

# ÚJABB KUTATÁSI EREDMÉNYEK A FOGASKERÉK-HAJTÓMŰVEK MÉRETEZÉSÉBEN TEKINTETTEL AZ ENERGIA-TAKARÉKOSSÁGRA\*

H. WINTER\*\*

[Beérkezett: 1982. április 12-én]

Az energia-takarékosságból következő intézkedés: a hatásfok javítása. Minthogy a mechanikus hajtómű nagyon jó hatásfokú (pl. a fogaskerék-hajtóművek 98...99%-úak), és az általában beépített villamos motorok is nagyon gazdaságosan dolgoznak, a munkagépekben van mód az eredményes javításra. Számos jellemző adat mellett (mint az átvitt teljesítmény, áttétel, fordulatszám, illetve kerületi sebesség, továbbá a teljesítménysúly és -térfogat) az 1. táblázat különféle hajtóművek hatásfokértékeit is mutatja. Látható, hogy ezek gondosan kent, gyorsfordulatszámú homlokfogaskerekes hajtóművek esetében 99% körül vannak, és lassú hajtóműveken, amelyek zsírkenésűek vagy megmunkálásuk alacsony minőségű, 93%-ra csökkennek. A bolygóműveknek itt az a többletelőnyük, hogy a teljesítmény egy része kapcsolóteljesítmény, amellyel automatikusan a hatásfok még tovább javul. Ha ez 99%-os, akkor a javulás minden esetre csak ezrelékekben fejezhető ki. Mindezek a hatásfokértékek azonban mindig a névleges teljesítményekre vonatkoznak.

Más a helyzet a hipoid-hajtóművekben, amelyekben a tengelytávnak megfelelő nagy csúszófelületek a hatásfokot lényegesen lecsökkenthetik; a gépkocsik hátsótengelyeinél szokásos tengelytávokkal a hatásfok 85...96% között van. Ezek az adatok olyan szokásos üzemtartományra érvényesek, amelyekben a közepes üzemi hőmérséklet már kialakult, továbbá a névleges teljesítményre. Ha azonban a gépkocsik részterheléseire és a gyakori városi indításokra gondolunk, akkor a hatásfok 50%-ra is csökkenhet. Ezért a gépkocsiiparban az az irányzat kezd érvényesülni, hogy a tengelyeltolások kisebbedjenek, és végül is a kúpkerék-hajtómű legyen beépíthető, mert bebizonyosodott, hogy ezzel néhány %-nyi hatásfok-javulás következik be. A másodlagos következményekről, hogy ti. ugyanakkor nagyobb zajjal kell számolni, még szó lesz.

Hasonló a helyzet a csigahajtóművekben, amelyekben kb. 50...96% a hatásfok. Ha egyetlen lépcsővel akarunk nagy áttételt megvalósítani, akkor az önzárás területére kerülhetünk, és még normális előrehajtáskor is kisebb a hatásfok 50%-nál. Ezért szokás ma a csigahajtásokat széles tartományban,

\* A Magyar Tudományos Akadémián 1981. május 14-én elhangzott előadás.

\*\* Technische Universität München, Gépelemek Intézete, Fogaskerék- és Hajtómű-kísérleti Állomás.

I. táblázat

## Állandó áttételű hajtóművek alkal-

		Fogaskerekes				
		Hengeres fogask. hm.	Bolygómű	Kúp-k. hm.	Hipoid hm.	Kúp-heng.-s hm.
		1	2	3	4	5
Teljesítmény [kW]	normál	3 000	2 000	500	300	500
	extrém	65 000	25 000	4 000	500 <sup>h</sup> 1 000 <sup>j</sup>	3 000
Áttétel	normál	1...800 <sup>b</sup>	3...13 <sup>d</sup>	1...5	4...8	5...700 <sup>k</sup>
	extrém	1000 <sup>a, b</sup>	3...35 <sup>e</sup>	8 <sup>a</sup>	1...50 <sup>a</sup>	800 <sup>b</sup>
Kerületi sebesség [m s <sup>-1</sup> ]	normál-	50	50	40	30	l.
	extrém-	210	100	130	50	① és ③
Max. fordulatszám [min <sup>-1</sup> ]		150 · 10 <sup>3</sup>	100 · 10 <sup>3</sup>	50 · 10 <sup>3</sup>	20 · 10 <sup>3</sup>	l. ① és ③
Összhatásfok [%] <sup>q</sup>		93...99 <sup>c</sup>	98...99	97...98	50 <sup>h</sup> ...90 <sup>j</sup> 85 <sup>h</sup> ...96 <sup>j</sup>	l. ① és ③
Térf.-telj.-arány [dm <sup>3</sup> kW <sup>-1</sup> ]		0,6...0,2	0,4...0,15	0,7...0,4	0,8...0,5	0,7...0,3
Tömeg-telj.-arány [kg kW <sup>-1</sup> ]		1,8...0,4	1...0,2	2,5...0,6	3...0,7	2...0,5

a = egylépcsős; b = a lépcsők számától függően; c = normál (olajkenéssel: 98...99%, kettős bolygókeres hajtómű; f = gépszerkezetekben; g = turbinákban, repülőgépekben; (gyorsuláskor 5...15); m =  $\eta$  csökken növekvő áttétellel; p = legtöbbször hajtómű-motorok párosításra vonatkozik; s = korlátozott szíjszélességgel; t = normál esetre (keskeny ékszí-

különösen nagy teljesítmények esetében — amelyekben a teljesítményvesztés hőhatása különös problémákat okoz — kúpkerék-homlokkerék hajtóművekkel kiváltani (olyan esetekben tehát, amikor a tengelytáv 160...200 mm). Csigahajtóműveknek akkor van elsőbbségük, ha a másik kritérium, a kedvezőbb zajállapot a fontosabb, és a hatásfok a másodrangú.

