

Magajáró fa és tuskófeldolgozó gép dinamikai vizsgálata és fejlesztése

DR. BENKŐ JÁNOS, egy. tanár, **CSÍK MIHÁLY**, gépészmérnök, **PÉTER SZABÓ SÁNDOR**, gépészmérnök

A síkvidéki erdőművelésben alkalmazott fakitermelési eljárásokkal szembeni alapkövetelmény a humuszos, szegény talajok tápanyag utánpótlásának biztosítása mellett, a kitermelést követően, illetve az újbóli telepítést megelőzően a kivágott fák gyökértuskóinak eltávolítása a talajból. A két alapkövetelmény egyidejű teljesítésének ellentmondása, hogy a kiemelt és tuskó sorokba összehordott tuskókkal együtt a talaj értékes felszíni humuszrétegének jelentős mennyisége is kikerül a területről, és rontja az erdőterület adottságait. A humuszvesztésen túl a terület veszteség sem elhanyagolható, amit az okoz, hogy a kitermelt tuskók jelentős területet elfoglaló tuskó sorokban felhalmozva hosszú idő alatt bomlanak le. A tanulmányban ismertetett gép technológiába illesztésével az említett ellentmondások nemcsak megszüntethetők, hanem jelentős mennyiségű megújuló energiához is juthatunk.

1. Bevezetés

A vizsgálat és fejlesztés tárgyát képező gép funkciója a fakitermelés után a földből kiforgatott gyökértuskók és fűrészipari célra nem alkalmas faanyagok helyszíni feldolgozása (aprítása). Az aprítással a fakitermelés melléktermékeként a nagy mennyiségben keletkező és jelentős energiaértékkel rendelkező gyökértuskók tüzelőanyagként hasznosíthatók vagy esetleg egyéb célokra is felhasználhatóvá válnak. A gépre épülő technológia széleskörű elterjedésével megszüntethető a termőterületeken tárolt, a termőterület 10-15%-át lefoglaló, lassan (35-40 év alatt) lebomló tuskók felhalmozása, ugyanakkor a folyamatosan keletkező, jelentős mennyiségű faanyag megújuló energiaforrásként hasznosítható. A kísérleti gép fejlesztését a fászfűrész energiahordozókkal szembeni piaci igények növekedése és minőségi elvárásai is indokolják.

2. A tuskószeletelő gép felépítése és működési elve

A terepjáró képességű tehergépkocsi (Kraz 257) alvázra épített, magajáró kivitelű, 25 tonna össztömegű, 20 méter hosszúságú tuskószeletelő gép közúti közlekedésre alkalmas és bármilyen síkvidéki terepen biztonsággal működtethető. A tuskószeletelő gép valamennyi mozgó egységének erőforrásigényét a gépkocsi motorja biztosítja (1. ábra).

A felépítmény részei: a forgattyús hajtóműről hajtott alternáló mozgást végző késszerkezet a tuskók adagolására alkalmas garattal, a leválasztó és továbbító szalag, az aprítékot a szállítójárműre továbbító gumihevederes szállítószalag és a tuskókat a tuskó sorból a garatba emelő daru.

