

# VÁLTAKOZÓ ÁRAMÚ HIDRAULIKUS HAJTÁSOK ELMÉLETE ÉS GYAKORLATI ALKALMAZÁSUK LEHETŐSÉGEI

**DR. CZUPY IMRE**

Nyugat-Magyarországi Egyetem  
Erdőmérnöki kar, Erdészeti-műszaki és Környezettechnikai Intézet  
Géptani tanszék  
9400 Sopron, Bajcsy-Zsilinszky u. 4.

## **BEVEZETÉS**

*Az elmúlt időszakban a váltakozó áramú hidraulikus energiaátvitel elméleti kérdéseit és gyakorlati alkalmazási lehetőségeit vizsgáltuk. A Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszékével közösen végzett kutatásaink során elemeztük a hajtás előnyös tulajdonságait, valamint elkészítettünk egy kísérleti berendezést, amely vibráció létrehozására alkalmas. Az alábbiakban a kísérletek eredményeit foglaljuk össze.*

## **ELMÉLETI KÉRDÉSEK**

A laboratóriumi körülmények között és a kísérleti üzemeltetés során végzett mérések és megfigyelések alapján megállapítható, hogy a váltakozó áramú hidraulikus hajtás előnye az egyenáramú hidraulikus hajtással szemben az, hogy a váltakozó áramú hajtómű nagy nyomaték leadására képes alacsony fordulatszámon. Alkalmazás szempontjából ez azzal az előnnyel jár, hogy közvetlen hajtás valósítható meg az ilyen paramétereket igénylő munkavégző szerveknél. A hajtómű feleslegessé teszi a nyomatékváltó beépítését.

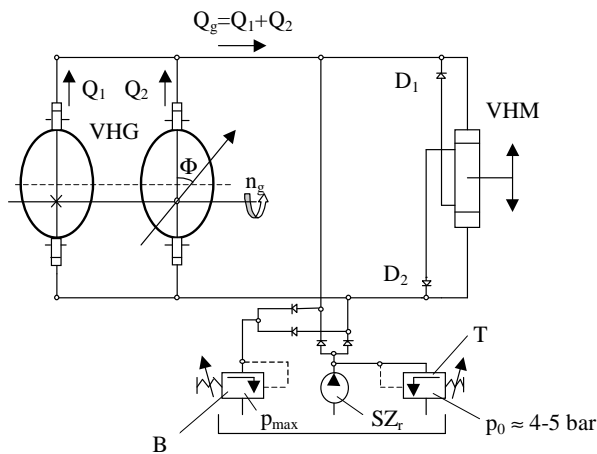
A váltakozó áramú hidraulikus hajtás alkalmazása ott célszerű, ahol az egyenáramú hajtással csak különböző nehézségek árán oldható meg a hajtás. Ezek a területek általánosan a következők, ahol:

- az áttétel pontosan meghatározott,
- a hajtó és hajtott oldal szinkronizált mozgása szükséges,
- meghatározott mozgást, transzformációt kell létrehozni, illetve
- nagy indítónyomaték és fokozatmentes fordulatszám állítási lehetőség szükséges.

Mezőgazdasági- és erdészeti gépeken történő alkalmazás az alábbi területeken javasolható:

- célgépek járszerkezetének hajtása, ahol kis sebesség szükséges,
- kihordó szerkezetek hajtása, ahol kis haladási sebesség biztosítására van szükség,
- olyan munkavégző szervek hajtása, ahol magas a nyomatéki igény és pontosan meghatározott áttételi viszonyt kell megvalósítani, továbbá
- rezgőmozgás létrehozása nagy erő, illetve nyomatéki igény mellett.

Megállapítottuk, hogy a gyakorlat számára előnyös tulajdonságai miatt főként a két fázis és annak egész számú többszöröse alkalmazhatók. Az 1. ábrán egy kétfázisú, lineáris mozgású váltakozó áramú hidraulikus hajtás elvi vázlatát mutatjuk be.



