

KENÉS NÉLKÜLI FOGASKERÉKHajtóművek kopásának VIZSGÁLATA ÉS ELŐREJELZÉSE

INVESTIGATION AND PREDICTING OF WEAR IN NON LUBRICATED GEAR DRIVES

Sarka Ferenc, egyetemi docens*

1. ABSTRACT

The research presented in the article took place in the second half of 2018, in which we tried to apply the linear wear theory to estimate the wear of non-lubricated open gears. In the first part of the publication we present the basics of linear wear theory. In the second half, the actual test will be presented, which was done together with an industrial partner. The goal of the research was to extend the lifetime of the engines used by the partner.

2. BEVEZETÉS

A kopás a gépelemek egyik jellemző károsodási, tönkremeneteli formája. A kopás során az egymáson elmozduló alkatrészek anyagot távolítanak el egymás felületéről. Ezáltal a méretek és ebből kifolyólag a tűrések és az illesztések, geometriai méretek változnak. A kopás során akár szilárd illesztésből, laza illesztés válhat. A gépelemek tervezése során törekszünk arra, hogy a kopás értékét minél alacsonyabb értéken tartsuk. A kopás mértékének növekedésével a gépelem egy idő után működésképtelenné válik és cserére szorul. Az elhasználódott alkatrészből hulladék lesz, mely korunk egyik, ha nem a legnagyobb problémája [6]. Ezért fontos, hogy minél jobban és egyszerűbben tudjuk vizsgálni, előre jelezni a várható élettartamot a különböző gépelemek esetében.

A kopás alacsony szinten tartásához egyik lehetőség a kenés alkalmazása, mely kenőanyag az esetek többségében egy súlyosan környezetre ártalmas anyag, így annak használatát is körültekintően kell tervezni. Másik lehetőségünk a kopás mértékének csökkentésére, hogy keményített felületeket használunk. A felületek keményítése, hőkezelése energiabefektetéssel jár, így ennek

a technológiai lépésnek is van a környezetre gyakorolt káros hatása.

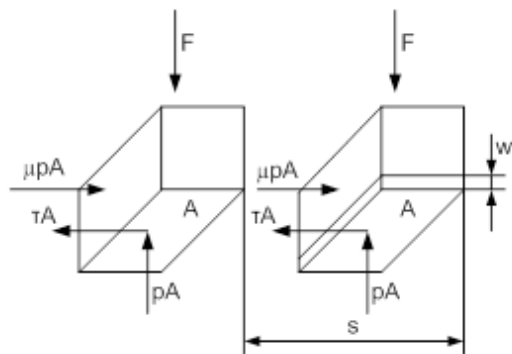
A kopás szempontjából vizsgálódva, sajnos vannak olyan esetek, amikor a kenést nem tudjuk alkalmazni különböző okok miatt. Ilyen tipikus eset a belső égésű motorok önindítójánál alkalmazott kenés nélküli, nyitott hajtóművek. A cikk az ilyen hajtóművek kopási jelenségeit kívánja bemutatni a lineáris kopási elmélet segítségével.

3. A LINEÁRIS KOPÁSI ELMÉLET, A KOPÁS MÉRŐSZÁMAI

A kopás mértékének legegyszerűbb meghatározása, ha kategóriákba soroljuk azt a kopás képe alapján. Így alakult ki a műszaki gyakorlatban az enyhe és a súlyos kopás kategóriája [3]. Ez a fajta nagyon leegyszerűsítő besorolás a műszaki gyakorlatban sajnos nem elegendő, ezért valamilyen jól definiálható mérőszámmal kell a kopás nagyságát meghatározni. A jelenlegi mérnöki gyakorlatban a kopás, mint hosszúság mérték, illetve a kopási ráta, mint viszonyszám, a kialakult mérőszámok a kopás mértékének megadására. A későbbi fejezetekben a mérőszámokat részletesen bemutatjuk.

