

JIHOČESKÁ UNIVERZITA V ČESKÝCH BUDĚJOVICÍCH

Zemědělská fakulta

Studijní program: B4131 Zemědělství

Studijní obor: Zemědělská technika: obchod, servis a služby

Katedra: Katedra zemědělské dopravní a manipulační techniky

Vedoucí katedry: doc. RNDr. Petr Bartoš, Ph.D.

Bakalářská práce

Využití jednotlivých převodových stupňů u traktorů vyšších výkonových tříd

Vedoucí práce:
Ing. Josef Frolík, CSc.

Autor:
Pavel Drahoš

České Budějovice, 2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Pavel DRAHOŠ**
Osobní číslo: **Z11348**
Studijní program: **B4131 Zemědělství**
Studijní obor: **Zemědělská technika: obchod, servis a služby**
Název tématu: **Využití jednotlivých převodových stupňů u traktorů vyšších výkonových tříd.**
Zadávací katedra: **Katedra zemědělské dopravní a manipulační techniky**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Cíl práce:

Cílem práce je sledovat provoz vybraných traktorů při různém pracovním nasazení z pohledu užívaných převodových stupňů. Posoudit účelnost instalovaných převodovek, navrhnout optimalizaci počtu převodových stupňů a jejich převodové poměry.

Zásady pro vypracování:

1. vybrat si alespoň dva traktory se shodným výkonem motoru, ale s rozdílnými variantami převodovek, a to s řazením plně pod zatížením a se skupinovým řazením pod zátěží,
2. zvolit vhodný systém registrace zařazených stupňů, buď napojením na palubní počítač nebo vložení navrženého sledovacího systému,
3. sledovat provoz s rozlišením na přejezdy, přesuny apod. a na vlastní práci v členění hlavní čas a čas vedlejší - otáčení na úvratí, pojíždění po poli apod.
4. vyhodnotit dobu provozu na jednotlivé převodové stupně pomocí koeficientů využití času K ,
5. jednoduchý statistický rozbor a návrh optimálního počtu převodových stupňů a jejich převodových poměrů.

Rozsah grafických prací: dle potřeby
Rozsah pracovní zprávy: 40 - 50 stran
Forma zpracování bakalářské práce: tištěná
Seznam odborné literatury:

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

Vlk, F.: Zkoušení a diagnostika motorových vozidel. Vlastním nákladem, Brno, 2002;

Bauer, F. a kol.: Koncepce pohonů traktorů. Mechanizace zemědělství, 2010, sv. 60, č. 7, s. 42–53. ISSN 0373-6776;

Bauer, F. a kol.: Účinnost traktorových převodovek. Mechanizace zemědělství, 2010, sv. 60, č. 8, s. 17–24. ISSN 0373-6776.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Josef Frolík, CSc.
Katedra zemědělské dopravní a manipulační techniky

Datum zadání bakalářské práce: 13. ledna 2013
Termín odevzdání bakalářské práce: 15. dubna 2014


prof. Ing. Miloslav Šoch, CSc.
děkan

JIHOČESKÁ UNIVERZITA
V ČESKÝCH BUDĚJOVICÍCH
ZEMĚDĚLSKÁ FAKULTA
studijní oddělení
370 05 České Budějovice


doc. Ing. Antonín Jelínek, CSc.
vedoucí katedry

V Českých Budějovicích dne 22. března 2013

Prohlášení

Prohlašuji, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb. v platném znění souhlasím se zveřejněním své bakalářské práce, a to v nezkrácené podobě elektronickou cestou ve veřejně přístupné části databáze STAG provozované Jihočeskou univerzitou v Českých Budějovicích na jejích internetových stránkách, a to se zachováním mého autorského práva k odevzdanému textu této kvalifikační práce. Souhlasím dále s tím, aby toutéž elektronickou cestou byly v souladu s uvedeným ustanovením zákona č. 111/1998 Sb. zveřejněny posudky školitele a oponentů práce i záznam o průběhu a výsledku obhajoby kvalifikační práce. Rovněž souhlasím s porovnáním textu mé kvalifikační práce s databází kvalifikačních prací Theses.cz provozovanou Národním registrem vysokoškolských kvalifikačních prací a systémem na odhalování plagiátů.

V Kestřanech dne 23.4.2015

Pavel Drahoš

Poděkování

Mé poděkování patří panu Ing. Josefu Frolíkovi, Csc. za poskytnuté konzultace, pomoc a velmi cenné rady a připomínky při vypracování bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat ZOD MÁJ se sídlem v Kestřanech za umožnění provedení měření.

Obsah

1.	Úvod.....	8
2.	Literární přehled.....	10
2.1	Seznámení s problematikou převodovek.....	10
2.2	Historie vývoje traktorových převodovek	11
2.3	Současný stav v konstrukci převodovek.....	12
2.3.1	Mechanické převodovky.....	12
2.3.1.1	Převodovky bez řazení pod zatížením.....	15
2.3.1.1	Převodovky se skupinovým řazením pod zatížením	18
2.3.1.2	Převodovky řazené plně pod zatížením.....	22
2.3.2	Převodovky s plynule měnitelným převodem	23
2.3.2.1	Převodovky hydrodynamické.....	24
2.3.2.2	Hydrostatické diferenciální převodovky	25
3.	Cíl práce	34
4.	Metodika práce.....	35
4.1	Výběr traktorů	35
4.2	Použitá závěsná zařízení.....	35
4.3	Struktura časů pracovního nasazení z hlediska zařazení jednotlivých převodových stupňů	36
4.4	Systém registrace zařazených převodových stupňů	36
4.5	Výpočet celkového převodového poměru	38
4.6	Procentuální využití převodových stupňů	38
5.	Vlastní práce.....	40
5.1	Měření na traktoru JD 7810 Powershift 19/7	40
5.1.1	Technické údaje	40
5.1.2	Převodové ústrojí.....	41
5.1.3	Charakteristika podmínek měření.....	43

5.1.4	Naměřené hodnoty a procentuální využití.....	44
5.2	Měření na traktoru JD 7810 AutoQuad 20/20.....	47
5.2.1	Technické údaje.....	47
5.2.2	Převodové ústrojí.....	48
5.2.3	Charakteristika podmínek měření.....	49
5.2.4	Tabulky naměřených hodnot	50
5.3	Výsledky a jejich zhodnocení.....	52
5.4	Návrh optimálního počtu převodových stupňů	55
6.	Závěr	56
7.	Summary	58
8.	Seznam použité literatury.....	59

1. Úvod

Zemědělství ve smyslu hospodářského využívání půdy k produkci rostlinných a živočišných produktů je historicky jednou z prvních cílevědomých činností lidstva. Zabezpečení základních potřeb obživy člověka je nutným předpokladem reprodukce a rozvoje populace v každé historické době. V každém období je charakterizováno způsobem užití znalostí, dovedností a také použitím pomůcek a později strojů pro snížení množství lidské práce. Rané stroje byly poháněny zprvu tažnými zvířaty. Vynález motoru s vnitřním spalováním a jeho následné užití jako mobilního zdroje mechanické práce byl významným vývojovým zlomem, který umožnil později v zemědělství vznik nového druhu stroje - zdroje tažné síly - traktoru.

Pomocí rotačních pohonů a hydraulických převodů vpředu i vzadu lze k traktoru připojit celou řadu doplňkových strojů a zvýšit jeho uplatnění. Zpočátku samozřejmě v souladu s technickým rozvojem byl výkon a točivý moment traktorů malý, s postupem času a rozvoje technologií byly vyráběny traktory výkonnější a univerzálnější. Je zajímavé, že trend prozatím postupuje ke stále větším a výkonnějším strojům (a to nejen u traktorů) umožňujícím zvyšování produktivity práce. Dnešní traktory jsou velké, výkonné a velmi složité stroje.

Vedle výkonných motorů se postupně začaly stále více rozvíjet a zdokonalovat další části traktorů, mezi nimi jedno z významných míst zaujímá převodové ústrojí. Používá se velké množství druhů převodovek, jejichž konstrukce sleduje trend zvyšování počtu převodových stupňů s možností řazení pod plným zatížením. Prosazují se stále více převodovky umožňující plynulou změnu pojezdové rychlosti označované zkratkou CVT (Continuously Variable Transmission). Spolu se zavedením a zdokonalováním softwarového řízení motoru, převodovky a dalších jednotlivých systémů traktoru jsme svědky vývoje, v němž složitost konstrukce, nastavení a ovládání nejenže klade na obsluhu a servis zvyšující se nároky, ale mnohdy je zejména obsluhou při nasazení užíváno pouze malé procento z možností stroje.

V této situaci si musíme pokládat mnoho otázek souvisejících s vlastním provozem traktoru, protože univerzálnost a složitost konstrukce má samozřejmě

negativní odraz ve stále se zvyšující pořizovací ceně nového stroje a vyšších servisních nákladech.

A na jednu z těchto otázek spojenou s posouzením účelnosti instalovaných převodovek z pohledu skutečně užívaných převodových stupňů při vlastním provozu traktoru při polních pracích (podmítce, orbě a setí) má moje bakalářská práce nalézt odpověď. Jaký je tedy optimální počet převodových stupňů a jejich převodových poměrů zvolených dvou traktorů s různými převodovkami ve skutečném provozu za daných podmínek? Na zodpovězení této otázky je třeba nejdříve popsat použité převodovky, analyzovat vlastní provoz změřením času použití jednotlivých převodových stupňů a vyhodnotit dobu provozu. Nemohly by být v tomto konkrétním případě mnohastupňové složité převodovky nahrazeny jednoduššími s méně převodovými stupni?

2. Literární přehled

2.1 Seznámení s problematikou převodovek

Traktory pracují ve velmi rozmanitých podmínkách, při kterých dochází ke změnám pojezdových rychlostí a tahové síly. Proto se do převodových ústrojí zařazují převodovky, které umožňují změnu převodu mezi motorem a hnacími koly tak, aby bylo možné využít vlastností pístového spalovacího motoru, a tedy traktoru jako celku. Musí tedy měnit v poměrně širokém rozsahu rychlost jízdy a hnací sílu na kolech traktoru při relativně malé změně otáček a točivého momentu motoru. Tyto požadavky musí plnit nejen s ohledem na výkonnostní a ekonomické parametry, ale také s ohledem na ergonomii. (PASTOREK,Z., 2001)

Kromě toho převodovka musí plnit další požadavky. A to umožnit krátkodobě i trvale přerušit přenos točivého momentu na hnací kola nebo připojený stroj, zajistit couvání vozidla prostřednictvím zpětného chodu, dále pak přenášet točivý moment pro pohon přední nápravy a vývodového hřídele. (VLK,F.,2006)

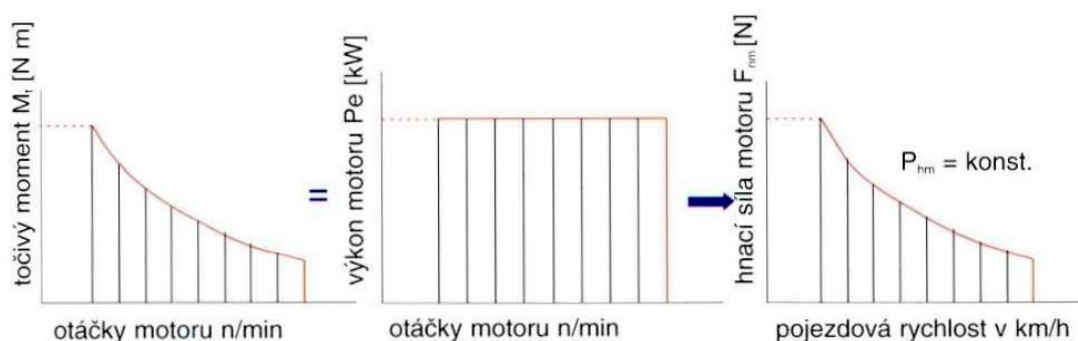
Problémem spalovacího motoru je, že nemá tzv. ideální otáčkovou charakteristiku (viz obrázek 2.1), která má tvar hyperboly daný rovnicí 2.1.

$$M_t = \frac{P_e}{\omega} \quad [\text{Nm}] \quad (2.1)$$

M_t ...točivý moment [Nm]

P_e ...výkon motoru [W]

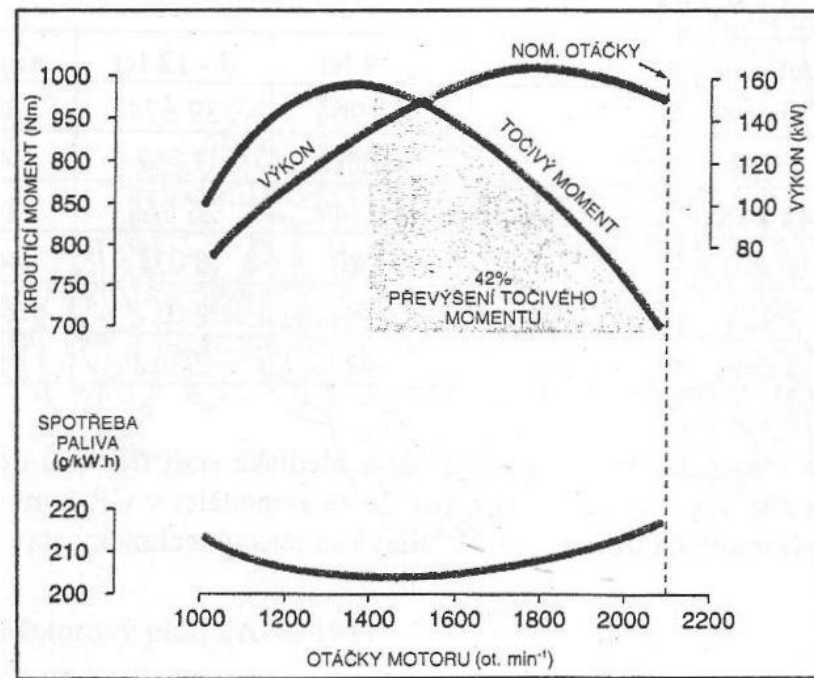
ω ...úhlová rychlost [rad.s^{-1}]



Obrázek 2.1 – Ideální otáčková charakteristika spalovacího motoru

(BAUER,F., 2013)

Průběh křivky točivého momentu skutečného spalovacího motoru se od ideálního liší (viz graf 2.1). Traktory jsou proto pro lepší využití výkonu motoru v celém rozsahu požadovaných rychlostí vybaveny převodovkou. (BAUER,F., 2013)



Graf 2.1 - Skutečná otáčková charakteristika motoru
(SVATOŠ,J., FROLÍK,J., 2000)

2.2 Historie vývoje traktorových převodovek

Ve 40. letech 20. století měly traktory prodávané v USA průměrně 4 převodové stupně. Začátkem 60. let to bylo již 8 až 10 a v 80. letech již přes 10 převodových stupňů pro jízdu vpřed. V současnosti prodávané traktory se vyznačují převodovkami s 16 až 24 převodovými stupni a výjimkami nejsou ani traktory s větším počtem převodových stupňů.

Pro starší konstrukce převodovek se využívalo jednoduché řazení přesouváním čelních ozubených kol s celkovým velkým dimenzováním stavby. Postupně přicházela modernizace v podobě řadicích zubových spojek, později i synchronizovaných.

Průlom nastal v roce 1954, kdy se u společnosti IHC (USA) začaly postupně prosazovat dvoustupňové násobiče točivého momentu. Jednalo se o využití

planetového soukolí, díky němuž mohla obsluha při nepřetržitém zatížení výrazně měnit velikost přenášeného točivého momentu.

Jinou cestou se vydala americká firma OLIVER. Ta v roce 1955 u své převodovky představila dvoustupňový násobič točivého momentu, který pro řazení používal lamelovou třecí spojku a volnoběžku.