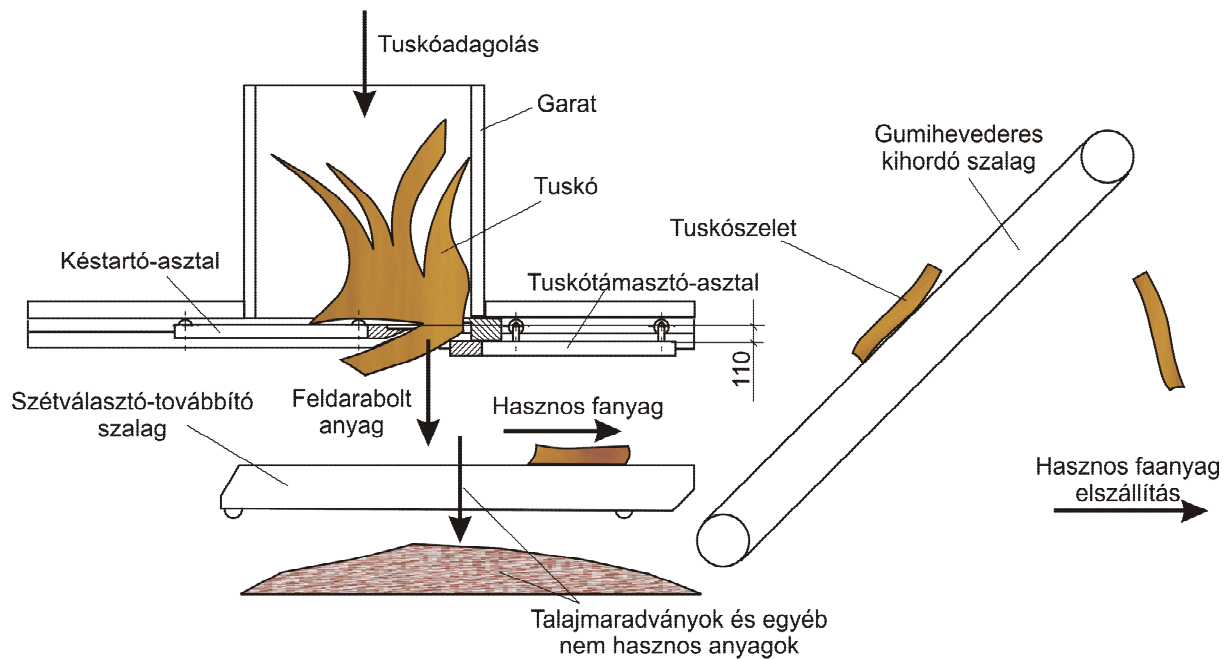
A tuskó sorokban tárolt tuskókat a szeletelő szerkezet garatjába a kezelő ülésből kézzel működtetett Palfinger epsilon E110Z96 Rx39 típusú rakodódaru emeli (1. ábra).

A gyökértuskók mérete, alakja általában jelentősen eltér egymástól (a méret és az alak függ a kitermelt fa fajától, korától stb.), a legnagyobb méretük elérheti az 1,5 métert, tömegük pedig az 1,5 tonnát is. A kísérleti gépre épített daru képes az említett maximális tömeg emelésére, a garat méretei pedig lehetővé teszik a legnagyobb méret befogadását. A négy oldalról lemezfallal határolt, U szelvényű hengereltacél merevítővel erősített, hegesztett kivitelű, felülről nyitott garat szélessége meghaladja az 1500 mm-t.

A szeletelést megvalósító, alternáló mozgást végző késszerkezet a garat alján helyezkedik el. A késszerkezetet meghajtó forgattyús mechanizmus a hajtást a gépkocsi motorjától kapja, két fogaskerekes hajtóművön és ékszíjhatáson keresztül. A szeletelési művelethez szükséges alacsony vágási sebességet a forgattyús mechanizmus kicsi fordulatszáma (10 fordulat/perc) biztosítja. A mechanikus késszerkezet a garat teljes szélességében (a kés hossza 1900 mm) dolgozik.



1. ábra: A tuskószeletelő gép működés közben



2. ábra: A tuskófeldolgozó gép működési elve

A kétféle álló, rugalmasan összekötött vágószerkezet a gép vázára erősített, két párhuzamosan futó U alakú sínben gördül. A görgők a vágószerkezet oldalán kiképzett csapokhoz csapágyakkal illeszkednek. A görgők adják át a vágószerkezetre ható függőleges és oldalirányú erőket a gépvázra. Kialakításuk és elhelyezésük megakadályozza a késszerkezet befeszülését (2. ábra).