A lánc-, szíj- és dörzshajtások hatásfokértékei nagy általánosságban eléri a 98%-ot. Ha van is pl. kb. 4%-os eltérés a lapos- és az ékszíjhajtás hatásfoka között, ez nem jelentős.

A különféle változtatható áttételű hajtóművekben azonban az eltérések lényegesen nagyobbak, amint azt az 1. ábra mutatja (amelyben az egy-, illetve kétfokozatú fogaskerék-hajtóművek szerepelnek összehasonlításként).

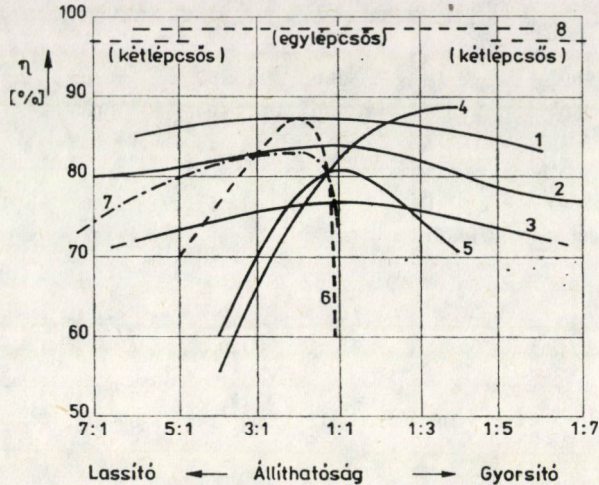
mazási tartományai és jellemzői

hajtóművek				Szíjhajtóművek			Dörzshajtómű
Csigahm.	Csiga-heng.-s hm.	Heng.-s csav.-kerék hm.	Lánc hajtómű	Lapos	Ék	Fogazott	
6	7	8	9	10	11	12	13
120	100 <sup>p</sup>	8	200	150	100	100	25/10 <sup>f</sup>
1 000	250 <sup>p</sup>	80	4 000	3 600	4 000	400 <sup>s</sup>	200
5...50 <sup>l</sup>	(40...280) <sup>b</sup>	1...5	1...6	1...5	1...8	1...8	1...6
1...300 <sup>l</sup>	> 1000 <sup>b</sup>	100	10	20	15	12	10/18 <sup>f</sup>
25	l.	20	10	60	25 <sup>l</sup>	40	25
70	① és ⑥	50	40	120	40 <sup>l</sup>	70	50
40 · 10 <sup>3</sup>	l. ① és ⑥	20 · 10 <sup>3</sup>	10 · 10 <sup>3</sup>	200 · 10 <sup>3</sup>	8 · 10 <sup>3</sup>	30 · 10 <sup>3</sup>	10 · 10 <sup>3</sup>
50...20 <sup>m</sup> 96...97 <sup>m</sup>	l. ① és ⑥	50...95	97...98	96...98	92...94	96...98	90...98
0,5...0,2	0,6...0,3	2,5...1,0	2...0,5	4...2,5	3...0,4	1...0,25	20...3
4,5...2	10...4	3...1,5	10...6	6...1,5	5...1	4...1	30...8

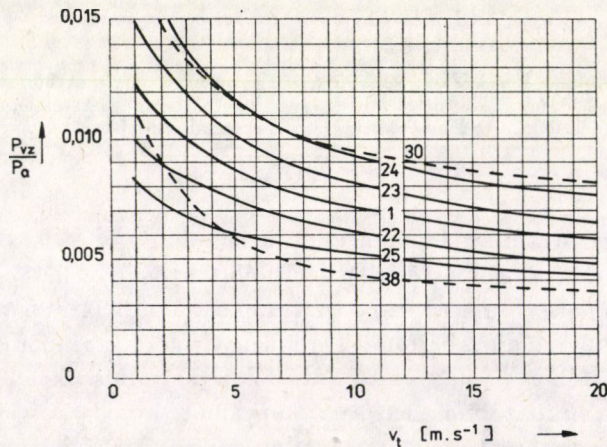
nagyon lassú fordulatú kerekkel: 93...95%);  $d$  = normál, egykarú bolygómű;  $e$  = egykarú  $h$  = nagy áttételekre;  $j$  = kis áttételekre;  $k$  = három hengereskerék-lépcsővel;  $l$  = lassító esetén (léghűtés nélkül);  $q$  = lépcsőnkint;  $r$  = a számláló acél-acél, a nevező acél/műanyag jakra + 20%)

Előnyös a fogazott lánc (1), amelynek nemcsak nagy az abszolút hatásfok-értéke, hanem ez az érték viszonylag széles állíthatóság mellett csaknem állandó marad. Hasonlóan előnyösek — a hatásfokuk azonban valamivel kisebb — a szíjhajtások (2). A dörzshajtómű (4) műanyag-acél kerékpárosítással — kedvező áttétel esetében — nagyon jó hatásfokú, de csak szűk állíthatósági területen belül. Ha kiküszöbölik azt a gyakori hibát, hogy  $ti$ . a vevő mindenáron széles állíthatóságot kíván, mert rugalmasságra törekszik, és ugyanakkor a gyakorlatban kiderül, hogy csak szűk határok között van szükség az állíthatóságra (amely gyakori eset), akkor a hajtómű állíthatóságát a szükséges és legkedvezőbb szakaszra tervezhetjük meg, és ezt simítjuk a megfelelő fordulatszámhoz. Ilyenkor kétszeres a gazdaságosság, mert a legjobb hatásfokok érhe-

tők el és a szűk állíthatóságú hajtómű olcsóbb is. A gyakorlatban úgy járunk el, hogy a berendezés prototípusához a hajtóművet széles állíthatósággal látjuk el, és ezzel határozzuk meg a szükséges állíthatósági szakaszt és a szükséges áttételt. Csak ezután választjuk meg a végleges, gazdaságosabb megoldást.