Další vývojový stupeň v 70. letech představovaly třístupňové planetové násobiče točivého momentu montované firmami CASE a OLIVER. V Evropě pak v roce 1978 firmou ZF. Někteří výrobci šli ještě dále. JOHN DEERE v roce 1963 nabízel na svoji dobu revoluční planetovou převodovku POWER SHIFT s 8 stupni vpřed řazenými pod zatížením. Již v roce 1967 uplatnila firma IHC bezstupňovou převodovku s hydrostatickým převodem. V Evropě se v počátcích bezstupňových převodů ubíral vývoj spíše využíváním hydrodynamických spojek montovaných firmami SCHLÜTER (1980) a FENDT (1982), později to byly hydrodynamické měniče točivého momentu.

U převodovek dochází k nejprogresivnějšímu vývoji ze všech ústrojí traktoru. Synchronizace rychlostních stupňů v kombinaci s dvou až čtyřrychlostním násobičem točivého momentu je dnes obvyklá u nižších a středních výkonů. U traktorů klasické koncepce s výkony řádově do 270 kW můžeme sledovat přechod k bezstupňovým hydrostatickým převodovkám s automatickým řízením změny převodového poměru. Jako alternativu k nim výrobci zpravidla nabízejí buďto převodovky plně řazené pod zatížením, nebo částečně řazené pod zatížením s vysokými počty převodových stupňů. I tyto mechanické převodovky však doznávají změn v podobě elektronických systémů řízení místo dříve používaného manuálního ovládání. (PASTOREK,Z., 2001)

2.3 Současný stav v konstrukci převodovek

2.3.1 Mechanické převodovky

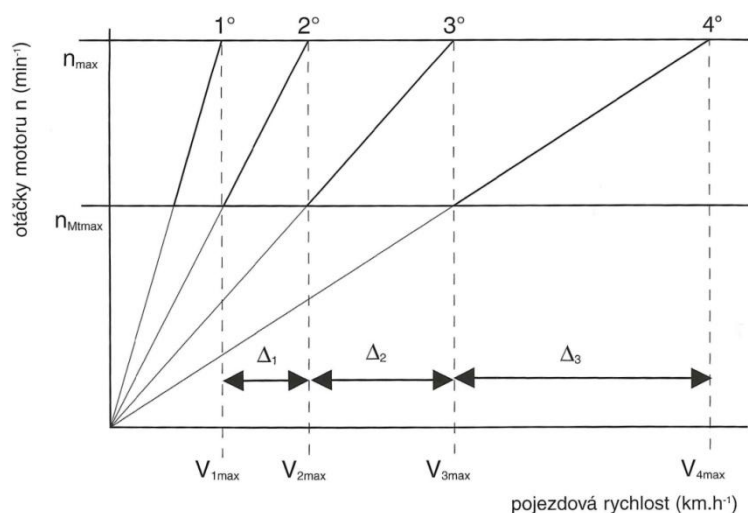
Jedná se o nejstarší, ale zároveň o stále nejrozšířenější způsob přenosu výkonu motoru. Mechanické převodovky vynikají především tím, že za relativně přijatelnou výrobní cenu nabízejí poměrně vysokou účinnost a provozní spolehlivost. Za nevýhodu by se daly označit omezené možnosti využití výkonu motoru.

V současnosti se tato nevýhoda již vytrácí s ohledem na vysoký počet převodových stupňů v součinnosti s pružností traktorového motoru.

Nejčastější koncepční uspořádání bývá: hlavní převodovka v kombinaci s přídatnou převodovkou někdy označovanou jako redukční nebo skupinová, která může být doplněna o násobič točivého momentu, jenž dovoluje řazení pod zatížením. Pro jízdu vzad se často setkáme buď se samostatnou reverzační převodovkou, nebo jde o umístění dalšího soukolí do převodovky hlavní či přídatné. (PASTOREK,Z., 2001)

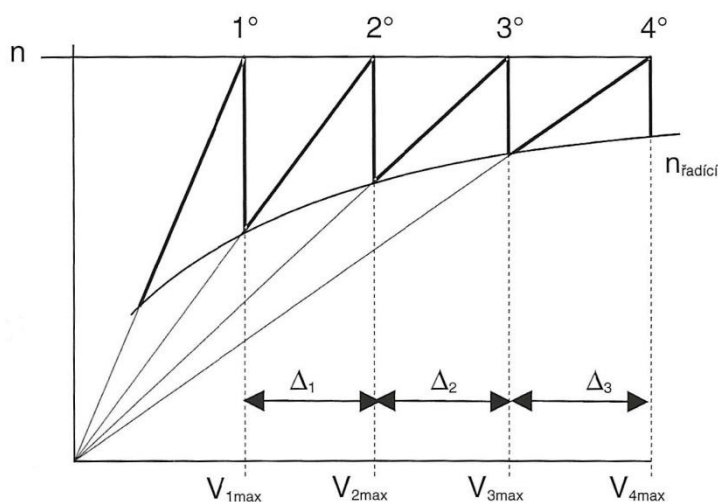
Nejdůležitějším parametrem u mechanických převodovek je počet převodových stupňů a jejich odstupňování. Odstup dvou sousedních převodových stupňů může být maximálně tak velký, aby i při jízdě do svahu s plnou příпустí paliva po přeřazení neklesly otáčky motoru pod otáčky, ve kterých má motor maximální točivý moment. V opačném případě by totiž došlo ke zmenšení hnací síly na kolech traktoru a tím i k dalšímu snižování rychlosti. Obecně platí, že vyšší počet převodových stupňů je výhodnější. Je to nejen z hlediska již výše zmíněného lepšího využití výkonu motoru, ale také z hlediska jednoduššího řazení. Při menších rozdílech mezi jednotlivými převody můžeme klást menší nároky na řadící a ovládací ústrojí převodovky. (VLK,F., 2006)

U mechanických převodovek dále rozeznáváme geometrické nebo aritmetické odstupňování převodových stupňů. Na pilovém diagramu pro geometrické odstupňování (viz graf 2.2) je vidět, že otáčky, při kterých dochází k řazení, zůstávají konstantní pro všechny převody. Výhodou je, že mezní otáčky přeřazení budou ležet v oblasti, ve které má motor nejvyšší točivý moment. Pro toto odstupňování je typický rostoucí rozdíl mezi maximální pojezdovou rychlostí dvou sousedních převodů. Při změnách převodových stupňů dochází k velkému kolísání pojezdové rychlosti. (SEMETKO,J., 1986)



Graf 2.2 – Pilový diagram geometrického odstupňování
(BAUER,F., 2013)

Aritmetické odstupňování se pozná tak, že rozdíl pojezdových rychlostí dvou sousedních převodových stupňů je vždy stejný. Naopak se u tohoto odstupňování mění řadící otáčky, což vyplývá i z grafu 2.3, a nedochází tak k velkým výkyvům rychlosti vozidla. (SEMETKO,J., 1986)



Graf 2.3 – Pilový diagram aritmetického odstupňování
(BAUER, F., 2013)

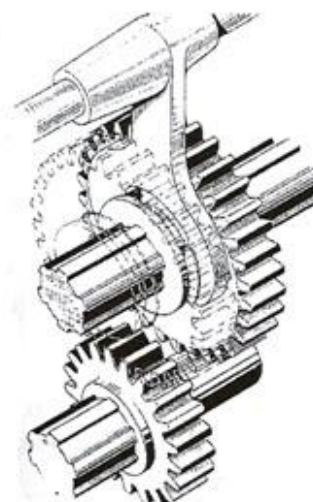
Z uvedených důvodů je pro stroje konstruované jako zdroj tažné síly, kterými nepochybně traktory jsou, výhodnější geometrické odstupňování převodů. V praxi se však většinou využívá různých kombinací pro dosažení co nejlepších parametrů korespondujících s podmínkami provozu, ve kterých je dané vozidlo využíváno.

Kvůli zástavbovým rozměrům a výrobním nákladům výrobci traktorů používají zpravidla kombinaci více převodovek v jednom stroji.

Mechanické převodovky můžeme rozdělit dle možnosti řazení převodových stupňů do tří skupin: bez možnosti řazení při zatížení, se skupinovým řazením pod zatížením a řazené plně pod zatížením. (BAUER,F., 2013)

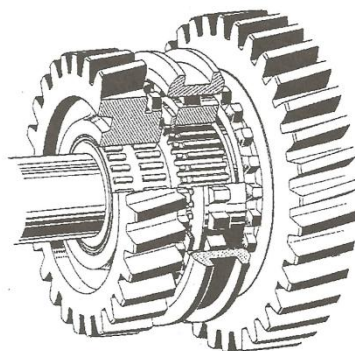
2.3.1.1 Převodovky bez řazení pod zatížením

Pro řazení převodových stupňů je důležité dodržet dvě zásady. Aby se ozubení kol nepoškodilo, musíme zajistit plynulý záběr a zároveň dosáhnout bezhlučného řazení. Nejobtížněji se bezhlučného řazení dosahuje u posuvných ozubených kol (viz obrázek 2.2). Tento způsob řazení funguje tak, že vždy je v záběru jen ta dvojice ozubených kol, přes kterou se právě přenáší točivý moment. Jedno z těchto kol je pevně spojeno s hřídelí. Druhé se po hřídeli posouvá v axiálním směru do záběru pevného kola. U dvou kol, které chceme spojit, musíme vyrovnat obvodové rychlosti, jež bývají velmi rozdílné, čehož obsluha dosáhne použitím meziplynu s dvojitým rozpojením spojky mezi vyřazením jednoho a zařazením jiného převodového stupně. Tato konstrukce navíc neumožňuje, pro dosažení vyšší účinnosti a nižší hlučnosti soukolí, použití šikmého ozubení. Posuvná kola, ač se jedná o nejjednodušší a zároveň nejstarší spojení ozubených kol, se v dnešních konstrukcích převodovek téměř nevyskytují s občasnou výjimkou zpětného chodu.



Obrázek 2.2 – Řazení pomocí posuvných ozubených kol
(VLK,F., 2006)

Novějším způsobem řazení je využívání zubové spojky, která je na obrázku 2.3. Soukolí převodů jsou ve stálém záběru (v některých případech kromě zpětného chodu) a umožňují tak použití šikmého ozubení. Zubová spojka je posuvně uložena na drážkovém hřídeli. Na hřídeli s řadícími spojkami jsou kola volně otočná. Při řazení zapadá vnitřní ozubení spojky do vnějšího ozubení náboje kola. Poněvadž průměr ozubení spojky bývá malý, jsou menší i obvodové rychlosti obou částí, které se musejí vyrovnat. Tím se dosahuje menších rázů a snazšího přeřazení.



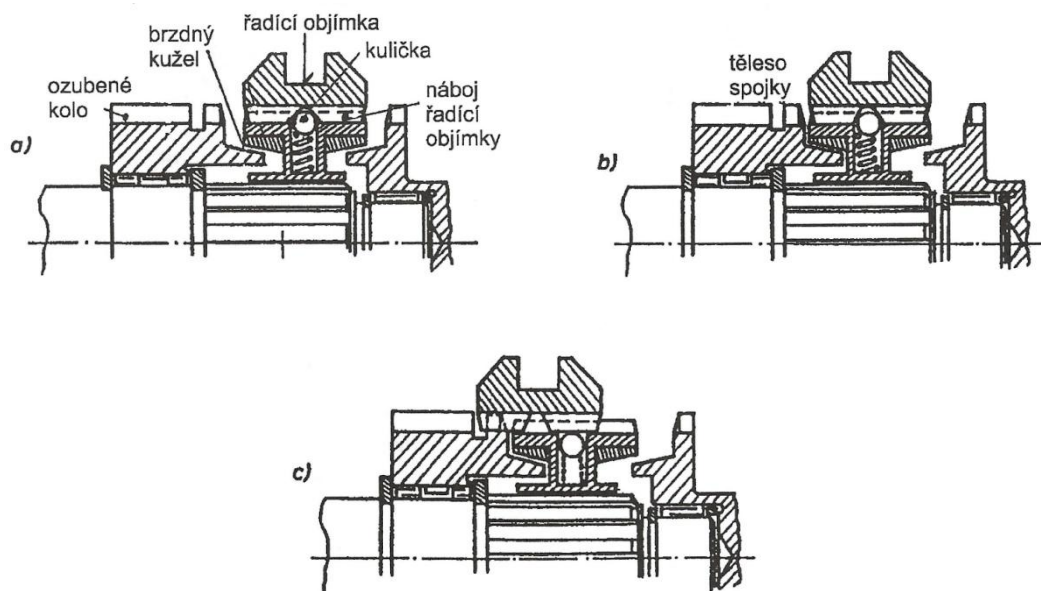
Obrázek 2.3 – Příklad řazení zubovou spojkou

(VLK,F., 2006)

V dnešní době se nejvíce používá řazení synchronizačními spojkami. Synchronizační spojky vyrovnávají otáčky dvou ozubených kol před jejich spojením řadící objímkou. K této synchronizaci se nejčastěji využívá tření mezi kuželovými plochami nebo třecích lamel. Synchronizované převodovky mají zpravidla šikmé ozubení a všechna kola mají stálý záběr (v některých případech kromě zpětného chodu). Vynikají proto tichým chodem bez rázů.

Princip jednoduché synchronizace můžeme vidět na obrázku 2.4. Řadící objímka je vůči náboji uložena posuvně, přičemž volnému pohybu těchto dvou částí zamezují v obvodové drážce rozmístěné kuličky zatížené vinutými pružinami. Ty vyvozují pružnou přitlačnou sílu. Při řazení je řadící objímka posouvána k ozubenému kolu. Vlivem tření mezi brzdným kuzelem a kuzelem na náboji ozubeného kola dojde ke srovnání jejich otáček. Až poté dojde ke spojení řadící objímky s ozubeným kolem. Velikost pružné přitlačné síly ovlivňuje dobu řazení. Čím je síla větší, tím je doba synchronizace kratší. Pro další zjemnění a zrychlení

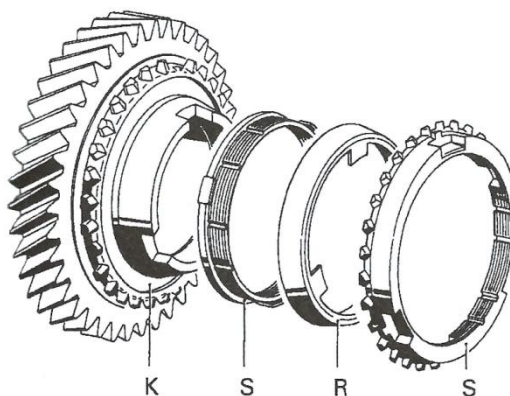
řazení se využívá systém synchronizace s clonícím kroužkem. Clonící (jistící) kroužek zabraňuje úplnému přesunutí řadicí objímky před vyrovnaním otáček. Na obrázku 2.5 je uveden další způsob synchronizace s využitím vícero synchronizačních kroužků v jedné spojce. Lze tedy říci, že se systémy synchronizace převodovek jednotlivých výrobců odlišují. (VLK,F., 2006)



Obrázek 2.4 – Synchronizační spojka s pružně omezenou přitlačnou silou

a) volná poloha, b) synchronizace, c) zařazení převodového stupně

(VLK,F., 2006)

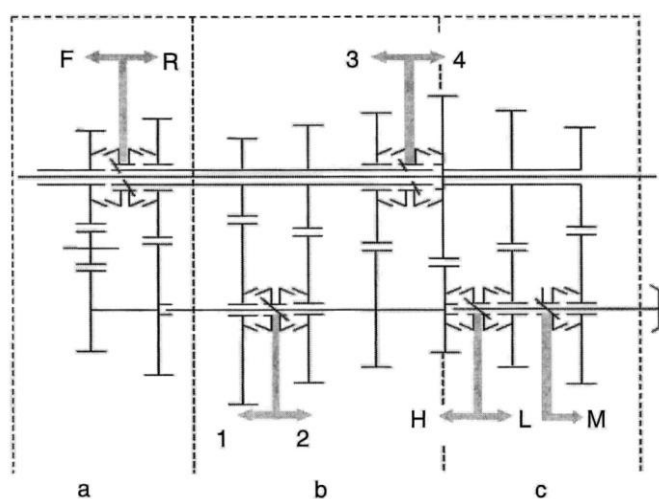


Obrázek 2.5 – Trojkuželová synchronizace

K-spojkové těleso, S-dva synchronizační kroužky, R-vložený kroužek

(VLK,F., 2006)

