

Terhelés alatti áttételváltás energetikai viszonyainak vizsgálata haszongépjárműveknél

Energetic research of under load gear shifting at heavy duty vehicles

SZEGEDI Attila

Nyíregyházi Egyetem Műszaki és Agrártudományi Intézet
Magyarország, 4400 Nyíregyháza Sóstói út 31/b.
www.nye.hu/mati
szegedi.attila@nye.hu

Abstract

The tractor transmissions already have on-load gear shifting in the lower power categories to provide on-load gear shifting nowadays. In tractors, due to the high drawbar force and low towing speed, the kinetic energy loss of the tractor is high during the gear changing, so the shifting should be performed in a very short time, which is not always possible. To this end, on-load gear changes are used, the main criterion of which is to change gear in the shortest possible time. In our experimental work, we performed traction tests, which allow energetic analysis of the gear shifting process. The short gear change in about 0.3-0.5 s posed a serious challenge to the measurement method and the measuring instruments used. We examined the values of drawbar force and slip during the gear shifting process in order to reveal its causal relationships. In the evaluation, we used the mathematical statistical methods to draw conclusions about the speed change during the application of high drawbar force and the state of motion of the tractors.

Keywords: power transmission, powershift torque converters, on-load shifting

Kivonat

A mai korszerű traktorok sebességváltói már a kisebb teljesítménykategóriákban is rendelkeznek terhelés alatt kapcsolható fokozatokkal a terhelés alatti sebességváltás biztosítására. Traktoroknál a sebességváltási folyamatban a nagy vonóerő és a kis vontatási sebesség miatt a sebességváltás ideje alatt nagy a traktor mozgási energia vesztesége, ezért a sebességváltást igen rövid idő alatt kellene végrehajtani, ami nem mindig valósítható meg. Ennek érdekében alkalmazzák a terhelés alatti fokozatkapcsolási módokat, aminek fő kritériuma, hogy a lehető legrövidebb idő alatt valósuljon meg a fokozatváltás. Kísérleti munkánkban vontatási vizsgálatokat végeztünk, amely a sebességváltás folyamatának energetikai elemzését teszi lehetővé. A rövid, mintegy 0,3-0,5s alatt végbemenő fokozatváltás komoly kihívást jelentett a mérési módszerre, és az alkalmazott mérőeszközökre vonatkozóan. Megvizsgáltuk az egyes sebességfokozatok közötti kapcsolások alatt a vonóerő, a szlip értékeit abból a célból, hogy feltárható legyen a sebességváltás folyamatában a változásuk és az ok-okozati kapcsolatok. A kiértékelésnél a matematikai statisztikai módszereket, használva fogalmaztunk meg következtetéseket a nagy vonóerő kifejtés közbeni sebességváltásra és a traktorok mozgásállapotára.

Kulcsszavak: teljesítményátvitel, powershift nyomatékváltók, terhelés alatti sebességváltás

1. BEVEZETÉS

A mezőgazdasági erőgépek fejlesztésének, üzemeltetésének fontos követelménye a hatékony energiafelhasználás [7] és a környezetre gyakorolt hatás [9]. Bármilyen üzemanyag keveréket is használunk föl, a hajtásláncban az energiaátalakítás maximális hatásfokára kell törekednünk [20]. E szempontokon túl egyre nagyobb az igény a traktorok kihasználtságának, energiafelhasználásának és környezetvédelmi megfelelésének javítására, ami a motorok folyamatos fejlesztésén túlmenően egyre nagyobb energiahatékonyságot igényel a traktorok hajtásláncától. Lovarellia és Bacenettib [10] a mezőgazdasági erőgépek károsanyag-kibocsátását vizsgálták közleményeikben. Igazolták, hogy a dízelmotor PM kibocsátásának (füstölés) csökkentése szempontjából fontos szerepe van a motor optimális terhelésének,

melyet a szántóföldi munkáknál az ideális hajtási áttételek biztosításával lehet elérni. Zöldy [1] bemutatta, hogy az üzemanyag megfelelő specifikálása is hatással van a fogyasztásra és az emissziókra haszongépjárműveknél. A traktor üzeme alatt a nyomaték váltó szerkezeti kialakítása, a pillanatnyi áttétel - automatikus- vagy kézi kapcsolásnál - helyes megválasztása visszahat a motor terhelési viszonyaira. Ennek alapján a traktorok hajtásláncát a motortól a talajig egy rendszernek kell tekinteni a fejlesztés és az üzemeltetés során. Energetikai és üzemeltetési eredményt csak az átviteli rendszer elemeinek egymással összhangban történő módosítása és fejlesztése hozhat. A powershift váltók, és a közelmúlt fokozatmentes hajtásai utáni fejlesztések a terhelés alatti kapcsolhatóság megtartása mellett a lehető legegyszerűbb hajtástechnikai megoldásokat eredményezte [19]. Míg korábban a fejlesztések fő iránya a motorteljesítmény optimális kihasználása és a gépkezelő kényelme volt, ma a teljesítményveszteségek minimalizálása a legjellemzőbb. A traktorok fokozatmentes hajtóműveinek sajátosságait precíz szimulációkkal megvizsgálva Jóri és társai [4] megállapították, hogy a fokozatmentes traktor sebességváltók szélesebb alkalmazási körben kihasználhatók, és a motor optimális terhelésének biztosításán keresztül a legkisebb fajlagos fogyasztást eredményezik. Egy későbbi, mélyrehatóbb vizsgálatban Kerényi és Farkas [5] arra a megállapításra jutott, hogy a traktoroknál alkalmazott fokozatmentes, teljesítmény-elágaztatásos hajtóművek a fokozatmentes tag $i=0,85-2,4$ áttéltartományában eredményezi a legkedvezőbb, $\eta=0,90-0,94$ közötti hajtásátviteli hatásfokot. Linares és munkatársai [16] pedig sorozatgyártott traktor CVT nyomaték váltók szerkezeti felépítését és az azokkal elérhető áttételi tartományokat hasonlította össze. A nyomaték váltók veszteségeinek feltárása előzetes számításokkal és valós tesztekkel történik. A traktor nyomaték váltó energetikai veszteségeit feltáró vizsgálatok eredményei több szakirodalomban is fellelhetők. Bár a hidrosztatikus hajtások rendelkeznek a legjobb szabályozási lehetőségekkel a terepen mozgó járművek számára Comellas [11] illetve Russini és társai [13] a hatásfokuk gyengébb a mechanikus hajtásénál ezért elsősorban a lassabban mozgó betakarító gépeken, illetve a teljesítmény-elágaztatásos nyomaték váltók fokozatmentes tagjaként használják a mezőgazdasági gépészetben. Molari és Sedoni [14] a traktorok energetikai veszteségeinek feltárására végzett vizsgálataikban rámutattak arra, hogy a mechanikus hajtásátviteli elemek súrlódási veszteségein túl – különösen nagyobb haladási sebességek esetén - jelentős nagyságú a kenőolaj viszkozitásából, valamint a váltó saját hidraulikarendszerének működtetéséből adódó veszteségek. Szakirodalmi közleményeikben Bietresato [8] és Molari–Sedoni [14] utalnak arra, hogy a powershift váltó saját hidraulikus rendszere még terheletlenül is a behajtó teljesítmény 4%-át emésztí fel. Vizsgálataikkal rámutattak arra is, hogy ennek 51%-át a kenőolaj töltet viszkozitásából, a folyadéknyírási feszültségéből adódó veszteségek adják. A nyomaték váltó vizsgálatáról közöltek szerint az olajtöltetet 10%-os csökkentése, 13% súrlódási ellenállás csökkenést eredményezett. Molari–Sedoni [14] indirekt vizsgálatokkal azt is kimutatta, hogy a veszteségek több mint feléért a hátsó kerekek végáttételei és az olajban futó kerékfék szerkezetek oldott helyzetben is fellépő ellenállása a felelős.

