

Terepen mozgó járművek energetikai összefüggései

Dr. Kiss Péter*

Gurmai László** Magdics Gábor*** Máthé László**** Pillinger György*****

* Szent István Egyetem, 2103 Gödöllő, Páter K. u. 1.
(Tel: 0628522043; e-mail: kiss.peter@gek.szie.hu).

** Szent István Egyetem, 2103 Gödöllő, Páter K. u. 1.
(e-mail: gurmai@freestart.hu)

*** LuK Savaria Kft. 9700 Szombathely, Zanati u. 31.
(e-mail: magdics.gabor@schaeffler.com)

**** Szent István Egyetem, 2103 Gödöllő, Páter K. u. 1.
(e-mail: mathe.laszlo@gek.szie.hu)

***** Szent István Egyetem, 2103 Gödöllő, Páter K. u. 1.
(e-mail: pillinger.gyorgy@gek.szie.hu)

Összefoglaló: A terepen mozgó járművek haladását, mozgásjellemzőit és energiateljesítményét alapvetően a jármű, a terep valamint a talaj tulajdonságai határozzák meg. A jármű és a terep kölcsönhatásának vizsgálatával a terepjáráselmélet, azon belül pedig a talaj-jármű mechanika foglalkozik, mely az utóbbi 100 évben jelentős eredményt ért el. A járműenergetikai kutatások célja annak vizsgálata, hogy a jármű motorja által szolgáltatott teljesítmény milyen arányban fordítódik haladásra (vontató járművek esetén hasznos munkavégzésre), illetve a haladás során fellépő veszteségek legyőzésére. Az energetikai folyamat részletes tanulmányozásával konstrukciós és üzemeltetési módosítások tehetők a hatásfok javítására. A járművek energetikai vizsgálatának módja a terhelés változtatása alapján lehet stacioner vagy instacioner. Stacioner vizsgálatoknál a mérések során állandósult üzemiállapot elérésére törekcszenek, a mérési adatokat pedig átlagértékekben adják meg. Instacioner vizsgálatoknál az állandósult üzemiállapot elérése nem cél, az adatokat pillanatnyi értékekkel adják meg. Ez utóbbi vizsgálati forma lényegesen jobban közelíti a valóságot, korszerűbb, de egyben bonyolultabb mérés technikát kíván, az eredmények pedig sokkal jobban mutatják a valóságos energiatranszport folyamatot, mivel a jármű üzeme mozgás közben instacioner.

1. BEVEZETÉS

A terepen való közlekedés egyidős az emberiséggel. Nagyon hosszú ideig a szárazföldi helyváltoztatás utak hiányában terepen történt. A kerék feltalálásával (i.e. ~3500) megjelentek az első, kezdetleges járművek, melyek több ezer éven keresztül terepen, földutakon haladtak. A közlekedésben az áttörést a belsőégésű motor megjelenése hozta, mely lehetővé tette a járművek sebességének növelését. A sebesség növeléséhez szükség volt még egyéb műszaki megoldásra is: pl. fűvott gumiabroncs, járműrugózás és simább felületű, épített út. A járműsebesség növelése irányította a figyelmet a járműdinamikai kutatásokra, mely elindította a terepjáró és egyéb terepen mozgó járművekkel kapcsolatos fejlesztéseket is. A kerekes járművek tehát mintegy 5500 éves múltra tekintenek vissza, a terepjáráselméleti kutatások azonban csak az autotechnika megjelenésével indultak el. Habár a gördülési ellenállás problematikájával Leonardo da Vinci is foglalkozott, később pedig Coulomb és Morin, a gyakorlatban használható eredményt a kutatások csak a XX. sz. elejétől hozták.

A terepen mozgó járművek dinamikájával, energetikájával kapcsolatos kutatások az 1900-as évek elején Gerstner, majd Bernstein a talaj teherviselő képességének és a kerekek gördülési ellenállásának vizsgálatával kezdődött. A két kutató a kerék gördülési ellenállását és a kerék alatti talajnyomás és besüllyedés kapcsolatát vizsgálta, megadva a talajnyomás és besüllyedés összefüggését. Gerstner linearitást tételezett föl a kerék alatti nyomófeszültség és a talajbenyomódás között. Bernstein elsőként exponenciális összefüggést alkalmazott, majd a nehézkes alkalmazás miatt végül gyökös összefüggést javasolt. Ezt a formulát Gorjacskin fejlesztette tovább. Szaakjan figyelembe véve a nyomófej átmérőjét, módosította az összefüggést, mely jelenleg is jól használható egyenletet ad.

Az 1950-es években Bekker vezetésével a Land Locomotion Laboratóriumban (USA), rendszerezett kutatómunka kezdődött a kerék-talaj kapcsolatában kialakuló mechanikai folyamatok tisztázására. Bekker (1956) az építészeten – kis besüllyedések és nagy nyomzélesség esetére, a klasszikus

talajmechanika által – használt tapasztalati képletet (Taylor 1948) összekapcsolta a Bernstein-Gorjacskin-féle összefüggéssel. Később Wills és Reece (1964) ajánlott egy jobban használható összefüggést a nyomás-besüllyedés kapcsolatára nyomólapos vizsgálatok eredményeként. Az említettekén kívül több kutató is foglalkozott a talajnyomás-besüllyedés kapcsolatával, Kacigin tangens-hiperbolikus függvénnyel közelítette a talajnyomást, Hegedűs a dimenzióanalízis módszerét választotta. Rendszerezve a fentebb említett képleteket:

Gerstner képlet: $p = kz$ (1)

Bernstein képlet: $p = k(1 - e^{-n \cdot z})$ (2)

$$p = k\sqrt{z} \quad (3)$$

Gorjacskin képlet: $p = kz^n$ (4)

Szaakjan képlet: $p = k\left(\frac{z}{D}\right)^n$ (5)

Bekker képlet: $p = \left[\frac{k_c}{b} + k_\phi\right]z^n$ (6)

Wills (Reece) képlet:

$$p = \left[ck_c^* + \rho g \frac{b}{2} k_\phi^*\right] \left(\frac{z}{b}\right)^n \quad (7)$$

Kacigin képlet: $p = p_0 \cdot \text{th} \frac{k}{p_0} z$ (8)

ahol: p – talajnyomás,
 p_0 – a talaj teherbíró képességének határértéke,
 z – a talajbesüllyedés mélysége,
 k – a talaj alakváltozási tényezője,
 k_c – a talajtömörítés kohéziós tényezője,
 k_ϕ – a talajtömörítés súrlódási tényezője,
 b – a felfekvő felület szélessége,
 n – talajtól függő konstans,
 c – kohézió,
 ρ – a talaj sűrűsége,
 k_c^* és k_ϕ^* – talajtömörítésre jellemző dimenzió nélküli számok.

Mind a k_c és k_ϕ értéke nyomókísérletekkel határozható meg, a kísérleteket különböző szélességű próbatesttel kell elvégezni. A különböző alakú (kör, négyzög) nyomófejekkel végzett nyomókísérletek eredménye igazolta, hogy a nyomófej alakja is észrevehetően befolyásolja a besüllyedést. Az összefüggések közül a Szaakjan formula a legáltalánosabb érvényű és ezért a vizsgálatoknál ez terjedt el.