Příkladem převodovky bez možnosti řazení při zatížení může být převodovka Shuttle Command 12/12, jejíž schéma je uvedeno na obrázku 2.6. Jedná se o plně synchronizovanou převodovou skříň skládající se z hlavní, skupinové a reverzační převodovky. Hlavní převodovka obsahuje 4 převodové stupně, skupinová pak další 3. Celkový počet stupňů vpřed je tedy 12. Synchronizované reverzační soukolí s vloženým kolem je umístěné hned za spojkou pojezdu. Tím je dosažen stejný počet převodových stupňů pro jízdu vpřed i vzad a navíc je možné zpětný chod řadit i za pohybu stroje. (BAUER,F., 2013)



Obrázek 2.6 – Schéma převodovky Shuttle Command 12/12

a-reverzační převodovka, b-hlavní převodovka, c-skupinová převodovka

(BAUER,F., 2013)

2.3.1.1 Převodovky se skupinovým řazením pod zatížením

Typické využití traktorů představují tahové polní práce často prováděné nízkou pojezdovou rychlostí a s měnícím se zatížením. Pokud je změna zatížení větší, než dokáže motor traktoru pokrýt svým převýšením točivého momentu, je nutné podřadit. Při klasickém řazení převodových stupňů pomocí rozpojení pojezdové spojky dochází k přerušení přenosu točivého momentu a tím k nežádoucímu zastavení traktoru. Tento problém lze s úspěchem odstranit pomocí násobiče točivého momentu. Ten pomocí třecích prvků umožňuje změnu převodu bez přerušení toku točivého momentu, tedy tzv. řazení pod zatížením. (PASTOREK,Z., 2001)

Ze vzorce 2.2 vyplývá, že točivý moment motoru je násoben převodovým poměrem násobiče.

$$M_n = M_t \cdot i_n \cdot \eta_m \quad [\text{Nm}] \quad (2.2)$$

M_n ... moment přenášený násobičem [Nm]

M_t ... točivý moment motoru [Nm]

i_n ... převodový poměr násobiče [-]

η_m ... mechanická účinnost [-]

Nejčastěji se násobiče umísťují před hlavní převodovku z důvodu menšího namáhání a tím pádem možnosti menšího dimenzování. Hlavní převodovka většinou bývá stejná jako u převodovek bez řazení pod zatížením. Samotný proces řazení realizují lamelové nebo pásové brzdy a lamelové spojky ovládané buďto elektrohydraulicky nebo mechanicko-hydraulicky (páka u volantu). Spíše výjimečně se lze setkat s elektropneumatickým ovládáním. Násobiče rozdělujeme podle počtu převodových stupňů na dvou, tří a čtyř stupňové a dále pak podle konstrukčního řešení. (PASTOREK, Z., 2001)

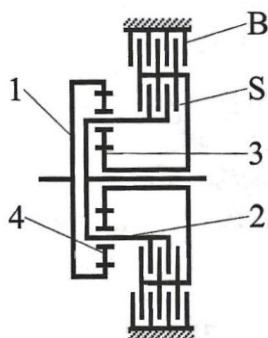


Obrázek 2.7 – Příklad voliče převodových stupňů

(Dostupné z: <http://www.landwirt.com>)

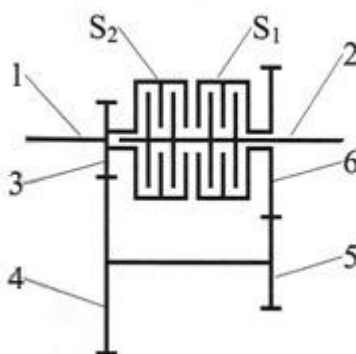
Jedno ze dvou konstrukčních řešení využívá planetového soukolí. Planetové soukolí má oproti čelním soukolím řadu výhod. Přiváděný hnací moment se rozděluje na několik satelitů, takže je v záběru více zubů najednou a modul ozubení může být menší. Zástavbový prostor je dobře využit. Vhodně zvolené planetové převody vynikají dobrou účinností. Nevýhodou někdy bývá složitost a velký počet dílů. (VLK, F., 2006)

Na obrázku 2.8 je znázorněn dvoustupňový planetový násobič točivého momentu. Točivý moment do násobiče vstupuje na korunovém kole (1) a vystupuje na unašeči satelitu (2). Sepnutím lamelové spojky (S) umístěné mezi unašečem a centrálním kolem (3) se zamezí vzájemnému pohybu součástí planetového převodu. Násobič je tím vyřazen z činnosti a převodový poměr je 1. Jestliže zastavíme centrální kolo brzdou (B) a současně rozepneme spojku, satelity (4) se budou odvalovat po stojícím centrálním kole. Otáčky unašeče se sníží a točivý moment potažmo tahová síla se zvýší úměrně převodovému poměru. (PASTOREK,Z., 2001)



Obrázek 2.8 – Schéma dvoustupňového planetového násobiče točivého momentu
(PASTOREK,Z., 2001)

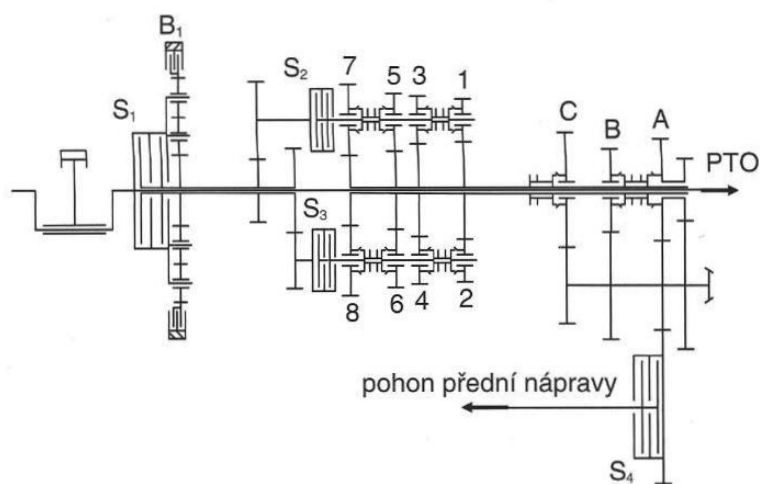
Druhým konstrukčním řešením je předlohový násobič (viz obrázek 2.9). Jedná se vlastně o předlohovou převodovku řazenou dvojicí lamelových spojek. Při sepnuté spojkce (S_2) jsou otáčky hnacího hřídele (1) totožné s otáčkami hnaného hřídele (2) a jde o přímý záběr. Při řazení dochází k postupnému vypínání spojky (S_2) a zapínání spojky (S_1) a výkon je přenášen přes ozubená soukolí (3,4) a (5,6). Převodový poměr je větší než 1.



Obrázek 2.9 – Schéma dvoustupňového předlohového násobiče točivého momentu
(PASTOREK,Z., 2001)

Zajímavou alternativu ke klasickým násobičům nabízí dvouspojková převodovka. Je odvozena z automobilového průmyslu. Typické pro tuto konstrukci je tříhřídelové uspořádání s dvojicí hydraulicky ovládaných mokrých lamelových spojek. Jedna spojka ovládá liché rychlosti umístěné na jedné hřídeli a druhá sudé umístěné na druhé hřídeli. Za jízdy mohou být předvoleny dva převodové stupně, avšak jen jeden je skutečně v záběru. V momentu přeřazení se tak jen během tisícin sekundy rozepte spojka aktuálního převodového stupně a naopak sepne spojka předvoleného. Tak dochází k řazení pod zatížením. Vždy se v záběru musí vystřídat lichý a sudý převodový stupeň. (VLK,F., 2006)

Mezi výrobci traktorů nabízí tuto koncepci převodovky jako jedna z mála firma John Deere. Na obrázku 2.10 je schéma nové převodovky Direct Drive. Hlavní převodovka nabízí 8 stupňů řazení pod zatížením spojkami S_2 (liché stupně) a S_3 (sudé stupně). Jednotlivé stupně jsou předvoleny elektromagneticky pomocí synchronizačních spojek. Spojka S_1 je pojezdová a dále společně s brzdou B_1 slouží k reverzaci celé převodovky. Převodová skříň disponuje celkem 24 rychlostmi vpřed i vzad díky dovybavení třemi rychlostními rozsahy (A, B, C). (KNECHTGES,H.J.,RENIUS,K., 2011)



Obrázek 2.10 – Schéma převodovky John Deere Direct Drive 24/24

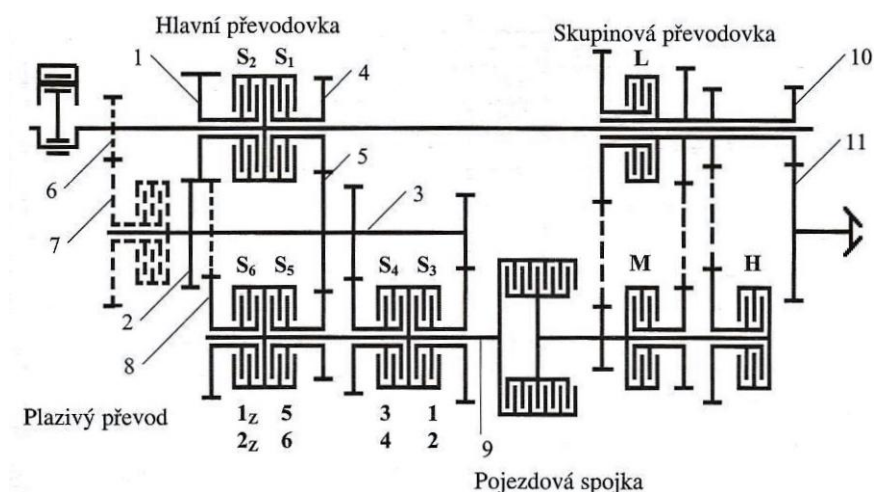
(BAUER,F., 2013)

2.3.1.2 Převodovky řazené plně pod zatížením

Tato skupina převodovek se vyznačuje schopností řazení v hlavní i skupinové převodovce při zatížení. Převodovky se všemi stupni řazenými pod zatížením se používají zejména u traktorů vyšší výkonové třídy, kde by při přenosu vysokého točivého momentu a přeřazení mohlo docházet k zastavení soupravy (ztráty rychlosti) a následnému tepelnému namáhání spojkového kotouče (popř. ke skluzu spojky poklesem součinitele tření). Pro zvýšení počtu stupňů se tyto převodovky doplňují redukční převodovkou. Obvykle se počet převodových stupňů vpřed pohybuje od 16 do 26, vzad od 4 do 8. Řazení bez rázů se provádí hydraulickým zapínáním lamelových spojek a brzd. Elektrohydraulické prvky ovládání umožňují automatizaci řadicích úkonů. (BAUER,F., 2013)

Příkladem převodovky řazené plně pod zatížením může být převodovka Full Powershift 18/4 firmy Case, jejíž schéma je na obrázku 2.11. Hlavní převodovka disponuje šesti rychlostními stupni vpřed a dvěma vzad, skupinová převodovka je třístupňová. Dle požadavku uživatele může být namontován plazivý převod. Všechny stupně jsou řazené hydraulicky ovládanými lamelovými spojkami. Točivý moment je přiváděn k lamelovým spojkám (S_1) a (S_2), které zdvojnásobují počet převodových stupňů. Při sepnutí spojky (S_2) je moment přenášen ozubeným kolem (1) na ozubené kolo (2) pevně spojené s předlohovým hřídelem (3). Na tomto hřídeli jsou jednotlivá ozubená kola převodových stupňů hlavní převodovky. Převodové stupně 2, 4 a 6 se řadí zapnutím lamelových spojek (S_3), (S_4) a (S_5). K zařazení převodových stupňů 1, 3 a 5 se použijí tytéž spojky (S_3), (S_4) a (S_5), s tím rozdílem, že točivý moment je přenášen přes soukolí ozubených kol (4) a (5) po zapnutí spojky (S_1). Na přání montovaným plazivým převodem dosáhneme nejnižších pojezdových rychlostí sepnutím jeho lamelové spojky a tím přivedením momentu na hřídel (3) přes ozubená kola (6) a (7). Lamelovou spojkou (S_6) se současným zapnutím spojky (S_1) nebo (S_2) se řadí rychlostní stupně vzad, výkon jde ozubenými koly (4), (5), (2) a dále přes ozubená kola (1) a (8). Spojka (S_6) změní smysl otáčení předlohového hřídele (9). Tímto způsobem se získají dva převodové stupně vzad z hlavní převodovky. Za hřídelem (9) je zařazena pojezdová spojka a skupinová převodovka L a M, která výsledný počet rychlostních stupňů zdvojnásobí. Pro dosažení nejvyšších pojezdových rychlostí vpřed je určena skupina H. Na výstupu

z převodovky je ještě vloženo redukční soukolí stálého převodu (10) a (11). (PASTOREK,Z., 2001)



Obrázek 2.11 - Schéma převodovky Powershift 18/4 firmy Case
(PASTOREK,Z., 2001)

2.3.2 Převodovky s plynule měnitelným převodem

Plynulá změna převodového poměru přináší mnoho výhod, neboť umožňuje snadnou regulaci jezdové rychlosti a tím i tahového výkonu. V kombinaci s elektronickým řízením a širokým spektrem možností nastavení se tato výhoda ještě zvyšuje. Obsluha, která umí plně využít možností nastavení, dokáže i při měnícím se zatížení udržovat motor v ekonomickém režimu jeho práce, což se projeví na úspoře pohonných hmot. V konečném důsledku se tím vyšší náklady vynaložené na koupi traktoru s hydrostatickým pohonem vrátí. Z tohoto důvodu se traktory s plynulou změnou převodového poměru stávají konkurenceschopnými.

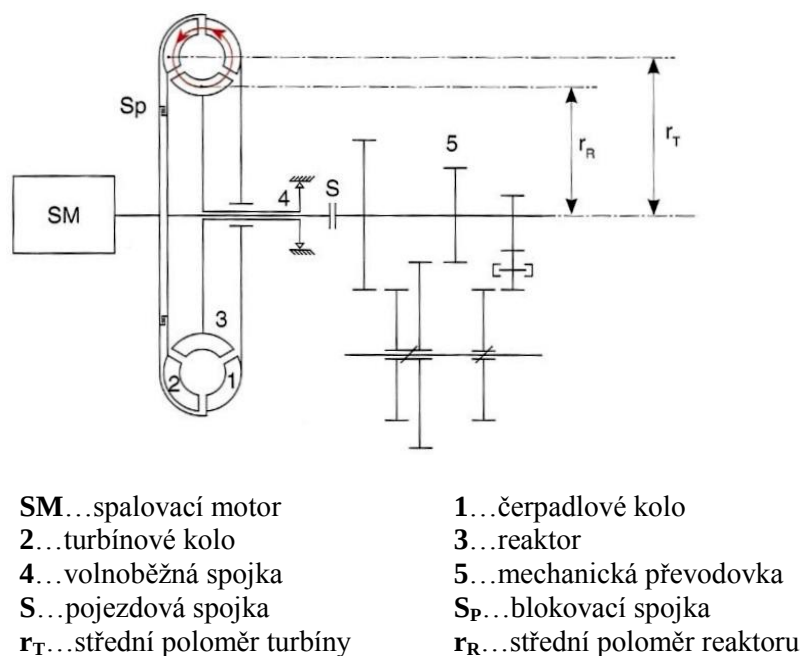
Počátky převodovek umožňující plynulou změnu převodového poměru respektive jezdové rychlosti sahají až do 50. let 20. století a měly podobu elektrického pohonu. Dnes je vyzkoušeno mnoho dalších možností řešení plynulé změny převodového poměru např. řemenovým variátorem, hydrostatickým převodníkem nebo diferenciální hydrostatickou převodovkou.