A tengelykapcsolók működtetése és azok irányítása szempontjából lényeges ismerni a működtető rendszerben lejátszódó folyamatokat. Szimandl és Németh [12] a szimulációs modellszámításokkal igazolta a pneumatikus működtetésű tengelykapcsolók vezérlésének optimalizálási folyamatában, hogy a pneumatikus működtetés akár 100ms késedelmet is szenvedhet. Többféle üzemmódban vizsgálta (pl. dinamikus gyorsítás, normál üzemmód) a pneumatikus tengelykapcsoló oldását és zárását, figyelembe véve az alkalmazott vezérlő szelep működését, valamint a működtető munkahengerek töltődési és leürülési sajátosságait. Ehhez hasonlóan a hidraulikus működtetésű powershift irányváltók vezérlési folyamatait D.C Kim [9] vizsgálta EASY 5-ös szimulációval, melyben kitért a forgó tömegek tehetetlensége és a hajtáslánc torziós rugalmassága okozta hatásokra is. Eredményeit összevetette egy TA4140 traktoron mért értékekkel, mellyel igazolta az elvégzett szimulációk megfelelő pontosságát és létjogosultságát. Megállapította, hogy a hidraulikus működtetésű tengelykapcsolók oldása gyorsabban, (közel harmadannyi idő alatt) megy végbe, mint a záródás. Vizsgálati eredményekkel igazolta, hogy az áttételváltás folyamatában további veszteségek jönnek létre, mivel a fokozatkapcsolás csak csökkentett nyomatékátvitelnél, a többlettárcsás nedves tengelykapcsoló relatív csúszása mellett valósul csak meg. A tengelykapcsoló tárcsákon a csúszásból adódó relatív szögsebesség-különbség, és az átvitt nyomaték nagyságától függően nem hanyagolható el a súrlódás és hőfejlődés a veszteségek hatására. Li és társai [18] a tengelykapcsoló tárcsák hőterhelését vizsgálta azok zárásakor fellépő súrlódási viszonyok között. Megállapította, hogy a záródás pillanatában néhány ms időtartamra a tárcsákat terhelő hőáram sűrűsége felületegységre vetítve eléri a 160 kW/m² értéket. Származó veszteségek keletkezhetnek a talaj-kerék kapcsolatában is, Kiss és Laib [3] a gördülési ellenállás összetevőit vizsgálta, kiemelt figyelmet fordítottak a talaj deformációjához szükséges munka nagyságának meghatározására, ahogyan Liu és társai [15] is. A kapcsolási folyamatok elemzésénél fontos a gépcsoport mozgási energiaveszteségének meghatározása, mivel az a munkasebesség csökkenésén keresztül kihathat a munkaminőségre. Korábbi vizsgálatokban Jóri és társai [4] illetve Lengyel és Szegedi [21] feltárták, hogy a kapcsolási idő alatt a lelassult gépcsoportot a fokozatkapcsolása után újból gyorsítani kell, ami a fajlagos energia felhasználást megnöveli. A váltási komfort

és a fokozatváltás alatt is optimalizált teljesítményátvitel érdekében több és újabb szabályozási szempontok és megoldások jelennek meg a sebességváltók kialakításában. *Tanelli et al.*[14] megállapították, hogy a kapcsolások alatti teljesítményátvitel folytonossága érdekében a kapcsolási időtartam programozásakor a pillanatnyi haladási sebességet is figyelembe kell venni. A mezőgazdasági erőgépeknél „klasszikusnak” tekinthető szántóföldi vizsgálatok mellett megjelentek a közúti, gyorsításos tesztek is a modellek és szimulációk mellett [6]. *Bietresato* [22] ilyen, újszerű vizsgálatokkal igyekezett meghatározni a traktorok vontatási teljesítményének alakulását különböző konstrukciójú nyomatékvtóval alkalmazásával, és a motor-jelleggörbék ismeretében a hajtáslánc hatásfokát és a menetellenállások okozta veszteségeket is meghatározta. Vizsgálataikat egy powershift és két CVT rendszerű nyomatékvtóval szerelt, hasonló teljesítményű traktorral elvégezve megállapította, hogy 85%-os hatásfokkal az egyik CVT váltó bizonyult a leghatékonyabbnak, míg a másik két típus 64% és 65%-ot produkált. *Liu és társai* [15] munkásságukban behatóan vizsgálta a sebességváltók nyomatéki viszonyainak változását, a motort terhelő nyomatékknak a talajtól függő periodicitásának szempontjából, ami a traktorkerék szlipjét befolyásolja. A szlip növekedésénél a kapcsolási folyamat együtt jár az erőgép-munkagép kapcsolat mozgási energiavesztésével, azaz a munkasebesség csökkenésével. Ennek kiküszöbölésére a motor fordulatszám szabályozás érzékenységi tartománya szolgál, vagyis az érzékenységi tartományból való kilépésnél bekövetkező nyomatékvtóval kapcsolási kényszerített eredményezhet, aminek megfelelni csak a traktor-munkagép összes tehetetlenségi nyomatékának minimális csökkenésével lehet, azaz részleges nyomatékátviteli folyamat alatt célszerű az áttétel megváltoztatása, azaz a sebességváltás.

Vizsgálataink a szántóföldi körülmények között végzett mérésorozattal a vontatási és energetikai jellemzők fokozatkapcsolás alatti változásainak mérésére, és az ezeket befolyásoló paraméterek közötti összefüggések feltárására irányultak. Az idézett szakirodalomban megállapításra került, hogy a kis sebességű nagy vonóerőjű energiafelhasználási folyamatoknál a munkasebesség hagyományos módozatú megválasztása csak ritkán valósítható meg. Fokozatváltáskor a gépcsoport lassulásából adódó energiavesztés pótlása sok esetben növeli a munkafolyamat fajlagos energiaigényét. Kísérleti munkánk arra irányul, hogy megvizsgáljuk a terhelés alatt kapcsolható powershift rendszereknél mennyi energiavesztés következik be. Ennek megállapítására végeztünk traktoroknál vontatási vizsgálatokat, amelynek mérési módszerét, mérési eredményeit és az azok feldolgozásából levonható következtetéseket mutatjuk be.