3.1. A kopás (w) és a kopási tényező (K)

A kopás nagyságának meghatározásához az 1. ábra jelöléseit használva jutunk el. Vegyünk egy síkfelületet, melynek nagysága A . A felületek között kialakuló nyomás nagysága p . A felületek között fennálló súrlódási tényező μ . A kopás nagyságának mérőszáma pedig w , melyet mm-ben vagy inch-ben fejezünk ki.



1. ábra. A kopás nagyságának meghatározása, egymáson elmozduló felületek esetén

A súrlódó erő által, s úton végzett munka nagysága arányos a lekopott térfogattal. Az arányossági tényezőt K -val jelölt kopási tényezőnek nevezzük, mely magában foglalja a felületek között fennálló súrlódási tényezőt is. A megtett út helyett az elmozdulás sebességét és a mozgás idejét felhasználva juthatunk el az (1) egyenlethez. [1].

$$w \cdot A = K \cdot p \cdot A \cdot v \cdot t \quad (1)$$

Ez a számítás elvileg könnyen elvégezhető, a K tényező ismeretében. A kopás nagysága könnyen számítható, illetve adott kopás értékhez az elmozdulás nagysága, vagy akár a működés ideje is előre jelezhető. Sajnos a K tényezőre vonatkozóan az irodalmi adatok igen szűkszavúak. Az [1] irodalomban található tizenkét anyagminőség esetében K -ra érték, melyek nem a mérnöki gyakorlatban gyakran alkalmazott anyagok.

3.2. A kopási ráta és az Archard-féle kopási állandó

A vonatkozó irodalmat tovább kutatva egy másik mennyiséget is találunk a kopás mértékének kifejezésére. Ez a mennyiség a kopási ráta. Mivel rátáról van szó, valamilyen viszonyszámot képezzünk. A kopási ráta a lekopott anyag térfogatának és az elmozdulás távolságának hányadosa. Ebből kifolyólag a mértékegysége $[m^2]$. A kopási ráta a (2) összefüggéssel számítható. [2].

$$W_r = K_A \cdot p \cdot A \quad (2)$$

A (2)-ben megjelenő W_r a kopási ráta, a K_A az Archard-féle kopási állandó $[Pa^{-1}]$, p az érintkező felületek között kialakuló nyomás, A az érintkező felületek nagysága. A K_A tényezőre vonatkozóan a [2] irodalom közöl

értékeket a műszaki anyagok széles körére vonatkozóan. A számítás elvégzése egyszerű, az Archard-féle (Reye – Archard – Khrushchov) kopási állandó kiválasztása a közölt [2] diagram alapján már bizonytalanságot hordoz magában.

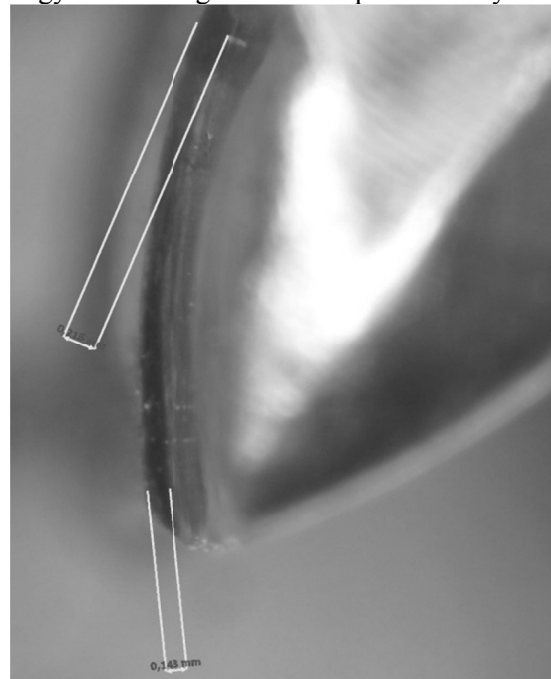
A szakirodalom további kutatása során, további összefüggésre bukkantunk a kopás számítására vonatkozóan. A [3] irodalom útmutatása szerint a kopás nagysága egyenesen arányos a terheléssel (F) és a kopási tényezővel (K), illetve fordítottan arányos a vizsgált felület keménységével (H) (3).

$$w = K \frac{F}{H} \quad (3)$$

A K tényező értékére a [3] irodalom nyolc különböző műszaki anyagra ad értéket. A (3) egyenlet nem minden terhelési tartományban ad jó közelítő eredményt, melyre vonatkozóan a [3] irodalom ad meg adatokat diagramm formájában.