A gravitáció következtében a vágószerkezetre (asztalra) nehezedő tuskók szeletelése úgy valósul meg, hogy a vágószerkezet két rugalmasan összekapcsolt félből, a késtartó-asztalból és a tuskótámasztó-asztalból áll. A tuskótámasztó-asztal a késtartó-asztalhoz viszonyítva, a szelet vastagságának megfelelően, 110 mm-rel alacsonyabban helyezkedik el (2. ábra). A vágószerkezet előre mozgásakor így a kés a garat hátsó fala által megtámasztott, és az alacsonyabban elhelyezkedő, a tuskótámasztó-asztalra nehezedő, álló tuskóba hatol. A késmozgás szélső holtpontja a garat hátsó falán kívülre esik, ezért a szeletelés még a holtpont elérése előtt befejeződik. A szélső holtpontban a vágószerkezet irányt vált, visszafelé mozog, és a leválasztott szelet a tuskótámasztó- és a késtartó-asztal között kialakított nyíláson keresztül elhagyja a garatot. A garatból távozó szeletek a garat alatt elhelyezett szétválasztó-továbbító szalagra esnek (2. ábra).

A szétválasztó-továbbító egység feladata a hasznos anyagnak tekinthető szeletek, valamint a nem hasznos földmaradványok, apró gyökerek és egyéb idegen anyagok szétválasztása. A pálcás szalag pálcái közötti nyílásokon az apróbb anyagok átesnek, a hasznos anyag (a tuskószelet) pedig a gumihevederes szállítószalagra kerül. A szétválasztó-továbbító szalag hidromotorral hajtott és erőforrása a tehergépkocsi motorja.

A bordákkal ellátott gumihevederes szállítószalag a hasznos anyagot a tuskószeletelő géphez telepített szállítójárműre hordja (1. ábra). A csuklós kivitelű szállítószalag a tuskószeletelő szállítási helyzetében a garatra hajtható.

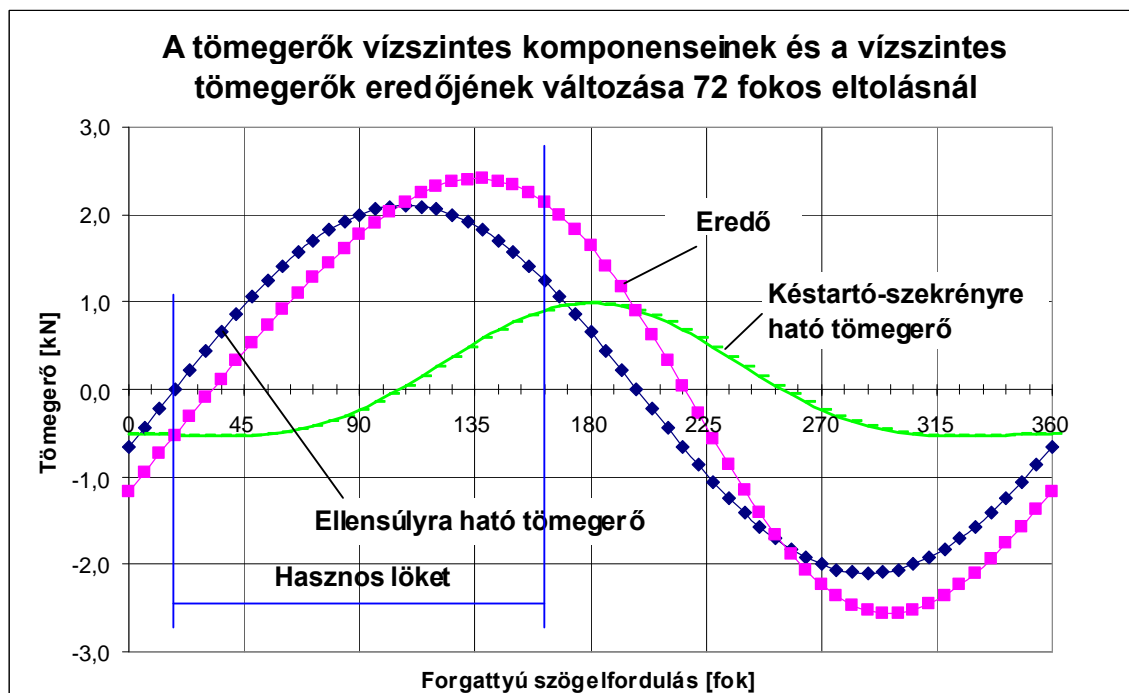
Az ismertetett, új szeletelő eljárás legnagyobb előnye a forgókéses eljárásokkal szemben, hogy a talajmaradványokat tartalmazó tuskót előkészítés nélkül, közvetlenül képes feldolgozni. Ez az előny annak köszönhető, hogy a szeletelést végző kés viszonylag kicsi sebességgel dolgozik, így a talajmaradványok erősen koptató hatása nem károsítja az alkatrészeket. Ugyanakkor az egy vágással lemetszett anyag mennyisége a forgókéses eljárásoknál képződő forgácshoz viszonyítva nagy, ami miatt az eljárás termelékenysége is magasabb.

