu zabývat pouze reverzačními převodovkami řazenými pod zatížením.

3.2.1 Reverzace planetovými převody

Planetová reverzační převodovka z konstrukční dílny firmy John Deere je umístěna mezi čtyřstupňovým planetovým násobičem a hlavní převodovkou.

Planetový převod tvoří centrální kolo, korunové kolo a unášec se dvěma řadami satelitů. Lamelová spojka S propojuje unášec s centrálním kolem, které tvoří výstup reverzační převodovky. Při sepnuté spojce S mají tedy unášec (vstup) a centrální kolo (výstup) souhlasný směr otáčení – traktor se pohybuje vpřed s převodovým poměrem reverzační převodovky $i = 1$. Při jízdě vzad se rozpojí lamelová spojka S, zabrzdí lamelová brzda B a zastaví se korunové kolo. Točivý moment motoru je veden na unášec satelitů a díky odvalujícím se dvěma řadám satelitů se centrální kolo otáčí s opačnou orientací – traktor se pohybuje vzad.

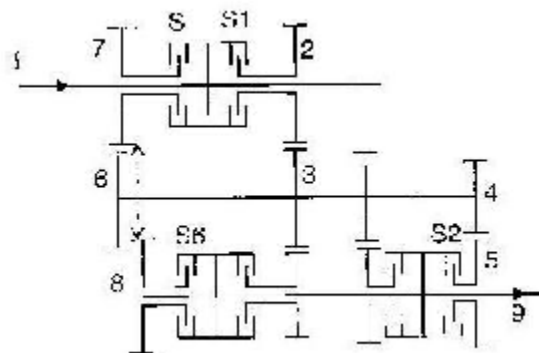
S traktorem vybaveným touto „rychlereverzací“ se lze rozjíždět bez použití pojezdové spojky – pouze zvolením směru jízdy páčkou reverzace.



Obr 3.9 – Schéma reverzační planetové převodovky

3.2.2 Reverzace předlohovým hřídelem

Reverzační mechanické převodovky s řazením lamelovými spojkami se používají u traktorů Case IH vyšší výkonové třídy, vybavených převodovkou Full PowerShift.

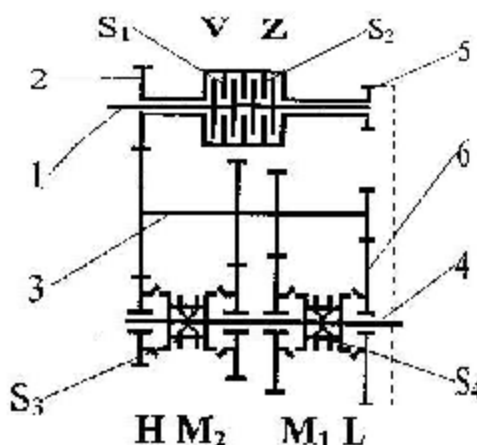


Obr. 3.10 Schéma části převodovky Full Powershift, určené k reverzaci

Při jízdě vpřed na první převodový stupeň je točivý moment přenášen hřídelem 1 na sepnutou spojku S1 a odtud ozubenými koly 2, 3, 4, 5 přes sepnutou spojku S2 na hřídel 9, který v této části převodovky tvoří výstup. Směr otáčení kola 2, 5 je přitom shodný. Pro jízdu vzad je určena spojka S6. Při jízdě na první převodový stupeň vzad prochází točivý moment z hřídele 1 na ozubené kolo 2 přes sepnutou spojku S1. Z kola 2 se dostane až k ozubenému soukolí 6, 7. Ozubené kolo 7 je současně v přímém záběru s ozubeným kolem 8, což vede ke změně smyslu otáčení hřídele 9. Reverzaci lze také provést sepnutím spojky S a S6. [1]

Ovládání řazení šesti stupňů vzad probíhá elektromagneticky pákou řazení v loketní opěrice.

Další typ reverzační převodovky se stupni řazenými pod zatížením lamelovými spojkami je kombinovaný se čtyřstupňovou skupinovou převodovkou.



Obr. 3.11 – Schéma reverzační a čtyřstupňové skupinové převodovky

Točivý moment motoru je přiveden na hnací hřídel 1 a přes zapnutou spojku S1 chodu vpřed a ozubené kolo 2 na předlohový hřídel 3, jehož ozubená kola jsou ve stálém záběru s koly na hnaném výstupním hřídeli 4 skupinové převodovky. Pomocí synchronizačních spojek S3, S4 se potom řadí jednotlivé skupiny, tj. L (pomalá), M1 a M2 (střední) a H (rychlá). Při sepnuté spojkce S2 pro zpětný chod se točivý moment přenáší ozubeným kolem 5 po pravé straně převodovky přímo na ozubené kolo 6 volně otočném na výstupním hřídeli 4, které mění smysl otáčení ozubeného kola 6 na předlohovém hřídeli 3. Posuvem synchronizačních spojek S3, S4 do záběru se zařadí zpětné rychlosti L, M1, M2. Nejrychlejší skupina H není pro jízdu vzad použita. Toto uspořádání umožňuje řadit čtyři skupiny rychlostních stupňů vpřed a tři skupiny rychlostních stupňů vzad. [7]

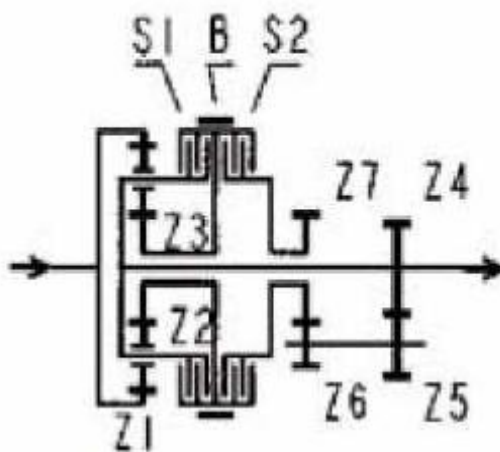
4 Konstrukční řešení převodovek moderních traktorů

4.1 Převodovky částečně řazené pod zatížením

4.1.1 Planetový násobič Zetor UŘ III

Do traktorů třetí unifikované řady (Forterra) je montován třístupňový planetový násobič. Je tvořen úplným planetovým soukolím doplněným čelními soukolími k pohonu centrálního kola. Kroutící moment je opět přiváděn na korunové kolo Z1 a odebírán z hřídele unášeče satelitů. Při prvním stupni, což odpovídá nejrychlejšímu převodu násobiče, sepne spojka (S1), centrální kolo je spojeno s unášečem a násobič je zablokován s převodem $i_1 = 1$. Při druhém stupni sepne spojka (S2). Nyní se všechna kola planetového soukolí otáčejí a výstupní otáčky hřídele unášeče satelitů přes záběr čelních kol

Z4, Z5, Z6 a Z7 pohánějí centrální kolo Z3 planetového soukolí. Při třetím (nejpomalejším) stupni násobiče je zabrzděna pásová brzda (B), centrální kolo Z3 je zastaveno a odvalující se satelity Z2 způsobují otáčení unášeče satelitů.

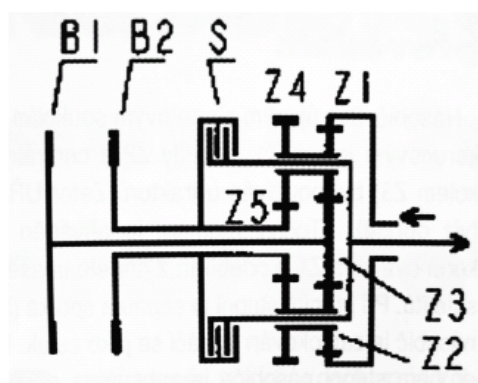


Obr. 4.1 - Schéma třístupňového planetového násobiče Zetor UŘ III

4.1.2 Planetový třístupňový násobič Deutz, Same

Násobič je řešen jako úplný planetový převod, doplněný dvojitými satelity a druhým centrálním kolem. Točivý moment je opět přiváděn na korunové kolo a odebírán je z unášeče satelitů. Při sepnutí brzdy B1 se zastaví centrální kolo Z3 a satelity Z2 se

odvalují v závislosti na vstupních otáčkách korunového kola. Výstupní hřídel se otáčí nejnižší rychlostí. Při druhém převodovém stupni je sepnuta brzda B2, po zastaveném centrálním kole Z5 se odvalují satelity Z4 a unašeč se otáčí rychleji než v prvním případě. Na třetí rychlostní stupeň je sepnuta spojka S a násobič je zablokován a otáčí se jako celek.