Posledně jmenovanou možnost využívají všichni významní výrobci traktorových převodovek pro traktory vyšších výkonových tříd. Již v roce 2008 byla

polovina traktorů vyrobených firmou CNH vybavena tímto typem převodovky (ŠMERDA,T., BAUER,F., 2005).

2.3.2.1 Převodovky hydrodynamické

Základní charakteristickou částí hydrodynamické převodovky je hydrodynamická spojka nebo hydrodynamický měnič. Hydrodynamická spojka je vlastně odstředivé čerpadlo skládající se z mechanicky odděleného čerpadlového a turbínového kola s lopatkami. Prostor mezi nimi je vyplněn kapalinou. Otáčením čerpadlového kola se unášená kapalina tlačí odstředivou silou na obvod kola a přechází do kola turbínového, jemuž předává svou energii. Hydrodynamický měnič se od hydrodynamické spojky liší tím, že je mezi kola vložen další člen - reaktor. Reaktor je spojen se skříní měniče buď pevně, nebo pomocí volnoběžné spojky a představuje reakční člen, který umožňuje změnu velikosti přenášeného točivého momentu i převodu. Hydrodynamický měnič je vložen mezi motor a mechanickou část převodovky - obr. 2.12.

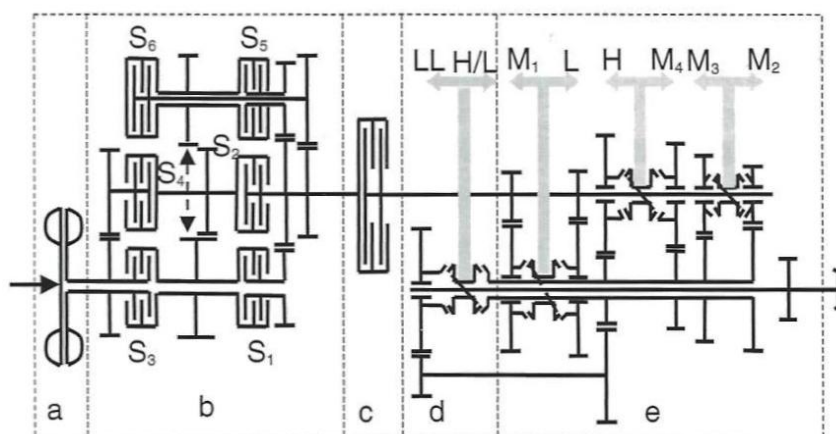


Obrázek 2.12 - Schéma převodovky s hydrodynamickým měničem

(BAUER,F., 2013)

Největšího rozvoje dosáhly hydrodynamické převodovky v 80. a 90. letech dvacátého století. Znamenaly určitý stupeň automatizace a k jejich dalšímu rozvoji došlo vlivem vývoje mechanických převodů s rostoucím počtem stupňů řazených při zatížení. Dnes se hydrodynamická převodovka u traktorů používá velmi málo. Je to způsobeno především nízkou účinností a trvalým skluzem.

Mezi hydrodynamické převodovky patří převodovka Turbomatik 44/44 od firmy Fendt, jejíž schéma je uvedeno na obr. 2.13.



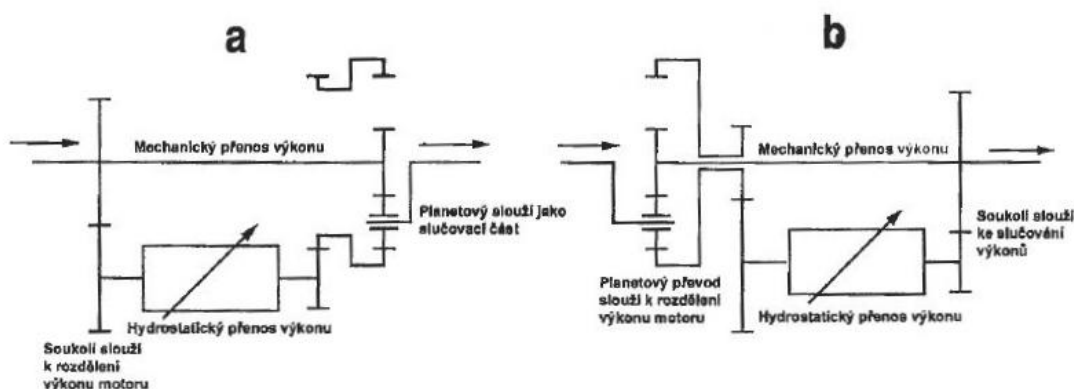
Obrázek 2.13 - Schéma převodovky Turbomatik 44/44 Fendt
(BAUER,F., 2013)

Jedná se o kombinaci hydrodynamické spojky s mechanickou převodovkou se 44 převodovými stupni vpřed a se stejným počtem vzad. Skládá se z hydrodynamické spojky (a), čtyřstupňového násobiče točivého momentu s reverzačním převodem - vše řazeno pod zatížením lamelovými spojkami $S_1 - S_6$ (b), pojezdové spojky (c), skupinové a hlavní šestistupňové převodovky (d) a (e). Na rozdíl od nejčastějšího řešení, kdy bývá pojezdová spojka součástí hydrodynamické spojky, je u této převodovky umístěna za násobič točivého momentu (BAUER,F., 2013).

2.3.2.2 Hydrostatické diferenciální převodovky

Hydrostatické diferenciální převodovky využívají vhodně kombinaci mechanického a hydraulického přenosu točivého momentu, a to zejména z důvodu zvýšení celkové účinnosti. Dochází v ní tedy k výkonovému dělení, část výkonu

je vedena hydrostatickou větví, část potom větví mechanickou. Ke sloučení obou výkonů je použito planetové soukolí. Konstrukčně se v praxi rozšířily dvě základní koncepce uspořádání planetového převodu, viz obr. 2.14. V případě varianty (a) dochází ke slučování obou výkonů na planetovém převodu (tuto variantu používá většina současných výrobců bezstupňových převodovek), zatímco u varianty (b) to je na sumarizačním hřídeli (používá firma Fendt u převodovky Vario). (ŠMERDA,T., ČUPERA,J., SEDLÁK,P., BAUER,F., 2010).

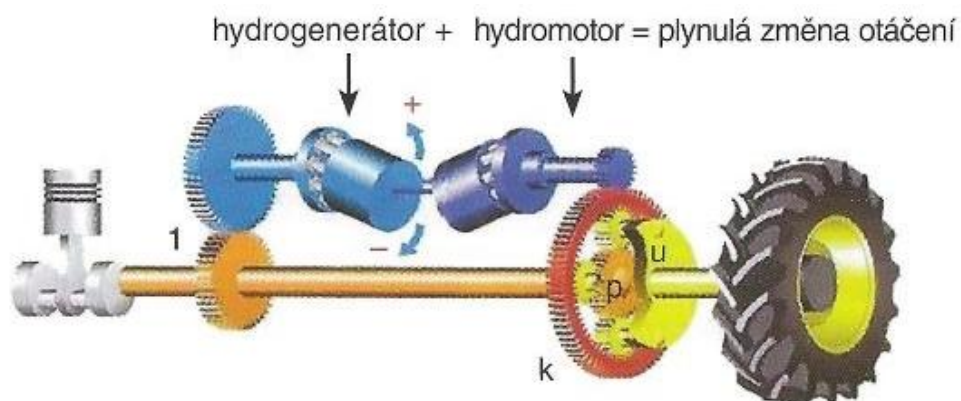


Obrázek 2.14 - Základní koncepce používaných bezstupňových převodovek s hydrostatickou částí

(ŠMERDA,T., ČUPERA,J., SEDLÁK,P., BAUER,F., 2010)

Hydraulickou část představuje hydrostatický převodník tvořený axiálním pístovým hydrogenerátorem, hydromotorem a řídicími regulačními prvky. Řízenou změnou geometrického objemu hydrogenerátoru (případně i hydromotoru) naklápěním regulační desky nebo celého bloku s písty, dochází ke změně hydraulického převodového poměru - regulaci otáček. Výhodou hydrostatického převodníku je tedy plynulá změna převodového poměru, snadný přenos velkých sil a točivých momentů, snadná reverzace, malá poměrná hmotnost a malý rozměr hydraulických prvků. Nevýhodou je naopak nižší účinnost proti mechanickému převodu a závislost na vlastnostech provozní kapaliny. Mechanickou část tvoří slučovací planetové soukolí.

Základní provozní stavy hydrostatické diferenciální převodovky lze popsat pomocí zjednodušeného schématu uvedeného na obrázku 2.15. a grafického znázornění kinematiky planetového převodu, viz obrázek 2.16.



Obrázek 2.15 – Zjednodušené schéma hydrostatické diferenciální převodovky
(BAUER,F., 2013)

Neutrál

Točivý moment od motoru je přiváděn soukolím (1) k hydrogenerátoru. Jeho regulační blok je skloněn pod úhlem $-\alpha < 0$. V hydrogenerátoru dochází k transformaci na tlakovou energii kapaliny a ta je hydromotorem s konstantním geometrickým objemem transformována zpět na výstupní točivý moment a otáčky. Na slučovacím planetovém převodu je korunové kolo (k) poháněno hydromotorem a zároveň je planetové kolo (p) poháněno motorem. Za předpokladu, že obvodová rychlost planetového kola (p) bude shodná a opačného směru s obvodovou rychlostí vnitřního ozubení korunového kola (k), dojde k zastavení unášече satelitů (u).

Jízda vpřed

Jestliže dojde ke snížení sklonu regulačního bloku hydrogenerátoru ve směru $\alpha \rightarrow 0$ - klesne jeho geometrický objem, dojde k poklesu otáček hydromotoru a snížení obvodové rychlosti korunového kola (k). Z důvodu rozdílné obvodové rychlosti korunového (k) a planetového kola (p) se začne postupně otáčet unášеч satelitů (u) a traktor se rozjede. Když dosáhne regulační blok nulového sklonu $\alpha = 0$, hydromotor a korunové kolo (k) se zastaví a výkon motoru je přenášen jen mechanickou částí převodovky. Dalším pohybem regulačního bloku ve směru $+\alpha > 0$ dojde ke změně smyslu otáčení hydromotoru a korunového kola (k). Při nejvyšším vyklonění $+\alpha_{\max} > 0$ dosáhne obvodová rychlost korunového kola (k) maxima a traktor pojede maximální pojezdovou rychlostí.

Jízda vzad

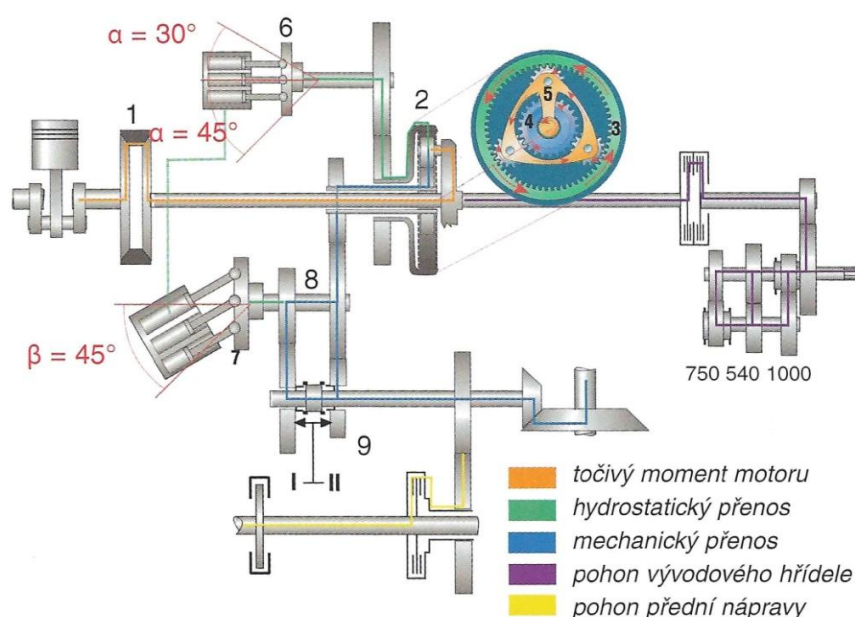
Vychází se z nastavení regulačního bloku hydrogenerátoru při neutrálu. Stroj se rozjede dozadu tehdy, jestliže se zvýší obvodová rychlost korunového kola (k) ve směru modré šipky. Unašeč (u) se začne otáčet stejným směrem jako korunové kolo (k). Toho je dosaženo zvýšením sklonu regulačního bloku hydrogenerátoru ($-\alpha < 0$). Při nejvyšším sklonu ($-\alpha_{\max} < 0$) pojede traktor maximální pojezdovou rychlostí vzad, neboť obvodová rychlost korunového kola (k) dosáhla svého maxima. (BAUER,F., 2013)



Obrázek 2.16 - Kinematika planetového převodu CVT převodovky

(BAUER,F.,2013)

Mezi nejznámější představitele hydrostatických diferenciálních převodovek patří bezesporu převodovka Vario od firmy Fendt (obr. 2.17), která byla zařazena jako první do sériové výroby už v roce 1995. Její hydrostatická větev je široce regulovatelná, axiální pístový hydrogenerátor (6) je regulovatelný v rozsahu -30° až $+45^\circ$, hydromotor (7) v rozsahu 0° až $+45^\circ$. Mechanickou větev tvoří dvoustupňová převodovka (I - rozsah 0-30 km/h, II - rozsah 0-50 km/h) a sumarizační planetový mechanismus (2) umístěný na vstupu do jednotlivých větví. Změna směru jízdy je také plynulá dosažená vykloněním hydrogenerátoru (6) v záporném rozsahu úhlů (0° až -30°).



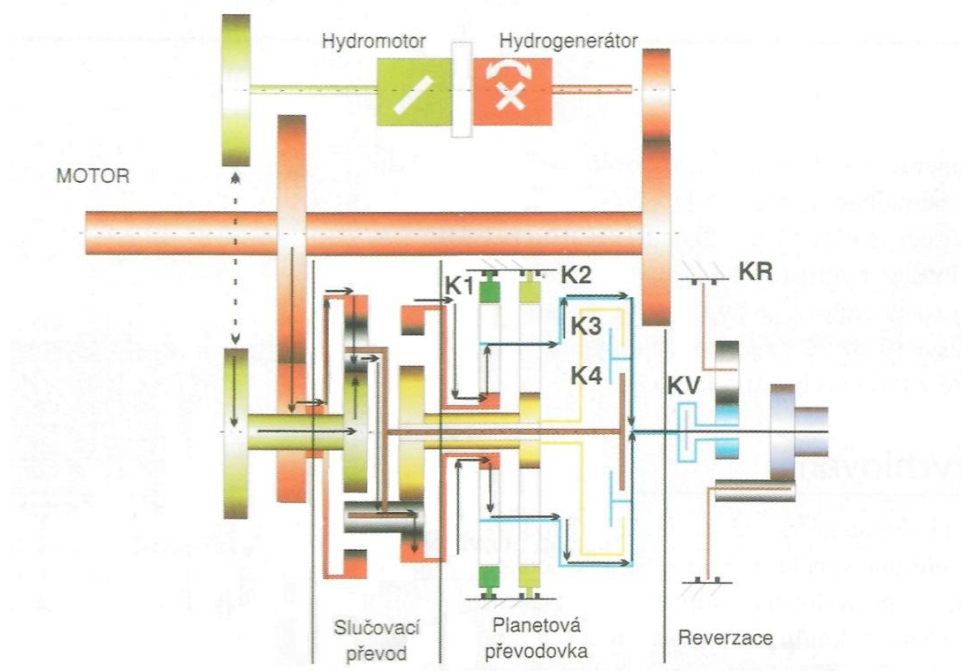
Obrázek 2.17 - Schéma převodovky Vario

(LUKEŠ, M., 2007)

Po prodejním úspěchu traktorů Fendt s Vario převodovkou (i přesto, že jejich prodejní cena byla podstatně vyšší) následovali ostatní výrobci trend zařazování plynulých převodovek do svých nabídek. Vznikla celá řada konstrukčních řešení, z nichž nejdůležitější jsou níže uvedeny.