A talajnyomás általánosítására kidolgozott képletek lehetővé tették a gördülési ellenállás (menetellenállás) pontosabb meghatározását és egyben megalapozták a járműenergetikai kutatásokat.

A kerék felfekvő felületére ható Q terhelés – egyenletes nyomáeloszlást feltételezve – megadható mint a felület és talajnyomás szorzata. Tehát:

$$Q = Ap \quad (9)$$

Helyettesítve a Bekker-féle talajnyomás értéket:

$$Q = A \left[\frac{k_c}{b} + k_\phi \right] z^n \quad (10)$$

képletet kapjuk.

A talaj tömörítéséhez szükséges munka a tömörítő erő és az erő irányába eső deformáció szorzataként meghatározható. A felületegységre vonatkoztatott tömörítési munka tehát:

$$W^* = \int_0^{z_0} p \cdot dz \quad (11)$$

Feltételezve, hogy a talaj a kerék gördülésekor csak függőlegesen lefelé nyomódik, A felfekvési felület és z_0 maximális besüllyedés mellett a talajdeformáció legyőzéséhez szükséges munka:

$$W = A \int_0^{z_0} p \cdot dz = A \int_0^{z_0} \left[\frac{k_c}{b} + k_\phi \right] z^n dz \quad (12)$$

A fenti összefüggést Bekker vezette le először lánctalpas járószerkezetekre. Az egyenlet csak kismértékű szlipnél érvényes, mivel akkor még nem ismerték a csúszás-besüllyedés függvénykapcsolatát. A szlip-gördülési ellenállást befolyásoló hatását később Onafeko és Kim vizsgálta.

A terepjárás, a mezőgépszet és az építészet számára a talaj ismereti szerkezeti anyag – hasonlóan, mint például az anyagtechnológia számára a fémek – de ugyanakkor a talaj tulajdonságai, jellemző mechanikai sajátosságai kevésbé ismertek. A mezőgazdaság – érthetően – elsőként a talajtani paramétereket alakította ki, a mezőgépszeti alkalmazásokhoz, a terepen való munkavégzéshez viszont nélkülözhetetlenek a talajmechanikai paraméterek ismerete.

A talaj fontos mechanikai jellemzője a függőleges teherbíró képessége. Ez a talaj függőleges deformációval szemben kifejtett ellenállása. A talaj a terhelést a deformáció ellenében veszi fel és ez a deformáció jelenti a járószerkezet besüllyedését a talajba.

A talaj kiterjedését jelentve végtelen feltérnek tekinthető. A rugalmas feltér terhelési viszonyait jórészt a XIX. végén (Boussinesq) kidolgozták és a megoldások sok esetben a talajra is érvényesek.

A talajjellemzőket vizsgálatokkal határozzák meg. Az építészetben alkalmazott módszereket vette át a terepjáráselmélet is. A terepen mozgó járművek által keltett – a talajban ébredő – terhelések azonban eltérőek az építészeti létesítmények által ébresztett terheléseknél.

A terepjárásnál a terhelés eléri és túllépi a törési határokat és a bekövetkező alakváltozás nagymértékű és gyors lefolyású. Emiatt a terepjárási területén lezajló folyamatokat a "kritikus állapotú talajmechanika körébe" tartozónak tekintjük.

A talajmechanikai paraméterrendszeren belül a talaj hordképességének vizsgálata a gumibroncs-talaj kapcsolat egyik lényeges eleme. Különböző technikai eljárások terjedtek el a terepjáráselemben a hordképesség meghatározására, 2 fő csoportot alkothatunk:

1. Nyomólapos (Bevaméter) mérések,
2. Kúpos penetrométer alkalmazása.

A bevaméteres vizsgálat során egy meghatározott átmérőjű tárcsát nyomnak a talajba és rögzítik a nyomás-besüllyedés kapcsolatát. A nyomófej alatti talajdeformáció jelentős részét, a homoktalajok kivételével, a tömörítés teszi ki. Tömörítéskor a talaj térfogata, s ezzel pórushányada is csökken. A teherbírás elsősorban a talaj típusától, nedvességtartalmától és a talaj térfogatsúlyától (lazításától) függ. A talaj tömörítése a terhelés sebességétől is függ, minél lassabb az összenyomás, annál nagyobb mérvű a tömörítés. Ez a jelenség a talajok viszko-elasztikus tulajdonságaival magyarázható.

A nagyobb átmérőjű (100-200 mm) nyomófej megfelelően pontos eredményt szolgáltat, hátránya azonban a nagy erőszükséglet, ami miatt csak gépi erővel alkalmazható. A talajnyomást a Szaakjan összefüggés alapján dolgozzák fel.

A talaj pórushányada ill. térfogatsúlya, döntően befolyásolja a teherbíró képességet. A frissen lazított talaj teherbírása kicsi, ezért nagy függőleges deformációk jönnek létre. A nagyméretű nyomófejekkel megbízható teherbírás adatok nyerhetők, hátrányuk azonban a nagy nyomóerő-szükséglet.

A kúpos penetrométer kis keresztmetszetével kézzel is talajba nyomható. A kis felületen történő mérés azonban óhatatlanul sokkal érzékenyebb a talajban lévő inhomogenitásokra, és ezt a hibát a mérések számának növelésével kompenzálják. Az Egyesült Államokban Nuthall a talajok teherbíró képességét kúpos penetrométerrel határozta meg. Az általa kidolgozott módszer segítségével sikerült a mért és számításokkal módosított járműmozgékonyással kapcsolatos talajadatokat a CI kúpos index értékben összehangolni. Freitag (1965) a gyakorlat számára is jól használható egyenletei és a mérőberendezés könnyű kezelhetősége miatt ez az eljárás szántóföldi méréseknél is széles körben elterjedt. A kúpos index méréssel, a számítások pontosításával Rohani és Balladi, Jánosi, Wismer és Turnage is foglalkozott. Reece és Peca a kúpos index értéket használta fel átgyúrt, súrlódás nélküli agyagtalajok nyírófeszültségének meghatározására. Hazánkban Komándi (1989) és Sitkei (1981;1986) foglalták össze a gyakorlat számára is használható egyenletekké a kúpos index mérések különböző eljárásait és a talajvizsgálatok elméletét.

A gyakorlatban a sokkal egyszerűbben kezelhető kúpos penetrométer használata elterjedt el. A kúp nyílásszöge 30° és keresztmetszete 1-2 cm². Így ez kézzel is a talajba nyomható.

A penetrométer kúpja által létrehozott talaj deformáció összetett, amelyen súrlódási erők is fellépnek. A súrlódási tényező nedvességtartalom-függő, ezért a nyomóerő és keresztmetszet hányadosa (CI) mint kúpos index nem jellemzi a teherbírást egyértelműen.

A kis keresztmetszettel való mérés hátránya azonban, hogy sokkal érzékenyebb a talajban levő inhomogenitásokra, s ezt a mérések számának növelésével lehet kompenzálni.

A kúpos index a behatoláshoz szükséges erő és a penetrométer-fej keresztmetszetének viszonya, amely a k teherbírási tényezővel meghatározott viszonyban áll.