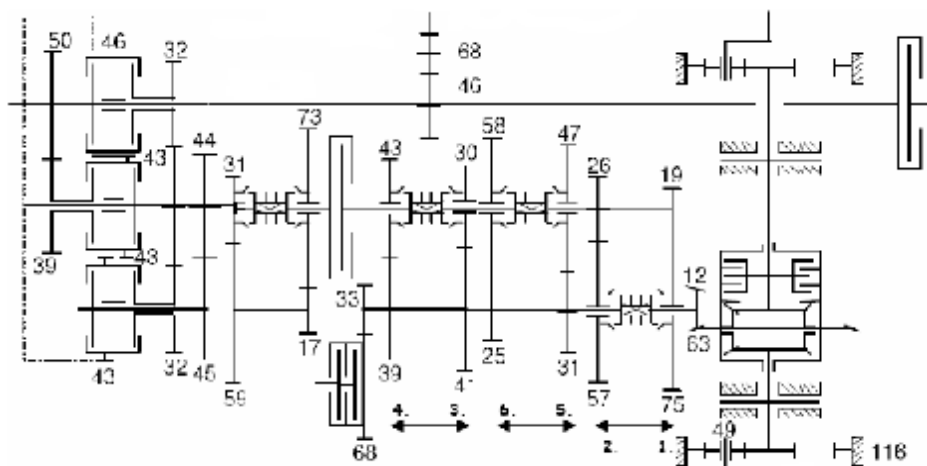
Obr. 4.2 – Schéma třístupňového planetového násobiče Deutz, Same

4.1.3 ZF T-7200 – převodovka traktoru Zetor Maxterra

Tuzemský výrobce traktorů Zetor rozšiřuje nabídku svojí techniky o novou řadu ve výkonovém rozmezí 95 – 125 kW. Do těchto traktorů bude montována převodovka německého výrobce ZF.

Hlavní převodovka umožňuje řazení šesti rychlostních stupňů. O řazení pod zatížením se bude starat čtyřstupňový předlokový násobič se třemi lamelovými spojkami.

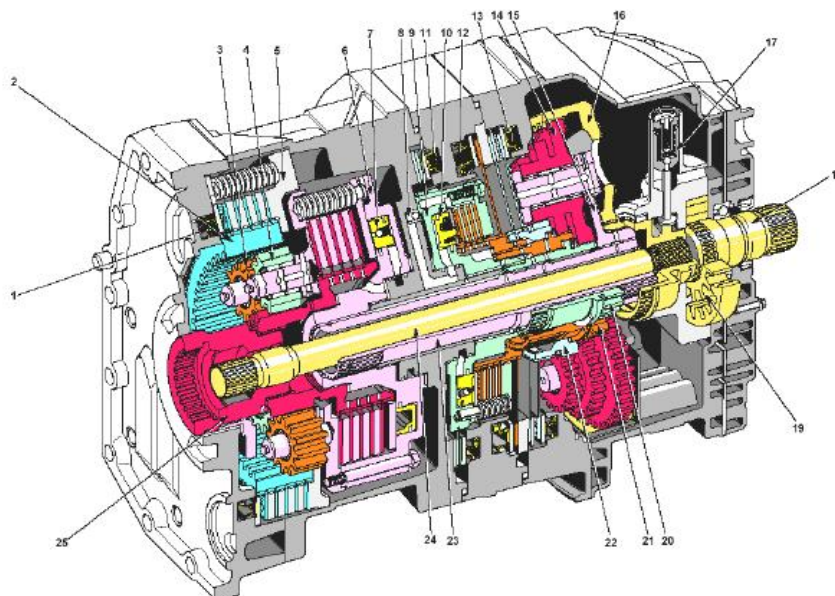
Na trh by se měla Maxterra dostat až v roce 2012. Proto bližší informace o násobiči této převodovky nejsou dostupné.



Obr. 4.3 – Schéma převodovky ZF T-7200 (Zetor Maxterra)

4.1.4 PowrQuad (John Deere)

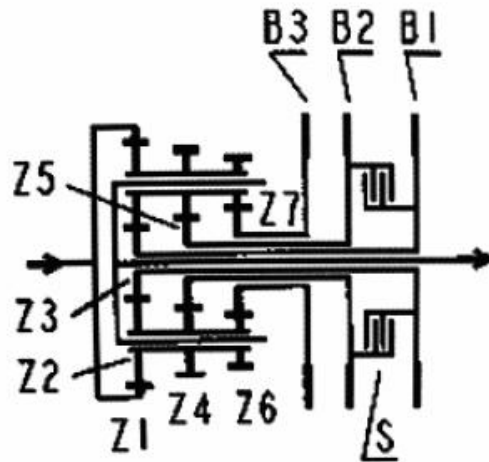
Jde o klasickou skupinovou převodovku se šesti skupinami a čtyřmi převody řazenými pod zatížením. Převodovka je realizována jako reverzační, tudíž disponuje 24 stupni vpřed i vzad. Stupně řazené pod zatížením můžeme řadit jak automaticky tlačítky na hlavici řadicí páky, tak automaticky podle polohy akceleračního pedálu, a to ve dvou režimech (výkonovém a ekonomickém).



Obr. 4.4 - Řez čtyřstupňovým násobičem John Deere AutoQuad

Činnost čtyřstupňového násobiče je patrná z obrázku 4.5.

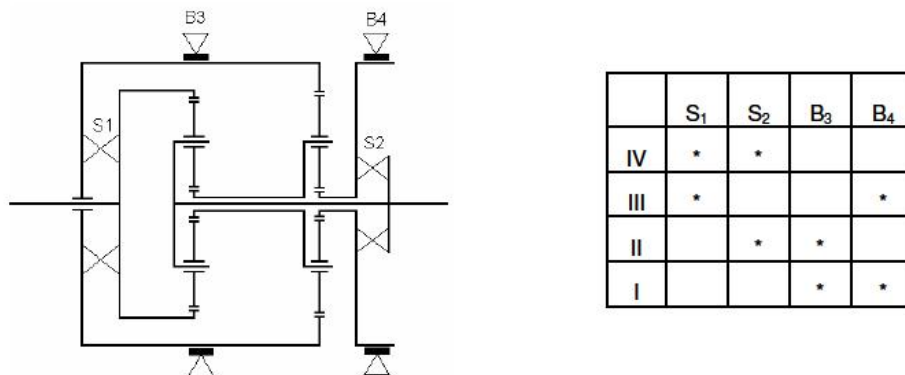
Točivý moment je přiváděn na korunové kolo Z1 planetového převodu násobiče. Na unášeči, který je spojen s výstupem převodovky jsou satelity tří různých průměrů (Z2, Z4, Z6). K tomu odpovídá trojice centrálních kol (Z3, Z5, Z7), každé vybaveno samostatně ovládanou brzdou (B1, B2, B3). Zařazením prvního stupně násobiče se zabrzdí brzda B3, tím se začnou odvalovat satelity největšího průměru Z2 a unášeč se otáčí nejnižší rychlostí. Druhý stupeň zajišťuje brzda B2 a třetí brzda B1. Nejvyšší rychlosti dosáhneme odbrzděním všech brzd a sepnutím spojky S, planetový převod se začne otáčet jako celek, převodový poměr je tedy jedna – máme zařazen čtvrtý převodový stupeň.