4. A KOPÁS VIZSGÁLATA ÉS MÉRTÉKÉNEK MAGHATÁROZÁSA A VALÓS HAJTÓMŰVÖN

A munkánkat a megbízótól kapott hajtómű vizsgálatával kezdtük. A hajtómű kiskerekén jelentős mértékű kopással talákoztunk, míg a nagykeréken alig látható a kapcsolódás nyoma.



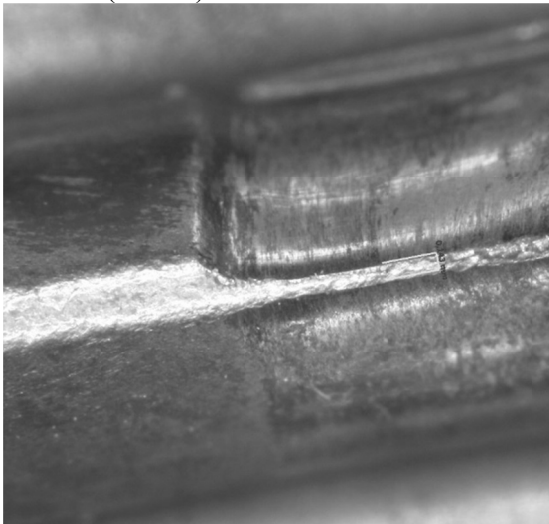
2. ábra. A kiskeréken létható kopás, a mikroszkóp felvételen

A hajtás áttétele 10,385, mely hengeres kerek esetén nagynak mondható. Ebből adódóan a kiskerek fogai sokkal többször kapcsolódtak, mint a nagykerék. A kopásnyomokat az intézetünkben található Zeiss Discoverey v12 típusú mikroszkóp segítségével végeztük. Több felvételt készítettünk a kopásnyomokról. Az alkalmazott mikroszkóp és a hozzákapcsolódó szoftver (Axio Vision) lehetőséget adott arra, hogy a képen távolságméréseket végezhessünk. A szoftver és a mikroszkóp segítségével megmértük a kopás nagyságát.

A mérésről készült fotók a 2.-3. ábrák. A mikroszkópos felvételen megfigyelhető, hogy a kopás nagysága a fogprofil mentén változik. A fogprofil végén (fogvégen) kisebb 0,14 mm, míg a foglábánál 0,215 mm nagyság mérhető (2. ábra). Egy normál körülmények között működő hajtómű esetében ilyen mértékű kopás esetén a fogaskerék már hibás gépelemnek minősül. Az indítómotorok esetében viszont még nem, ugyanis a hajtás még ellátja a feladatát, vagyis képes a belsőégésű motort hajtani a beinduláshoz szükséges ideig.

A mikroszkópon mért értékek még nem haladnak túl a keményített réteg mélységén. A kiskerek alkatrészrajzán $0,7 \pm 0,2$ a keményített réteg vastagságának előírása, illetve a keménység értéke 600 - 800 Vickers között kell legyen. Hogy valóban így van-e, azt a keménység ellenőrzésével igazoltuk is**.

A kerék fejszalagján is jól látható a kopás mértéke (3. ábra).



3. ábra. A fejszalag vastagságának változása.

A kopás hatására, gyakorlatilag a fejszalag eltűnt. A hajtókerék fogazatán már beépítés előtt láthatók a fogkihegyesedés jelei, melyet az alkalmazott profileltolás okoz. A

profileltolás alkalmazása az alámetszés elkerülése miatt történik. A kialakuló nagymértékű kopás tovább fokozva a fogkihegyesedés jelenségét.