A behatoláshoz szükséges erő a talajdeformáció és a súrlódási erők függőleges komponenseiből adódik.

2. TEREPEN MOZGÓ JÁRMŰVEK ENERGETIKAI ÖSSZEFÜGGÉSEI

2.1 Gördülési ellenállás (menetellenállás)

A mechanika a kerék statikai egyensúlyát külön vizsgálja a vontatott vagy tolt keréknél és külön a forgatónyomatékkal terhelt hajtott keréknél. A gördülési ellenállást mindkét esetben forgatónyomatékként értelmezi, miszerint a Q súlyerő hatására a középvonaltól f karral eltolva fellépő N támasztóerő fN forgatónyomatéka a gördülési ellenállás. Terepjáró járműves vizsgálatoknál a gördülési ellenállás ilyenformán történő meghatározása méréstechnikai okoknál fogva nem lehetséges. Ezért vontatási vizsgálatoknál a gördülési ellenállás helyett – azt helyettesítve – a menetellenállást adják meg. A menetellenállás viszonylag egyszerű módon mérhető, a gördülési ellenállás legyőzéséhez szükséges vonóerő nagyságát jelenti állandó haladási sebességgel mérve. Tehát a gördülési ellenállás nyomaték dimenziójú, a menetellenállás erő dimenziójú paraméter. A gördülési ellenállás problémakörével számos külföldi és hazai kutató foglalkozott. A hazai kutatók közül Komándi (1969; 1999) és Sitkei (1966; 1967; 1972; 1999) nevét kell megemlíteni.

A gumi- és talajdeformációból származó menetellenállás beható vizsgálatával Omeljanov foglalkozott, képletében a menetellenállást két komponensre bontva adta meg:

$$F_m = C_1 Q \cdot \sqrt[3]{\frac{p_1}{c_1 D}} + C_2 Q \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{p_1 D^2}} \quad (13)$$

ahol: Q – abroncsterhelés,
D – kerékátmérő,
p₁ – abroncsleányomás,
c₁ – a talaj fajlagos tömörítési tényezője,
C₁ – talajdeformációt jellemző tényező,
C₂ – abroncsdeformációt jellemző tényező.

Ez az összefüggés teoretikus megfontolásokra és nem talajmechanikai vizsgálatokra épült. A képlet két tagból áll, az első a talajdeformáció, még a második a gumideformáció menetellenállás-komponenseit adja meg. Omeljanovhoz hasonlóan Bekker is két tagból építette fel a menetellenállás képletét, viszont talajmechanikai alapokon:

$$F_m = b \left[\frac{k_c}{b} + k_\phi \right]^{\frac{1}{n}} \cdot \frac{(p_1 + p_k)^{\frac{n+1}{n}}}{n+1} + f_{\text{abroncs}} \cdot Q \quad (14)$$

ahol: $f_{\text{abroncs}} = \frac{u}{p_1^a}$ (az u és a tényezőket kísérleti úton határozzák meg),
 p_k – ún. köpeny-nyomás érték.

A két menetellenállás képlet szerint a gumiabroncs menetellenállásának talajdeformációból adódó része a kerékterhelés, a kerékszélesség és a talajjellemzők mellett az abroncs belső légnyomásától függ. Ez szabja meg elsősorban a gumiabroncs talajba süllyedésének mértékét is. Az egyenlet szerint a talajdeformációból adódó tömörítési ellenállás egyenesen arányos, még a gumi deformációjából származó ellenállás fordítottan arányos az abroncs belső légnyomásával. Mindkét (Omeljanov- és Bekker-féle) meghatározás hibája, hogy csak teljesen homogén, sima talajfelszín esetén igazak. Ugyanis, ha a talajfelszín nem homogén és/vagy teljesen sima, a gördülő keréknek követnie kell a talajegyenletlenség változásait, ami függőleges lengéseket gerjeszt. Ezek a lengések átadódnak az egész járműtestre, megváltoztatva annak helyzeti és mozgási energiáját. A lengések sok esetben jelentős veszteségeket okoznak, melyek részét képezik a menetellenállásnak, másnéven a terepen mozgó kerék gördülési ellenállásának.

2.2 A kerék-pálya kapcsolatában kialakuló tolóerő

A járószerkezet kapaszkodási képességét a talaj belső ellenállásai szabják meg, tehát azok az ellenállások, melyeket a talaj az elmozdulás, a csúszás, az alak- és térfogatváltozás ellenében kifejt. A különböző talajok belső ellenállását nyírószilárdságuk jellemzi, melyet a klasszikus talajmechanikai módszerek alkalmazásával vizsgálnak. A leggyakrabban alkalmazott vizsgálókészülék a talajnyíró- és a triaxiális mérőberendezés.

Az egyes talajokon felvett nyírási diagramok alapján az irodalom a talajokat két csoportba sorolja:

- Kohézióval rendelkező talajok, ahol a súrlódás mellett a belső összetartó erők is hatnak és,
- Kohézió nélküli talajok, ahol a talaj nyírási ellenállása a talajszemcsék egymáson való súrlódásából áll.

Kohéziós talajoknál a nyírófeszültséget a:

$$\tau = c + \mu\sigma \quad (15)$$

kohézió nélküli talajoknál a:

$$\tau = \mu\sigma \quad (16)$$

képlettel számolható, ahol

- c – kohézió,
- μ – talajszemcsék közötti súrlódási tényező,
- σ – talajt terhelő nyomófeszültség.

Különböző talajok nyírási diagramjával és a tolóerő meghatározásával Söhne (1952; 1953; 1958), Micklethwait, Bekker, Jánosi és Poncyliusz foglalkozott. Hazánkban Sitkei, és Komándi a talaj mechanikai tulajdonságait vizsgálta és módszert dolgoztak ki a tolóerő meghatározására.

A Jánosi-képlet a gyakorlatban jól használható, a Bekker-féle összefüggés – bonyolultsága miatt – inkább csak elméleti jelentőségű.

Komándi bevezette a redukált nyírási diagram fogalmát és ő javasolt először összefüggést a fűvott gumiabroncs által kifejtendő tolóerő meghatározására. A gyakorlat számára igen bonyolult képletekkel leírható csúcsos jellegű nyírási diagramokat az egyszerűbb, aszimptotikus nyírási diagramokká redukálta. Vizsgálatainál a laboratóriumi talajnyírási diagramok helyett szabadföldi méréseket alkalmazott, ezzel a számítás menete egyszerűsödött, pontossága pedig javult.

Sitkei a tolóerő meghatározásának képletében bevezette a karakterisztikus szlip fogalmát. A karakterisztikus szlip a nedvességtartalom, a sűrűség, az abroncsátmérő, az abroncslégnyomás és a kerékterhelés függvénye. Munkájában elméleti alapokon vizsgálta a gumiabroncs-talaj kapcsolatot. Az egy-kerék modellen felvett vonóerő-szlip görbék által a karakterisztikus szlip változását követte, a talaj nedvességtartalmának, az abroncs légnyomásának és terhelésének függvényében.