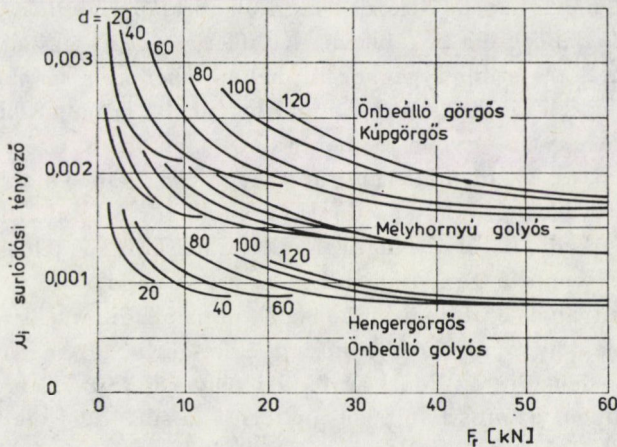
1. ábra. Állítóművek hatásfokai teljes terhelés, 2...7,5 kW teljesítmény-tartomány esetén, összehasonlítva fogaskerék-hajtóművekkel (1 = fogazatlánc-hajtómű, 2 = szíjhatás, 3 = tömörfém-dörzshajtómű (kenéssel), 4 = műanyag/acél-dörzshajtómű (szárason), 5 = kapcsolóműves hajtómű, 6 = hidrodinamikus hajtómű, 7 = hidrosztatikus hajtómű, 8 = egy- és kétlépcsős fogaskerék-hajtómű)



2. ábra. Fogaskerék veszteségtényezője a kerületi sebesség függvényében [1 jelű görbe:  $z_1 = z_2 = 20$ ,  $m = 4,5$  mm,  $\alpha_w = 22,43^\circ$ ,  $\beta = 0$ ,  $\varepsilon_\alpha = 1,5$ , edzett, köszörült, finom haránt csiszolással ( $R_a = 0,3 \dots 0,35$  m), ásványolaj B, viszkozitás  $\eta_c = 40$  mPa·s, fogerő  $F_{bt} = 100$  N  $\text{mm}^{-1}$  (fogszélességre vonatkoztatva); 22 jelű görbe:  $\varepsilon_\alpha = 1,1$ ; 23 jelű görbe:  $\varepsilon_\alpha = 1,8$ ; 24 jelű görbe:  $m = 6$  mm ( $z_1 = z_2 = 15$ ); 25 jelű görbe:  $m = 3$  mm; 30 jelű görbe: haránt csiszolással ( $R_a = 1,5$   $\mu\text{m}$ ); 38 jelű görbe: szintetikus olaj F (poliéter)]

A már említett eléggé szűk határok között a fogaskerék-hajtóművekben %-osan viszonylag jelentéktelen hatásfok-javítás érhető el, amely azonban nagy teljesítményátvitelű esetén így is lényeges lehet. A fogazás minőségének javításával és megfelelő kenőanyag-választással a fogaskerék veszteségtényezője ( $P_{vz}/P_a$ ) csökkenthető (2. ábra). Ezen az ábrán a hatásfok változása a főponti kerületi sebesség függvényében látható. A görbét OHLENDORF állapította meg mérésekkel, egyenes külső fogazatú hengereskerékekre (91,5 mm tengelytávval és  $m = 4,5$  mm modullal), pontosan meghatározott paraméterekkel, mint pl. kenőanyag, fogazatpontosság stb. Az ábra jól mutatja, hogy pl. egy szintetikus kenőanyaggal (poliéterrel a 38-as görbének megfelelően) kisebb súrlódási tényezők érhetőek el. Az ilyen kenőanyagok problémája, másrésről a drágasága (5...10-szerese az ásványi olajokénak), továbbá az a tény, hogy előállításukhoz sokkal nagyobb energia kell. Ugyanakkor következetesen a megtakarítás abszolút értékét kell vizsgálnunk, vagyis az előállítás nagyobb ráfordítását le kell vonni az üzem energianyereségéből, illetve energiefelhasználás-csökkenéséből.

A beépített csapágyak megválasztása is befolyásolja a hajtómű, illetve a teljes gép súrlódási veszteségeit. A 3. ábrán a  $\mu_1$  súrlódási tényező alakulása látható a radiális csapágyterhelés függvényében. Ha a kis terhelésű tartományt figyelmen kívül hagyjuk, akkor felismerhető, hogy a hengergörgős és önbeálló golyóscsapágyak súrlódási tényezője 0,001 körüli érték, mélyhornyú golyóscsapágyaké már lényegesen nagyobb, és kúpögögős-, illetve önbeálló görgős-csapágyaké már 0,002, vagyis kétszer akkora. A tömör tűgörgős csapágyak ( $\mu = 0,004$ ) súrlódási tényezője ismét kétszerese az előzőeknek, vagyis négyszerese az elsőeknek, és ez már az a terület, ahol a siklócsapágyak súrlódási tényezői nagyjából elkezdődnek. Természetesen — abszolút értéküket tekintve — ezek még mindig nagyon kis súrlódási tényező értékek és egyúttal nagyon kis veszteségreszletet adnak.