Jako druhá byla na trh uvedena převodovka S-Matic firmy Steyr (použita v traktorech koncernu CNH - Case IH, New Holland a Steyr). Má jednodušší hydrostatickou větev, ve které je použit regulační hydrogenerátor s rozsahem -30° až $+30^\circ$ a neregulovatelný konstantní hydromotor. Podstatně složitější je však

mechanická větev, kde za slučovacím členem je dvouplanetová převodovka umožňující automatické řazení čtyř převodových rozsahů. V ní dochází k řazení pomocí zubových spojek, a to po vyrovnání otáček obou kotoučů spojky bez prokluzu, tedy beze ztrát. Reverzační převod je planetové konstrukce řazený pod zatížením.



K1, K2...zubové spojky

KV... lamelová spojka pro jízdu vpřed

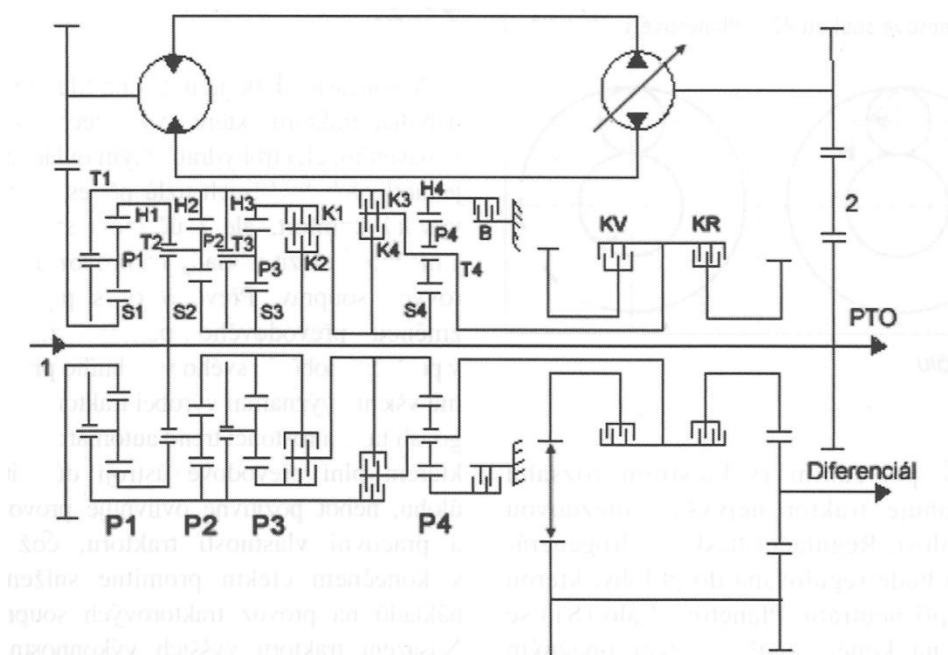
K3, K4...lamelové spojky

KR.. lamelová spojka pro jízdu vzad

Obrázek 2.18 - Schéma převodovky S-Matic

(LUKEŠ,M., 2007)

Obdobného technického řešení bylo užito firmou ZF v převodovce ZF-Eccom montované v traktorech Deutz-Fahr TTV, Lamborghini, Claas a John Deere řady 6020. Hydrostatická větev je shodná s převodovkou S-Matic, mechanická má za sumarizačním členem mechanickou převodovku se dvěma planetovými soukolími pro řazení čtyř převodových rozsahů, jen všechny spojky jsou klasické lamelové konstrukce. Lamelové spojky jsou použity i pro reverzaci při zatížení.

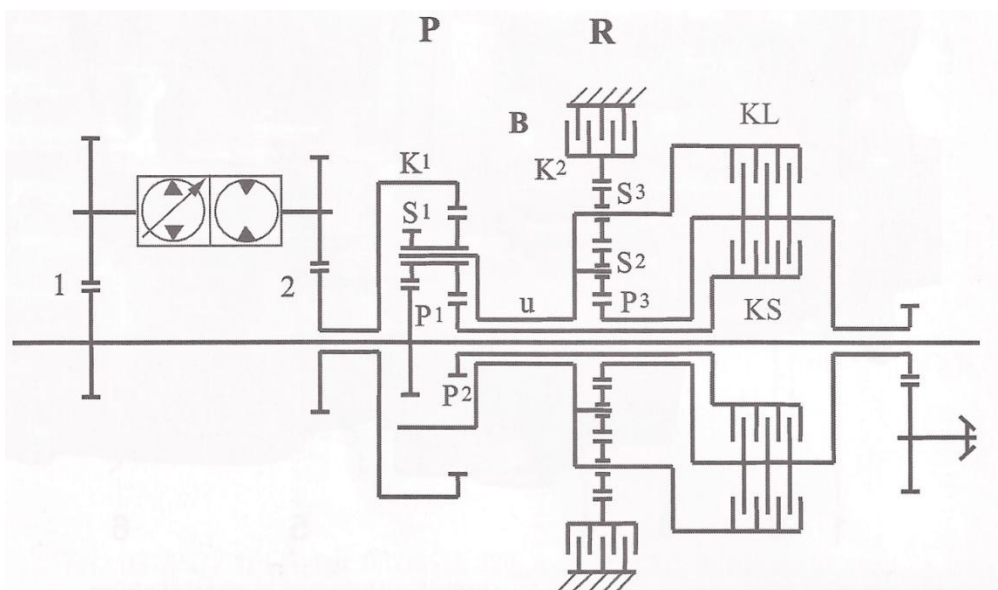


- | | |
|--|---|
| S1, S2, S3, S4 ...planetová kola | P1, P2, P3, P4 ...satelity |
| H1, H2, H3, H4 ...korunová kola | K1, K2, K3, K4 ...lamelové spojky |
| T1, T2, T3, T4 ...unášeče satelitů | B ...lamelová brzda |
| KV ...lamelová spojka pro jízdu vpřed | KR ...lamelová spojka pro jízdu vzad |

Obrázek 2.19 - Schéma převodovky ZF Eccom

(ŠMERDA,T., BAUER,F., 2005)

Svou vlastní plynulou převodovku AutoPowr také vyvinula firma John Deere pro výkonovou řadu 7000 a 8000. Skládá se opět z jednodušší hydrostatické větve - regulovaný hydrogenerátor $0^\circ - 45^\circ$, neregulovatelný hydromotor. Mechanická větev je jednodušší než u převodovek ZF a Steyr, sumarizační člen tvořený dvěma planetovými soukolími s dvěma lamelovými spojkami umožňuje řazení dvou převodových rozsahů. Reverzační převod je docílen reverzační planetou při zabrzdění korunového kola pod zatížením. (LUKEŠ, M., 2007)



P...slučovací planetový převod,
P1, P2, P3...planetová kola,
K1, K2...korunová kola,
S1, S2, S3...satelity,

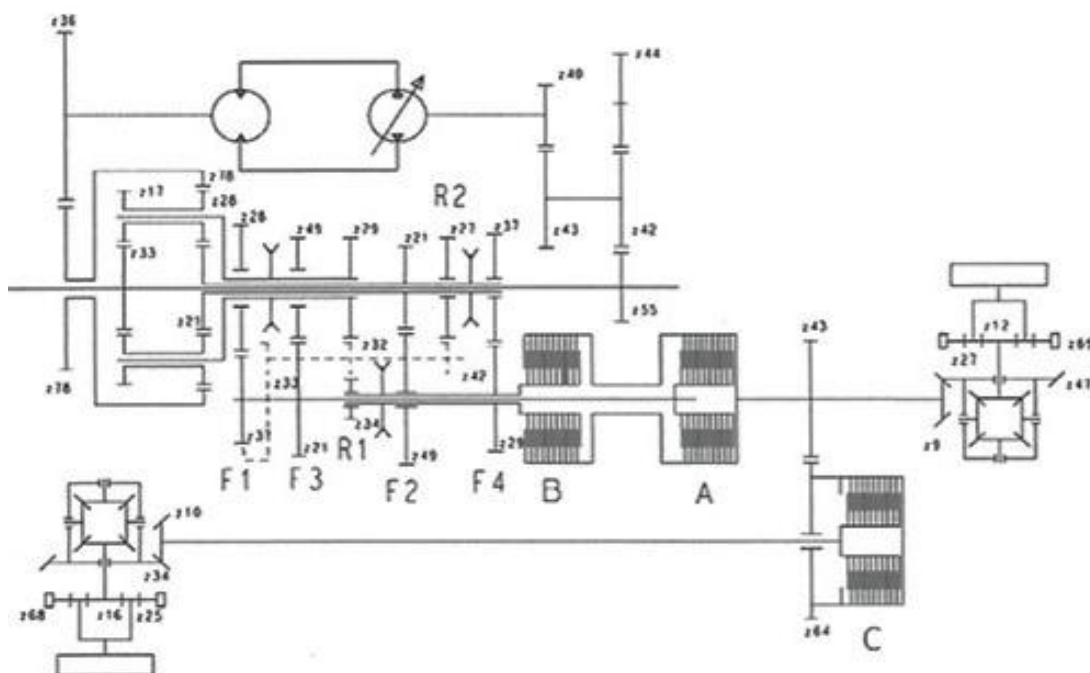
u...unášec
B...lamelová brzda
R...reverzační planetový převod
KL, KS...lamelové spojky

Obrázek 2.20 - Schéma převodovky AutoPowr

(ŠMERDA, T., BAUER, F., 2005)

S dalším zajímavým řešením přišel vývoj koncernu CNH převodovkou CVX slučující funkci hydrostatické diferenciální převodovky a dvouspojkové převodovky používané v automobilovém průmyslu. Mechanickou část tvoří slučovací planetový převod (umístěný na vstupu) a stupňovitá tříhřídelová převodovka s trojicí synchronizačních spojek pro řazení čtyř rozsahů pro jízdu vpřed a dvou rozsahů pro jízdu vzad. Řazení probíhá prostřednictvím elektrohydraulicky ovládaných radicích vidliček. Do mechanické části patří také dvě lamelové spojky, jejichž alternativním spínáním lze předvolit další převodový rozsah (vlastně bez zatížení). Ten je následně sepnutím příslušné spojky použit na přenos točivého momentu a na hřídeli spojeném s druhou spojkou je předvolen další převodový rozsah.

Regulační pístový hydrogenerátor a neregulovaný hydromotor jsou uloženy z důvodu omezení tlakových ztrát (nejkratším spojovacím potrubím) ve společné skříni (tzv. Back to Back). Hydrogenerátor s devíti pístky schopnými vytlačit až 110 cm^3 za otáčku, lze regulovat sklonem regulační desky v rozsahu -10° až $+10^\circ$. Konstrukce převodovky dovozuje rychlost až 70 km/h , která je elektronicky omezena sklonem regulační desky na 50 nebo 40 km/h při otáčkách 1550 nebo 1450 za minutu. (ŠMERDA,T., ČUPERA,J., 2010).



- F1, F2, F3, F4**...mechanicky řazené převodové rozsahy vpřed
R1, R2...mechanicky řazené převodové rozsahy vzad
A, B...lamelové spojky
C...lamelová spojka pro sepnutí pohonu přední nápravy

Obrázek 2.21 - Schéma převodovky CVX

(BAUER,F., 2013)

3. Cíl práce

Cílem práce je sledovat a vyhodnotit provoz dvou traktorů John Deere 7810 se shodným výkonem motoru, ale rozdílnými variantami převodovek - převodovkou s řazením plně pod zatížením Powershift 19/7 a převodovkou se skupinovým řazením AutoQuad 20/20 - z pohledu skutečně užívaných převodových stupňů při různých druzích polních prací - podmítka, orba a setí.

Dalším úkolem je zvolit vhodný systém registrace zařazených převodových stupňů s rozlišením na přejezdy a na vlastní práci - v členění na čas hlavní a čas vedlejší (otáčení na úvrati, pojíždění po poli apod.). Práce si dále klade za cíl na základě naměřených hodnot časového využití jednotlivých převodových stupňů stanovit jejich procentuální využití, provést jednoduchý statistický rozbor a navrhnout optimální počet převodových stupňů a jejich převodových poměrů.

4. Metodika práce

4.1 Výběr traktorů

Hlavním kritériem pro výběr konkrétních traktorů byly použité převodovky - u prvního převodovka s řazením všech rychlostních stupňů plně pod zatížením, u druhého převodovka s řazením skupinovým pod zátěží. Dalším požadavkem byl dostatečný celkový počet převodových stupňů.

Současně byl pro výběr zadáním stanoven požadavek shodnosti výkonu motoru. Tuto podmínku lze nejlépe splnit omezením výběru v rámci jednotlivých výkonových řad jednotlivých výrobců - nejlépe stejným typem od stejného výrobce.

Z důvodu možnosti porovnání naměřených hodnot u obou traktorů jsem si zároveň stanovil požadavek vlastního měření při srovnatelných podmínkách nasazení. Tento požadavek znamenal zajistit při sledování provozu u jednotlivých polních prací agregaci se stejnými závěsnými stroji a zároveň možnost nasazení na shodných nebo typově podobných pozemcích. Vzhledem k tomu, že obsluha traktoru velmi výrazně ovlivňuje způsob provozu traktoru, k výše uvedeným předpokladům ještě přibyl požadavek stejné obsluhy při měření na obou traktorech.

Dalším velmi podstatným omezujícím faktorem výběru traktorů byla dostupnost a ochota umožnění měření vlastníkem traktorů. Z těchto důvodů byly zvoleny dva traktory John Deere 7810 s převodovkami Powershift 19/7 a AutoQuad 20/20 provozované zemědělským družstvem ZOD MÁJ se sídlem v Kestřanech.

4.2 Použitá závěsná zařízení

Měření probíhalo při třech polních operacích - podmítka, orba a setí. Pro účely měření byly oba traktory agregovány se shodnými závěsnými stroji. Podmítka byla prováděna diskovými bránami SMS DB450S o pracovním záběru 4,5 m. Při orbě byl použit pětiradličný oboustranný nesený pluh KUHN Multi-Master 150 nsh s pracovním záběrem 2 m. V případě setí byl využit secí stroj RabeWerk Turbodrill T400A s pracovním záběrem 4 m kombinovaný s rotačními bránami.

4.3 Struktura časů pracovního nasazení z hlediska zařazení jednotlivých převodových stupňů

Celkový čas pracovního nasazení traktoru se skládá z jednotlivých dílčích časů. Pro vyhodnocení provozu z hlediska zařazení jednotlivých převodových stupňů je potřebné sledovat časy, které plynou pouze v době zařazení převodového stupně (pojezdu traktoru). Z tohoto důvodu byly v době pracovního nasazení sledovány dle ČSN 470120 tyto časy:

Čas hlavní T_1 ...čas, v jehož průběhu je stroj nasazen podle svého určení (obdělávání půdy, sklizeň apod.).

Čas vedlejší T_2 ...čas opakujících se operací, který zajišťuje činnost stroje podle jeho určení. Přitom je čas hlavní přerušen (např. čas otáčení na úvrati, čas přejezdů na pracovišti atd.).

Čas nepracovních přejezdů T_6 ...čas nepracovních přejezdů - čas přejezdů z odstavného místa na pracoviště a zpět, čas přejezdů z jednoho pracoviště na druhé.

Každá operace byla měřena po dobu jedné pracovní směny. Měření začínalo výjezdem z brány areálu ZOD MÁJ Kestřany a končilo vjezdem do areálu.

4.4 Systém registrace zařazených převodových stupňů

Při výběru traktorů pro měření byl samozřejmě v první řadě zvažován způsob získání měřených údajů přímo pomocí palubního počítače. Proto jsem nejdříve kontaktoval dovozce jednotlivých značek traktorů do České republiky. Vzhledem k jejich vyjádření, že nelze požadované údaje o zařazeném převodovém stupni a době, po kterou byl zařazen, získat pomocí připojení dostupných servisních zařízení, bylo nutno přistoupit k zaznamenání měřených údajů jiným způsobem.