Később Komándi a gumiabroncs-talaj kapcsolatban kifejtett tolóerő képletét módosította. A korábban alkalmazott képlettel ellentétben – ahol a nyírófeszültséget integráljuk a felfekvési hossz mentén – az új összefüggésben a nyírt felület mentén végzi el az integrálást, kiindulva Söhne felismeréséből, miszerint a csúszási zóna a szlip és geometriai méretek függvénye.

Rendszerezve az alkalmazott tolóerő képleteket:

Jánosi képlet:

$$F_t = \tau_m A \left\{ 1 - \frac{K}{s \cdot l} \left[1 - \exp\left(-\frac{sl}{K}\right) \right] \right\} \quad (17)$$

Sitkei képlet:

$$F_t = \tau_m A \left[1 - \exp\left(-\frac{s}{S^*}\right) \right] \quad (18)$$

Komándi (redukált) képlet:

$$F_t = \tau_m A \left\{ 1 - \frac{K_{\text{red}}}{sl} \left[1 - \exp\left(-\frac{sl}{K_{\text{red}}}\right) \right] \right\} \quad (19)$$

Kománcsi (módosított I.) képlet:

$$F_t = \tau A [1 - (1 - s) \cdot \exp(-D)] \quad (20)$$

Kománcsi (módosított II.) képlet:

$$F_t = \tau^* A \frac{S}{S_D - S} \quad (21)$$

ahol:

- τ - nyírófeszültség,
- A - felfekvési felület,
- s - szlip,
- l - a felfekvési felület hossza
- S* - karakterisztikus szlip
- K - a nyírási diagram alakváltozási tényezője
- K_{red} - empirikus állandó
- D - a nyírt felület alakváltozási tényezője
- $D = C_1 L^n s^m$
- L - a felfekvési felület egyenértékű hossza
- τ^* - adhéziós feszültség
- s_D - deformációs szlip.

2.3 A gumiabroncs deformációja

Csúszásmentesen gördülő gumiabroncsot feltételezve, az abroncs mind radiális, mind tangenciális irányban deformálódik. Az abroncs rugalmassága révén a talajjal érintkező deformált felület egyes részei a talajhoz tapadnak, míg mások a talajhoz képest elmozdulnak, elcsúsznak. A gumiabroncs gördülési viszonyait lényegesen befolyásolja a gumi belső súrlódása, az abroncsdeformációból adódó relatív elmozdulás a felfekvő felület mentén és a gumiabroncs tangenciális deformációja. A gumiabroncs tehát nemcsak gördül, hanem kerülete mentén kissé megcsavarodik, és a felfekvő felület deformálódik. A gumi összenyomódása, illetve kirugózása periodikus mechanikai deformáció, ami hiszterézisvesztést, hőképződést okoz. Hőképződést jelent a talajjal érintkező részek súrlódása is. A hiszterézisvesztés következtében pedig növekszik a kerék gördülési ellenállása. A gumiabroncs futófelülete egy körgyűrű része, amely nem fejthető síkba és így az abroncs legördülése során állandóan deformálódik, torzul. Ez a deformáció természetesen rugalmas és csúszásokkal jár együtt. A gumiabroncs tehát nem ideálisan gördül le, hanem gördülése közben az érintkezési felület egyes részecskéi a talajhoz képest elmozdulnak. Tolt kerekeknél a talajjal való érintkezés előtt az abroncsfelület egy kissé megnyúlik, utána pedig zsugorodik. Hajtókerekek esetében a forgatónyomaték hatására a gumiabroncs a felfekvő felület előtt egy kissé torlódik, összenyomódik, továbbgördülve az abroncs visszaugrik az eredeti alakjára. Ez az ún. alakváltozási szlip, ami nem jelent a talajon tényleges abronccsúszást. Lazább talajon az abroncsdeformáció kisebb, viszont a talajba kapaszkodó bordák a talajt jobban deformálják. A talajdeformációhoz viszonyítva lényegesen kevesebben foglalkoztak a gumideformáció vizsgálatával. A mérésekre alapozott vizsgálatokat nehezíti, hogy a kerék gördülése

közben kell az abroncsdeformációt vizsgálni. Li et al és Krick, lineáris potenciométer alkalmazásával vizsgálta a gördülő gumiabroncs deformációját. Freitag a gumiabroncs belsejébe épített lineáris potenciométer használatával mérte a gumi középpontjához képest a sugárirányú- és érintő irányú deformációkat. Azt vizsgálták, hogy miként változik a deformáció az abroncsleégnyomás, a szlip és a talajhordképesség függvényében. A gumideformáció függ az abroncsleégnyomástól és terheléstől, a talaj típusától, keménységétől és a haladási sebességtől. A gumideformáció formája és mértéke alapvetően a gumi és talaj relatív merevségétől függ. Abeels elektromechanikus mérőeszközzel vizsgálta a gumi oldalfalán fellépő deformációt merev pályán és puha talajon.

A gumiabroncs terepen való gördülésekor bonyolult erő- és mozgástani folyamatok történnek, miközben a deformálódó abroncs, a besüppedő talaj következtében a gumiabroncs-talaj kapcsolatot jellemző fizikai paraméterek időpillanatról időpillanatra változnak. A terepen való gördülés és ennek következtében a járműmozgás is alapvetően instacionárius (dinamikus) folyamat. A dinamikus hatást elsősorban a terepprofil egyenetlensége, a talaj inhomogenitása, továbbá ha hasznos vonóerőt fejt ki a jármű, akkor a vonóerő dinamikus változása és a szlip okozza. Mivel az említett hatások sztohasztikus jellegűek, a létrejött lengések is véletlenszerűek.

A gumiabroncs-talaj kapcsolatában, a kerék középpontjában, 3 irányban vizsgálhatók a lengések. Egyenes vonalú haladáskor a függőleges irányú lengéseket alapvetően a terepprofil gerjesztése hozza létre, míg a vízszinteset elsősorban a vonóerő és a jármű sebességének változása. A keresztirányú lengések a terepprofil és a talaj eltérő teherbíró-képessége miatt adódnak. A lengések egymást befolyásolják.

Ezen lengések energiavesztéssel járnak és egyúttal hatással vannak a gumiabroncs-talaj kapcsolatra is. A statikus kerékterhelés okozta gumi- és talajdeformációhoz, a gördülési ellenállás és vonóerő által kifejtett terhelésváltozáson túl, folyamatosan változó, járulékos terhelésnövekedés és ezáltal járulékos gumi- és talajdeformáció adódik hozzá. Változik a felfekvési felület nagysága, alakja, a talaj- és gumideformáció mértéke és változik a kerékközéppont helyzete is. A keletkezett lengésgyorsulás tehát befolyásolja a gördülés közben kialakuló sugárértéket is. A lengések következtében kialakuló kerékterhelés változása miatt a sugár is időben változó lesz. A terhelésváltozás befolyásolja a gumi-talaj között fellépő adhéziót, ennek következtében a szlip is folyamatosan változik.

A gördülés közben megváltozott sugárértéket leggyakrabban (dinamikus) gördülési sugárnak nevezik. Egy fogalommal azonban csak egy sugárértéket jellemezhető. A (dinamikus) gördülési sugár elnevezést használják a gördülés közben benyomódott abroncsfelület és a kerékközéppont távolság jelölésére, a szlip által befolyásolt gördülőkör sugarának leírására (szlipsugar) éppúgy, mint egyfajta katalógusbeli

értékre, melyet a gumiabroncsgyártók adnak meg a gördülőkör sugarára.