3. ábra. A gördülőcsapágyak  $\mu_1$  súrlódási tényezője a radiális csapágyterhelés függvényében

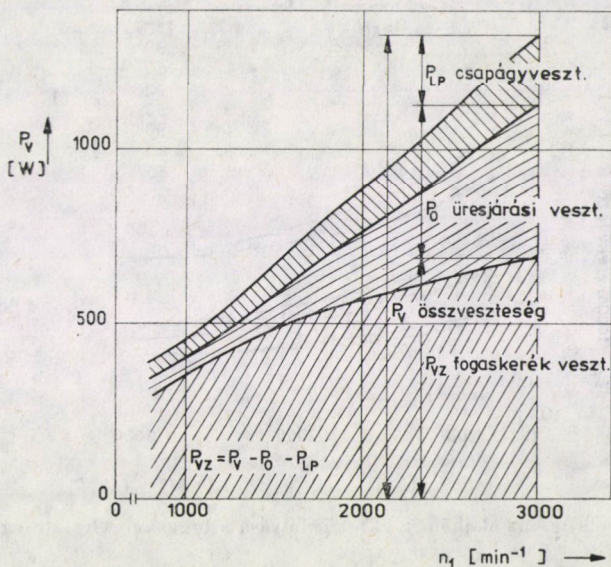
Ha egy fogaskerék-hajtómű teljesítményvesztését csökkenteni akarjuk, akkor elsősorban a hajtómű különféle részvesztéseit kell ismernünk az összvesztéshez képest, továbbá ezeknek függését a különböző paramétereiktől. A 4. ábrán hipoid-hajtómű összvesztéseire viszonyítva láthatók ezek a részvesztések a hajtó kerék fordulatszámának függvényében. Felismerhető, hogy a fogazatsúrlódás okozta veszteségrész egészében degresszív jellegű, ugyanakkor az üresjárás veszteségrész progresszív lefolyású. Ha ezeket a görbéket a turbóhajtóművek kb.  $150 \text{ m s}^{-1}$  kerületi sebességű tartományára kiterjesztjük, akkor megállapítható, hogy ott az összvesztést gyakorlatilag kizárólag az üresjárás veszteségek — azaz nyomásvesztések, ventilációs veszteségek stb. — és egyéb veszteségek okozzák. Vagyis pl. a fogazatsúrlódási veszteségek elhanyagolhatók. Ez pl. akkor válik érdekessé, ha egy turbóhajtóművet  $150 \text{ m s}^{-1}$  sebesség mellett zérusról a névlegesre terhelünk, amikor a teljesítményvesztés gyakorlatilag állandó marad. Ezért célszerű az üresjárás során a teljesítményvesztés csökkentése.

A veszteségtényezőnek a fogazatgeometriától való függését — ugyancsak hipoid-hajtóműre — az 5. ábra mutatja, amelyen a fogazatsúrlódástényezője különböző tengelyeltolásra egyébként azonos paraméterek esetében a hajtó kerék fordulatszáma függvényében látható. Amint már említettük, a fogazatsúrlódások kisebbedő tengelyeltolással csökkennek, és így kúpkerék-hajtóművekkel (zérus tengelyeltolással) érhető el a legkedvezőbb érték. Különlegesség a két 25,4 mm tengely távú fogaskerék-hajtómű (IV, illetve IVb1, ahol IV a felület foszfátózását, IVb1 a foszfátlan felületre utal). Szemmel láthatóan a foszfátózott fogfelületek jobban bejárhatódnak, úgyhogy ezekben a kísérletekben a teljesítményvesztés 1...2%-kal csökkenthető volt.

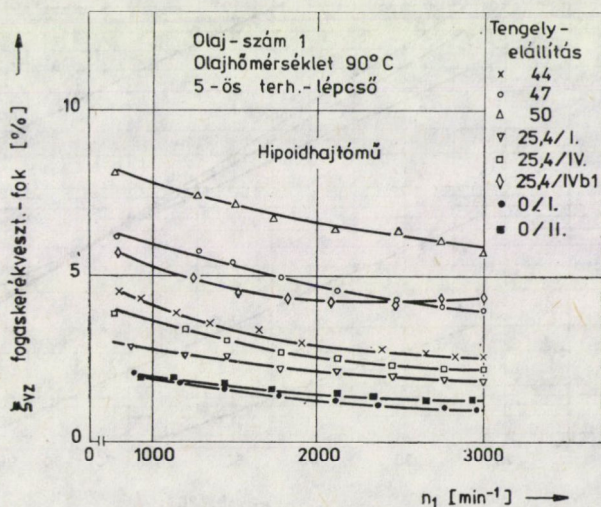
A hatásfokjavítás eddigi módszerei olyanok voltak, amelyekkel közvetlenül a fogazaton próbálkoztunk. Más lehetőség a kenőanyag megváltoztatása. A 6a ábrán látható, hogyan kisebbedik a teljesítményvesztés a csökkenő viszkozitással, amelyhez a viszkozitások a 6b ábrából veendőek. További szavatolt olajokat foglal össze a 2. táblázat. Ebből következik egy újabb felismerés, amelynek trendjét a személygépkocsi-iparban lehet megfigyelni, azaz hogy a kenőolajok a kisebb viszkozitásúakra mennek át. Itt is valamiképpen kompenzálni kell a hátrányt, vagyis a kis berágódási ellenállást. Ezért kell EP-adalékot belekeverni, és ezzel ismét számítani lehet az öregedési stabilitás csökkenésével, a kenőanyagok drágábbá válnak, ugyanakkor a felületi teherbíróképesség (pitting) csak alig befolyásolható. Ezeket a másodlagos jelenségeket éppúgy figyelembe kell venni a gazdasági számítások esetében.