1. ábra. Váltakozó áramú hidraulikus hajtás

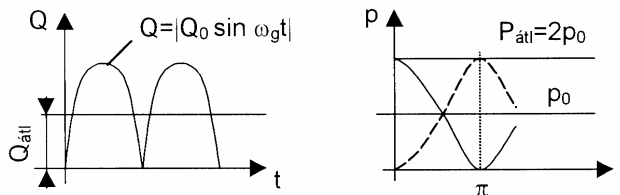
Ahol:

- |                                 |   |
|---------------------------------|---|
| VHG                             | osztott fázisterű változtatható folyadékáramú hidrogenerátor, |
| VHM                             | váltakozó áramú lineáris mozgású hidromotor,                  |
| B                               | biztonsági szelep,  |
| SZ <sub>r</sub>                 | részvesztéséig pótló szivattyú,                               |
| T                               | túlfolyó szelep,  |
| D <sub>1</sub> , D <sub>2</sub> | hidraulikus diódák,   |
| Q <sub>1</sub> , Q <sub>2</sub> | fázisáramok,  |
| Q <sub>g</sub>                  | a hidrogenerátor folyadékárama,                               |
| n <sub>g</sub>                  | a hidrogenerátor tengelyének fordulatszáma.                   |

A hidrogenerátor folyadékáramának amplitúdója és frekvenciája fokozatmentesen változtatható a két excentertárcsa  $\Phi$  szöghelyzetétől és fordulatszámától függően. A hidromotorban a fázisdugattyú löketét és mozgásának frekvenciáját a hidrogenerátor folyadékáramának amplitúdója és frekvenciája határozza meg. A biztonsági szeleppel a fázisterek maximális nyomását lehet beállítani. A túlfolyó szelep a résvesztés pótló szivattyú  $p_0$  töltőnyomását szabályozza. A berendezés teljesítménye a

$$P = p_{\text{át}} Q_{\text{át}} \quad (1)$$

összefüggéssel számítható. Az átlagos folyadékáram és az átlagos nyomás értelmezése a 2. ábrán látható.



2. ábra. Az átlagos folyadékáram és az átlagos nyomás értelmezése

A  $Q_{\text{átl}}$  átlagos folyadékáram kétfázisú rendszer esetén

$$Q_{\text{átl}} = 0,6A_g e \omega_g \quad (2)$$

Ahol:

- $A_g$  a hidrogenerátor fázisdugattyújának felülete,
- $e$  a hidrogenerátor tárcsájának excentricitása,
- $\omega_g$  a hidrogenerátor tengelyének szögsebessége.

## GYAKORLATI ALKALMAZÁS

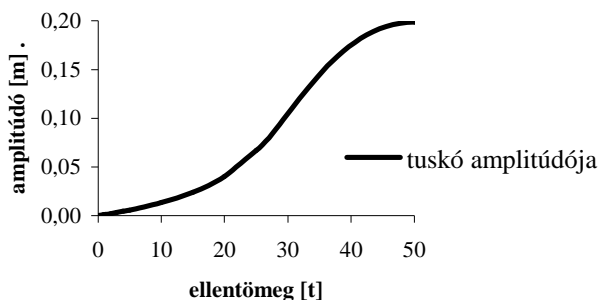
A váltakozó áramú hidraulikus energiaátvitel elméleti kérdéseinek kutatását követően megvizsgáltuk a gyakorlati alkalmazás lehetőségeit is. Elsősorban erdészeti és mezőgazdasági felhasználási lehetőségeket kerestünk. Azt vizsgáltuk, milyen feltételek mellett alkalmazható a váltakozó áramú hidraulikus hajtás a tuskózás erőszükségletének csökkentésére. Ahhoz, hogy megítélhessük a vibrációs tuskólazítás eredményességét, ismernünk kell

a kiemelőerő nagyságát. A Kiskunsági Erdészeti és Faipari Részvénytársaság erdőterületein méréseket végeztünk egy jelenleg használatos hidraulikus működésű, markolva kiemelő tuskózógépen üzem közben, különböző fafajok esetén. A tuskózógép hidraulikus rendszeréhez nyomásmérő műszert csatlakoztatva mértük és rögzítettük a gép emeléséhez tartozó nyomásértékeket a kiemelés folyamata alatt. Ezt követően a gép geometriai méreteit és mechanikai jellemzőit felhasználva meghatároztuk a függőleges irányú kiemelőerőt. Az átlagos erőértékeket fafajonként a tuskó vágáslap átmérőjének függvényében az 1. táblázatban mutatjuk be.

**1. táblázat. Átlagos kiemelőerő a vágáslap átmérő függvényében**

Vágáslap átmérő X [cm]	Kiemelőerő F [N]		
	erdeifenyő	akác	nyár
15	41100	40200	40300
20	49500	51500	52200
25	56200	60100	61300
30	70800	72300	74100
35	82200	83600	85700
40	90100	92400	96600

A kiemelőerő meghatározását követően azt vizsgáltuk, milyen módon csökkenthető az erőszükséglet.