3. A TEREPEEN GÖRDÜLŐ GUMIKERÉK GÖRDÜLÉSI SUGARAI

A deformálódó pálya és deformálódó kerék modell (gumiabroncs-talaj modell) alkalmazásakor a gördülési sugarak meghatározása problematikus és mérés technikailag igen bonyolult feladat. Márpedig terepjáró járművek vizsgálatánál gyakran felvetődik a gördülési sugár meghatározásának kérdése, melyet legtöbbször statikusan mért vagy csak egyszerűen táblázatból vett értékkel helyettesítenek. A gumikerék-talaj kapcsolatban a következő keréksugár értéket különböztethetjük meg:

- statikus sugár,
- dinamikus gördülési sugár,
- mozgástani viszonyok (szlip) által meghatározott gördülési sugár: *kinematikai gördülési sugár*
- a kerék talppontja és a kerék középpontja közötti távolság,
- erőtanilag viszonyok által meghatározott sugár: *kinetikus gördülési sugár*.

3.1 Statikus sugár

Ezt az adatot a gumiabroncsgyártók katalógusaiban is megtalálhatjuk. Az abroncsot névleges terheléssel nyomják egy sík laphoz és mérik a kerékközéppont és sík felület távolságát. A vontatási vizsgálatok előtt műhelyben is végezhetnek hasonló méréseket. Ennek a mérésnek az eredménye - az üzemi terhelésviszonyok és abroncs-légnyomás eltérése miatt - különbözhet a gyártó által megadott értéktől.

3.2 Dinamikus gördülési sugár

Ezt a paramétert a gumiabroncsgyártók adják meg katalógusaikban. A gyártók által alkalmazott mérési módszerek kis mértékben eltérhetnek ugyan, de a vizsgálatokat az alábbi elv szerint hajtják végre: szilárd útburkolaton, alacsony sebességgel (általában 10 km/h) szabadon végiggördítik a névleges értékkel terhelt és légnyomásra beállított gumiabroncsot. A vizsgálatokat általában 200 m-es szakaszon végzik el és mérik a kerékfordulatokat. A kerékfordulatokból és a megtett útból számolják ki a gördülési kerületet, illetve a gördülési sugarat. Az egyik probléma, hogy a gördülési sugár – bár csúszásmentes legördülést feltételeznek – valójában a tolt kerekekre jellemző, kis értékű, negatív szlippel terhelt. A másik probléma ezzel a katalógusbeli értékkel az, hogy üzem közben a terhelési viszonyok változnak, tehát változik a dinamikus gördülési sugár is.

3.3 Kinematikai gördülési sugár

Ezt a sugarat a kerék gördülése közben a mozgástani viszonyok határozzák meg. Ez egy virtuális sugár, melynek nagysága a – szélső értékeket is beleértve – nullától végtelenig terjedhet. Ha a kerék gördülése csúszásmentes (elméleti eset, csúcsos ciklois), akkor a gördülési sugár nagysága megegyezik a geometriai sugár nagyságával. Ha a kerék pozitív szlippel gördül (hajtott kerék, hurkolt ciklois), akkor a gördülési sugár nagysága kisebb mint a geometriai sugár, negatív szlip (tolt kerék, nyújtott ciklois) esetén nagyobb. A szélső értékeket is figyelembe véve, elkaparó kerék esetén a gördülési sugár értéke zérus, tolt, de teljesen befékezett kerék esetén pedig végtelen nagy. (Megjegyzés: e szélső értékeket csak a teljesség kedvéért említjük, mert ezen esetekben már nem beszélhetünk gördülésről.) A csúszás által meghatározott kinematikai gördülési sugár a következő képlettel adható meg:

$$r_{\text{kinematikai}} = \frac{l}{2\pi} \quad (22)$$

ahol: l az egy körülfordulással megtett utat jelenti.

3.4 A kerék talppontja és a kerék középpontja közötti távolság

Ez a paraméter tulajdonképpen nem gördülési sugár, hanem ahhoz nagyságában sok esetben igen közel álló jellemző. Például az autotechnikában, ahol a kerékcúszással nem számolnak, ezt a jellemzőt fogadják el gördülési sugárnak. Ez az egyetlen paraméter az említett sugarak között, amely üzem közben is, változó terhelési viszonyok mellett közvetlenül mérhető. Mérése a kerékpalást felületére körkörös felerősített távolságmérő készülékkel lehetséges, a készülék a palástfelület és az abroncs felfekvési felületének, talppontjának a távolságát méri.

Számítása a kerékközéppont függőleges irányú gyorsulásértékéből és ugyanezen kerék alatt, a gyorsulásfüggvénnyel szinkronban lévő deformált keréknyom terepprofilgörbéjéből, valamint a statikus keréksugár nagyságából lehetséges. Mindhárom jellemző mérése gyakori vontatási vizsgálatoknál. Első lépésben a mozgásjellemzőket kell meghatározni a kerékközéppontban felvett folytonos, $\bar{a} = \bar{a}(t)$ függőleges irányú gyorsulásfüggvényből.

A gyorsulás definíciója alapján előállítható a sebesség:

$$\bar{v} = \int_{t_0}^t \bar{a}(t) dt + \bar{v}_0 = \bar{v}(t) \quad (23)$$

ahol $\bar{v}_0 = \bar{v}(t_0)$, a kezdő pillanathoz tartozó sebességérték.

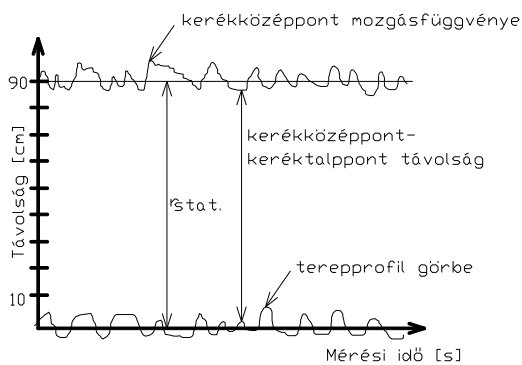
A sebességfüggvényből a mozgásfüggvény további integrálással határozható meg:

$$\bar{r} = \int_{t_0}^t \left(\int_{t_0}^t \bar{a}(t) dt \right) \cdot dt + \bar{v}_0(t - t_0) + \bar{r}_0 \quad (24)$$

A kétszeri integrálással kapott mozgásfüggvény a jármű kerékközéppontjának mozgásfüggvényét adja.

Az adatsor a MATLAB Simulink (Dynamic System Simulation Software) programmal, trapéz-formula alkalmazásával integrálható $v_0, r_0=0$ kezdeti feltételekkel.

Ezt követően egy koordináta-rendszerben ábrázolható a keréknyomban felvett terepprofilgörbe és a vele szinkronban lévő, kerékközéppont mozgásfüggvény. A két függvényt függőlegesen el kell tolni úgy, hogy a függvényekre illesztett egyenesek távolsága a statikus keréksugár értéke legyen. Az így eltoltt függvények értékei közötti távolság a kerékközéppont-keréktalppont (felfekvési felület) távolságát adja (1. ábra). A számítási módszer feltételezi, hogy a keréktalppont utáni talajdeformáció és a talaj-visszarugózása közel azonos mértékű.