Jako nejvhodnější se ukázal obrazový záznam digitální přístrojové desky, na které se zobrazuje číslo aktuálně zařazeného převodového stupně. Pomocí vhodné umístěné webové kamery napojené na počítač byl získán obrazový záznam průběžně ukládaný na pevný disk přenosného počítače. Ještě však bylo nutné doplnit do záznamu údaj rozdělení provozu na přejezdy a na vlastní práci.

Vlastní práci bylo dále nutno členit na čas hlavní a čas vedlejší (otáčení na úvrati, pojíždění po poli apod.). K zaznamenání těchto časových úseků do záznamu byla do zorného pole kamery umístěna červená LED dioda, jejíž rozsvícení a zhasnutí bylo závislé na poloze zadního hydraulického zvedacího zařízení - tříbodového závěsu. Jestliže byl závěsný stroj (podmítač, pluh nebo secí kombinace) v pracovní poloze - tzn. dole - byl mikropsínač umístěný na tříbodovém závěsu sepnut, obvodem protékal proud a LED dioda svítila. Pokud však obsluha traktoru na úvrati závěsný stroj pomocí tříbodového závěsu zvedla, spínač se rozepnul a LED dioda zhasla.

K zaznamenání přejezdů byla použita vedle červené LED diody LED dioda zelená, jejímž rozsvícením byl indikován stav průběhu přejezdu. Rozsvícení popř. zhasnutí bylo ovládáno mechanickým spínačem, který jsem ručně zapínal dle momentální situace. Na záznamu se rovněž zobrazoval systémový čas přenosného počítače.

Tímto způsobem jsem získal záznam, který bylo možné zpracovat a následně zaznamenat do tabulky číslo zařazeného převodového stupně a časový údaj o délce zařazení s příznakem rozdělení na přejezdy, hlavní čas vlastní práce a vedlejší čas vlastní práce na pozemku. Takto bylo možné postupovat jen za předpokladu možnosti zastavení, zpětného přetočení a znovuspuštění přehrávání záznamu. Jiným způsobem, např. ručním zaznamenáváním hodnot při vlastním provozu by získání potřebných údajů nebylo možné vzhledem k rychlosti změn zapisovaných údajů. Zpracování obrazového záznamu bylo přesto časově velmi náročné.

4.5 Výpočet celkového převodového poměru

Pro optimalizaci převodovky je třeba zjistit přibližné celkové převodové poměry stávajících převodových stupňů. Ty zjistíme dosazením do vzorce 4.1. Musíme znát otáčky motoru, poloměr kola poháněné nápravy a pojezdovou rychlost.

$$i_c = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_M \cdot r_k}{v_p} \quad [-] \quad (4.1)$$

i_c ... celkový převodový poměr [-]

n_M ... otáčky motoru [ot.s⁻¹]

r_K ... poloměr kola [m]

v_p ... pojezdová rychlost [m.s⁻¹]

4.6 Procentuální využití převodových stupňů

K vyhodnocení využití převodových stupňů jsem zvolil procentuální vyjádření, které vychází z následujících vztahů:

$$T_C = T_1 + T_2 + T_6 \quad [s] \quad (4.2)$$

T_C ... celkový čas zařazení převodového stupně [s]

T_1 ... hlavní čas [s]

T_2 ... vedlejší čas [s]

T_6 ... čas nepracovních přejezdů [s]

$$T_M = \sum_X T_{CX} \quad [s] \quad (4.3)$$

T_M ... celkový čas měření [s]

T_{CX} ... celkový čas zařazení x-tého převodového stupně [s]

$$PV_1 = \frac{T_1}{T_M} \cdot 100 \quad [\%] \quad (4.4)$$

PV_1 ... procentuální využití převodového stupně v hlavním čase [%]

T_1 ... hlavní čas [s]

T_M ... celkový čas měření [s]

$$PV_2 = \frac{T_2}{T_M} \cdot 100 \quad [\%] \quad (4.5)$$

PV_2 ...procentuální využití převodového stupně ve vedlejším čase [%]

T_2 ...vedlejší čas [s]

T_M ...celkový čas měření [s]

$$PV_6 = \frac{T_6}{T_M} \cdot 100 \quad [\%] \quad (4.6)$$

PV_6 ...procentuální využití převodového stupně v čase nepracovních přejezdů [%]

T_6 ...čas nepracovních přejezdů [s]

T_M ...celkový čas měření [s]

$$PV_{ps} = \frac{T_C}{T_M} \cdot 100 \quad [\%] \quad (4.7)$$

PV_{ps} ...celkové procentuální využití převodového stupně [%]

T_C ...celkový čas zařazení převodového stupně [s]

T_M ...celkový čas měření [s]

5. Vlastní práce

5.1 Měření na traktoru JD 7810 Powershift 19/7

5.1.1 Technické údaje

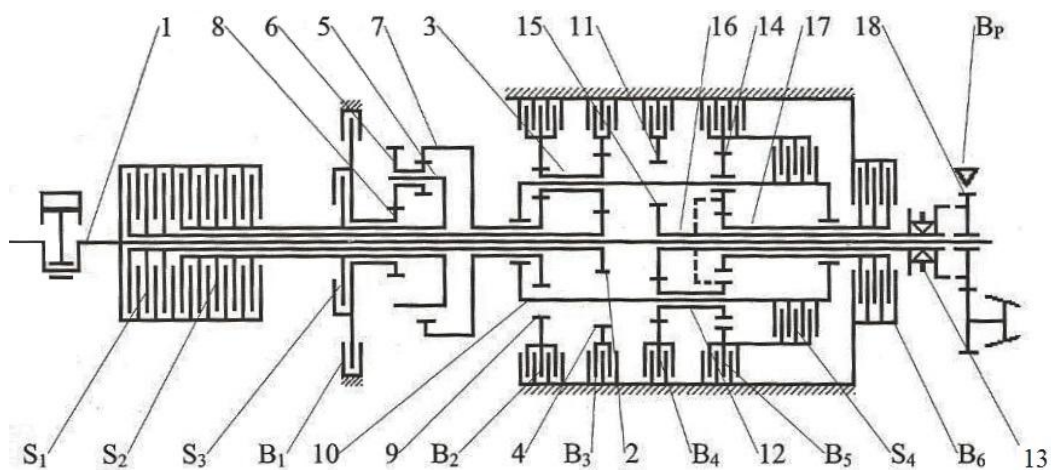
Tabulka 5.1 - Technické údaje traktoru JD 7810 Powershift 19/7

Rok výroby:	2001
Výkon:	
při otáčkách 2100 min ⁻¹ (ECE-R24)	129 kW
maximální výkon při otáčkách 1900 min ⁻¹	138 kW
Motor:	
Typ	vznětový
Počet a uspořádání válců	6, řadový
Sání	přepřňovaný turbodmychadlem
Zdvihový objem	8,1 l
Vrtání	116 mm
Zdvih	128,5 mm
Kompresní poměr	16,5 : 1
Volnoběžné otáčky	800 - 900 min ⁻¹
Hydraulická soustava:	
Typ	uzavřená, s regulací tlaku a průtoku
Hydrogenerátor	axiální, s proměnným geo. objemem
Maximální tlak	20 MPa
Průtočné množství přes rozváděče vnějšího okruhu	96 l.min ⁻¹
Zvedaná hmotnost závěsu podle OECD	4485 kg
Převodovka Powershift:	
Typ	planetové převody, hydraulicky ovládané, kotoučová spojka a brzdy v olejové lázni
Počet převodových stupňů	19 vpřed, 7 vzad
Vývodový hřídel:	
Typ	plně nezávislý, řaditelné dva stupně
Otáčky 540E min ⁻¹	motor 1730 min ⁻¹
Otáčky 1000 min ⁻¹	motor 1973 min ⁻¹
Hmotnosti:	
Průměrná pohotovostní hmotnost	7 590 kg
Max. přípustné zatížení přední nápravy	4 800 kg
Max. přípustné zatížení zadní nápravy	10 000 kg
Max. přípustné zatížení traktoru	11 500 kg

5.1.2 Převodové ústrojí

Převodovka John Deere Powershift 19/7, jejíž schéma vidíme na obrázku 5.1, má všechny rychlostní stupně řazené pod zatížením. Na vstupu jsou umístěny dvě lamelové spojky (S_1), (S_2) plnící zároveň funkci pojezdové spojky. Na jejich hnací část přichází pohon od motoru. Řadícími prvky jsou dvě lamelové spojky S_3 , S_4 a šest lamelových brzd B_1 až B_6 . Zapnutím spojky (S_1) jde točivý moment na předlohovém hřídelu pevně spojený s centrálním kolem (2). Okolo centrálního kola (2) se otáčí složený satelit (3), jehož ozubené kolo je ve styku s korunovým kolem (4) brzděným lamelovou brzdou (B_1). Přes spojku (S_2) je unášen unašeč (5) vstupního planetového převodu zajišťující přímý pohon při zapnuté spojce (S_3), (unašeč (5), složený satelit (6) a korunové kolo (7) se otáčejí jako jeden celek - přímý záběr), nebo brzdou (B_1) se zastaví centrální kolo (8) a odvalováním složeného satelitu (6) se zvýší otáčky korunového kola (7) - převod do rychla. Při současném sepnutí spojek (S_1) a (S_2) je vstupní planetový převod zařazen jako přímý záběr (nesmí být však v činnosti brzdy (B_2) a (B_3)). Výstupní planetové převody jsou tvořeny částí hlavní pro řazení jednotlivých rychlostních stupňů (řadící prvky (B_2) a (B_3)) a přídatnou částí zajišťující řazení rozsahů pojezdových rychlostí a směr jízdy (řadící prvky (B_4), (B_5), (B_6) a (S_4)). Pohon hlavní části výstupní planetové převodovky zajišťují centrální kola (7) a (2), výstup pak unašeč (10). Zastavením korunového kola (9) brzdou (B_2) dojde k odvalování složeného satelitu (3) po korunovém kole (9) a otáčky unašeče (10) jsou redukovány. Je-li však zabrzděno korunové kolo (4) brzdou (B_3), jsou otáčky unašeče (10) odvalováním složeného satelitu (3) násobeny. Unašeč (10) je zdrojem pohonu výstupního planetového převodu, který se skládá z korunového kola (11), složeného satelitu (12) a centrálního kola (15) spojeného s výstupním předlohovým hřídelem (16). Zabrzděním korunového kola (11) pomocí brzdy (B_4) se přenáší výkon z unašeče (10) a složeného satelitu (12) na centrální kolo (15). Tím jsou otáčky výstupního předlohového hřídele (16) nejvyšší. Střední velikost otáček se dosáhne zabrzděním brzdy (B_6), pomocí které se zastaví centrální kolo (17). Satelit (14) se spolu s unašečem (10) musí otáčet kolem tohoto centrálního kola. Nejnižší počet otáček výstupního předlohového hřídele (16) nastane při zapnuté spojce (S_4), kdy se začnou všechny části nad výstupním předlohovým hřídelem (16) otáčet jako jeden celek. Otáčky jsou redukovány přechodem točivého momentu ze složeného satelitu (12), jenž má menší počet zubů, na centrální kolo (15) s vyšším

Pro doplnění jsou v tabulce 5.2 uvedeny pojezdové rychlosti jednotlivých převodových stupňů při jmenovitých otáčkách motoru. Tabulka je dále doplněna o celkové převodové poměry vypočtené podle vzorce 4.1, který je uveden v metodice práce.



42

Tabulka 5.2 - Pojezdové rychlosti a převodové poměry - Powershift 19/7

Převod. stupeň	Pojezdová rychlost v_p [km.h ⁻¹]	Celkový převod. poměr i_c [-]	Převod. stupeň	Pojezdová rychlost v_p [km.h ⁻¹]	Celkový převod. poměr i_c [-]
1	1,7	453,82	14	15,1	51,09
2	2,5	308,60	15	17,4	44,34
3	3,1	248,87	16	19,5	39,56
4	3,7	208,51	17	24,1	32,01
5	4,3	179,42	18	33,7	22,89
6	4,9	157,45	19	41,7	18,50
7	5,6	137,77	R1	2,8	275,54
8	6,7	115,15	R2	3,9	197,82
9	7,7	100,19	R3	6,0	128,58
10	8,7	88,68	R4	6,9	111,81
11	10,1	76,39	R5	7,8	98,91
12	11,6	66,51	R6	9,0	85,72
13	13,3	58,01	R7	17,5	44,09
Parametry: otáčky motoru 2100 min ⁻¹ , zadní pneumatiky 620/70R42 ($r_k=0,975m$)					

5.1.3 Charakteristika podmínek měření

Pro porovnávání dvou traktorů při provádění polních prací by bylo ideální, kdyby měření probíhalo na stejném pozemku z důvodu objektivnosti. Toho lze však v našich podmínkách obtížně dosáhnout a to z důvodu velikosti pozemků, dlouhodobosti měření a stejného závěsného stroje, jakožto i nenarušování plynulosti chodu podzimních polních prací v podniku ZOD MÁJ Kestřany. Měření tedy probíhalo na různých pozemcích, ale při přibližně stejných podmínkách (počasí, členitost pozemků, půdní druh, reliéf a pracovní hloubka). Charakteristiky podmínek měření při jednotlivých pracovních operacích jsou uvedeny v tabulce 5.3.

Tabulka 5.3 - Charakteristika podmínek měření - Powershift 19/7

Pracovní operace:	Podmítka	Orba	Setí
Datum měření:	26.7.2014	15.9.2014	23.9.2014
Pozemek:	Za Brabců	Velké Putimské	Grunty
Plocha:	27,17 ha	19,28 ha	17,63 ha
Počasí:	15 - 22°C, polojasno	10 - 17°C jasno	7 - 14°C, zataženo
Půdní druh:	písčitohlinitá	hlinitopísčitá	hlinitopísčitá
Reliéf:	mírný svah, sklonitost 3,6°	rovina, sklonitost 2,3°	rovina, sklonitost 1,9°
Pracovní hloubka:	8 cm	22 cm	11 cm (příprava seťového lůžka)

5.1.4 Naměřené hodnoty a procentuální využití

Procentuální využití jednotlivých převodových stupňů, jak celkové (PV_{ps}) tak s rozdělením v jednotlivých časech (PV_1 , PV_2 , PV_6) při různých polních pracích, vypočtené ze vzorců 4.2 až 4.7, je uvedeno v tabulkách 5.4 až 5.6.