2. ANYAG ÉS MÓDSZER

Traktoroknál a sebesség megválasztását az agronómiai műveletek határozzák meg. A munkasebesség meghatározza a kifejthető vonóerő nagyságát is, amelynek a talaj felé történő közvetítése állandó sebesség mellett biztosítja az agrotechnikai művelet optimális elvégzését. A traktormotor teljesítményének tökéletesebb kihasználása érdekében a nagy vonóerőhöz tartozó optimális munkasebesség biztosítása érdekében a korszerű traktorok terhelés alatt kapcsolható nyomatékvtókkal vannak ellátva. A talaj-kerék kapcsolatban, a különböző agrotechnikai feltételek mellett optimálisnak tekinthető sebesség-vonóerő összefüggések megállapítására olyan szántóföldi vontatási vizsgálatok végezhetők, amelyek figyelembe veszik a traktor energetikai viselkedését is.

A traktorvizsgálatokat olyan agrotechnikai körülmények között kell elvégezni, amelyeknél nem kell számolni az emelkedési, a gyorsítási, és a légellenállással. Ezek figyelembevételével történik a vontatási vizsgálatok környezetének (sík terület, homogén talajszerkezeti, nedvességi és kötöttségi állapot) megválasztása. A légellenállás a traktorok szántóföldi munkasebességi tartományában nem eredményez érzékelhető vonóerő csökkenést, így az figyelmen kívül hagyható.

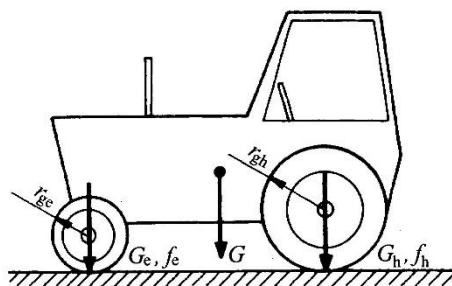
A vízszintes síkban fellépő erők viszonyait áttekintve megállapíthatjuk, hogy vontatás közben stabil munkapontban a motor nyomatéka által a kerék kerületén kifejtett erő (F_k) tart egyensúlyt a kerekeken fellépő gördülési ellenállási erő (F_g) és a kifejtett vonóerő (F_v) összegével:

$$F_k = F_g + F_v \quad (1)$$

A gördülési ellenállási erő az:

$$F_g = m \cdot g \cdot f \quad (2)$$

összefüggéssel határozható meg.



1. ábra A gördülési ellenállás hatása az erőgép mozgására

A keréken pillanatnyilag kifejtendő kerületi erőt (F_k) a motor fordulatszám jelleggörbéjéből származtatott pillanatnyi nyomatékból (M) a hajtásrendszer aktuálisan bekapcsolt hajtáselemeinek áttételéből számítható az alábbiak szerint:

$$F_k = \frac{M \cdot i_{\text{ö}} \cdot \eta_h}{r_g}, \quad (3)$$

ahol: $i_{\text{ö}}$ a bekapcsolt hajtáselemek összes áttétele; η_h a bekapcsolt hajtáselemek összhatásfoka; r_g a hajtott kerék gördülési sugara

A fokozatváltás első fázisában létrejövő lassuló mozgást az 1. ábrán jelöltek szerint csak a vízszintes erők befolyásolják, ezért azok egyensúlyát kifejező összefüggés leegyszerűsítve az

$$\begin{aligned} m_{\text{ö}} \cdot a &= m_{\text{ö}} \cdot g \cdot f \\ a &= g \cdot f \end{aligned} \quad (4)$$

egyenletekkel lehet megadni, ahol: $m_{\text{ö}}$ – az erőgép és a fékező kocsi együttes tömege [kg]; g – a nehézségi gyorsulás [m/s^2]; a – a gépcsoport lassulása [m/s^2]; f – a gördülési ellenállási tényező.

Az elemi mozgásra felírható differenciálegyenlet felhasználásával kiszámítható a fokozatváltás első fázisában végbemenő sebességcsökkenés.

A kapcsolási folyamat második felében a motor fordulatszámát állandónak feltételezve a szántóföldi gépcsoport mozgásállapota háromféleképpen változhat:

- tovább lassul (visszakapcsolás és kis gördülési ellenállás mellett)
- a sebesség a továbbiakban állandó marad (visszakapcsolás és nagy gördülési ellenállás esetén).
- gyorsul (felfelé történő fokozatkapcsolás esetén)

Kísérleti munkánkban a vizsgált traktor motorjának teljes terhelés melletti fokozatkapcsolásokkal végeztünk vontatási vizsgálatokat. Erőméréssel megállapíthatók voltak a kapcsolás alatti vonóerő viszonyok, amelynek elemzése alapján lehet utalásokat tenni a kapcsolás energetikai viszonyaira. Ennek a folyamatnak a méréstechnikáját, mérési eredményeit, s az abból levonható következtetéseket mutatjuk be a következőkben.

A vontatási vizsgálatokra a Dél-Pest Megyei Mezőgazdasági Zrt. Cegléd-Cifrakerti területének gabonatarlóval borított területén lettek végezve. A talaj nedvességi állapota 20-25% volt, minősége középkött, és az 1 hónapos tárcsázott állapot közepes tömörségű volt. A vizsgálati terület szántó művelési ágú, sík terület, a mérési hossz meghaladta az 500m-t, ami mérési szempontból ideális.

3. A VONTATÁSI VIZSGÁLATHOZ HASZNÁLT ERŐGÉP ÉS FÉKEZŐ KOCSI

A vizsgálatához CLAAS ARION 420 típusú traktort használtunk, amely 16 fokozatú, négy szorzó csoportú (A-B-C-D), és a csoporton belül szintén négyfokozatú (1-2-3-4) terhelés alatt kapcsolható nyomatékváltóval rendelkezett. A csoportok közötti fokozatkapcsolás (A-B-C-D) csak terheletlen állapotban valósítható meg. A vizsgálatához használt traktor szántóföldi vonóerő-tartománya 10-25 kN, 5-18 km/h sebességtartomány mellett.

A vizsgálatához használt traktor főbb műszaki adatait az 1. táblázat tartalmazza.

A traktor vontatási jellemzőinek megállapítására a NAIK-MGI által kifejlesztett egy speciális építésű fékezőkocsit használtunk, amelynél változó és állandó terhelési viszonyok is beállíthatók voltak. (Hasonlót kifejlesztett Cutini és Bisaglia [17] az olasz CREA-ING laboratórium számára 2015-ben.)