3. A késszerkezet dinamikai vizsgálata

A késszerkezet gyakorlatilag egy centrikus forgattyús mechanizmus (3. ábra), amely magában foglalja a forgattyút az ellensúllyal (1-es tag), a hajtórudat (2-es tag), és az alternáló mozgást végző késtartó szekrényt a késekkel (3-as tag).

A késszerkezetet terhelő erők egyrészt a forgattyú, ellensúly, hajtórúd, és a késtartó-szekrény mozgásából származó tömegerőkből, másrészt a kést terhelő, a vágás (hasítás) során ébredő ellenállásból, a tuskó és a késtartó-lemez között ébredő súrlódási erőből, a késtartó szekrény és vezetőke közötti gördülési ellenállásból és a hajtóerőből tevődnek össze.

Az ellensúlyon és a késtartó-szekrényen ébredő tömegerők vízszintes összetevői 2π szerint periodikus függvények, és β fáziseltolással működnek. A forgás során a tömegerők egyes szakaszokon erősítik, máshol pedig gyengítik egymást. Például $\varphi=90^\circ$ -nál a késtartó-szekrényre ható tömegerő negatív, az ellensúlyra ható tömegerő vízszintes komponense pedig pozitív, azaz ezen a helyen az erők gyengítik egymást (4. ábra). A kérdés az, hogy az ellensúly helyének a megváltoztatása (eltolása) milyen hatással van a két erő eredőjére, és van-e létjogosultsága az eltolásnak.



4. ábra: A tömegek vízszintes komponenseinek és azok eredőjének változása a forgattyú szögelfordulás függvényében $\beta=72^\circ$ -os ellensúly eltolásnál

4. A tuskószeletelő gép mérése és a mérés eredményei

A tuskószeletelő gépen végzett erőmérés célja a további fejlesztések megalapozása érdekében a szeletelés tényleges erőszükségletének, energia- és teljesítmény igényének, valamint a gép tömegteljesítményének a meghatározása. Amint azt korábban leírtuk, a vizsgálat tárgyát képező, gyakorlati tapasztalatok alapján épített gép teljesen újszerű, korábban máshol nem alkalmazott elven működik. Működés közben a tuskó elhelyezkedésétől függően a rostokra merőleges szeletelés, a rostokkal párhuzamos hasítás, és a két művelet kombinációja fordulhat elő, ami miatt a kés élén fellépő vágóerő elméleti úton történő meghatározása szinte lehetetlen.

A mérés eszközeinek kiválasztásához és a mérőrendszer kialakításához a gödöllői székhelyű HB Mérnöki Iroda Kft (Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH képviselet) nyújtott segítséget. A mérőrendszer összeállítását és előzetes laboratóriumi tesztelését, majd a mérés helyszínén a jeladók elhelyezését (felszerelését), valamint a mérés-adatgyűjtést és -feldolgozását a G és G Műszaki Fejlesztő és Szolgáltató Kft. végezte el.