**3. ábra. A tuskó amplitúdója a traktortömeg függvényében (f = 9 Hz)**

Az ábra alapján azt mondhatjuk, hogy a jelenlegi traktortömeg ( $m_{tr} = 3,5$  tonna) tizenötszöröse mellett érhető el jelentős amplitúdó növekedés, ennek azonban gyakorlati haszna nincsen. Ekkora tömegű traktorral a tuskót rezgetés nélkül is ki lehet emelni.

## TELJESÍTMÉNYSZÜKSÉGLET

Kutatásaink során elemeztük a vibrációs tuskólazítás teljesítményszükségletét is. Azt vizsgáltuk, hogyan változnak a rezgésjellemzők, ha a tuskórázáshoz felhasználható teljesítmény  $P = 30$  kW. Ez a teljesítmény egy 3,5 tonna tömegű erőgépen általában rendelkezésre áll.

Egy rezgőrendszerben sebességgel arányos csillapítás esetén a csillapítás teljesítménye a levezetés mellőzésével a következőképpen írható fel:

$$P_{cs} = \frac{W_{cs}}{T} = \frac{\Lambda}{\pi} \frac{m}{2} r^2 \omega^3 = \frac{\Lambda}{\pi} P \quad (3)$$

A traktor-tuskó rendszer teljesítményét pedig a

$$P = \frac{m_t}{2} x_2^2 \omega^3 \left[ \frac{m_{tr}}{m_t} \left( \frac{r - x_2}{x_2} \right)^2 + 1 \right] \quad (4)$$

összefüggéssel határozhatjuk meg, ahol:

$\Lambda$  logaritmusos dekrementum (kísérleti úton meghatározott értéke  $\Lambda=2,8$ ),

$m$  a rezgetett tömeg [kg],

$r$  az amplitúdó [m],

$\omega$  a szögsebesség [rad/s].

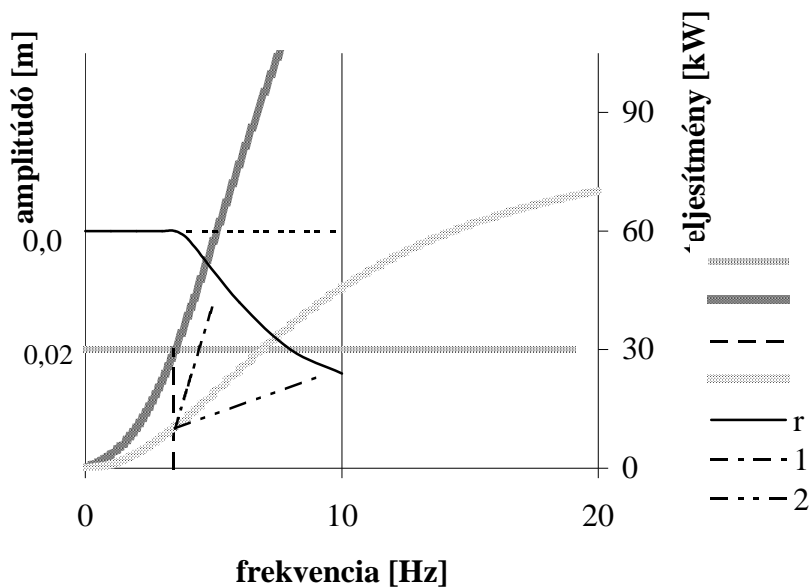
Ez a teljesítmény gyakorlatilag mind elvész, mivel:

- a traktor mozgására fordított teljesítmény mind elvész, mivel a traktor és a mozgását létrehozó rezgető között nincs energiatároló tag;
- a tuskóval közölt energia zöme szintén elvész, mivel értéke közel van  $\pi$ -hez (esetünkben  $\Lambda = 2,8$  és üresjárási veszteségek), így (3) alapján  $P_{cs} \approx P$ .