Megnevezés	Adatok
Típus	CLAAS ARION 420 DPS
Motorszám	CD4045L216148
Motor lökettérfogata	4525 cm ³
gyártmánya	John Deere
teljesítménye	88 kW/2200 f/min
A traktor tömege	4900 kg
Abronsok mérete hátul	520/70 R38

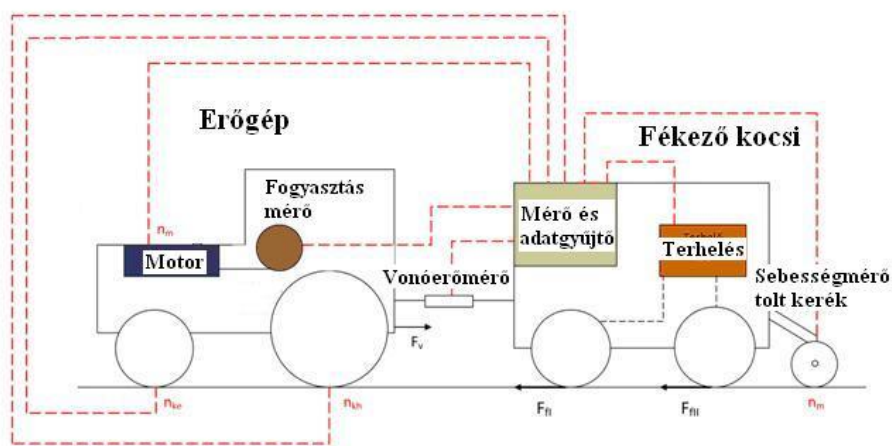
A fékező kocsi és a vontatótraktor együttes üzemét reprezentáló adatok megállapítása erőméréssel, és sebességméréssel történik, a 2 ábrán látható módon. A mérőrendszer működtetését és a mérési adatok gyűjtését a fékező kocsi épített számítógépes adatgyűjtő végezte. A fékező kocsi főbb jellemzőit a 2. táblázat foglalja össze.

A MAZ 537 mérőkocsi főbb műszaki adatai

2. táblázat

Műszaki jellemző	Értéke
Motorteljesítmény	400 kW
Fékezési/vontatási teljesítmény	250 kW
Maximum fékező/ vonóerő	150 kN
Üzemi sebességtartomány	0-35 km/h

A szántóföldi vizsgálatoknál a szükséges adhéziós erő változtatása a fékező kocsi pótsúlyozásával valósítható meg. A szabályozó algoritmus kétféle, (a kezelő által szabadon választható) lehetőséget biztosít: állandó sebességnél és állandó fékezőerőnél végzett méréseket.



2. ábra A mérés elrendezési vázlatja

A vonóerő 2. ábra szerinti mérésére a vonórúdca beépített nyúlásmérő bélyeg szolgált, amelynek mért értékei az adatgyűjtő rendszerben kerültek rögzítésre. A traktor hajtott kerekének **kerületi sebességét** (v_k) [m/s] a talajkerék kapcsolatában a kerékre felszerelt fordulatszám jeladóval mért fordulatszámból (n_k) és a legördülési sugárból (r_g) lehet meghatározni.

A terepen mozgó járműnél a kerék és a talaj kapcsolatában mindig van csúszás, aminek nagyságát a szlip (s) fejezi ki, ezért mérni kellett a gépcsoport tényleges haladási sebességét. A tényleges haladási sebességet a fékező kocsihoz kapcsolt, tolt kerek mérérendszer végzi, amelynél a tolt kerék fordulatszámából és annak gördülési sugárából a hajtott kerék sebességének számítási módszerével meghatározható a tényleges haladási sebesség.

A **motor fordulatszámát** közvetetten a traktor TLT tengelyére szerelt impulzus-jeladó mérte, itt az állandó áttételekből meghatározható volt a motor fordulatszáma.

A **hajtóanyag-fogyasztás mérését** a fékező kocsihoz elhelyezett, de a vizsgált traktor hajtóanyag-ellátó rendszerébe beépített AVL gyártmányú, 600 l/h méréshatárú PLU átfolyásmérő végezte. Az elfogyasztott

hajtóanyagot a rendszer előremenő és visszatérő ágaiban mért folyadékáramok különbsége adta meg. A fogyasztás pontos megállapításához mérési ciklusidőket kell beállítani. A két mért térfogatáram különbsége adja meg a mérési idő alatt elfogyasztott hajtóanyag mennyiségét. A hőmérséklet kompenzálóval felszerelt fogyasztásmérő mérési pontossága $\pm 1\%$, amely a fékező kocsi adatgyűjtő egységéhez továbbította a mérési adatokat.

4. A MÉRÉS ÉS ADATFELDOLGOZÁS MÓDSZERE

A különböző jeladók szolgáltatja jeleket egy SPIDER Mobil típusú, 16 csatornás mérő és adatgyűjtő rendszer fogadta. A mérések mintavételezési sűrűsége 10 Hz volt. Az összegyűjtött adatokat előzetes szűrés nélkül CATMAN szoftver felhasználásával rögzítettük. A szoftverrel a mért adatok a mintavételhez igazodó táblázatban kerültek megjelenítésre, amelyet a táblázat egymást követő sorai a 0,1 s-ként tartalmazták.

A mérési adatokból a matematikai statisztika módszerével a szóródó mérési adatok (x_i) átlagértékét ($\bar{x}$) a (9) egyenlet szerint határoztuk meg.

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}, \quad (9)$$

ahol: x_i – a vizsgált paraméter pillanatnyi értéke; n – a felvett adatok száma.

A számított átlagérték ($\bar{x}$) szórását a korrigált szórási érték (σ) számítására használt egyenlet alapján határoztuk meg. Az egyes mérési adatoknak meg kellett felelni az: $(\bar{x}) \pm \sigma > x_i$ feltételnek:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum (x_i - \bar{x})^2}{n-1}}. \quad (10)$$

Az így meghatározott átlag és szórásérték alapján korrekciót végeztünk, ami arra szolgált, hogy az átlagértékhez viszonyított szórásoknál nagyobb eltérésű mérési adatokat kihagyjuk az értékelésből. Ezzel az eljárással csökkentettük a középérték szórását, és az így megtisztított mérési adatokkal határoztuk meg újra a továbbiakban felhasznált átlagértéket és szórást. Ezt elvégezve kapható egy olyan csillapítással rendelkező mérési eredmény, mely egyenletes szórás mellett kellően reprezentálja a mért értékeket.

4.1 A mérési folyamat

A vontatási vizsgálatot a már ismertetett fékező kocsi sebesség és vonóerő szabályozott üzemmódjában is elvégeztük az alábbi módon:

- A fékező kocsin 30 kN állandó vonóerőt állítottunk be. Ezzel a vonóerővel, a traktor teljes gázkar állása mellett B1 sebességi fokozatban kezdődött a vontatási vizsgálat. A mérés során a kifejtett vonóerő stabilizálódása és az ezt követő egyenletes vontatás után a gépkezelő B2, B3 végül B4 fokozatba kapcsolt. A vizsgálat második szakaszában a mérés visszakapcsolás mellett, sorrendben B4-B3-B2-és B1 fokozatokban is el lett végezve. A fokozatkapcsolások közötti stabilizációs időtartam a beállított vonóerő stabilizálódásával 50 s volt. A mérés során a kapcsolási idő alatti vonóerő eloszlás vizsgálatához szükséges adatokat tudtuk mérni a fel és a visszakapcsolások során. Az adatokat a mérő-adatgyűjtő rendszer rögzítette.
- A sebességszabályozott üzemmódban végrehajtott méréseknél az előzetesen beállított haladási sebesség 1,4 m/s (5 km/h) volt a motor teljes gázkar állása mellett. A mérést az állandó vonóerővel végzett méréshez hasonlóan B1 fokozatból indulva a stabilizációs időtartamok betartásával végeztük B2, B3, majd B4 fokozatokba felkapcsolva. A visszakapcsolás melletti mérésnél sorban B4-B3-B2-B1 fokozatokban kerültek rögzítésre a vontatási jellemzők.
- A vizsgálataink során alkalmazott nagy sűrűségű mintavételezés lehetővé tette a sebességi fokozatok kapcsolása alatti vonóerő átvitel tanulmányozását a fokozatváltás során kialakuló szlip és vonóerő változások részletes megjelenítésével. A mért adatok nagy szórása a mérési körülményekből adódott, a változások trendje azonban jól kimutatható és elemezhető volt