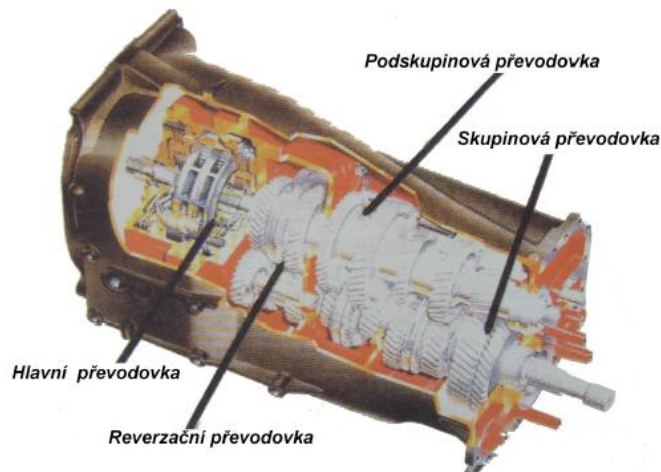
Obr. 4.5 - Schéma čtyřstupňového násobiče Auto Quad

4.1.5 Dynashift (Massey Ferguson)

Jedná se o čtyřstupňový planetový násobič stavebnicové konstrukce. Vyniká kompaktním konstrukčním řešením z důvodu použití dvou úplných planetových převodů navzájem spojených spojkami.



Obr. 4.6 – Schéma čtyřstupňového planetového násobiče Dynashift



Obr. 4.7 - Řez převodovkou Massey Ferguson Dynashift

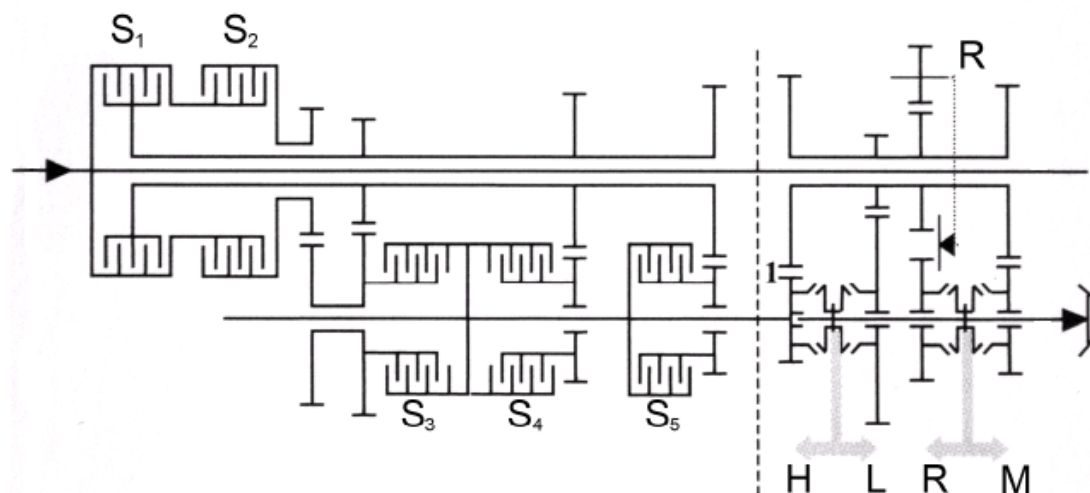
4.1.6 Range Command 18/16 (New Holland)

Převodovka Range Command je používaná v traktorech New Holland T6, je mechanická, složená z hlavní 6° převodovky řazené lamelovými spojkami a skupinové 3° převodovky řazené synchronizačními spojkami. Všechny převodové stupně jsou řazené elektrohydraulicky. V hlavní převodovce je každý stupeň řazen dvojicí lamelových spojek.

První převodový stupeň se zařadí zapnutím lamelové spojky (S1, S3), čímž je točivý moment přiveden na hnaný hřídel v hlavní převodovce. Přes soukolí stálého záběru (1) a se zapnutou synchronizační spojkou (L) je zařazena skupina želva. Při zařazení osmnáctého převodového stupně se zapne lamelová spojka (S2, S5) v hlavní převodovce a synchronizační spojka (H) ve skupinové převodovce (přímý záběr). Převodový poměr je tak nejnižší a traktor může jet nejvyšší pojezdovou rychlostí. Změna směru jízdy je řazena synchronizační spojkou (R) ve skupinové převodovce. Šest stupňů vzad se řadí lamelovými spojkami, které odpovídají prvním šesti převodovým stupňům vpřed. [1]

Řazení je soustředěno pouze do jedné páky s tlačítky (želva, zajíc) pro volbu stupňů řazených pod zatížením.

Funkce převodovky je patrná z obrázku 4.8, ale kvůli zjednodušení není schéma kompletní (spojka S2 má ve skutečnosti vazbu i na spojku S4 a S5).



Obr 4.8 – Schéma převodovky Range Command 18/6

Tabulka 4.1 - Řazení převodovky Range Command 18/6																			
Jízda vpřed	Převodový stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Hlavní převodovka	S1	*		*		*	*	*		*		*		*		*		*	
	S2		*		*		*	*		*		*		*		*		*	
	S3	*	*					*	*					*	*				
	S4			*	*					*	*					*	*		
	S5					*	*					*	*					*	*
Skupina	L	*	*	*	*	*	*												
	M							*	*	*	*	*	*						
	H													*	*	*	*	*	*
	Převodový stupeň	1	2	3	4	5	6												
Jízda vzad	R	*	*	*	*	*	*												

4.1.7 Převodovka JCB Fastrac 54/18

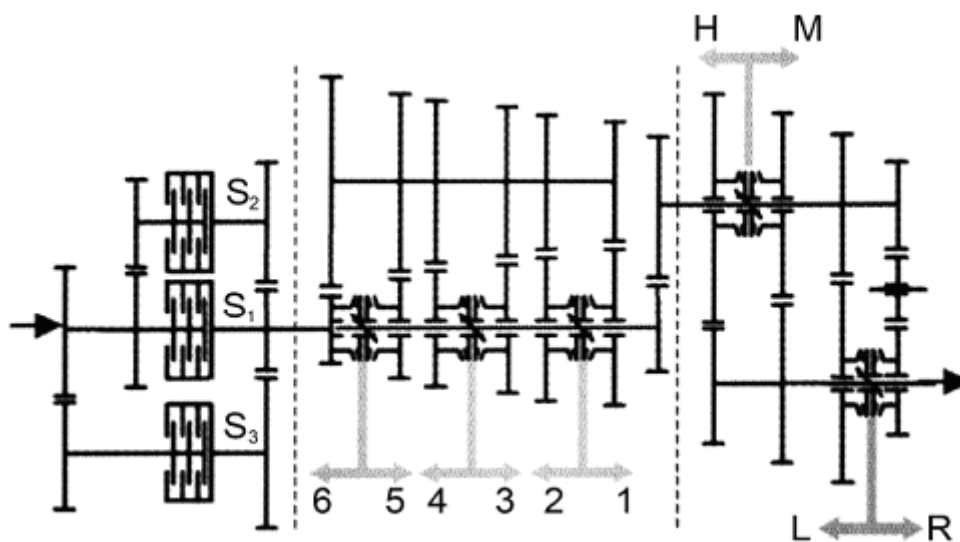
JCB Fastrac je systémový nosič a na rozdíl od traktorů klasické konstrukce disponuje vyšší maximální pojezdovou rychlostí, Z tohoto důvodu (mimo jiné) je vybaven převodovkou s velkým počtem převodových stupňů (54 vpřed a 18 vzad).

Konstrukčně je převodovka řešená ze tří celků:

- třístupňového předlohového násobiče
- hlavní mechanické plně synchronizované šestistupňové převodovky
- plně synchronizované skupinové převodovky Selectronic se třemi stupni a se soukolím pro jízdu vzad.