Tabulka 5.4 - Podmítka John Deere 7810 Powershift 19/7

Převod. stupeň	T_1 [s]	PV_1 [%]	T_2 [s]	PV_2 [%]	T_6 [s]	PV_6 [%]	PV_{ps} [%]
3	33	0,13	13	0,05	5	0,02	0,20
5	48	0,18	15	0,06	4	0,02	0,26
7	46	0,18	14	0,05	6	0,02	0,25
8	11	0,04	38	0,15	24	0,09	0,28
9	667	2,57	3 759	14,47	38	0,15	17,18
10	523	2,01			27	0,10	2,12
11	7 243	27,88			18	0,07	27,95
12	2 858	11,00			29	0,11	11,11
13	9 811	37,76			17	0,07	37,83
14					11	0,04	0,04
15					38	0,15	0,15
16					15	0,06	0,06
17					23	0,09	0,09
18					124	0,48	0,48
19					441	1,70	1,70
R2			68	0,26			0,26
R3			13	0,05			0,05
Celkem	21 240	81,76	3 920	15,09	820	3,16	100,00

Tabulka 5.5 - Orba John Deere 7810 Powershift 19/7

Převod. stupeň	T₁ [s]	PV₁ [%]	T₂ [s]	PV₂ [%]	T₆ [s]	PV₆ [%]	PV_{ps} [%]
2					3	0,01	0,01
3	101	0,45	38	0,17	4	0,02	0,64
4	15	0,07					0,07
5	82	0,37	44	0,20	4	0,02	0,58
7	68	0,31	31	0,14	6	0,03	0,47
8	22	0,10	38	0,17	17	0,08	0,35
9	1 494	6,71	2 142	9,62	38	0,17	16,50
10	2 425	10,89	55	0,25	27	0,12	11,26
11	6 145	27,61	132	0,59	111	0,50	28,70
12	7 836	35,20			514	2,31	37,51
13					17	0,08	0,08
14					12	0,05	0,05
15					32	0,14	0,14
16					15	0,07	0,07
17					48	0,22	0,22
18					215	0,97	0,97
19							0,00
R2			54	0,24			0,24
R3			241	1,08			1,08
R4			234	1,05			1,05
Celkem	18 188	81,71	3 009	13,52	1 063	4,76	100,00

Tabulka 5.6 - Setí John Deere 7810 Powershift 19/7

Převod. stupeň	T₁ [s]	PV₁ [%]	T₂ [s]	PV₂ [%]	T₆ [s]	PV₆ [%]	PV_{ps} [%]
3	49	0,31	36	0,23	8	0,05	0,59
5	53	0,33	27	0,17	11	0,07	0,57
7	48	0,30	34	0,21	6	0,04	0,56
8	21	0,13	17	0,11	9	0,06	0,30
9	388	2,45	452	2,85	18	0,11	5,41
10	4 653	29,35	169	1,07	22	0,14	30,56
11	9 234	58,25	125	0,79	42	0,26	59,30
12			82	0,52	17	0,11	0,62
13					19	0,12	0,12
14					27	0,17	0,17
15					32	0,20	0,20
16					21	0,13	0,13
17					98	0,62	0,62
18							0,00
19							0,00
R2			27	0,17			0,17
R3			56	0,35			0,35
R4			52	0,33			0,33
Celkem	14 446	91,12	1 077	6,79	330	2,08	100,00

5.2 Měření na traktoru JD 7810 AutoQuad 20/20

5.2.1 Technické údaje

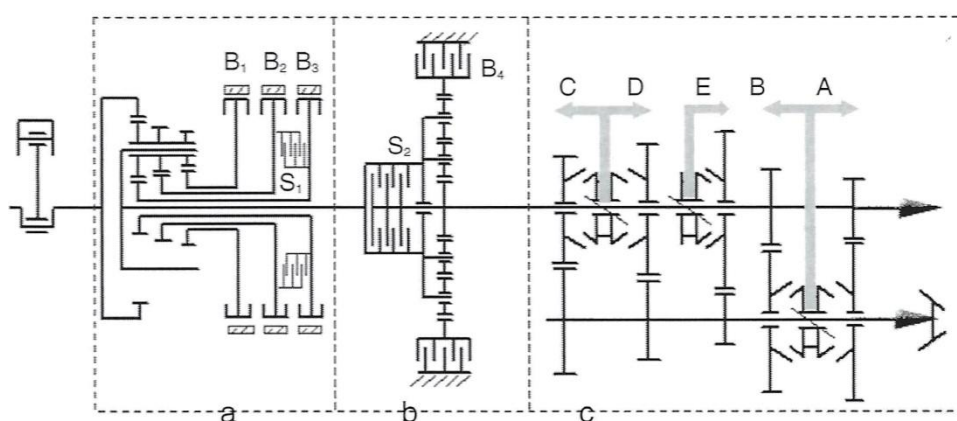
Tabulka 5.7 - Technické údaje traktoru JD 7810 AutoQuad 20/20

Rok výroby:	2002
Výkon:	
při otáčkách 2100 min ⁻¹ (ECE-R24)	129 kW
maximální výkon při otáčkách 1900 min ⁻¹	138 kW
Motor:	
Typ	vznětový
Počet a uspořádání válců	6, řadový
Sání	přeplňovaný turbodmychadlem
Zdvihový objem	8,1 l
Vrtání	116 mm
Zdvih	128,5 mm
Kompresní poměr	16,5 : 1
Volnoběžné otáčky	800 - 900 min ⁻¹
Hydraulická soustava:	
Typ	uzavřená, s regulací tlaku a průtoku
Hydrogenerátor	axiální, s proměnným geo. objemem
Maximální tlak	20 MPa
Průtočné množství přes rozváděče vnějšího okruhu	96 l.min ⁻¹
Zvedaná hmotnost závěsu podle OECD	4485 kg
Převodovka AutoQuad:	
Typ	planetové převody, hydraulicky ovládané, kotoučová spojka a brzdy v olejové lázni
Počet převodových stupňů	20 vpřed, 20 vzad
Vývodový hřídel:	
Typ	plně nezávislý, řaditelné dva stupně
Otáčky 540E min ⁻¹	motor 1730 min ⁻¹
Otáčky 1000 min ⁻¹	motor 1973 min ⁻¹
Hmotnosti:	
Průměrná pohotovostní hmotnost	7 640 kg
Max. přípustné zatížení přední nápravy	4 800 kg
Max. přípustné zatížení zadní nápravy	10 000 kg
Max. přípustné zatížení traktoru	11 500 kg

5.2.2 Převodové ústrojí

Převodovka AutoQuad, jejíž schéma je na obrázku 5.2, disponuje celkem 20 převodovými stupni vpřed a stejným počtem vzad. Skládá se ze tří částí. Část (a) představuje čtyřstupňový planetový násobič se sdruženým satelitem. Velikost převodového poměru závisí na tom, které z planetových kol bude zastaveno. Pomocí lamelové spojky S_1 a lamelových brzd $B_1 - B_3$ lze řadit čtyři stupně elektrohydraulicky při plném zatížení. Část (b) je reverzační převodovka (řazena elektrohydraulicky páčkou umístěnou pod volantem). Při jízdě vpřed je lamelová spojka (S_2) sepnuta. Změny smyslu otáčení - reverzaci - dosáhneme zabrzděním korunového kola brzdou (B_4) při vypnuté lamelové spojce (S_2). Hlavní převodovku (c) tvoří pět soukolí (A, B, C, D, E) představujících jednotlivé skupiny, k jejichž řazení jsou použity synchronizační spojky. Po manuálním zařazení jedné ze skupin (A, B, C, D, E) při sešlápnuté pojezdové spojce lze tedy řadit vždy čtyři stupně elektrohydraulicky pod zatížením (BAUER,F.,2013).

Pro doplnění jsou v tabulce 5.8 uvedeny pojezdové rychlosti jednotlivých převodových stupňů při jmenovitých otáčkách motoru. Tabulka je dále doplněna o celkové převodové poměry vypočtené podle vzorce 4.1, který je uveden v metodice práce.



Obrázek 5.2 – Schéma převodovky John Deere AutoQuad 20/20

(BAUER,F., 2013)

Tabulka 5.8 - Pojezdové rychlosti a převodové poměry - AutoQuad 20/20

Převod. stupeň	Pojezdová rychlost v_p [km.h ⁻¹]	Celkový převod. poměr i_c [-]	Převod. stupeň	Pojezdová rychlost v_p [km.h ⁻¹]	Celkový převod. poměr i_c [-]
A1	2,6	296,73	A-R1	2,7	285,74
A2	3,1	248,87	A-R2	3,2	241,09
A3	3,7	208,51	A-R3	3,9	197,82
A4	4,6	167,72	A-R4	4,8	160,73
B1	5,5	140,27	B-R1	5,7	135,35
B2	6,6	116,89	B-R2	6,9	111,81
B3	7,9	97,66	B-R3	8,2	94,09
B4	9,7	79,54	B-R4	10,1	76,39
C1	8,7	88,68	C-R1	9,1	84,78
C2	10,5	73,48	C-R2	10,9	70,78
C3	12,6	61,23	C-R3	13,1	58,89
C4	15,4	50,10	C-R4	16,0	48,22
D1	16,1	47,92	D-R1	16,7	46,20
D2	19,4	39,77	D-R2	20,2	38,19
D3	23,2	33,25	D-R3	24,1	32,01
D4	28,5	27,07	D-R4	29,6	26,06
E1	23,9	32,28	E-R1	24,9	30,98
E2	28,8	26,79	E-R2	30,0	25,72
E3	34,4	22,43	E-R3	35,8	21,55
E4	42,2	18,28	E-R4	43,9	17,57
Parametry: otáčky motoru 2100 min ⁻¹ , zadní pneumatiky 620/70R42 ($r_k=0,975$ m)					

5.2.3 Charakteristika podmínek měření

Pro porovnávání dvou traktorů při provádění polních prací by bylo ideální, kdyby měření probíhalo na stejném pozemku z důvodu objektivnosti. Toho lze však v našich podmínkách obtížně dosáhnout a to z důvodu velikosti pozemků, dlouhodobosti měření a stejného závěsného stroje, jakožto i nenarušování plynulosti chodu podzimních polních prací v podniku ZOD MÁJ Kestřany. Měření tedy probíhalo na různých pozemcích, ale při přibližně stejných podmínkách (počasí, členitost pozemků, půdní druh, reliéf a pracovní hloubka). Charakteristiky podmínek měření při jednotlivých pracovních operacích jsou uvedeny v tabulce 5.9.

Tabulka 5.9 - Charakteristika podmínek měření - AutoQuad 20/20

Činnost:	Podmítka	Orba	Setí
Datum měření:	2.8.2014	10.9.2014	24.9.2014
Pozemek:	Mřeže	Černý kříž	Pouně
Plocha:	54,25 ha	22,13 ha	25,05 ha
Počasí:	16 - 23 °C, polojasno	12 - 19 °C polojasno	8 - 15 °C, zataženo
Půdní druh:	písčitohlinitá	hlinitopísčitá	hlinitopísčitá
Reliéf:	mírný svah, sklonitost 3,2°	rovina, sklonitost 1,7°	rovina, sklonitost 2,2°
Pracovní hloubka:	8 cm	22 cm	11 cm (příprava seťového lůžka)

5.2.4 Tabulky naměřených hodnot

Procentuální využití jednotlivých převodových stupňů, jak celkové (PV_{ps}) tak s rozdělením v jednotlivých časech (PV_1 , PV_2 , PV_6) při různých polních pracích, vypočtené ze vzorců 4.2 až 4.7, je uvedeno v tabulkách 5.10 až 5.12.

Tabulka 5.10 - Podmítka John Deere 7810 AutoQuad 20/20

Převod. stupeň	T₁ [s]	PV₁ [%]	T₂ [s]	PV₂ [%]	T₆ [s]	PV₆ [%]	PV_{ps} [%]
C1	453	1,82	1 529	6,16	21	0,08	8,07
C2	3 020	12,16	428	1,72	38	0,15	14,04
C3	15 374	61,92	40	0,16	20	0,08	62,16
C4	1 818	7,32	82	0,33	7	0,03	7,68
D1					35	0,14	0,14
D2					10	0,04	0,04
D3					112	0,45	0,45
D4					13	0,05	0,05
E2					58	0,23	0,23
E3					29	0,12	0,12
E4					1 723	6,94	6,94
R-C2			18	0,07			0,07
Celkem	20 665	83,23	2 097	8,45	2 066	8,32	100,00

Tabulka 5.11 - Orba John Deere 7810 AutoQuad 20/20

Převod. stupeň	T₁ [s]	PV₁ [%]	T₂ [s]	PV₂ [%]	T₆ [s]	PV₆ [%]	PV_{ps} [%]
B2	830	2,70	1 893	6,16			8,87
B3	2 896	9,43	35	0,11			9,54
B4	23 004	74,90	23	0,07			74,98
C1			54	0,18	16	0,05	0,23
C2			111	0,36	21	0,07	0,43
C3					22	0,07	0,07
D1					18	0,06	0,06
D2					41	0,13	0,13
D3					26	0,08	0,08
E2					117	0,38	0,38
E3					305	0,99	0,99
R-B2			1 248	4,06			4,06
R-B3			52	0,17			0,17
Celkem	26 730	87,03	3 416	11,12	566	1,84	100,00

Tabulka 5.12 - Setí John Deere 7810 AutoQuad 20/20

Převod. stupeň	T₁ [s]	PV₁ [%]	T₂ [s]	PV₂ [%]	T₆ [s]	PV₆ [%]	PV_{ps} [%]
C1	4 321	20,50	1 063	5,04	48	0,23	25,77
C2	13 429	63,70	36	0,17	28	0,13	64,01
C3			420	1,99	134	0,64	2,63
C4					12	0,06	0,06
D1					22	0,10	0,10
D2					34	0,16	0,16
D3					29	0,14	0,14
E2					221	1,05	1,05
E3					1 138	5,40	5,40
R-B1			23	0,11			0,11
R-B2			13	0,06			0,06
R-C1			109	0,52			0,52
Celkem	17 750	84,20	1 664	7,89	1 666	7,90	100,00

5.3 Výsledky a jejich zhodnocení

Z důvodu možnosti vyhodnocení použití jednotlivých převodových stupňů za všechny činnosti jsem připravil součtové tabulky 5.13 a 5.14 pro jednotlivé traktory získané podle vzorců 4.2 až 4.7.

Z tabulky 5.13 vidíme, že u převodovky Powershift 19/7 bylo za celou dobu měření z celkového počtu 19 převodových stupňů vpřed použito 17. Avšak při pojezdu na vlastním pozemku (času T_1 a T_2), který zahrnuje 96,55 % celkového času, bylo zařazeno pouze 10 převodových stupňů. Co se týče pojezdu vzad, byly zařazeny 3 převodové stupně ze 7 možných a jejich doba použití byla velmi malá. Z posledního sloupce tabulky vidíme, že pouze 5 převodových stupňů (č. 9,10,11,12 a 13) mělo procentuální využití nad 10 % (ostatní převodové stupně nedosáhly jednotlivě ani hodnoty 1 %). Jednoznačně nejvíce se používal převodový stupeň č.11 (převodový poměr 76,39) s procentuálním využitím 35,96 % z celkové měřené doby. Ještě jedna hodnota vyplývající z uvedené tabulky je zajímavá. Nejvíce užívaným převodovým stupněm při otáčení na úvrati a pojíždění po pozemku (běhu času T_2) je převodový stupeň č.9 (převodový poměr 100,19) s procentuálním využitím 9,91 %.

U traktoru JD 7810 s převodovkou AutoQuad - viz tabulka 5.14 je na první pohled zřejmé, že z 5 převodových skupin (A až E) se při pojezdu po pozemku (čas T_1 a T_2) používaly pouze skupiny B a C. Při konstatování tohoto faktu je důležité se ještě podívat na naměřené údaje u jednotlivých operací uvedené v tabulkách 5.10 až 5.12, z kterých vyplývá jeden důležitý poznatek. Při pojezdu po pozemku při jedné operaci se téměř výhradně používají pouze převodové stupně v rámci jedné skupiny. U podmínky C1-C4, u orby B2-B4, u setí C1-C3. Při otáčení na úvrati se řadí většinou nejnižší převodový stupeň dané skupiny (výjimkou je orba, kdy při zařazení B2 je dosažena už dostatečně nízká rychlost). Při přejezdech (čas T_6) je nejvíce užívanou skupina E a v jejím rámci zejména nejvyšší převodové stupně E3 a E4. Celkově za všechny operace bylo z 20 možných převodů vpřed použito 14, při pojezdu po poli potom jen 6 rychlostních stupňů. Z nich nejvíce užitým převodovým stupněm je B4 s celkovým procentuálním využitím převodového stupně ve výši 30,05 %, následovaným stupněm C2 s 22,33 %, C3 s 20,9 % a C1 s 9,80 % využitím z celkového měřeného času. Co se týče pojezdu vzad,

z 20 možných bylo skutečně použito 5 převodových stupňů. Nejvíce byl používán stupeň R-B2 a to zejména při orbě s oboustranným pluhem.