5. MÉRÉSI EREDMÉNYEK

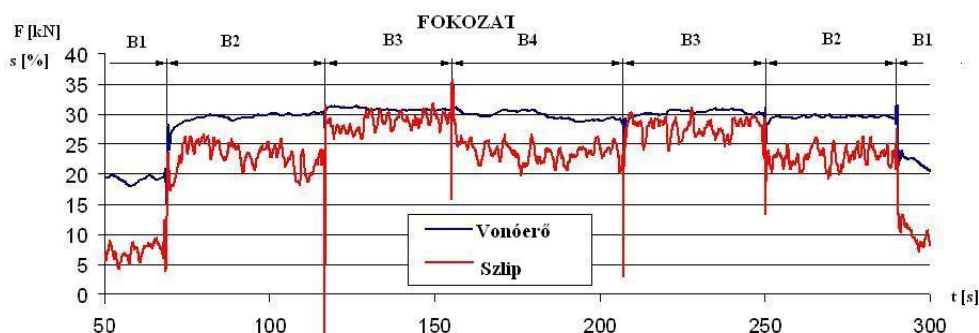
A mérés egy-egy fel és visszakapcsolási sorozatot magába foglaló ciklusában mintegy ötvenezer adat került rögzítésre. A szántóföldi körülmények és a mérőrendszer nagyfokú érzékenysége miatt a vonóerő és

szlip értékek jelentős szórása volt tapasztalható, számos kiugró értékkel. A feldolgozás során az adatsorok szakaszokra lettek bontva. A nyers adatok matematikai statisztikai módszerekkel történő feldolgozása során a stabil vontatási szakaszokban az adott szakasz átlagától ± 5 százaléknál eltérő adatokat nem vettük figyelembe, illetve a szomszédos 5-5, azaz 10 adat átlagában lettek megjelenítve. A fokozatváltás elemzéséhez pedig – a rövid idő alatt végbemenő változások pontos nyomon követése érdekében pedig a nyers adatsor elemzését végeztük el. A mért adatok bemutatása két szakaszra bontva: Elsőként a stabil szakaszokban mért vontatási jellemzőket ismertetem, majd az egyes fokozatváltásoknál végbemenő dinamikus változásokat hasonlítom össze.

Az egyes szakaszok elválasztására egzakt módszert kellett kidolgozni, ami a vonóerő értékek nyomon követésével történt. A fokozatkapcsolás után minden esetben megnövekedett a vonóerő igény, majd a gépcsoport visszagyorsítása és a fékező kocsi automatikus beavatkozásának hatására elkezdte közelíteni a beállított értéket. Stabil vontatási szakasz kezdetének azt az időpontot jelöltük ki, ahol a pillanatnyi vonóerő érték először csökken a beállított érték alá. A stabil szakasz végpontja a fokozatváltás kezdőpontja is egyben.

5.1 Mért adatok sebességszabályozott üzemmódban

A fékező kocsival a sebességszabályozási üzemmódban felvett adatok azt mutatják, hogy B2 fokozatban sikerült leghamarabb stabilizálni a vontatás paramétereit. A mérés során felvett vonóerő és szlip értékek a 3. ábrán láthatók.



3. ábra Vonóerő és szlip időbeni változása sebesség szabályozott vontatás mellett

A mérési folyamatban a B1 fokozatot kivételével a vonóerő értéke 25-30 kN között volt tartható. Az egyes fokozatokban a vonóerő stabilizálódásával annak szórása is jelentősen csökkent. A szlip változások mért értékei leképezik a vonóerő változásokat, de szórása nagyobb. A haladási sebességet a fékező kocsi PLC-je az előzetesen beállított 5 km/h értéken tartotta. Az elvégzett szórásvizsgálat számszerűen is igazolta, hogy az összes vizsgált paraméter közül a szlip nagyobb.

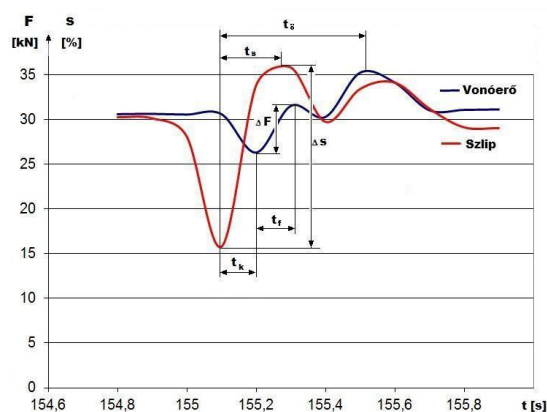
A vontatási jellemzők átlagértékei és azok szórása sebességszabályozott üzemmódban

3. táblázat

Fokozat	A stabilizált vontatás jellemzői			
	F.átlag [kN]	F.szórás [kN]	s.átlag [%]	s.szórás [%]
B1	19,32	0,29	8,31	1,36
B2	29,46	0,69	23,08	2,1
B3	30,82	0,25	28,67	1,3
B4	29,71	0,66	23,71	1,52
B3	30,29	0,36	27,81	1,41
B2	29,55	0,18	23	1,5

Fokozat-kapcsolás	Δs [%/s]	ΔF [kN/s]	t_k [s]	t_0 [s]
B1-2	38	26,8	0,15	0,6
B2-3	185	15,2	0,15	0,5
B3-4	80	29,3	0,15	0,4
B4-3	115	22,5	0,15	0,5
B3-2	23	7,5	0,15	0,6
B2-1	1,5	3,5	0,15	0,8

A fokozatváltás kezdőpontja a felvett adatsor ismeretében úgy definiálható, hogy a stabilizálódás utáni első olyan időpont, ahol a vonóerő legalább 10%-kal a beállított érték alá csökken és e mellé a kerék kerületi sebességének csökkenése is társul. A fokozatváltás vége pedig a váltást követő vonóerő növekedés maximuma. Ez jobban nyomon követhető a 4. ábrán, ahol nyújtott időskálán jobb betekintést nyerhetünk a folyamatokba.