A 4. ábrán a tuskó mozgásához szükséges teljesítmény és a tuskó rezgésének amplitúdója közötti összefüggés látható a frekvencia függvényében, a traktorra mereven függesztett kísérleti berendezés esetén. Az ábra jelleggörbéi alapján megállapíthatjuk, hogy a rázás legfeljebb 3-4 Hz frekvenciáig (az ábrán  $f_{max}$ ) végezhető el. Ekkor a teljesítményszükséglet eléri a meghajtó hidraulikus rendszer által szolgáltatott  $P = 30$  kW maximális teljesítményhatárt ( $P_{max}$ ). Ezen a ponton egy 25 cm vágáslap átmérőjű tuskó esetén a rezgés amplitúdója 1 cm alatt marad, ahogy az az ábráról is

leolvasható ( $x_2$  és  $f_{\max}$  metszéspontja az amplitúdó tengelyre vetítve). Látható, hogy a teljesítményszükséglet ( $P_{\text{összes}}$ ) végig exponenciálisan nő, míg a nagyobb frekvenciatartományokban az amplitúdó ( $x_2$ ) hiperbolikusan csökken.

A kísérletek során azt tapasztaltuk, hogy a 4 Hz fölötti frekvenciatartományban a rázó berendezés stacionárius üzemállapota megváltozott és az üzeme instabillá vált. Ez azt jelenti, hogy a rezgések amplitúdója gyors periódusokban változott, ami a gép erős rázkódását okozta. Ennek okait keresve megállapítottuk, hogy nem a rendszer dinamikai instabilitása következett be, hanem a rendelkezésre álló hidraulikus teljesítmény nem elegendő a frekvencia növeléséhez, ugyanis a rendszer teljesítményigénye (4) szerint a szögsebesség köbével arányosan növekszik. Ezt követően megvizsgáltuk, hogy a frekvencia növelésével elérhető-e az energetikai egyensúly. Az energetikai egyensúly feltételének megfelelő üzemállapotot az 1 görbe jelöli.



**4. ábra. A teljesítmény és a rezgés amplitúdó kapcsolata a frekvencia függvényében**  
 1 jelű görbe: energetikai-, 2 jelű görbe: dinamikai egyensúly feltétele

A számítások alapján elmondhatjuk, hogy a kritikus frekvenciahatárt átlépve elvileg lehet üzemállapot (a berendezés nem fullad le), de az energetikai és a dinamikai egyensúly feltételét jelző görbék erősen eltérnek egymástól. Ennek az lesz a következménye, hogy a rendszer periodikusan ugrál a két görbe között. A rendszer kénytelen az energetikai egyensúly

feltételét teljesíteni, ehhez a munkapontnak az 1 jelű görbére kell esnie. Ez azonban nem felel meg a dinamikai feltételeknek (2 görbe), ezért a munkapont átugrik a 2 jelű görbére és a folyamat egymás után ismétlődik, amely erősen váltakozó, instabil üzemállapotot eredményez.

## **KÖVETKEZTETÉSEK**

Az elvégzett kísérletek és modellvizsgálatok alapján a következőket állapíthatjuk meg:

- A függőleges irányú tuskó kiemelés erőszükséglete a legkisebb a különböző kiemelési módok közül.
- A váltakozó áramú hidraulikus hajtás alkalmas vibráció létrehozására nagy indítónyomaték leadása mellett úgy, hogy a vibráció frekvenciája és amplitúdója fokozatmentesen állítható.
- Számottevő lazító hatást eredményező tuskó amplitúdóhoz ötven tonnás nagyságrendű ellentömeg szükséges, vagy a jelenlegi, 3,5 tonnás traktortömeg mellett 200-300 kW gerjesztési teljesítmény (15 Hz frekvencián).
- A tuskó rezgetésének teljesítményigénye a frekvencia függvényében a szögsebesség köbével arányosan nő, és a kívánatos 10-15 Hz frekvenciatartományban 200-300 kW értéket ér el.

## **IRODALOM**

Czupy I. – Horváth B. – Lukács J. (2001): Application of alternating-current hydraulics to develop stumplifting machinery. Hungarian Agricultural Engineering 2001/14: 64-66.

Czupy I. – Horváth B. – Lukács J. (2003): Vibrációs tuskólazítás modellje és elméleti kérdései. Gép 2003/10-11: 19-20.

Czupy I. – Horváth B. – Lukács J. (2004): Talaj-gyökér kapcsolat lazítása váltóáramú hidraulikus kísérleti berendezéssel. PNEUHIDRO konferencia kiadványa. 67-71. Miskolc.

Pirkhoffer J. (1974): Magyarországon használt tuskókiemelő gépek maximális emelőképesége meghatározásának vizsgálati módszerei. Doktori értekezés. Sopron.