1 ábra: A kerékközéppont-keréktalppont távolság közvetett meghatározása a kerékközéppont mozgásfüggvényéből és a visszamaradt terepprofil görbéből.

3.5 Kinetikai gördülési sugár

Deformálódó kerék, deformálódó pálya viszonyában, ahol sok esetben jelentős és tartós szlip értékekkel számolhatunk célszerű megkülönböztetni az erőtan viszonyok által meghatározott gördülési sugarat. Ez a sugár a kerékközéppont és a gumiabroncs-talaj kapcsolatban a felfekvési felület mentén ébredő elemi tolóerők eredőjének a távolsága. Ennek a sugárnak a nagysága határozza meg, hogy az aktív hajtónyomatékból milyen nagyságú vízszintes tolóerő ébred. Ez a sugár valós és értéke csak egy szűkebb intervallumban mozoghat, ellentétben a szlip által meghatározott kinematikai gördülési sugár értékével.

A kinetikai gördülési sugár a keréknyomaték és a gumiabroncs-talaj kapcsolatban ébredő eredő tolóerő nagyságából határozható meg.

$$M_h = F_t \cdot r_{kinetikai} \quad (25)$$

Az említett sugárértékek tehát különböznek egymástól, és csak speciális esetben egyeznek meg a gumiabroncs-talaj kapcsolatban. A kerékközéppont-keréktalppont távolsága deformálódó, puha talajon nem egyenlő a másik kettő

gördülés közben kialakuló sugárral. A fent említett gördülési sugarak közül tehát a gumiabroncs-talaj kapcsolatban lejátszódó fizikai folyamatokat legjobban a mozgástani- és az erőtan gördülési sugár írja le. A két sugár – leszámítva a lengés következtében létrejövő pillanatnyi egyenlőséget – csak merev kerék és pálya kapcsolatában, zérus szlip esetén egyezik meg egymással. Mivel gumiabroncs-talaj kapcsolatban a gumi alakváltozási szlipje miatt csúszásmentes legördülésről nem beszélhetünk, tehát a szlip nem lehet zérus, a két sugár külön értéket vesz fel. Mindkettő külön-külön jellemzi a gumiabroncs-talaj kapcsolatot az egyik mozgástani (szlip) oldalról, a másik pedig a kerék-talaj között fellépő erőátadás oldaláról. Az első a szlip okozta csúszást és az ezzel együtt járó virtuális sugárváltozást jellemzi, a másik az aktív hajtónyomaték és a felfekvési felület mentén ébredő tolóerő közötti geometriai jellemző. A két érték különbözőségére a legszemléletesebb (szélsőérték) példa, amikor a jármű kereke elkapar. A szlip ebben az esetben 100%, a mozgástani sugár ekkor zérus. Ugyanakkor a jármű kereke ekkor fejt ki a legnagyobb tolóerőt, tehát az erőtan sugárnak zérusnál nagyobb értékűnek kell lennie.

A terepen gördülő gumikerék gördülési sugarainak vizsgálatánál megállapítható, hogy mozgás közben három jellemző sugárértéket különböztethetünk meg:

1. A terhelési viszonyok és abroncsleányomás által meghatározott keréktalppont kerékközéppont távolságot,
2. A kinematikai gördülési sugarat és
3. Az erőtan viszonyok által meghatározott kinetikai gördülési sugarat, amely a gumiabroncs-talaj kapcsolatban ébredő tolóerő és az azt létrehozó nyomaték forgástengelyének távolsága.

4. A TALAJ-JÁRÓSZERKEZET KÖLCSÖNHATÁSA, A JÁRMŰLENGÉSEK HATÁSA

A járműtest és a talaj közötti kapcsolatot biztosító szerkezeti részt összefoglaló néven járószerkezetnek nevezik. Leszámítva a speciális járószerkezeteket (pl. lépegető járószerkezet), alapvetően a kereket, a láncot és a gumihevedert soroljuk ide. A járószerkezet adja át a jármű súlyerejét és a hajtónyomatékból származó kerületi erőt a talajnak. A talaj szilárdsága ellenáll ezeknek a hatásoknak, miközben visszahat a kerékre. Tehát a hatás-ellenhatás klasszikus törvényszerűségével állunk szemben.

A terepen való járműmozgás alapvetően instacionárius folyamat. A dinamikus hatást elsősorban a terepprofil egyenetlensége, a talaj inhomogenitása továbbá ha hasznos vonóerőt fejt ki a jármű, akkor a vonóerő dinamikus változása okozza. Dinamikus hatást hoz létre a szlip is. Mivel az említett hatások sztohasztikus jellegűek, a létrejött lengések is véletlen jellegűek lesznek.

A gumiabroncs-talaj kapcsolatban, a kerék középpontjában, 3 irányban vizsgálhatjuk a lengéseket. Egyenes vonalú haladáskor a függőleges irányú lengéseket alapvetően a terepprofil hozza létre, még a vízszinteset elsősorban a vonóerőnek és a jármű sebességének változása. A

keresztirányú lengések a terepprofil és a talaj eltérő teherbíróképessége miatt adódnak. Természetesen a lengések egymást is befolyásolják.

Haladásakor a lengések energiavesztéssel járnak és ez az energia hatással van a jármű (traktor) teljesítmény- vagy energiamérlegére. A teljesítménymérleg időben változó lesz még akkor is, ha egyenes vonalban, egyenletes sebességgel és szándékos terhelésváltoztatás nélkül halad a jármű.

A lengések befolyásolják a gumiabroncs-talaj kapcsolatot is. A statikus terhelés okozta gumi- és talajdeformációhoz képest járulékos terhelésnövekedés és ezáltal járulékos gumi- és talajdeformáció jön létre. A terepen való mozgáskor kialakuló gördülési ellenállás tehát ebből adódóan dinamikus folyamat, melynek értéke folytonosan változik. A klasszikus felfogás szerint a gördülési ellenállás két komponensre bontható: gumi- és talajdeformációra. Ez a felbontás továbbra is érvényes azzal a bővítéssel, hogy a dinamikus terhelésváltozás járulékos gumi- és talajdeformációt hoz létre. Ezek a gördülési ellenállás komponensek meghatározhatók és beilleszthetők a gördülési ellenállás értékébe.

A lengésgyorsulás befolyással van a gördülés közben kialakuló gördülési sugárra is. A lengések következtében kialakuló kerékterhelés változása miatt a sugár is időben változó lesz. A terhelésváltozás pedig befolyásolja a gumitalaj között fellépő adhéziót, minek következtében a szlip is változik.