4. ábra Vonóerő és szlip változása az idő függvényében B3-ból B4 fokozatba kapcsolásnál

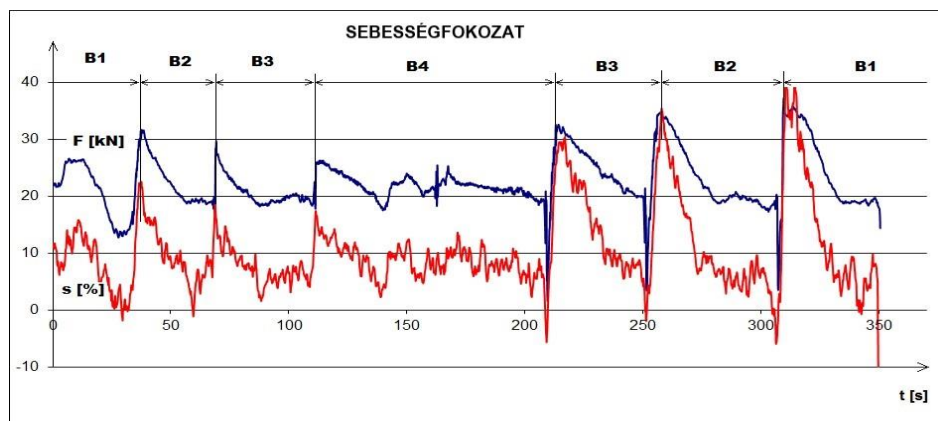
A mért jellemzőknek a fokozatkapcsoláskor jelentkező dinamikus változásainak pontos elemzéséhez ki kell választani azokat a jellemzőket, amelyek segítségével az összes fokozatváltásnál lezajló változást azonos módon össze lehet hasonlítani. Megfigyelhető, hogy a fenti jellemzők közül mindig a szlip változásával kezdődik a folyamat, majd az adott késedelem elteltével követi ezt a vonóerő azonos értelmű változása is. A 4. ábrán és a 4. táblázatban ez lett t_k késedelmi időként megjelölve. Ez a késedelem a talaj-kerék kapcsolatában történő erő kifejtés sajátosságaival magyarázható. A hajtott kerék gördülése során először talajdeformáció jön létre az érintkezési felületen, amihez idő szükséges, majd a kerék futófelülete ezen a rétegen „megkapaszkodva” tud vonóerőt kifejteni.

A vontatási paraméterek változásának mértékét úgy jellemezhetjük pontosan, hogy az egységnyi (1s) idő alatti vonóerő- és szlipváltozást számítjuk ki, vagyis a változás nagyságát osztva az ahhoz szükséges idővel.

A fokozatváltás teljes időtartama t_0 pedig már az előzőekben definiált, a váltás kezdete és vége között eltelt időt jelenti másodpercben. Az egyes fokozatok kapcsolása során végbement szlip és vonóerő változások fajlagos értékeit, valamint az időszükségleteket a 4. táblázat tartalmazza.

5.2 Mérési eredmények vonóerő szabályozott üzemmódban

A vonóerő szabályozott üzemmódban a terhelés alatti váltásoknál a rögzített vontatási paraméterek időbeni változásai az 5. ábrán láthatók. A vonóerő a kapcsolások utáni stabilizálódott üzemi szakaszokban az előzetesen beállított 20 kN értéket megközelítve állandósul. A szlipnek az átlagértékhez viszonyított változása megegyezik a vonóerő változásokkal és a mért értékek szórása megközelítően azonos, de nagyobb a vonóerő értékek szórásánál. A fokozatkapcsolás után a magasabb vonóerő értékek arra utalnak, hogy a gépcsoport kapcsolás utáni visszagyorsításához megnövekszik a vonóerőigény, ami a szlip növekedését eredményezi.



5. ábra Vontatási jellemzők alakulása terhelés alatti kapcsolásoknál vonóerő szabályozott vontatás mellett

A két mérési üzemmód objektív összehasonlításához itt is szükség volt a mért adatok statisztikai szórásvizsgálatára. Az 5. táblázat adataiból látható, hogy a vontatási jellemzők szórás értékei hasonlatosak a sebesség szabályozott üzemmódban felvett értékekhez: itt is a sebesség értékek szórása a legkisebb és a szlip értékek szórnak a legjobban.

Az 5. táblázat adataiból látható, hogy a vontatási jellemzők változása fel, illetve visszakapcsolás során másképpen alakul. A szórási értékek nagysága alapján megállapítható, hogy a legstabilabb üzemi jellemzőket a B3 fokozatban mérhettük. Az üzemeltetői elvárásoknak megfelelően és az elektrohidraulikus működtető rendszernek köszönhetően a terhelés alatti váltás általában kevesebb, mint fél másodperc alatt végbemegy. A rövid idő ellenére is nagy változások következnek be azonban a vontatási jellemzőkben. A végbemenő változások hatékony elemzéséhez célszerű kinagyítva vizsgálni a fokozatkapcsolás során felvett adatokat.

A vonóerő-szabályozott üzemmódban mért értékek szórása

5.táblázat

A stabilizált vontatás jellemzői				
Fokozat	F.átlag [kN]	F.szórás [kN]	s.átlag [%]	s.szórás [%]
B2	18,99	0,43	6,51	4,02
B3	19,24	0,6	5,9	1,93
B4	21,52	1,3	9,23	1,98
B3	20,39	0,48	7,2	1,24
B2	19,08	0,95	4,76	2,72
B1	18,98	0,26	4,98	2,58

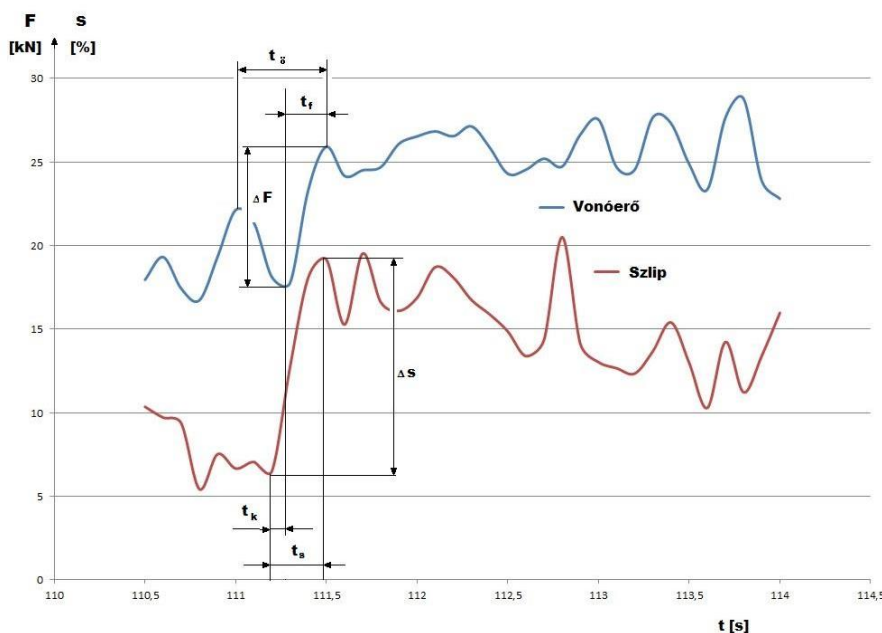
A vontatási jellemzők az áttételváltás során erőszabályozott üzemmódban