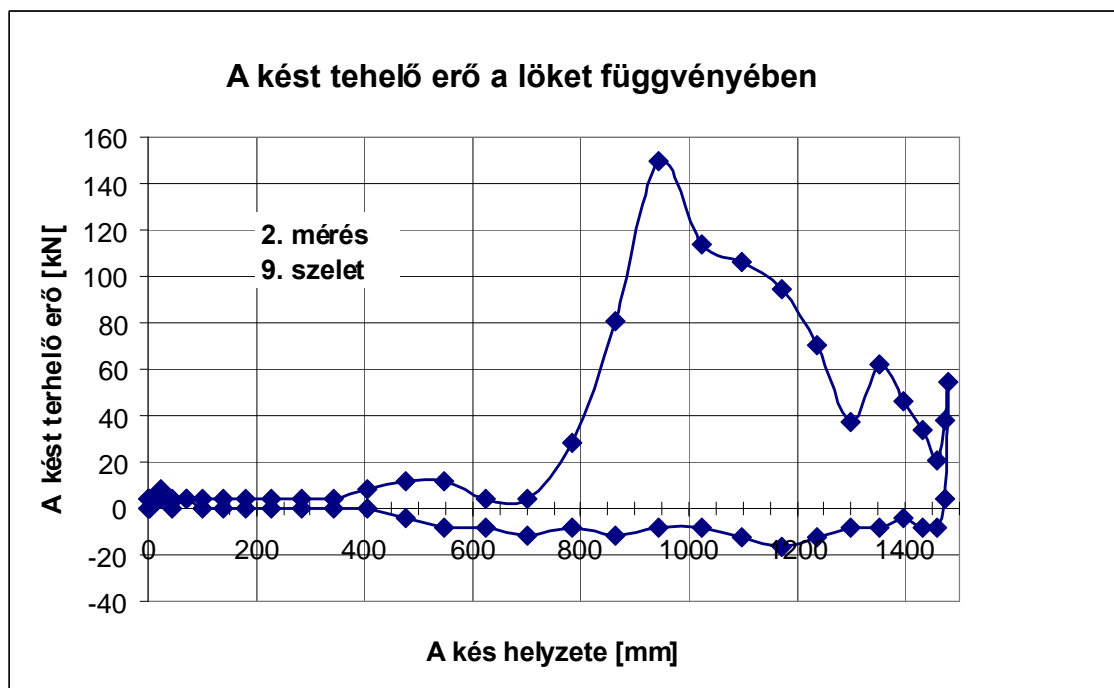
A közvetlen mérőlánc egy felületi nyúlások mérésére alkalmas, a hajtórúdra felcsavarozott nyúlásérzékelőből (erőmérőcellából) és a mért jelek erősítésére, vételére, illetve gyűjtésére alkalmas analóg kimenetű precíziós mérőerősítőből állt (típus: SB76/4-AE101).

Az alternáló mozgást végző kés különböző helyzetei, és az ezekhez tartozó erők egymáshoz rendelése érdekében a mérőrendszer részét képezte a forgattyús hajtómű bemenő tengelyére erősített jeladó tárcsa és hozzá tartozó induktív érzékelő, amely közvetve a forgattyú szöghelyzeteit mérte. A késszerkezet szélső holtponthelyzetét ugyancsak egy az ellensúlyon közelében elhelyezett induktív jeladó érzékelt. A mérést, pontosabban az erőmérőcella által mért jelsorozatból a mintavétel gyakoriságát a forgattyús tengelyen elhelyezett induktív jeladó vezérelte. A jeladó szabályos időközönként (6 fokonként) kibocsátott impulzusai hatására az erőmérőcellából fordulatonként 60 mérőjel vétel történt, és került további feldolgozásra a mé-

rőerősítőbe, illetve a jelfeldolgozó egységbe. Ez a megoldás lehetővé tette a vezérlőimpulzusokhoz tartozó forgattyú szögállások és erők egymáshoz rendelését is.



5. ábra: A hajtórúdterhelés változása a szögelfordulás függvényében



7. ábra: A kést terhelő erő változása a löket függvényében

Az erőmérőcella által produkált jelek 0,01 V nagyságrendű feszültségértékként érkeztek a mérőerősítőbe, a korábban leírtak szerint fordulatonként 60 jel. A mérőszámítógépbe továbbított adatpárok (forgattyú szögállás-feszültségérték) a feldolgozás eredményeként rendezett táblá-

zatokba kerültek. A feldolgozott és Excel táblázatokba rendezett, erőre átszámított mérési adatokból a könnyebb áttekinthetőség érdekében a szeletekhez (sorokhoz) tartozó adatokból diagramok készültek. A 5. ábra például a 3. mérés 14. szeletéhez tartozó mérési adatokat szemlélteti. Az ábrába a hasznos löketet is berajzoltuk. Az ábrán jól látható, hogy a hajtórúdterhelés a maximális értéket a hasznos löket végén, 162°-nál, illetve annak közelében éri el.