A kenőanyagok esetében különösen fontos a hőmérsékletbefolyás. Kedvező a kenőolaj, ha a viszkozitás/hőmérséklet-görbe lapos. Továbbá az olaj egyik fontos jellemzője az adott súrlódási tényezője. A 7. ábra megmutatja, hogy — egyébként azonos feltételek mellett — a súrlódási tényező a kenőolaj molekuláris felépítésétől függ. Itt a  $\mu$  súrlódási tényező a  $v_1 - v_2$  csúszósebesség

fajlagos értéke függvényében látható. A csúszósebesség két, egymáson gördülő hengeres tárcsa kerületi sebességeinek különbsége, miközben  $F_N$  erővel szorítjuk össze őket, és a különböző csúszásértékek beállíthatók. Az ábra két fajta kenőanyagra mutatja a mérési eredményeket, amely anyagok gondosan kiszámított vegyi eljárással készültek, amennyiben olyan molekulaegységekből

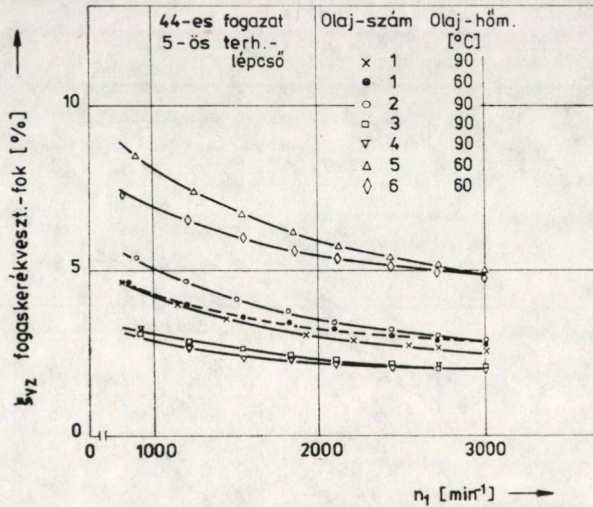


4. ábra. Fogaskerék teljesítményvesztéseinek eloszlása a hajtó fogaskerék fordulatszámának függvényében

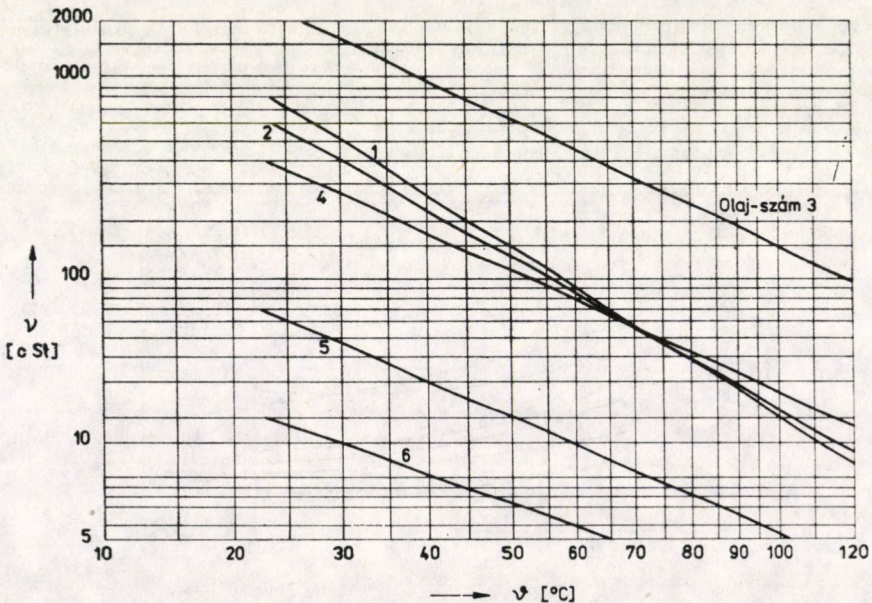


5. ábra. A fogazatgeometria befolyása a veszteségtényezőre

rakták össze őket, mint azt az ábra mutatja. Látható, hogy mindkét olaj viszkozitása gyakorlatilag azonos, sőt a kisebb sűrűdési tényezőjű kicsit viszkozusabb. Ebből felismerhető, milyen nagymértékben különböznek az olajok sűrűdési tényezői egyébként azonos viszkozitás mellett. Mindkét olaj a hajtóművekben fontos szerepet tölthet be, az alsó (kisebb sűrűdési tényezővel) a