6. táblázat

fokozat-kapcsolás	Δs [%/s]	ΔF [kN/s]	t_k [s]	t_θ [s]
B1-2	-	-	-	-
B2-3	6,73	6,25	1	3,2
B3-4	6,5	6,09	0,5	1,5
B4-3	8,2	14,22	0,7	1,8
B3-2	6,72	8,35	0,3	2,1
B2-1	12	15,81	0,9	2,1

A változások részletesebb bemutatásához a B2-B3 fokozatba való felkapcsolás során rögzített adatokat jeleníti meg a 6. ábra. Jól látható, hogy a vonóerő mintegy 5 kN-t növekszik ugrásszerűen a váltás során, ezzel

párhuzamosan a szlip növekedése 10 %-os. A váltási időpont után néhány másodperccel megfigyelhető, hogy a vonóerő egy nagyjából 2 Hz frekvenciával kezd el ingadozni, hasonló a motorfordulatszám ingadozásához.

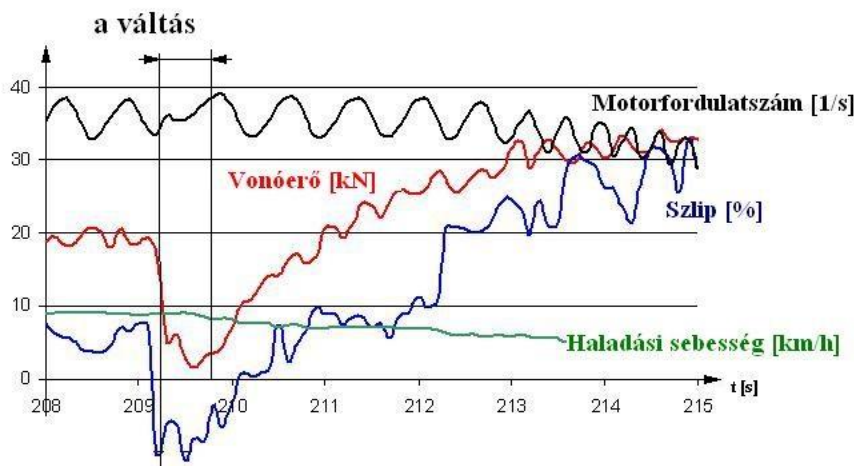


6. ábra Vontatási jellemzők az idő függvényében B2-ből B3 fokozatba kapcsolásnál

A 6. ábrán látható, vonóerő és a szlip változásait leíró folyamatokból megállapítható, hogy a szlip változása itt is megelőzi a vonóerő változásait. Ugyanakkor megállapítható az is, hogy a kapcsolás pillanatában néhány milliszekundum időtartamra lecsökken a csúszás, ami a kapcsolás pillanatában végbemenő csökkentett nyomaték, illetve vonóerő átadással magyarázható.

A kapcsolást követően növekvő, majd néhány másodperc múlva mérséklődő szlip értékek pedig jól mutatják a szántóföldi gépcsoport kapcsolás utáni visszagyorsításához szükséges többlet vonóerő-igényét, illetve a többlet vonóerő keltette szlipnövekedést is. Az előző méréssorozathoz hasonlóan itt is összehasonlítottuk a fokozatváltás során lezajló változásokat, melyek összefoglaló adatait a 6. táblázat tartalmazza.

Ugyanígy, nyújtott időskálán jól vizsgálhatók a visszakapcsolás során lejátszódó folyamatok is. A B4-B3 fokozatok közötti visszakapcsolásnál felvett adatok a 7. ábrán láthatók. Visszakapcsolásnál is a szlip csökkenésével kezdődik a folyamat, majd mintegy 0,15 s elteltével a kifejtett vonóerő több mint 15 kN-t esik a kapcsolás kezdetén, mellyel párhuzamosan a szlip is lecsökken. A fékező kocsi lendületének köszönhetően a vonóerő minimuma közel nulla, a traktor tehetetlenségének következtében pedig a szlip egy rövid időre negatív értéket is felvesz a hátsó kerekeken a traktor visszalassítása alatt.



7. ábra Vontatási jellemzők az idő függvényében B4-ből B3 fokozatba kapcsolásnál

A motor fordulatszámát vizsgálva megállapítható, hogy a terhelés csökkenésekor nem tud tovább növekedni. A kapcsolási folyamat végén újra megjelenő terhelés okoz végül $\Delta n = 3-5$ 1/s nagyságú fordulatszám esést (az ingadozó fordulatszám középértékére vonatkoztatva). Ez a fordulatszám-esés nem haladja meg a motor fordulatszám érzékenységet, s így a ezekre nem reagál. A kapcsolás utáni vonóerő növekedésre a kapcsolásnál jelentkező »megtorpanás« utáni visszagyorsítási vonóerőtöbblet ad magyarázatot. Ha a 7. ábrán látható vonóerő jelleggörbén tovább követjük a vonóerő alakulását látható, hogy 3-5 másodpercen belül visszaáll a beállított 30 kN-ra.

6. KÖVETKEZTETÉSEK, JAVASLATOK

Az elvégzett mérések alapján megállapítható, hogy a vizsgálati módszer alkalmas a traktorok vontatási jellemzőinek terhelés alatti váltás mellett történő vizsgálatára. Az alkalmazott mérési módszerekkel és eszközökkel jól lekövethetők a vonóerő, a haladási sebesség, és a szlip változásai a vizsgálati idő alatt. A nagy mennyiségű mérési adat lehetőséget nyújt a váltási folyamat részletes elemzésére.

A mért adatokból megállapítható, hogy a kapcsolási idő és vontatási jellemzők változásainak ismerte fontos információ a traktorok és más, állandó terhelésű mobil gépek üzemeltetése szempontjából. A mérések adatait elemezve megállapítható, hogy az olykor változó előjelű kerékcúszás folyamatos, számottevő ugyanakkor változó nagyságú vontatási veszteségeket okoz a kapcsolási folyamat alatt.

A sebességváltás folyamatának energetikája alapján megállapítható, hogy a terhelés alatti fokozatkapcsoláskor jelentkező, döntően a kerékcúszás megnövekedéséből származó veszteségek csökkentésére az alábbi ajánlások tehetők:

A powershift nyomatékvtóval rendelkező gépek üzemeltetésénél javasoljuk a motorfordulatszám rögzítés (kézi gáz) kikapcsolását a váltás végrehajtása előtt, hogy a gépkezelő a gázpedállal végre tudja hajtani az alábbi korrekciókat:

- Felkapcsolásánál a kapcsolás pillanatában –az aktuális terhelés nagyságától függően 30-50%-kal csökkenteni kell a gázpedálállást, majd a kapcsolás megtörténte után fokozatos gázadagolással, minimális szlip mellett gyorsítani tovább a gépcsoportot.
- Visszkapcsolásnál a fokozatváltás megkezdése előtt érdemes fokozatosan lassítani, hogy a kifejtett vonóerő lassítsa vissza a gépcsoportot hasznos munkavégzés mellett. Ennek hiányában a traktor hajtott kerekei lassítják vissza a gépcsoportot ingadozó, dinamikus igénybevétel mellett, olykor negatív szlip értékek kíséretében. Ezek a folyamatok ugyan odafigyelést és némi tapasztalatot igényelnek a gépkezelőtől, ugyanakkor javítják az üzemelés hatékonyságát, valamint meghosszabbítják a tengelykapcsolók alkatrészeinek élettartamát is.