Fontos hangsúlyozni, hogy a 5. ábrán látható terhelések egy hajtórúdra vonatkoznak. A szimmetria miatt a másik hajtórúdon ugyanakkora a terhelés mint a mért rúdon, és értelemszerűen a késtartó szekrényre átadott erő a mért értékek kétszerese.

Az összes mérés eredményeit összevetve, a legnagyobb erőérték 94,78 kN a legkisebb pedig 8,42 kN volt. A negatív érték azt jelenti, hogy a rúd húzottá vált, aminek a magyarázata, hogy a visszafelé haladó késtartó-lemez és tuskó között súrlódási erő, továbbá a görgőkön gördülő késtartó-szekrény és a vezetéke között gördülési ellenállás ébred. A tuskók változatos alakja és a garaton belüli elhelyezkedése rendkívül változatos eredményeket produkált. Az összes mérésből számított átlagos hajtórúdterhelések változása a forgattyú szögelfordulás függvényében azt mutatta, hogy nagy terhelések a hasznos löket mentén bárhol előfordulhatnak különböző valószínűségekkel, a legnagyobb valószínűséggel azonban 90° és 126° között.

A szeletelés energiaigénye az $F_{kés}(s)$, [kést terhelő erő(kés elmozdulás)] függvény (7. ábra) integrálásával határozható meg. A grafikusintegrálás az ún. trapéz-formula felhasználásával végeztük el. Ennek lényege, hogy a görbe alatti területet elemi trapézokra bontjuk, kiszámítjuk a trapézok területét, és végül összegezzük az elemi területeket. Esetünkben a trapéz-formula:

$$E = \int_0^S F_{kés}(s) ds \approx \sum_{i=2}^n \frac{s_i - s_{i-1}}{2} [F_{kés}(s_{i-1}) + F_{kés}(s_i)],$$

ahol:

- S a lökethossz
- s_i az i -edik mért ponthoz tartozó keshelyzet,
- $F_{kés}(s_i)$ az s_i keshelyzethez tartozó számított késterhelés,
- n a mért pontok száma.

A fajlagos (1 cm² felületre eső) energiaigény számítása feltételezi a szelet átvágásához szükséges energia és a szelet területének ismeretét. Egy adott méréshez és szelethez rendelhető vágási felület meghatározása meglehetősen körülményes, ezért a felületmérés csak egy-két esetben lett elvégezve. Többek között a 2. mérés, 9. szeletének (7. ábra) területét határoztuk meg, amely 6900 cm². Ez a felület 94 cm átmérőjű kör keresztmetszettel egyenértékű. (A szeletelő-kést terhelő erőket, itt nem részletezett összefüggésekkel a hajtórúdterhelésből számítással határoztuk meg).

2. táblázat

A szeletelés fajlagos energiaigénye

Menet	Energiaigény [Nm/szelet]	Fajlagos energiaigény [Nm/cm ²]	Megjegyzés
Munkamenet (0-1480 mm között)	61703,62	9,95	A szeletelés energiaigénye
Üresmenet (1480-0 mm között)	9388,99	1,51	A késtartó-szekrény mozgásának energiaigénye
Oda-vissza menet	71092,61	11,47	Összes energiaigény

Az integrálást a munkamenetre és a visszamenetre külön-külön végeztük el. A számításhoz az Excel táblázatkezelő programot használtuk. Az eredményeket a 2. táblázat foglalja össze. Értelemszerűen a munkamenet energiaigénye sokkal nagyobb, az összes energiaigény 87%-a. Az üresmenetben csak a késtartószerkezet mozgatása közben fellépő ellenállások (tömegelő, sűrűdés, gördülési ellenállás) legyőzése viszonylag kevés energiát igényel.

A vizsgált mérésnél a legnagyobb késterhelés 149,31 kN, ami 114°-nál és 944,16 mm kés-helyzetnél jelentkezett. Az eredményeket összehasonlítva más aprítási technológiákkal azok reálisnak tűnnek. Például a német BGU cég SP 20 HZH Evolution rönkhasító gépének maximális nyomóereje 200 kN, a legnagyobb feldolgozható rönkméret $\varnothing 75 \times 120$ cm, és a hasított felület 9000 cm².