6a ábra. Az olaj és az olajhőmérséklet befolyása a fogaskerék-vesztégtényezőre



6b ábra. A vizsgált olajok viselkedése a hőmérséklet függvényében



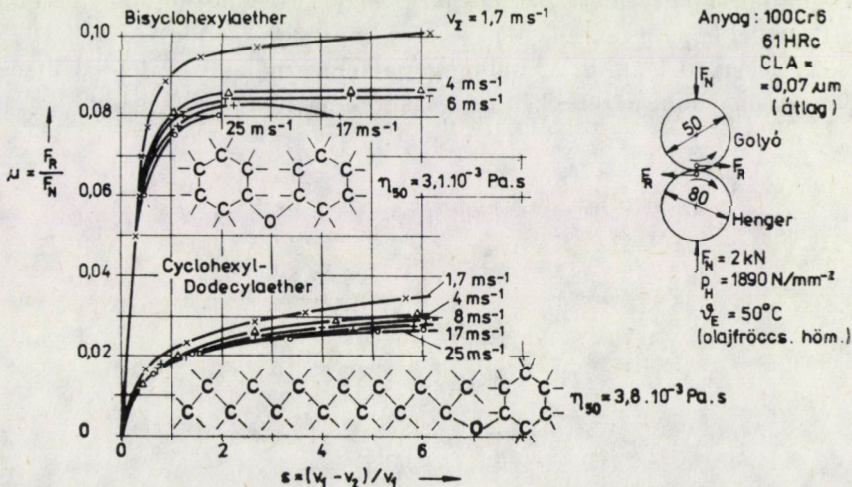
2. táblázat  
A mérőolajok jellemzői

Olaj-számozás	Elnevezés	Jellemző	FZG-besorolás
1	Veedol alapolaj Nr. 17 + 0,5% R 1612 (Deog.)	Alacsonyötv. ásványolaj	11
2	Esso GX90	Magasötv. hipoidolaj	12
3	Polyran M400 (Bayer)	Nagyviszk. szint. olaj	10
4	Syntheso D110 EP (Klüber)	Szintetikus ásványolaj	12
5	Santotrac 50 (Monsanto)	Szintetikus ásványolaj	10
6	Mobilfluid 62	Kisviszk. ásványolaj	7

Megjegyzés: FZG = A Fogaskerék- és Hajtóműkísérleti Állomás (München, Műszaki Egyetem Gépelemek Tanszéke) német elnevezésének rövidítése.

fogaskerék-hajtóművekben, a másik pedig ún. trakciós folyadék a dörzshajtásokhoz, amellyel nagy teljesítmény sűrűség érhető el erőzárással.

Felmerülnek fáradozások mellékjelenségekre, amely fáradozásokkal az energiavesztéseket csökkenteni, illetve a hatásfokot javítani akarják, ezek természetük szerint lehetnek pozitív és negatív hatásúak. Példa lehet a pozitív hatásokra a gépkocsi kardántengelyei mint hossz tengelyek, amelyek tehát a hajtóművet összekapcsolják a hátsó tengelyekkel, ahol többnyire nagyobb

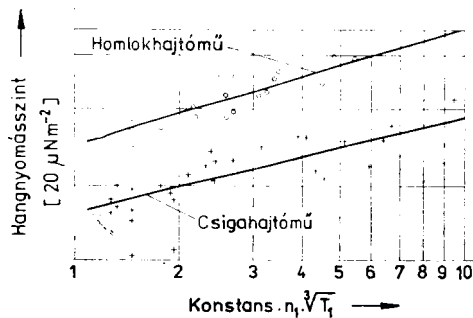


7. ábra. A kenőanyagok molekulaszerkezetének befolyása a súrlódási tulajdonságokra

hajlásszögek fordulhatnak elő. Habár a kerékajtásokhoz különböző okok miatt szinkronizált kardántengelyeket építenek be, amelyek gazdaságossági szempontból részben előnyösebbek, hossztenegelyként mégsem váltak be, mert hőmérsékleti okból problémák adódtak. Egyébként azonos körülmények között kereszt-csuklós tengelyekkel kb. 40 °C-ot, a szinkronizált csuklós tengelyekkel 90...100 °C-ot mérhetünk. És itt nem is a kereszt-csuklós tengely jobb hatásfoka a döntő, hanem a nagyobb hőmérsékleten fellépő problémák (kenés, tömítés stb.). Ezért hossztenegelyként — amelyek rosszul hűthetők természetes módon — túlnyomórészt kereszt-csuklós tengelyt alkalmaznak.

A negatív jelenségekre példákat már részben említettünk, pl. a kisebb viszkozitású kenőanyagok kisebb berágódástűrését. Ide sorolható az is, amikor bolygóművet alkalmazunk a közös fogaskerék-hajtómű helyett, mert a kapcsolóteljesítmény javítja az összhatósfokot, másrésztől viszont egy bonyolultabb hajtóműhöz jutunk, amely kisebb teljesítmények esetén gazdaságtalan, egyszerűen azért, mert a szerkezeti anyag kiadásai nem különböznek lényegesen, a darabszám nagyobb és a gyártási költségek is nagyobbak. Nagy forgatónyomatékoknál ez a helyzet ellenkezőre válhat, mert a bolygóművön belüli teljesítmény-elágaztatással lényeges anyagkiadások takaríthatók meg, ebben az esetben tehát a mellékjelenség pozitívvá válhat.

Különösen negatív mellékjelenség, amikor a kedvezőtlenül nagy csúszású gördülés átmege a tiszta gördülésbe, mint ahogyan ez a hipoid- és csigahajtások esetében bekövetkezik, mert a zajállapot megromlik (ha ugyanis nagy a csúszófelület, akkor javul a zajhelyzet). A 8. ábrán a hangnyomásszint változása látható a homlokfogaskerék-hajtóművekre és a csigahajtóművekre egy olyan konstans függvényében, amely tartalmazza a fordulatszámot és a nyomatékot. Összehasonlító mérésekről van szó, amelyet a David Brown cég hajtott végre Angliában saját termékeivel. Látható, hogy a csigahajtómű hangnyomásszintje 10 dB-lel lejjebb fekszik. Itt — mint annyiszor — dönteni kellett egyrészt a környezetvédelem, ill. a kisebb energiafelhasználás és kisebb költségek között, mert nagyobb méretekkal a fogaskerék-hajtómű költségesebb.