Točivý moment z motoru je přes pojezdovou spojku Smootshift veden na třístupňový elektrohydraulicky ovládaný násobič řazený lamelovými spojkami (S1, S2, S3). Při sepnutí spojky S1 je točivý moment veden v přímém záběru, naopak sepnutím spojky S3 vznikne v násobiči nejvyšší převodový poměr. Do hlavní převodovky, v níž se řadí jeden ze šesti převodových stupňů synchronizační spojkou, je veden točivý moment přes soukolí stálého záběru na předlohový hřídel. Skupinová převodovka Selectronic je předlohová, třístupňová (L, M, R), řazená synchronizačními spojkami. Ve skupinové převodovce je vloženo soukolí, které má funkci reverzace převodovky.

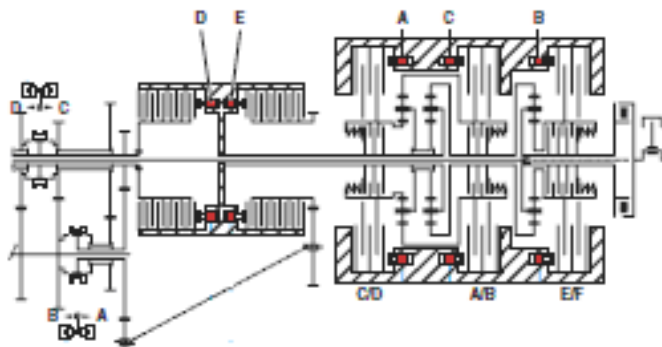
Stupně v hlavní převodovce jsou voleny řadící pákou, na které jsou umístěny tlačítka pro řazení stupňů násobiče. Reverzace se ovládá páčkou pod volantem, kterou se volí také stupně ve skupinové převodovce (L, M, R). K reverzaci dochází rozpojením pojezdové spojky a jakmile zpomalí traktor pod 3 km/h, dojde k zařazení převodu R a opětovnému zapínání pojezdové spojky.



Obr. 4.9 - Schéma převodovky JCB Fastrac 54/18

4.1.8 Hexashift 24/24 (Claas)

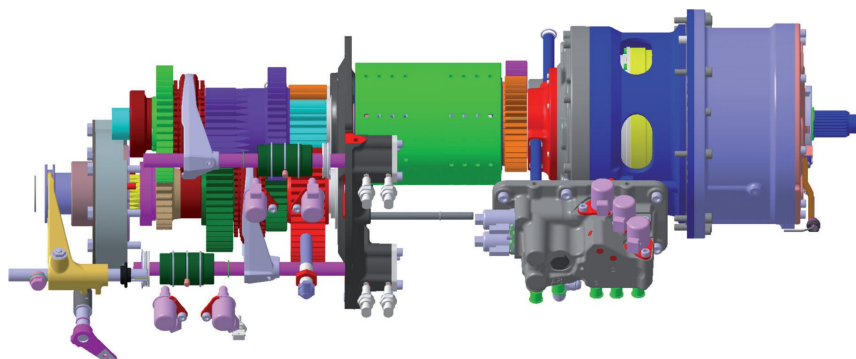
Převodovky Hexashift jsou použity v traktorech ARION, AXION a XERION. Převodovka disponuje dvacetičtyřmi převodovými stupni vpřed a stejným počtem převodových stupňů vzad. Díky trojici planetových převodů vybavených trojicí lamelových brzd a trojicí lamelových spojek je dosaženo šesti stupňů řazených pod zatížením. Za šestistupňovým násobičem je umístěna reverzační převodovka Revershift a čtyřstupňová synchronizační převodovka.



Obr. 4.10 - Shéma převodovky Hexashift 24/24 (Claas)

Řazení všech převodových stupňů lze provádět bez použití spojkového pedálu. V rychlostním rozsahu od 2 do 15 km/h, což je rychlost pro většinu polních prací, je možno volit mezi prvními čtrnácti převodovými stupni pomocí ovladače Drivestick integrovaným v loketní opěrce. Reverzační převodovka je ovládána páčkou pod volantem. Volba směru jízdy pod zatížením je samozřejmostí.

Převodovka je vybavena automatikou řazení Hexaktiv, která umožňuje při polních pracích automatické řazení šesti stupňů v násobiči. Při nasazení traktoru v dopravě, při změně převodového stupně v synchronizované převodovce, volí Hexaktiv nejvhodnější převodový stupeň vůči zatížení motoru.

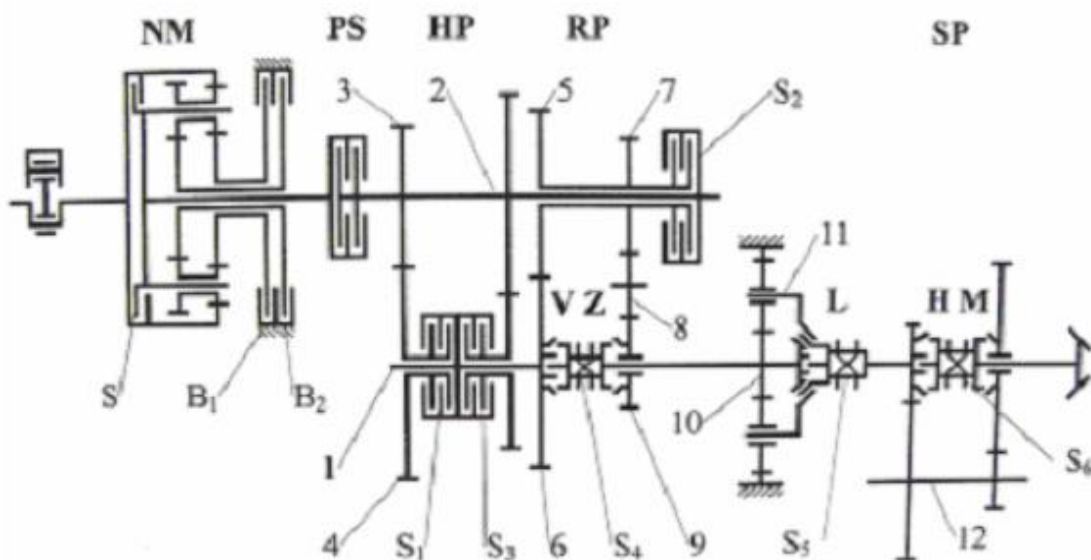


Obr. 4.11 - Model převodovky Hexashift

4.2 Převodovky plně řazené pod zatížením

4.2.1 Powershift 27/27 (Deutz-Fahr)

Prvním konstrukčním celkem je třístupňový násobič točivého momentu NM, který jsem podrobněji popisoval v kapitole 3. 2. 3. Jeho řazení probíhá pochopitelně pod zatížením a to elektrohydraulicky.