5. TEREPEEN MOZGÓ JÁRMŰ ENERGIAEGYENLETE

Terepen mozgó járművek energiaegyenletét az alábbi összefüggés adja:

$$P_m = P_{hm} + P_g + P_s + P_{lég} \pm P_{em} \pm P_{gy} + P_j + P_v \quad (26)$$

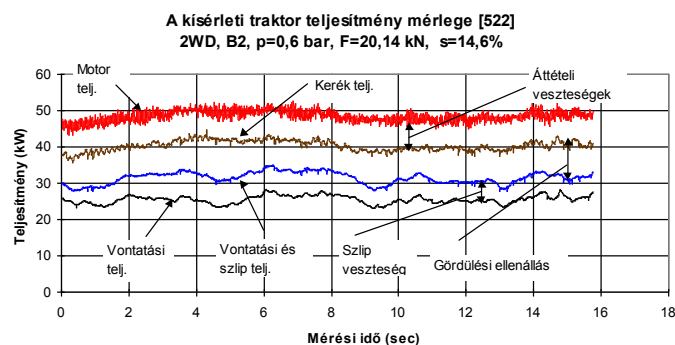
ahol: P_m – motorteljesítmény,
 P_{hm} – erőátvitel vesztesége,
 P_g – gördülési ellenállás,
 P_s – szlipvesztés,
 $P_{lég}$ – légellenállás,
 P_{em} – emelkedési ellenállás,
 P_{gy} – tehetlenségi ellenállás,
 P_j – járulékos teljesítményigény (pl. hidraulikus kör, légkompresszor, segédberendezések stb., függően be- vagy kikapcsolt állapottól),
 P_v – vontatási ellenállás (vontatmány).

A 26. egyenlet általános érvényű, mindig az adott esetre kell alkalmazni. Az erőátviteli, a gördülési és szlip veszteség minden esetben jelen van, azokkal számolni kell terepen való haladásakor. A légellenállás lassabb haladásakor általában elhanyagolható, 60 km/h feletti sebességnél viszont már figyelembe kell venni. Az emelkedési és tehetlenségi teljesítménykomponenseket értelemszerűen csak akkor kell számba venni, ha terepnek van lejtőszöge, illetve a haladási sebesség nem állandó. A vontatmány vontatási teljesítmény

igényét pedig akkor, ha vontat a jármű, ez esetben pedig ez a komponens tartalmazza a vontatmányra vonatkozó összes komponenset (gördülési, szlip, lég, emelkedési stb.).

Az energiaegyenletet vontatási vizsgálattal lehet meghatározni. A klasszikus vontatási vizsgálatnál a méréseket (szabvány által) adott mérőszakaszokon hajtják végre és a mérőszakaszokon felvett adatok átlagértékével számolnak. Ezek az ún, stacioner mérések. A bevezetőben említett instacioner mérések során, folyamatos adatrögzítéssel a dinamikus változások is követhetők.

A 2. ábrán egy mezőgazdasági traktor instacioner teljesítménymérlege látható. A teljesítménymérlegben a mérési idő függvényében, dinamikus – századmásodperces mintavételezéssel – követhetők a jellemző vontatás-energetikai paraméterek, a motor-, a hajtókerék- és a vontatási teljesítmény nagysága valamint az erőátviteli-, a szlip- és a gördülési ellenállás változása. A bemutatott teljesítménymérleg homokos vályogtalajon (üledett szántás), 0,6 bar gumiabroncs légnyomásnál és 4,56 km/h átlagos sebesség mellett lett felvéve. A traktor a vizsgálat során egy fékező kocsit vontatott. A vontatmány teljesítményigényét az ábrán a „Vontatási teljesítmény” mutatja. Mérés alatt az átlagos vonóerő 20,14 kN volt.



2. ábra: Instacioner teljesítménymérleg

A mérés során az ún. egyszerűsített teljesítménymérleg elvét alkalmaztuk: sík terepen történt a vizsgálat és nem volt szándékos sebességváltoztatás. Emiatt nincs figyelembe véve az emelkedési és tehetlenségi komponens. Továbbá a mérés alacsony sebességen történt és a segédberendezések kikapcsolt állapotban voltak.

Az instacioner mérés lehetőséget ad a vontatásenergetikai paraméterek dinamikájának vizsgálatára. Meghatározható a vizsgált traktor fontosabb vontatási paramétereinek dinamikai faktora, a paraméterek legkisebb, legnagyobb és számtani középértékéből a

$$\phi_{din} = \left(\frac{X_{min}}{\bar{X}}; \frac{X_{max}}{\bar{X}} \right) \quad (27)$$

képlet alkalmazásával. Azt az optimális esetet figyelembe véve, mikor sem szándékos terhelés- és sebesség változtatás nem növeli a vontatás dinamikáját. Az 1. táblázatban bemutatott dinamikus faktorok homokos vályogtalajon való

vontatásra vonatkoznak és paramétereiként 2053 adatból lettek számolva, századmásodperces mintavételezéssel. A hátsó keréken a mértékadó lengésgyorsulás $1,05 \text{ m/s}^2$ volt.

1. táblázat: Vontásenergetikai paraméterek dinamikai faktora

Vontatási paraméter	Átlag \bar{X}	ϕ_{din}	Szórás σ	Variációs koefficiens
Vonóerő (kN)	17,28	0,79-1,22	1,41	0,082
Haladási sebesség (km/h)	4,38	0,89-1,12	0,19	0,043
Szlip (%)	18,40	0,69-1,28	2,08	0,113
Motorteljesítmény (kW)	46,80	0,86-1,12	2,01	0,040
Kerékteljesítmény (kW)	38,72	0,86-1,10	1,71	0,044
Szlipteljesítmény (kW)	7,14	0,61-1,35	1,02	0,142
Vontatási telj. (kW)	21,00	0,84-1,20	1,58	0,075
Görd. ellenállás telj. (kW)	10,57	0,54-1,40	1,37	0,129

6. KÖVETKEZTETÉSEK

A jármű terepen való mozgása során a következő jelenségek figyelhetők meg:

- A jármű kerekei a talajba süllyednek, a talajban deformáció, keréknyom alakul ki, miközben a kerekek (különösen a hajtó kerekek) vízszintes irányú csúsztató hatást fejtenek ki.
- Mindkét igénybevétel (a talajnyomás és a nyírás) nemcsak közvetlenül a kerék-talaj kapcsolat érintkezési felületén hat, hanem a talaj mélyebb rétegeiben is.
- A talaj teherbíró-képessége maximálja a kerékterhelés nagyságát. Ha a kerékterhelés nagyobb a teherbíró-képességnél, akkor a jármű kerekei a talajba süllyednek, kialakul a túrás jelensége, mely jelentős energiaigénnyel jár, akadályozva ezzel a jármű mozgását.
- A talaj nyírószilárdsága a kerületi erőt maximálja. Nagyobb kerületi erő esetén a jármű kerekei kipörögnek, a szlip jelentősen megemelkedik, szintén gátolva vagy akadályozva a haladást.
- A terep profilja (mikroakadályok) jármű lengését gerjesztik. A létrejövő lengések plusz energiát igényelnek, miközben megváltoztatják a jármű dinamikáját, mely komoly baleseti tényező lehet.
- A járművek intacioner teljesítménymérlege utat nyit a gumiabroncs-talaj kapcsolat jobb megközelítéséhez. Rámutat arra a tényre, hogy a terepen való mozgás alapjaiban dinamikus folyamat, részletesebb megismeréséhez dinamikus módszerek szükségesek, melyek teljesebbé tehetik a gumiabroncs-talaj kapcsolat műszaki paraméterrendszerét és lehetőséget teremtenek újszerű, energetikai gumiabroncs minősítési rendszer létrehozására.
- A terepen való járműmozgás energetikájának jobb feltárása lehetővé teszi a gumiabroncs-talaj kapcsolatot

modellező számítógépes programok algoritmusának pontosítását is.