8. ábra. Hengeres fogaskerék-hajtóművek és csigahajtóművek zajszintje

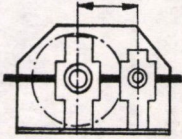
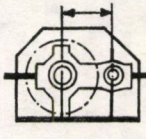

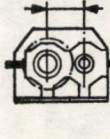


Amint már többször említettük, az energiavizsgálatok során nem szabad csak a hatásfokra szorítkoznunk, hanem tekintetbe kell venni a fejlesztés, a gyártás, a karbantartás, a javítás, a leírás stb. szükséges energiáit is. Kérdéses tehát, milyen mélységig sikerül ezeket a költségeket értékelni, és egyáltalán, vajon az energiamegtakarítás egyes egyedül a költségekkel kifejezhető-e? Ha pl. a gyártás energiaszükségletét költség formában adjuk meg, akkor a hajtómű darabköltségeit kell összehasonlítani. Ezért a 9. ábrán különböző homlokfogaskerék-hajtómű összehasonlítása látható, amelyeknek azonos a funkciója, és azonos nyomatékokat szolgáltatnak azonos fordulatszám mellett. A különbségek elsősorban abból adódnak, hogy a hajtó kerék és a hajtott kerék szerkezeti anyagai és hőkezelései eltérőek. A legnagyobb hajtómű ötvözetlen acélú, a legkisebb betétedzésű, köszörült kerekek esetében adódik. A hajtómű súlya, illetve tömege kb. 8,5 Mg-tól 1,6 Mg-ig csökken. Az ár — egyedi konstrukcióként kalkulálva őket — nemesített acélú kerekek esetén 100%-ról 63%-ra csökken, vagyis a tömeg erősebben kisebbedik, mert a költséget a nagyobb előállítási költségek (hőkezelések, köszörülés) terhelése nem engedi annyira csökkenni. Ezeknek a hajtóműveknek a hatásfokuk 99% körül van, a különbségek mindenesetre nagyon kicsik.

A nagyobb teljesítmény-sűrűségű (kisebb) hajtómű esetében további problémák lépnek föl: az egyre csökkenő tengelytávokkal a csapágyerők nőnek, azaz a gördülőcsapágyak nagyobbak és drágábbak, szélsőséges esetben már el sem helyezhetők, mert külső gyűrűik metszik egymást.

Megkérdendő természetesen, miért alkalmaznak akkor egyáltalán még edzetlen fogaskerekeket? Alapvető ok, hogy a betétedzésű kerekek drága beruházásokat (köszörűgépeket és saját hőkezelő berendezést) igényelnek, ha el akarjuk kerülni a külső nagy költségeket, amelyek egyben bizonyos függőséget is jelentenek. Ehhez jön még, hogy ezek a hajtóművek — tekintettel a túlterhelhetőségükre — eltérő módon viselkedhetnek. Pl. a nemesített kerekek különösen érzéketlenek lökésre, élfelfekvésre stb., ugyanakkor az azonos kifaradási határra tervezett gáznitrált kerék általában érzékenyebb a gyártási hibákra és a túlterhelési lökésekre. A nitridált fogak károsodási vonala nagyon lapos.

A nagy méretű hajtóművek, vagyis a normalizáltak és nemesítettek, kimondottan jóindulatú „társak”, amelyek konstrukciós fogyatékoságokat is „megbocsátanak”, amely alatt foghosszmenti egyenlőtlen terheléseloszlást kell érteni, mert bejárátódnak. A még kevés tapasztalatú hajtómű-tervezők számára ezek az igaziak, mert a bonyolultabb fogazatok lényegesen érzékenyebbek és rendkívüli know-how-t igényelnek.

Látható, hogy ebben az összefüggésben a hatásfokvizsgálaton túlmenő dolgok is lényeges szerepet játszanak. Ha abból indulunk ki, hogy a költségviszonyok az ilyen termékek fejlesztési és gyártási befektetett energiáinak a mértékei, akkor ez lényeges kritérium, amelyet az energiatakarékossági meg-

Szerkezeti anyag	Hajtó/hajtott kerék					
	C 45	42 CrMo 4	20 MnCr 5 42 CrMo 4	31 CrMoV 9	34 CrMo 4	20 MnCr 5
Hőkezelés	normalizált	nemesített	①betétedzett ②nemesített	gáznitrált	indukciós felületi edzés	betétben edzett
Megmunkálás	lefejtő marás	lefejtő marás	①köszörülés ②lefejtő marás	finommarás	marás (lappolva)	köszörülés
Tengelytáv [mm]	830	650	585	490	470	390
Körvonal nagyság						
Tömeg [Mg]	8,51	4,86	3,47	2,62	2,39	1,58
Viszonyított ár [%]	132	100	85	78	66	63
Biztonsági tényező						
$S_G$	1,3	1,3	1,3	1,3	1,4	1,6
$S_B$	6,1	5,7	3,9	23,	2,3	2,3

9. ábra. Hengeres fogaskerék-hajtóművek összehasonlító adatai különféle szerkezeti anyagok, de azonos nyomaték és fordulatszám esetén (a hajtóművek tervezési adatai:  $M_{1\text{név}} = 21$ , kN m,  $n_1 = 500 \text{ min}^{-1}$ ,  $i = 3$ ,  $K_A = 1,25$ , hegesztett hajtóműház,  $S_{B\text{min}} = 2,3$   $S_{G\text{min}} = 1,3$ )

gondolások során figyelembe kell vennünk. Nemcsak a határfok, hanem az előállítási költségek is figyelembe veendőek. Ezek mellőzése olyan hiba, amelyet gyakran elkövetnek a nyilvános energiavitákon. Azt mondják: „Napenergiát használjunk, amely nem kerül semmibe, csak egyszer kell hozzá beruházás.” Ugyanakkor nem veszik figyelembe, hogy a beruházási költségeket, illetve azokat az energiákat is figyelembe kell venni, amelyek ezek mögött vannak; az élettartamra is figyelemmel kell lenni, és a leírás, karbantartás, javítás stb. költségeire, amikor összehasonlításokat hajtanak végre.