Obr. 4.12 – Schéma převodovky Deutz-Fahr Powershift 27/27

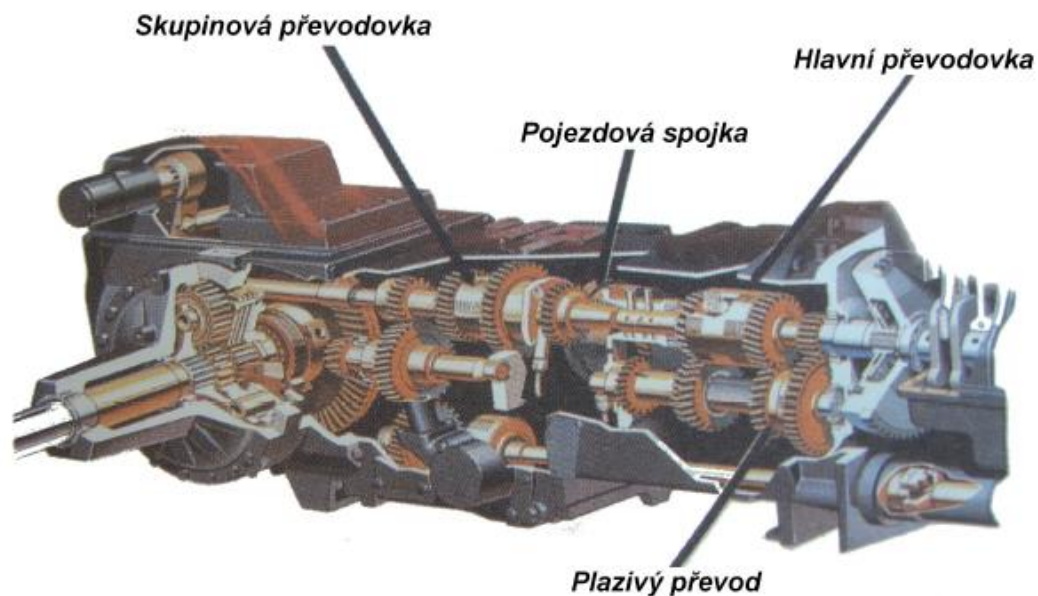
Za ním je umístěna pojezdová spojka PS. Hlavní převodovka HP disponuje třemi stupni řazenými pod zatížením. První převodový stupeň se řadí lamelovou spojkou S1 a točivý moment jde tak přes ozubené kolo 3 a 4. Druhý převodový stupeň je řazen spojkou S2 připojenou paralelně k reverzační převodovce RP. Třetí převodový stupeň je zvolen při sepnuté spojce S3 na ředlohovém hřídeli podobně jako spojka S1.

V reverzační převodovce je řazeno elektrohydraulicky ovládanou synchronizační spojkou S4. Přenášený točivý moment je veden buď přes ozubené kolo 5 na ozubené kolo 6 v případě jízdy vpřed, nebo přes ozubené kolo 7 a vložené kolo zpětného chodu 8, které mění smysl otáčení výstupního hřídele převodovky, v případě jízdy vzad. Pro jízdu vzad můžeme volit převodové stupně i s vypnutou spojkou S2, kdy je výkon veden přes ozubená kola 5 a 7.

Na konci převodového ústrojí je umístěná třístupňová skupinová převodovka SP, jejíž stupně se řadí pomocí synchronizačních spojek S5 a S6. Pomalá skupina L redukuje otáčky pomocí planetového převodu se zabrzděným korunovým kolem. Řadí se spojkou S5. Za ní následuje předlohová dvoustupňová převodovka umožňující volbu střední M a rychlé H skupiny převodových stupňů. Dvojice skupin M a H je řazena synchronizační spojkou S6.

4.2.2 Full Powershift 18/6 (Case IH)

Tyto předlohové převodovky jsou používány v traktorech CASE modelové řady Magnum. Hlavní převodovka má šest rychlostních stupňů vpřed a dva vzad, skupinová převodovka je třístupňová. Řazení probíhá pomocí hydraulicky ovládaných lamelových spojek. Na přání může být montován plazivý převod stejné koncepce, rovněž řazený pod zatížením.

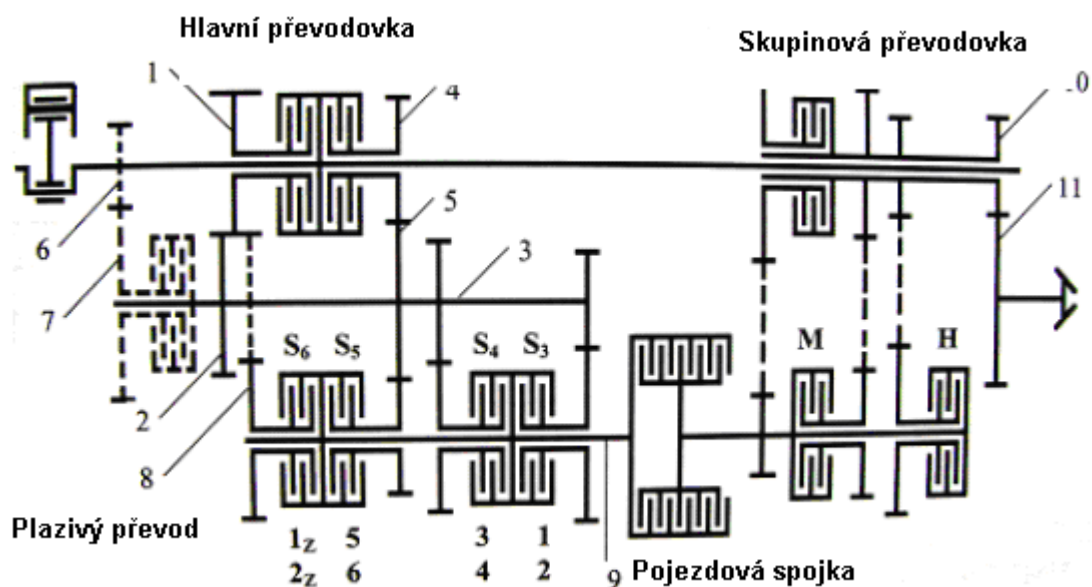


Obr. 4.13 – Řez převodovkou Case IH Full Powershift 18/6

Točivý moment přichází od spalovacího motoru do převodovky k lamelovým spojkám S1 a S2, které zdvojnásobují počet převodových stupňů v hlavní převodovce. Zapne-li se spojka S2, točivý moment jde z ozubeného kola 1 ozubené kolo 2, které je pevně spojené s předlohovým hřídelem 3. ozubená kola na tomto předlohovém hřídeli zapadají do ozubených kol jednotlivých převodových stupňů hlavní převodovky. Sepnutím

lamelových spojek S3, S4 a S5 se řadí převodové stupně 2, 4 a 6. Po sepnutí druhé dělicí spojky S1 jsou naopak otáčky předlohového hřídele 3 redukovány přes soukolí ozubených kol 4 a 5. Stejnými spojkami S3, S4, a S5 se posléze řadí nižší převodové stupně 1, 3 a 5. Nejnižších jezdových rychlostí traktor dosáhne dodatečně namontovaným plazivým převodem, určeným pro řazení plazivého chodu traktoru. Jeho lamelová spojka ovládá pohon předlohového hřídele 3 od vstupního hřídele přes ozubená kola 6 a 7.

Rychlostní stupně vzad se řadí lamelovou spojkou S6. Po sepnutí dělicí spojky S1 jde výkon přes ozubená kola 4, 5, 2 a dále pak přes ozubená kola 1 a 8. Při sepnuté spojce S2 prochází točivý moment pouze ozubenými koly 1 a 2. Při již zmíněné sepnuté spojce S6 se změnil smysl otáčení předlohového hřídele 9 a získají se dva reverzní převodové stupně vystupující z hlavní převodovky. Za ní je umístěná jezdová spojka a skupinová třístupňová převodovka umožňující řazení stupňů L, M a H. Volbou skupiny L a M se počet převodových stupňů vzad zdvojnásobí. Pro jízdu vpřed je ještě určena skupina H, při jejímž zařazení dosahuje traktor nejvyšších jezdových rychlostí. Na výstupu z převodovky je umístěno redukční soukolí stálého převodu s ozubenými koly 10 a 11.