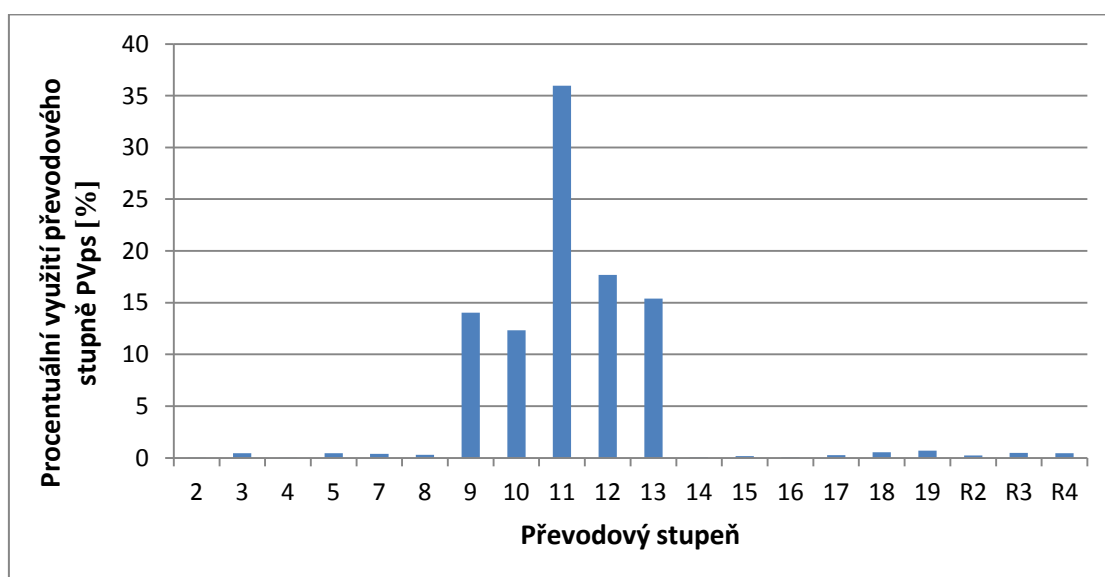
Celkově z vlastního sledování provozu obou měřených traktorů s rozdílnými převodovkami s ohledem na naměřené údaje lze říci, že u traktoru s převodovkou Powershift dochází k použití většího počtu převodových stupňů. Zejména při rozjezdu se řadí nižší převodové stupně na krátkou dobu, než je dosaženo požadované pojezdové rychlosti.

Tabulka 5.13 - Procentuální využití jednotlivých převodových stupňů za celou dobu měření John Deere 7810 Powershift 19/7

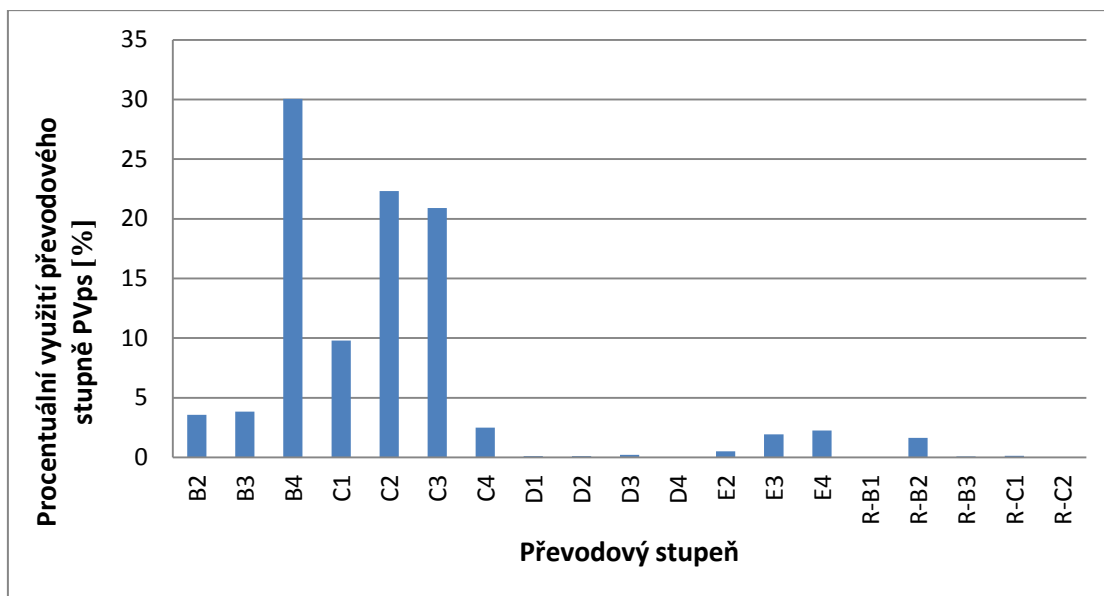
Převod. stupeň	i_c [-]	T_1 [s]	PV_1 [%]	T_2 [s]	PV_2 [%]	T_6 [s]	PV_6 [%]	PV_{ps} [%]
2	308,60					3	0,00	0,00
3	248,87	183	0,29	87	0,14	17	0,03	0,45
4	208,51	15	0,02				0,00	0,02
5	179,42	183	0,29	86	0,13	19	0,03	0,45
7	137,77	162	0,25	79	0,12	18	0,03	0,40
8	115,15	54	0,08	93	0,15	50	0,08	0,31
9	100,19	2 549	3,98	6 353	9,91	94	0,15	14,04
10	88,68	7 601	11,86	224	0,35	76	0,12	12,33
11	76,39	22 622	35,30	257	0,40	171	0,27	35,96
12	66,51	10 694	16,69	82	0,13	560	0,87	17,69
13	58,01	9 811	15,31			53	0,08	15,39
14	51,09					50	0,08	0,08
15	44,34					102	0,16	0,16
16	39,56					51	0,08	0,08
17	32,01					169	0,26	0,26
18	22,89					339	0,53	0,53
19	18,50					441	0,69	0,69
R2	197,82			149	0,23			0,23
R3	128,58			310	0,48			0,48
R4	111,81			286	0,45			0,45
Celkem		53 874	84,06	8 006	12,49	2 213	3,45	100,00

Tabulka 5.14 - Procentuální využití jednotlivých převodových stupňů za celou dobu měření John Deere 7810 AutoQuad 20/20

Převod. stupeň	i_c [-]	T_1 [s]	PV_1 [%]	T_2 [s]	PV_2 [%]	T_6 [s]	PV_6 [%]	PV_{ps} [%]
B2	116,89	830	1,08	1 893	2,47			3,55
B3	97,66	2 896	3,78	35	0,05			3,83
B4	79,54	23 004	30,02	23	0,03			30,05
C1	88,68	4 774	6,23	2 646	3,45	85	0,11	9,80
C2	73,48	16 449	21,47	575	0,75	87	0,11	22,33
C3	61,23	15 374	20,07	460	0,60	176	0,23	20,90
C4	50,10	1 818	2,37	82	0,11	19	0,02	2,50
D1	47,92					75	0,10	0,10
D2	39,77					85	0,11	0,11
D3	33,25					167	0,22	0,22
D4	27,07					13	0,02	0,02
E2	26,79					396	0,52	0,52
E3	22,43					1 472	1,92	1,92
E4	18,28					1 723	2,25	2,25
R-B1	135,35			23	0,03			0,03
R-B2	111,81			1 261	1,65			1,65
R-B3	94,09			52	0,07			0,07
R-C1	84,78			109	0,14			0,14
R-C2	70,78			18	0,02			0,02
Celkem		65 145	85,02	7 177	9,37	4 298	5,61	100,00



Graf 5.1 - Procentuální využití jednotlivých převodových stupňů za celou dobu měření John Deere 7810 Powershift 19/7



Graf 5.2 - Procentuální využití jednotlivých převodových stupňů za celou dobu měření John Deere 7810 AutoQuad 20/20

5.4 Návrh optimálního počtu převodových stupňů

Z výše uvedených grafů 5.1 a 5.2 vyplývá, že oba traktory při všech polních pracích v čase hlavním (T_1) nejvíce využívaly pět respektive čtyři (AutoQuad 20/20) převodové stupně. Těchto pět převodových stupňů zahrnuje celkové převodové poměry (i_c) v rozmezí zhruba 60 až 100 a pro udržení stejné výkonnosti je třeba je zachovat. Měřením bylo zjištěno, že při mnou sledovaném provozu traktorů se ostatní převodové stupně včetně reverzačních využívají minimálně a to především při přejezdech. Proto se domnívám, že jejich počet by bylo možno redukovat. Navrhovaná optimalizace počtu převodových stupňů a jejich převodových poměrů je uvedena v tabulce 5.15.

Tabulka 5.15 - Návrh optimálního počtu převodových stupňů pro využití traktoru při polních pracích

Převodový stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	R1	R2
Celkový převodový poměr i_c [-]	210	140	100	88	75	66	60	40	25	19	280	150
Pojezdová rychlost v_p [km.h ⁻¹]	3,7	5,5	7,7	8,8	10,3	11,7	12,9	19,3	30,9	40,6	2,8	5,1

6. Závěr

Cílem mé práce bylo sledovat provoz traktoru John Deere 7810 s převodovkou Powershift 19/7 se všemi převodovými stupni řazenými pod zatížením a traktoru John Deere 7810 s převodovkou AutoQuad 20/20 se skupinovým řazením (pět skupin řazených bez zatížení, v každé skupině čtyři převodové stupně řazené pod zatížením) při různém pracovním nasazení z pohledu užívaných převodových stupňů, posoudit účelnost instalovaných převodovek a navrhnout optimalizaci počtu převodových stupňů.

Pro splnění zadaného cíle bylo třeba při různých polních pracích (podmítce, orbě a setí) změřit skutečné časy zařazení jednotlivých převodových stupňů s rozlišením na vlastní práci na pozemku (v členění na čas hlavní T_1 a čas vedlejší T_2) a nepracovní přejezdy a přesuny mezi jednotlivými pracovišti (čas přejezdů T_6). Z důvodu nemožnosti tyto údaje získat napojením na palubní počítač měřených traktorů a vzhledem k četnosti řazení jsem použil k registraci a měření času zařazení jednotlivých převodových stupňů obrazový záznam přístrojového panelu traktoru. Velkou výhodou tohoto způsobu byla možnost následného zpracování naměřených hodnot.

Pro vyhodnocení naměřených hodnot jsem použil procentuálního vyjádření využití převodových stupňů. Dostáváme tak přehledný obraz o provozu převodovek při jednotlivých operacích.

Měřením bylo zjištěno, že při provozování traktorů při polních pracích dochází k významnějšímu využívání jen zlomku instalovaných převodových stupňů. U převodovky Powershift 19/7 bylo používáno pouze 5 převodových stupňů po více než 95% celkového času měření. Procentuální využití ostatních převodových stupňů nedosahuje jednotlivě ani 1%. U převodovky AutoQuad 20/20 byly zařazeny pouze 4 převodové stupně po dobu 83% celkového času měření. Nevýhodou této převodovky je však umístění těchto čtyř nejvíce používaných převodových stupňů ve dvou převodových skupinách (B a C). Z tohoto důvodu například u orby nemohlo dojít ve srovnání s plně pod zatížením řazenou převodovkou k optimálnímu využití výkonu motoru. S přihlédnutím k těmto závěrům a naměřeným hodnotám se domnívám, že by bylo možné bez snížení výkonnosti přistoupit při návrhu

optimalizace převodových stupňů k zachování nejpoužívanějších 5 převodových stupňů s odpovídajícími převodovými poměry z měřené převodovky Powershift 19/7 a redukci v malé míře používaných ostatních převodových stupňů při zachování stávajícího rozsahu jezdových rychlostí. Výsledkem je návrh převodovky o 10 převodových stupních vpřed a 2 vzad s využitím řazení všech stupňů pod zatížením. Jsem si vědom faktu, že pokud by bylo sledováno využití převodových stupňů traktoru například při dopravě nebo v agregaci s půdní frézou, byla by naměřená data velmi odlišná a z nich vycházející návrh také.

Výrobci u nově vyráběných traktorů však sledují přesně opačný trend a nabízejí převodovky se stále větším počtem převodových stupňů. Například firma John Deere u nové skupinové převodovky Direct Drive zvýšila tento počet na 24 vpřed i vzad oproti původním 20 u převodovek AutoQuad či PowerQuad. Důvodem je nejspíš snaha o co největší univerzálnost i konkurenční boj mezi výrobci a snaha zaujmout zákazníka. Roste také podíl traktorů vybavených převodovkami s plynule měnitelným převodem, nejvíce hydrostatickými diferenciálními převodovkami. Nové konstrukce a možnosti elektronické regulace plynulé převodovky v součinnosti s řízením motoru poskytují nové možnosti zvýšení efektivnosti provozu traktoru.

7. Summary

The aim of the bachelor thesis was to monitor the operation of two tractors with different transmission variants with a shift under full load and the group lifting under load, in terms of used gear at different working deployment (stubble, plowing, sowing).

First, the literature review describes the historical development, construction and activity currently used tractor transmissions. The following is a description of the methodology of measurement and evaluation, bringing used calculation formula. Custom measurements were performed on tractors John Deere 7810 with transmission Powershift 19/7 and AutoQuad 20/20 and proved that in practise there are only using a few of the many gears installed. For a simple design optimization gears are used total tables extended with graphs for individual transmissions.

Based on the measurement and after the data analysis is presented the proposal of transmission with 10 forward gears and 2 reverse gears with a fully stamped gears under load. Current manufactures and the market, however, now offer tractors with mechanical transmissions increasing amount of gears than in the past. Increasingly, the trend is promoting the installation of transmission with the fluent change of transmission ratio to the current use of advanced contemporary electronic transmission control and engine tractor.

Keywords: tractor
transmission
gear
time measuring

8. Seznam použité literatury

1. **BAUER, F. (2013)**, *Traktory a jejich využití*. Praha: Profi Press, 2. vydání, 223 s., ISBN 978-80-86726-52-6.
2. **ČSN 47 0120 (1988)**, *Metody měření času a stanovení provozních ukazatelů*.
3. **JOHN DEERE WATERLOO (2001)**, *Návod k používání traktorů řady 7610, 7710, 7810*.
4. **KNECHTGES, H., RENIUS, K. (2011)**, *Tractors*. ATZ offhighway, č. 11. Wiesbaden: Springer Automotive Media, ISSN 2191-1843.
5. **LANDWIRT (2015)**, *John Deere 5R-Traktoren mit neuem Schalthebel*. Dostupné z: http://www.landwirt.com/berichtdiashow/JohnDeere_5R_Serie,15,John-Deere-5R-Traktoren-mit-neuem-Schalthebel.html
6. **LUKEŠ, M. (2007)**, *CVT převodovky - klasická a nová řešení*. Mechanizace zemědělství, č. 2. Praha: Profi Press, s. 12 - 15, ISSN 0373-6776.
7. **PASTOREK, Z. (2001)**, *Traktory*. Praha: Agrospoj, 1.vydání, 356 s.
8. **SEMETKO, J. (1986)**, *Mobilné energetické prostriedky*. Bratislava: Príroda, 2. vydání, 453s.
9. **SVATOŠ, J., FROLÍK, J. (2000)**, *Základy zemědělské techniky I*. České Budějovice: Jihočeská univerzita v Českých Budějovicích, 1. vydání, 189 s., ISBN 80-7040-464-7.
10. **ŠMERDA, T. (2010)**, *Plynulé převodovky ze Sant Valentinu*. Mechanizace zemědělství, č. 9. Praha: Profi Press, s. 14 - 21, ISSN 0373-6776.

11. ŠMERDA, T., BAUER, F. (2005), *Plynulé převodovky současných traktorů*. Mechanizace zemědělství, č. 7. Praha: Profi Press, s. 32 - 36, ISSN 0373-6776.
12. ŠMERDA, T., ČUPERA, J., SEDLÁK, P., BAUER, F. (2010), *Účinnost traktorových převodovek*. Mechanizace zemědělství, č. 8. Praha: Profi Press, s. 17 - 24, ISSN 0373-6776.
13. VLK, F. (2006), *Systémy řízení motoru a převodů*. Brno: Vlk, 1. vydání, 355 s., ISBN 80-239-70-36-1.
14. VLK, F. (2006), *Převody motorových vozidel*. Brno: Vlk, 1. vydání, 371 s., ISBN 80-239-6463-1.