- A bemutatott eredmények elősegítik a terepjáró járművek és gumiabroncsok konstrukciós fejlesztését, valamint a szántóföldi technológiák műszaki folyamatainak elemzését.

FELHASZNÁLT IRODALOM

- Abeels, P. F. J.: Tyre testing: Automatic recording of the tyre deformability. *ASAE Paper* No: 89-1051, Am. Soc. Agric. Engrs, St Joseph, MI 49085 1989.
- Bekker, M. G.: Introductory remarks to Vol. I. of J. Y. Wong and M. G. Bekker Terrain-vehicle System Lecture Notes. Carleton University 1976.
- Bekker, M. G.: Theory of land locomotion. The mechanics of vehicle mobility. Ann Arbor, The University of Michigan Press 1956.
- Bernstein, R.: Probleme zur experimentiellen Motorpflugmechanik. *Der Motorwagen* 1913. 16.sz.
- Freitag, D. R. and Smith, M. E.: Center-line deflection of pneumatic tyres moving in dry sand. *J. Terramechanics* 3 /1/ pp 31-46. 1966.
- Freitag, D. R.: A dimensional analysis of the performance of pneumatic tyres on soft soils. *Technical Report* No. 3-688. Us-Army Engineer Waterways Experiment Station, Vicksburg, Ms, USA 1965.
- Gorjacsikin: Teorija i proisvodstvo szelskohozjajszvennuh mashin. Moskva, 1936.
- Hegedűs, E.: Plate sinkage study by means of dimensional analysis. *J. Terramechanics*, 2. 1965.
- Jánosi, Z. and Hanamoto, B.: The analytical determination of drawbar pull as a function of slip for tracked vehicles in deformable soil. *Int. Conf. Mechanics of Soil-Vehicle System*. Torino-Saint Vincent 12/16/ 1961.
- Kacigin, V.: Voproszi szelskohozjajsztvennoj mehaniki. Tom XIII. 1964.
- Kim, K. U. and Shin, B. S.: Modelling motion resistance of rigid wheels. *J. Terramechanics*, 22/4 pp: 225-236. 1986.
- Komándi, Gy.: A talaj fizikai tényezőinek meghatározása a nyírás diagram és a vontatási jelleggörbe összefüggései alapján. *Az Agrártudományi Egyetem Tudományos Értesítője* Gödöllő. 1969.
- Komándi, Gy.: An evaluation of the concept of rolling resistance. *J. Terramechanics*, Vol. 36. pp: 159-166. 1999.
- Komándi, Gy.: Kerék és a talaj adhéziós kapcsolatának elemzése traktor gumiabroncsokon. *Akadémiai doktori értekezés*, Budapest-Gödöllő, 1989.
- Krick, G.: Radial and shear stress distribution under rigid wheels and pneumatic tyres operating on yielding soils with consideration of tyre deformation. *J. Terramechanics* 6 /3/ pp 73-98. 1969. .
- Li, Y. et al.: Distribution of stresses beneath a drive pneumatic tyre and prediction of its tractive performance on sand. *Proc. Int. Conf. Soil Dynamics*, Auburn, Alabama, Vol. 4. pp 738-755. 1985.

- Micklethwait, E. W.: Soil mechanics in relations to fighting. Chertsey, 1944.
- Morin, M. A.: Memoir sur le tirage des voitures... Comptes rendus de l'Academia des Sciences Paris, 1840.
- Nuttall, C. J. and Rula, A. A.: An analysis of ground mobility models. *Technical Report M-71-4*, US Army Engineer Waterways Experiment Station, Vicksburg, Ms.
- Omeljanov, A. E.: Légtömlős kerekek mezőgazdasági gépeken való alkalmazásáról. *Mezőgazd. Gép* 1948.
- Onafeko, O.: Analysis of the rolling resistance losses operating on deformable terrain. *J Agric. Engng. Res.* 14/2 pp: 176-182 1969.
- Poncyliusz, M.: Applicability of asymptotic curves to describe test results from direct shearing of soil. *Proc. 3rd Eur. ISTVS Conf.* Warsaw 1986.
- Reece, A. R. and Peca, J. O.: An assesment of the value of the cone penetrometer in mobility prediction. *Proc. 7th Int. Conf. ISTVS Vol.III.* Calgary, Canada, 1981.
- Reece, R.: Theory and practice of off-the-road locomotion. The Annual Conference, London, 1964.
- Rohani, B. and Baladi, G. Y.: Correlation of mobility cone index with fundamental engineering properties of soil. *7th Int. Conf. ISTVS*, Calgary 1981.
- Sitkei György: A mezőgazdasági gépek talajmechanikai problémái. Budapest, Akadémiai Kiadó, 1967.
- Sitkei György: Mezőgazdasági és erdészeti járművek modellezése. Budapest, Akadémiai Kiadó 1986.
- Sitkei, Gy.: A mezőgazdasági járószerkezetek méretezési módszerei. Akadémiai Kiadó, Budapest 1972.
- Sitkei, Gy.: Mezőgazdasági anyagok mechanikája. Akadémiai Kiadó, Budapest 1981.
- Sitkei, Gy.: Sinkage and rolling resistance of wheels in loose sand. *Proc. 2nd Int. Conf. ISTVS* Quebec, 1966.
- Sitkei, Gy.: Some theoretical aspects of the soil-wheel interaction. Budapest, 1999
- Söhne, W. H.: Die Kraftübertragung zwischen Schlepperreifen und Ackerboden. *Grund. Landtechnik* 3/1/ pp 75-87 1952.
- Söhne, W. H.: Fundamentals of pressure distribution and soil compaction under tractor tyres. *Agric. Engng* 39/5/ pp 276-281. 1958.
- Söhne, W.: Druckverteilung und Bodenverformung unter Schlepperreifen. *Grund. Landtechn.* 3/5. pp. 49-63. 1953.
- Szaakjan, Sz.: O zakonomernosztyi szoprotivlenija pocsvi bdavlibaniju . *Szbornyik trudov po zeml. mec.* III. 1965.
- Taylor, D. E.: Fundamentals of soil mechanics. John Wiley and Sone, New York, 1948.
- Turnage, G. W.: Prediction of in-sand tyre and wheeled vehicle drawbar performance. *Proc. of 7th Int. Conf. ISTVS*, Cambridge, U. K. 1984.
- Turnage, G. W.: Tire selection and performance prediction for off-road wheeled vehicle operations. *Proc. 4th Int. Conf. ISTVS*, Stockholm 1972.
- Wills, B. M. D.: The load sinkage equation in theory and practice. *Proc. 2nd International Conference of ISTVS* Quebec 1966.
- Wismer, R. D. and Luth, H. J.: Off-road traction for wheeled vehicles. *J. Terramechanics* 10/2/ 1973.