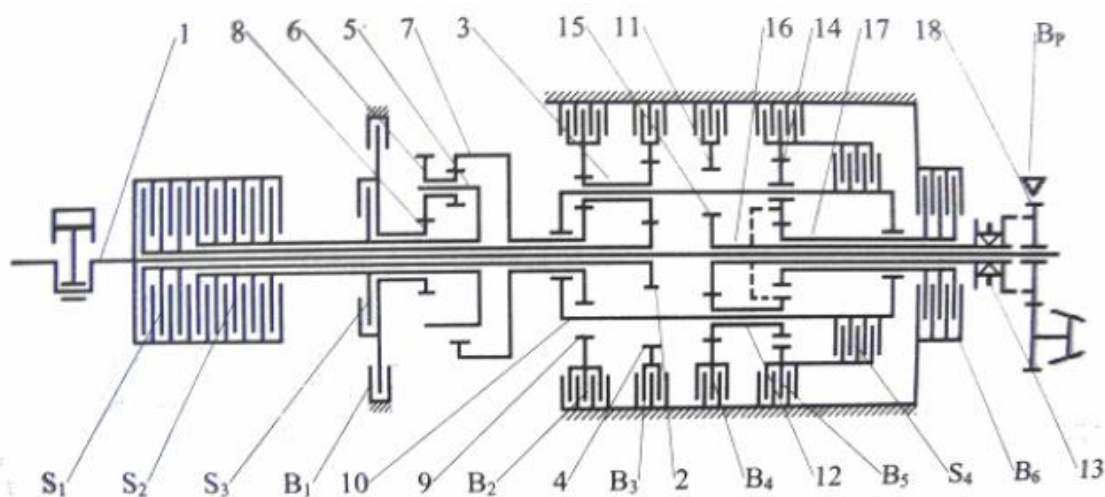
Obr. 4.14 – Schéma převodovky Case IH Full Powershift 18/6

Převodový stupeň	Řadící člen									
	S1	S2	S3	S4	S5	S6	L	M	H	
Vpřed	1	#		#				#		
	2		#	#				#		
	3	#			#			#		
	4		#		#			#		
	5	#				#		#		
	6		#			#		#		
	7	#		#					#	
	8		#	#					#	
	9	#			#				#	
	10		#		#				#	
	11	#				#			#	
	12		#			#			#	
	13	#		#						#
	14		#	#						#
	15	#			#					#
	16		#		#					#
	17	#				#				#
	18		#			#				#
Vzad	1	#					#			
	2		#				#			
	3	#					#			
	4		#				#			

Tab.4.2 - Řazení převodovky Case IH Full Powershift 18/6

4.2.3 Powershift 19/7 (John Deere)

Převodovka používaná u traktorů John Deere nejvyšší výkonové třídy je konstruována jako planetová, plně řazená pod zatížením. K řazení je využito dvou lamelových spojek, které mají rovněž funkci spojky pojezdové a jsou umístěny vně převodovky. Mezi další řadící elementy patří další dvě lamelové spojky a šest lamelových brzd.



Obr 4.15 - Schéma převodovky John Deere Powershift 19/7

Pohon motoru 1 přichází na hnací části dvou lamelových spojek S1 a S2. Zapnutím spojky S1 je přiváděn točivý moment na předlohový hřídel, ke kterému je pevně připevněno centrální kolo 2. Kolem centrálního kola 2 se otáčí složené satelity 3, jejichž ozubení zabírá do korunového kola 4, brzděného lamelovou brzdou B1. Spojkou S2 je poháněn unášec 5 vstupního planetového převodu, zajišťující přímý záběr při sepnuté spojkce S3 (unášec 5, složené satelity 6 a korunové kolo 7 se otáčí jako celek), nebo sepnutím brzdy B1 zastavení centrálního kola 8, odvalování složených satelitů 6 a zvýšení otáček korunového kola 7 – převod do rychla.

Spojky S1 a S2 mohou být též sepnuty současně. V tomto případě může být vstupní planetový převod zařazen jako přímý záběr nebo převod do rychla. Při současném sepnutí obou spojek S1 a S2 však nesmí být v činnosti brzdy B2 a B3.

Výstupní planetové převody jsou tvořeny hlavní částí pro řazení jednotlivých rychlostních stupňů (řadící prvky B2 a B3) a přídatnou částí zajišťující řazení rozsahu pojezdových rychlostí a směr jízdy (B4, B5, B6 a S4). Pohon hlavní části výstupní planetové převodovky zajišťují centrální kola 7 a 2, výstup pak unášec 10. Zastavením

korunového kola 9 brzdou B2 dojde k odvalování složených satelitů 3 po korunovém kole 9 a otáčky unášeče 10 jsou redukovány. Je-li však zabrzděno korunové kolo 4 brzdou B3, jsou otáčky unášeče 10 odvalováním složených satelitů násobeny.

Unášeč 10 je zdrojem pohonu výstupního planetového převodu, který se skládá z korunového kola 11, složených satelitů 12 a centrálního kola 15 spojeného s výstupním předlohovým hřídelem 16. Zabzděním korunového kola 11 pomocí brzdy B4 se přenáší točivý moment z unášeče 10 a složených satelitů na centrální kolo 15. Tím jsou otáčky výstupního předlohového hřídele 16 nejvyšší. Střední velikost otáček se získá zabrzděním brzdy B6, pomocí které se zastaví centrální kolo 17. Satelity 14 se spolu s unášečem 10 musí otáčet kolem tohoto centrálního kola. Nejnižší počet otáček výstupního předlohového hřídele 16 nastane při sepnuté spojce S4, kdy se začnou všechny části nad výstupním předlohovým hřídelem otáčet jako celek. Otáčky jsou redukovány přechodem točivého momentu ze složených satelitů 12, jenž mají menší počet zubů, na centrální kolo 15 s vyšším počtem zubů.

Při zabrzděné brzdě B5 se změní smysl otáčení 15, neboť satelit 14 působí jako vložené kolo. [7]

Na konci výstupního předlohového hřídele se nachází zubová spojka 13, která je trvale zapnutá. Rozpojí se pouze v případě nutnosti odtažení traktoru. Funkci parkovací brzdy zastává pásová brzda Bp, která brzdí ozubené kolo 18.

Převodový stupeň	Řadící člen									
	S1	S2	S3	B1	B2	B3	B4	B5	S4	B6
Vpřed	1	#		#					#	
	2	#		#			#		#	
	3	#		#		#				#
	4		#	#		#			#	
	5		#		#				#	
	6		#	#			#		#	
	7		#		#		#		#	
	8		#	#						#
	9		#		#					#
	10		#	#			#			#
	11		#		#		#			#
	12		#	#				#		
	13		#		#			#		
	14		#	#			#	#		
	15		#		#		#	#		
	16	#	#	#						#
	17	#	#		#					#
	18	#	#	#				#		
	19	#	#		#			#		
Vzad	1	#		#		#		#		
	2	#		#			#	#		
	3		#	#		#		#		
	4		#		#	#		#		
	5		#	#			#	#		
	6		#		#		#	#		
	7	#		#				#		
N				#						

Tab. 4.3 – Řazení převodovky John Deere Powershift 19/7

5 Vliv řazení pod zatížením na provozní vlastnosti traktoru

5.1 Možnosti automatického řazení

Elektrohydraulické systémy ovládaní převodovek řazených pod zatížením přímo vybízejí výrobce traktorů k doplnění těchto převodovek o automatiku řazení. Toto řešení přináší vyšší komfort obsluhy, neboť automatika přebírá řazení za traktoristu. Automatický režim řazení také zvyšuje výkonnost traktorové soupravy díky lepšímu vyhodnocení velikosti zatížení motoru.

U traktorů jsou dnes k dispozici následující režimy automatického řazení:

- § Ekonomický režim, provoz v oblasti nízké spotřeby paliva.
- § Výkonový režim, provoz v oblasti nejvyššího výkonu.
- § PTO režim, udržuje konstantní otáčky motoru z důvodu použití vývodového hřídele.
- § Individuální režim, řidič nastavuje oblast pracovních otáček nebo mezní otáčky, při kterých dochází k řazení.
- § Pokles otáček motoru, při kterých dojde k automatickému přeřazení.
- § Nastavení převodového stupně pro rozjezd vpřed a vzad.
- § Automatické zařazení nejvhodnějšího převodového stupně podle pojezdové rychlosti. Pokud např. traktor přijíždí ke křižovatce a dopravní situace mu dovolí průjezd bez zastavení, lze po sešlápnutí spojkového pedálu nebo po stisku tlačítka spojky aktivovat systém automatického výběru převodového stupně.
- § Tempomat pojezdové rychlosti.
- § Automatické zařazení nejvhodnějšího převodového stupně v násobiči při řazení ve skupinové převodovce.