Még egy példa az „összlétesítmény-költségek”-hez a gördülőcsapágyakból: a 30-as évek közepéig az önbeálló hengergörgőcsapágyak terhelhetőségét illetően közepesen 37%-os növekedést céloztak meg azonos méretek mellett. Vagyis a befektetett energiát, amely közelítően azonos maradt, lényegesen hatékonyabban használták ki.

Az itt tárgyalt téma komplex voltához hozzátartozik még egy megfontolás, vajon valóban a leggazdaságosabb módszer, hogy egy termék műszaki teljesítményét mindig az optimumálsra kell-e vonatkoztatni, vagy nem lehetséges-e néhány esetben, hogy ettől az optimumtól kissé eltérve, olyan megtakarításhoz jussunk, amely a kis veszteséget is megéri („behozza”). Más szavakkal: ha pl. egy kissé kisebb teherviselőképességet kapunk ugyan, másrészt viszont a rész gyártási költsége és ezzel az energiafelhasználás lényegesen olcsóbb. Példaként idézhetünk egy FVA-kutatási tervből, amelyből — nagyon általánosan — kitűnik, hogy 100%-os teherviseléshez 100%-os betétedzési mélység szükséges. Ha azonban a betétedzési mélységet 50%-ra csökkentjük, még mindig megmarad a teherviselőképesség 90%-a.

A kisebb (csak 50%-nyi) betétedzési vastagság lényegesen kevesebb kemenceidőt, vagyis kisebb energiát, mégpedig számottevően kisebbet (!) igényel (kb. fele annyit). Ugyanakkor csökkennek a vetemedések, úgyhogy elmaradhat a felületek köszörülése és elegendő az edzés előtti hántolás.

A leglényegesebb tehát, hogy az ember megpróbálja a műszakilag legkedvezőbbet elérni és mindinkább a gazdaságossági szemlélet uralkodjék!

#### IRODALOM

- DITTRICH, O.: Grundsätzliches über Funktion, Bauarten und Eigenschaften stufenloser Getriebe. Fachtagung Antriebstechnik 1974. Kongressband anlässlich Hannover Messe 1974, 45—55
- NIEMANN, G.—WINTER, H.: Maschinenelemente Band II—III, Springer-Verlag Berlin—Heidelberg—New York—Tokyo 1983
- LIGHTOWLER, K.: Luftgekühlte Schneckengetriebe und ihre Einsatzmöglichkeiten. Optimaler Einsatz von Getrieben und Antriebsselementen. Eurotrans und Deutsche Messe- und Ausstellungs-AG. Hannover 1975
- OHLENDORF, H.: Verlustleistung und Erwärmung bei Stirnradgetrieben. Dissertation TH München 1958
- RICHTER, M.: Verzahnungswirkungsgrad und Festtragfähigkeit von Hypoid- und Schraubradgetrieben — Versuchsergebnisse und Berechnungsmethoden, Dissertation TU München 1976

WINTER, H.—VOJACEK, H.: Influence of the Molecular Structure on the Traction Characteristics of Lubrication Fluids. International Symposium on Gearing & Power Transmissions, Tokyo 1981

DUBBEL: Taschenbuch für den Maschinenbau 14. Auflage 1981

**Energy saving with Modern Solutions of Gear-drives.** — The direct steps to save energy consists in an improvement of the efficiency of all transmission elements. The efficiency of gears e.g. depends on diametral pitch, tooth geometry, accuracy, surface roughness, offset of hypoid pinion. It can be assumed that synthetic lubricants developed in a systematic way will be of special importance. The no load power losses dominate at high speeds. Considerably lower efficiencies must be accepted at low load and starting conditions (low temperatures). Overrated drives and short time operation therefore are especially unfavorable. Continuously variable drives arrive at a grade of efficiency which is 10 to 20% below that of a spur gear. It is important that the range of variation is not chosen unnecessarily large. In a wider sense energy can be saved by suitable steps in development, manufacturing, maintenance, repair, etc. More compact gears and ball bearings of higher load capacity can be taken as examples for steps of energy saving in this meaning.

**Energieeinsparung durch moderne Lösungen der Antriebstechnik.** — Die direkte Maßnahme zur Energieersparnis besteht darin, den Wirkungsgrad der Antriebselemente zu verbessern. Zum Beispiel hängt der Verzahnungswirkungsgrad ab von Modul, Verzahnungsart, Genauigkeit, Flankenrauheit, Achsversetzung bei Hypoidgetrieben. Besondere Bedeutung dürften hier systematisch entwickelte synthetische Schmierstoffe haben. Bei großen Umfangsgeschwindigkeiten dominieren die Leerlaufverluste. Wesentlich niedrigere Wirkungsgrade sind im Teillastbereich und bei Anfahrzuständen (niedrigen Betriebstemperaturen) zu erwarten. Überdimensionierte Antriebe und Kurzzeitbetrieb sind daher bezüglich des Energieverbrauchs besonders ungünstig. Stufenlos verstellbare Getriebe liegen im Wirkungsgrad 10 bis 20% unter denen von Zahnradgetrieben. Wichtig ist, daß hier kein unnötig großer Stellbereich gefordert wird. Im weiteren Sinne muß man fragen, wieviel Energie für Entwicklung, Fertigung, Wartung, Reparatur usw. aufgewendet werden muß. Getriebe größerer Leistungsdichte und Wälzlager höherer Tragfähigkeit sind Beispiele für Energieersparnis in diesem Sinne.