A Powershift nyomatékvtókat működtető szoftverek fejlesztésénél az egyszerű elektrohidraulikus működtetés helyett kifinomultabb szabályozási folyamatokat kell végrehajtani a fokozatkapcsolás során az alábbiak figyelembevételével:

- Visszkapcsolásnál szükséges megnyújtani a kapcsolási időt a negatív szlip elkerülése érdekében. A rendszer, a motorfordulatszám és a kiválasztott fokozat ismétetében kiszámítja az ahhoz tartozó haladási sebességet, s csak akkor kapcsolja be a kiválasztott alacsonyabb sebességi fokozatot, ha a gépcsoport már kellően visszalassul. Ez szántóföldi körülmények között csak néhány tizedmásodpercet jelent.
- Felkapcsolásnál pedig a gázpedál állásától függetlenül arra a néhány tized másodpercre korlátozni kell a motor teljesítményét, ha a szlip meghaladná a beállított (pl.:25%) határértéket, ezzel elkerülve annak túlzott megugrását.

Javaslataink nem csupán energetikai, hanem agrotechnikai és környezetvédelmi szempontból is megfontolandóak, hiszen a túlzott kerékcúszással végzett gépi munka ugyanis a szükségesnél nagyobb talajtömörödéshez, mély nyomok képződéséhez vezet, és a talaj mikroszerkezetét is roncsolja.

IRODALMI HIVATKOZÁSOK

- [1] Zöldy, M. (2019) "Improving heavy duty vehicles fuel consumption with density and friction modifier" International Journal of Automotive Technology, Vol. 20, No. 0, pp. 1–8 (2019), DOI <https://doi.org/10.1007/s12239-018-y>
- [2] Tanelli M. et al. (2011) Transmission control for power-shift agricultural tractors: Design and end-of-line automatic tuning Mechatronics Vol 21. pp.285-297.
- [3] Kiss P.-Laib L. Terpen mozgó járművek energetikájának egyes kérdései MTA-AMB XXV.Gödöllői Kutatási és Fejlesztési Tanácskozás 2001. január 23-24.
- [4] Joóri J.I.-Kerényi Gy.-Farkas Zs.: The application and modelling possibilities of CVT in tractor, 5th International Multidisciplinary Conference Baia Mare, (2003) Part II. 145-150 p

- [5] Kerényi Gy.-Farkas Zs.: Power flows and efficiency analysis of out- and in-out coupled IVT *Periodica Polytechnica* (2009), Mechanical engineering 53: (2) 61-68 p ISSN 034-6051
- [6] T Péter, I Lakatos: Hybrid model of vehicle and traffic for combined dynamic analysis, *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, 2017, Vol. 24, No. 2
- [7] Török Á, Zöldy M: Energetic and economical investigation of greenhouse gas emission of Hungarian road transport sector, *Pollack Periodica*: 3 pp. 123-132., 10 p. (2010) <https://doi.org/10.1556/Pollack.5.2010.3.10>
- [8] M. Biestrato et. Al.: Assessment of the efficiency of tractor transmissions using acceleration tests *Biosystems Engineering* Vol.112. (2012) pp.171-180.
- [9] Zöldy M, Török Á: A forgalomba belépő gépjárművek többlet károsanyag kibocsátásának számítása a nemzetközi határértékek figyelembevételével, *Közlekedéstudományi Szemle* 55 pp. 336-339., 4 p. (2005)
- [10] Lovarellia D, Bacenettib J: Bridging the gap between reliable data collection and the environmental impact for mechanised field operations, *Biosystems Engineering*, Volume 160, August 2017, Pages 109-123, <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2017.06.002>
- [11] M. Comellas et al.: Analysis of a hydrostatic driveline for its use in off-road multiple axle vehicles *Journal of Terramechanics* (2012) Vol. 49 pp. 245-254.
- [12] Szimandl B, Németh H: Sliding Mode Position Control of an Electro-Pneumatic Clutch System, *IFAC Proceedings Volumes*, Volume 46, Issue 2, 2013, Pages 707-712, <https://doi.org/10.3182/20130204-3-FR-2033.00019>
- [13] Russini A, Schlosser JF, de Farias M S: Estimation of the traction power of agricultural tractors from dynamometric tests, *Rural Engineering*, vol 48 no 4, <http://dx.doi.org/10.1590/0103-8478cr20170532>
- [14] Molari G. –Sedoni E.: (2008) Experimental evaluation of power losses in a power shift agricultural tractor transmission *Biosystems Engineering* Vol. 100 pp.177-183.
- [15] Liu, M., Wang, X., Wang, J., Cui, B., Deng, B., & Shi, M. (2019). Comprehensive Evaluation for Real-Time Compaction Quality Using i-AHP and i-GAM: Case Study of Earth-Rock Dam. *Applied Sciences*, 9(8), 1543.
- [16] Linares et al. Design parameters for continuously variable power-split transmissions using planetaries with 3 active shaft *Journal of Terramechanics* (2010) Vol. 47 pp.323-335
- [17] M. Cutini-C. Bisaglia: Development of dynamometric vehicle to assess the drawbar performance of high powered agricultural tractors *Journal of Terramechanics* (2016) Vol. 65 pp. 73-84.
- [18] Li B., Sun D., Hu M., Liu J. (2019) Automatic starting control of tractor with a novel power-shift transmission, *Mechanism and Machine Theory*, Volume 131, 2019, <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2018.09.012>
- [19] Kilikevičius, A., Kilikevičienė, K., Fursenko, A. and Matijošius, J. (ONLINE) “The Analysis of Vibration Signals of Critical Points of the Bus Body Frame”, *Periodica Polytechnica Transportation Engineering*. <https://doi.org/10.3311/PPtr.12784>.
- [20] Todoruț, A., Molea, A. and Barabás, I. (2020). Predicting the Temperature and Composition – Dependent Density and Viscosity of Diesel Fuel – Ethanol Blends. *Periodica Polytechnica Chemical Engineering*. 64, 2 (2020), 213-220. <https://doi.org/10.3311/PPch.14757>.
- [21] Lengyel A. – Szegedi A. (2011): Terhelés alatti áttételváltás folyamatainak elemzése, *Járművek és Mobil Gépek*, 139-145. o., ISBN 978-963-269-227-2
- [22] D.C.Kim - K.U. Kim:Analysis of shifting performance of power shuttle transmission *Journal of Terramechanics* Vol.44 (2007) 111–122.p