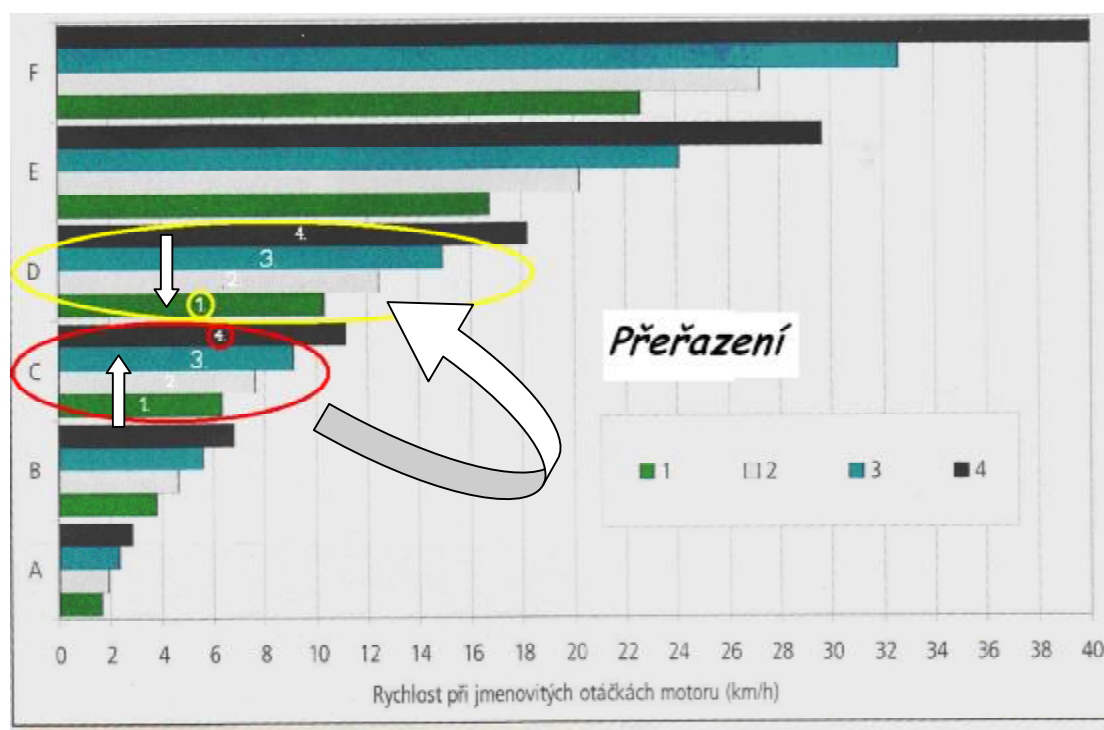
Automatiku řazení má také traktor John Deere řady 6020. Jedná se o traktor vybavený převodovkou AutoQuad II, jejíž funkce byla popsána výše.

Jak ale funguje automatika řazení si popíšeme zde.

Automaticky lze řadit ve dvou režimech. Ve výkonovém a v ekonomickém. Ve výkonovém režimu dochází k zařazení vyššího převodového stupně, pokud je akcelerační pedál stlačen do více než 85 % a otáčky jsou o 20 % nižší než jmenovité. K podřazení dochází, je-li akcelerační pedál stlačen více než z 55 % a otáčky nižší než 1700 n/min, nebo pokud jsou otáčky nižší než 1700 n/min a pedál stlačen méně než z 55 %.

V ekonomickém režimu dochází k přeřazení nahoru při otáčkách motoru nad 1900 n/min a akceleračním pedálem stlačeným z více než 85 %. Přeřazení dolů je uskutečněno, pokud jsou otáčky motoru nižší než 1400 n/min a akcelerační pedál je stlačen méně než z 55%.

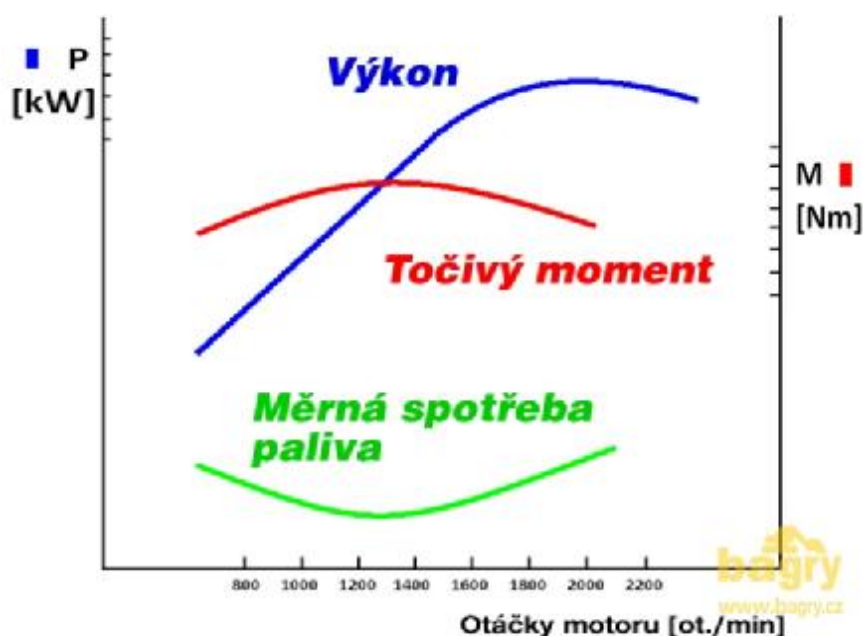
Tím ale možnosti automatického řazení této převodovky nekončí. Funkce volby převodového stupně při přeřazení ve skupinové převodovce umožňuje například při jízdě na čtvrtý převodový stupeň násobiče, při přeřazení ze skupiny C na skupinu D, zařadit první nebo druhý převodový stupeň násobiče. Vyhodnocování, na který převodový stupeň se má podřadit, provádí řídicí jednotka podle polohy akceleračního pedálu a podle otáček motoru.



Obr. 5.1 – Schéma automatického řazení převodovky AutoQuad

5.2 Vliv na ekonomiku provozu

Konstrukce převodovek výrazně ovlivňuje spotřebu paliva a výkonnost traktorové soupravy. Abychom mohli dosáhnout ekonomického režimu provozu, je nutností mít traktor vybaven převodovkou s násobičem točivého momentu nebo s možností řazení všech stupňů pod zatížením. Samozřejmostí je automatické řazení převodových stupňů, neboť obsluha nemůže vždy správně vyhodnotit zatížení motoru a jen těžko zvládá řadit v pravý okamžik. Další možností jak docílit ekonomického provozu je vybavit traktor bezstupňovou převodovkou, ale tyto jsou nad rámec tématu.



Obr. 5.2 - Otáčková charakteristika motoru

Automatické ovládní převodovky musí co nejrychleji reagovat na změnu zatížení motoru a udržovat otáčky motoru v oblasti nejvyšší účinnosti. Obecně lze říci, že nejvyšší účinnost spalovacího motoru je v oblasti nejvyššího točivého momentu. Při těchto otáčkách dosahuje motor nejnižší spotřeby paliva. Ve snaze udržovat motor traktoru v ekonomickém režimu, musíme motor zatížit tak, abychom dosáhli ekonomických otáček motoru, přičemž je nezbytné udržování pracovní rychlosti odpovídající právě prováděné agrotechnické operaci (například při podmítce radličkovým kypřičem, u orby, atd.). Motor by se měl udržovat v oblasti otáček kolem 1750 n/min. Regulaci otáček přitom traktorista neprovádí změnou dodávky paliva, ale změnou zatížení motoru pomocí změny převodového poměru v převodovce. To dobře zvládá automatika řazení. Kvůli kolísání odporu agregovaného nářadí se volí vyšší otáčky motoru, aby měl motor určitou rezervu

točivého momentu. Dnešní traktorové motory disponují převýšením točivého momentu kolem 45 %, což udržuje konstantní výkon motoru v širokém rozmezí otáček.