A **tuskószeletelő-gép teljesítőképessége** közelítőleg a tuskó tömegéből, a tuskóból képződő szeletek számából, és egy szelet levágásához szükséges időből számítható. A méréshez kiválogatott tuskók átlagos tömege $m_{sz}=800$ kg, az átlagos szeletszám 7 mérés átlagában $z=20$. Egy szelet levágásának időtartama egyenlő a forgattyú egy körülfordulásának idejével, azaz

$$T_{sz} = \frac{1}{n} = \frac{1}{10} = 0,1 \text{ min} = 6 \text{ s,}$$

ahol n a forgattyútengely percenkénti fordulatszáma.

A szeletelő egység elméleti tömegteljesítménye:

$$Q = \frac{m_{sz}}{zT_{sz}} = \frac{800}{20 \cdot 6} = 6,66 \text{ kg/s} = 24 \text{ t/h.}$$

A gép tényleges tömegteljesítménye ennél jóval kisebb, a tapasztalat szerint a műszakonkénti (8 órás műszakban) tömegteljesítmény a különböző idővesztések (karbantartás, meghibásodás, üzemzavar, stb.), valamint a tuskók változékonysága és eltérő szennyezettsége miatt ~25...26 t/műszak, ami alig haladja meg az 1 óra effektívidőre eső elméleti értéket.

7. Összefoglalás

A dinamikus vizsgálatok eredményeként megállapítottuk, hogy a mozgás következtében a hajtóméchanizmusra és a késszerkezetre ható vízszintes irányú tömegerők a legnagyobb, és az átlagos késterheléshez viszonyítva sem jelentősek. A forgattyús tengelyen elhelyezett ellensúly eltolásával (ez jelenleg 55°) az ellensúlyra ható tömegerő vízszintes komponensének fázisszöge változtatható. Az elméleti vizsgálatok alapján ezt a szöveget 90°-ra kellene növelni ahhoz, hogy a tömegerő a hasznos löket teljes időtartama alatt segítse a vágást. A mérési eredmények kiértékelése választ adott a legnagyobb késterhelés (180 kN) és adott helyeken (forgattyú szögállásoknál) fellépő átlagos terhelések (8-15 kN) mértékére. A nagy késterhelések előfordulásának a valószínűsége 100° és 120° között a legnagyobb. Ismert felületű szelethez tartozó $F_{kés}(s)$, [kés terhelő erő(kés elmozdulás)] függvény grafikusintegrálásával meghatároztuk a szeletelés fajlagos energiaigényét, ami 11,47 kN/cm²-re adódott. A mérések körében jelentkező legnagyobb vágási teljesítményigény 146 kW volt, és a gép elméleti tömegteljesítménye 24 t/h.

IRODALOM

- Baader, W.:** Der Einfluss der Messerbewegung auf das Schnittmoment bei einem Scheibenradschneidwerk mit geraden Messern. Grundlagen der Landtechnik, No. 3, 1966.
- Benkő J.:** Síkbeli csuklósmechanizmusok kiegyensúlyozásának néhány kérdése. Járművek, Mezőgazdasági Gépek, 26. évf. 12. sz. 1979.
- Chancellor, W.:** Energy Requirements for Cutting Forage. Agricultural Engineering, Octo-

ber 1958.

4. Koltay J.-Benkő J.: Mechanizmusok. GATE, Gépészmérnöki Kar, Gödöllő, 1989.

5. Mohsenin, N., N.: Physical Properties of Plant and Animal Materials. Gordon and Breach Science Publishers, New York, 1986.

6. Reznik, N.: Sziloszouborocsnie kombajni. Moszkva, 1964.

7. Sitkei Gy: A mezőgazdasági anyagok mechanikája. Akadémia Kiadó, Budapest, 1981.

8. Szabó D.: Faipari kézikönyv. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1963.

9. Terplán Z.: Mechanizmusok. Tankönyvkiadó, Budapest, 1962.

Publikálva: Mezőgazdasági Technika., LI. évf. március, 2010. 2-5p.