S traktorem vybaveným převodovkou řazenou pod zatížením lze udržovat motor optimálně zatížen a pohybovat se v rozmezí ekonomických otáček. Jako důkaz této teorie bylo provedeno měření zaměřené na posouzení vlivu zatížení motoru na ekonomiku provozu.

Orební souprava byla tvořena traktorem John Deere 8200 s osmi radličným pluhem Vogel & Noot Herkules. Měření bylo uskutečněno na hlinito-písčité půdě s průměrnou hmotnostní vlhkostí 18 %. Každé měření se pětkrát opakovalo. Poněvadž energetické a výkonnostní parametry jsou vztaženy k 1 ha zoraného pole, byla pro hodnocení vzata v úvahu pouze měření, u kterých byla dosažena téměř stejná hloubka orby. Traktor pracoval vždy s plnou dodávkou paliva a řazením byl motor udržován v požadovaném rozmezí otáček [1].

První skupina měření byla prováděna tak, že souprava pracovala v rozmezí otáček motoru 1900 až 2100 n/min. Průměrná spotřeba nafty byla 15,86 l/ha. Druhá skupina měření byla prováděna v oblasti ekonomických otáček motoru 1600 až 1900 n/min s průměrnou spotřebou nafty 12,35 l/ha. Naměřené hodnoty jsou vyneseny do grafu na obrázku. Rozdíl ve spotřebě motoru v ekonomické a neekonomické oblasti je 3,51 l/ha. Vyjádříme-li naměřený rozdíl ve spotřebě nafty procentuálně, pak se jedná o úsporu 22 % ve srovnání se skupinou měření, při které pracoval traktor na vyšší otáčky [1].

V prvním případě, kdy motor pracoval v rozmezí otáček 1900 až 2100 n/min, nepotřebovala obsluha při orbě využívat regulační hydrauliku. Došlo-li k většímu zatížení tím, že se pluh ocitl v hutnější půdě, otáčky se snížily, ale točivý moment motoru se zvětšil. Motor pracoval s velkou rezervou výkonu a ztuhlé místo nebo zvýšený terén souprava bez problémů zorala [1].

V druhém případě, kdy motor pracoval v rozmezí otáček 1600 až 1900 n/min, pracuje motor s daleko menší rezervou točivého momentu, proto musí obsluha častěji řadit a při orbě využívat regulační hydrauliku, která tím, že regulovaně dotěžuje traktor, pomáhá udržet motor v ekonomické oblasti jeho otáček.

Je pochopitelné, že pro traktoristy je pohodlnější pracovat v neekonomickém režimu otáček. Motor disponuje větší výkonovou rezervou, tudíž traktorista nemusí řadit, ani používat regulační hydrauliku. Za pohodlí je ale zaplácena daň v podobě vyšší spotřeby nafty.

U první skupiny měření byla dosažena průměrná výkonnost 2,42 ha/h. Při druhé skupině měření prováděné v s nižšími otáčkami motoru bylo dosaženo průměrné výkonnosti vyšší, a to 2,77 ha/h. Rozdíl ve výkonnosti soupravy byl tedy 0,35 ha/h. Výsledek byl očekávaný, pokud chceme udržovat otáčky motoru v ekonomické oblasti otáčkové charakteristiky, musíme zvolit vyšší převodový stupeň, zvýší se rychlost soupravy a výkonnost se logicky též zvyšuje. Rychlost soupravy je ale třeba dodržovat v rozmezí daném výrobcem pluhu.

Na druhou stranu tu ale existuje problém s emisemi spalovacího motoru, neboť v oblasti nejvyššího točivého momentu vzniká největší množství škodlivých látek. Pro dodržování emisních norem zavádějí výrobci různé systémy snižování produkce těchto škodlivých látek. Např. technologie SCR, EGR a další.

K lepší ekonomice provozu přispívá také vybavení převodovky redukcí otáček při zařazeném nejvyšším převodovém stupni. Převodový poměr nejvyššího převodového stupně bývá konstruktéry zvolen tak, aby při maximální pojzdové rychlosti bylo dosaženo nižších otáček. Většinou bývá omezovač otáček motoru nastaven pro provoz v České republice na hodnotu pojzdové rychlosti 40 km/h. Hodnota otáček motoru při dopravě nepřesáhne 1800 n/min.

6 Závěr

Při výběru traktoru a jeho vybavení ze široké nabídky na současném trhu je nutné specifikovat jeho celoroční využití. Tak jako je třeba určit sféru, kde bude traktor používán, tak je nutné uvážit vhodnost agregace traktoru s potřebným nářadím. Toto primární rozhodnutí se samozřejmě promítne také do výběru typu převodovky.

U moderních traktorů je téměř samozřejmostí vybavenost převodovky násobičem točivého momentu, případně reverzací.

Ať už je denní nasazení traktoru s čelním nakladačem nebo při polních pracích, je dostačující převodovka s omezeným počtem stupňů řazených pod zatížením. Například v živočišné výrobě, v agregaci s krmným vozem, lze zvolit jednodušší variantu násobiče (např. dvoustupňový předloňový násobič). Náročnější uživatelé nezůstanou bez povšimnutí nad převodovkami plně řazenými pod zatížením. S výhodou lze tyto převodovky vybavit automatikou řazení, která při pracovních operacích zvyšuje komfort obsluhy, výkonnost soupravy a zlepšuje ekonomiku provozu. Tyto výhody využijí především podniky, které provozují traktory ve dvousměnném provozu, kdy je důležité dbát na komfort obsluhy strojů, neboť výkonnost traktorových souprav se odvíjí také velkou měrou od únavy traktoristy. Střední zemědělské podniky, které používají především univerzální traktory střední třídy, použijí nejspíš převodovky s vícestupňovým násobičem točivého momentu (třístupňové, čtyřstupňové), které svojí jednoduchostí vykoupi nižší pořizovací cenou.

Co se týče konstrukčních řešení násobičů, planetové převodovky jsou co do zástavbových rozměrů, tak do dimenzování třecích elementů násobiče výhodnější.

Je tedy na každém uživateli, který typ převodovky si podle svých nároků na používání zvolí. Jestli vybaví traktor převodovkou částečně řazenou pod zatížením, převodovkou typu Powershift, nebo jestli půjde s dobou a vsadí na komfort stále více se prosazujících plynulých převodovek.

7 Seznam literatury:

1. BAUER, F. a kol.: Traktory. Praha: Profi Press s.r.o., 2006, ISBN 80-86726-15-0
2. HOLUB, P.: Řídicí systémy řazení reverzace pod zatížením traktorových převodovek. Brno: VUT, 2008
3. HYNKA, F. a kol.: Učebnice pro autoškoly 3. Praha: Naše vojsko, 1975
4. LUKEŠ, M.: Násobiče točivého momentu traktorových převodovek. Mechanizace zemědělství 7/2002, str. 30
5. LUPOMĚCH, F.: Traktory Zetor. Brno: Computer Press, a.s., 2010, ISBN 978-80-251-1634-0
6. MIKULIČ, M. – STEHNO, L.: Den s traktorem JCB Fastrac 3220. Mechanizace zemědělství 12/2003, str. 6
7. PASTOREK, Z. a kol.: Traktory. Praha: Agrospoj, 2001,
8. STEHNO, L. - MIKULIČ, M.: Den s traktorem John Deere 6620. Mechanizace zemědělství 12/2002, str. 20
9. STEHNO, L. – SKALICKÝ, V.: Den s traktorem Zetor 114 41 Forterra. Mechanizace zemědělství 3/2003, str. 17
10. ŠMERDA, T. a kol.: Koncepce pohonů traktorů. Mechanizace zemědělství 7/2010, str. 42
11. ZEHNÁLEK, J.: Traktorové převodovky řazené pod zatížením. Praha: ČZU, 2007
12. Technická dokumentace traktorů CLAAS