A kopás miatt további hátrányos változások is történnek. Ilyen a kapcsolószám változása, mely a kopás következtében tovább csökken az egyébként is igen alacsony értékhez képest. A hajtás tervezett kapcsolószáma az ajánlott 1,15 alatt van [5].

A kopás következtében nő a foghézag, mely szintén hátrányos a hajtás egyenletes járása és zaja tekintetében.

5. A KOPÁST OKOZÓ MOZGÁSOK FELTÁRÁSA A VIZSGÁLT HAJTÓMŰBEN

A munkánkat a továbbiakban azzal folytattuk, hogy felderítsük azokat a mozgásokat, melyek kopást eredményezhetnek a hajtómű fogazatán.

5.1. A fogkapcsolódásból származó mozgások

A fogkapcsolódás elméletéből tudjuk, hogy tiszta gördülés a két fogfelület között csak a kapcsolódás főpontjában van. Minden főponton kívüli pontban már a gördülés mellett csúszás is megjelenik. Minél távolabb vagyunk a főponttól a csúszás mértéke annál nagyobb. A csúszás megjelenésének oka, hogy a két fogfelület evolvens görbéjén a kapcsolódási pont más-más távolságot tesz meg [5]. A csúszás sebessége a fogprofil mentén a már hivatkozott [5] irodalom alapján, vagy mérnöki szoftverek segítségével (pl.: KISSsoft) számítható. Munkánk során egy átlagos csúszási sebességgel kalkuláltunk, melyet állandónak vettünk föl, a kapcsolódás során.

5.2. A bekapcsolás folyamatából származó mozgások

A munkánk során olyan hajtóművet vizsgáltunk, mely a gépkocsi önindítójának a hajtóműve. A hajtómű két fogaskereke, csak az indítási folyamat alatt kapcsolódik, máskor egymástól szétválasztva vannak. A hajtás nagykeréke a belsőégésű motor lendítőkerekén található, míg a hajtómű kiskereke az indítómotor tengelyén. A kiskerek a kapcsolódási folyamat során tengelyirányú mozgást végez. A mozgás közben a két fogaskerék közötti közös fogszélesség folyamatosan változik nulláról a maximális értékre. Sajnos miután a közös kapcsolódási fogszélesség elérte a maximumát, a kiskerek axiális irányú mozgása nem szűnik meg. A

mozgása továbbra is axiális irányú marad, de a közös fogszélesség csökkenésének irányában mozog. A közös fogszélesség nem szűnik meg teljesen, majd a mozgás iránya ismét megváltozik. Mire a kerék nyugalmi állapotba kerül és további axiális mozgást nem végez, három, oda-vissza ciklus történik, egyre csökkenő amplitúdóval. Ez a fajta mozgás a fogaskerek között, nagy terhelés alatt megy végbe, mely igen nagy koptató igénybevételt jelent a fogak számára. A mozgás sebességének és hosszúságának meghatározására jó módszer lehet egy nagysebességű kamerával készített felvétel. Sajnos ilyen nem áll rendelkezésünkre, a kiskerék axiális irányú alternáló mozgásának hatását a kopásra nézve nem tudtuk pontosan meghatározni, de meglátásunk szerint jelentős mértékű.

A kopás szempontjából további fontos jelenség, amikor a kiskerék kapcsolódásba kerülése nem zökkenőmentes. Ilyenkor a kiskerék és a nagykerék homlokfelületével érintkeznek és egy ideig „dörzshajtásként” működnek. Egészen addig míg végül a kiskerék foga be nem ugrik a nagykerék fogárkába. Ilyenkor a két keményített felület mintha forgácsolná egymást. A leváló szemcsék egyenesen a kapcsolódó fogfelületek közé kerülhetnek, melyek tovább rontják a két fogaskerék közötti súrlódási viszonyokat.

Egy további jelenség, szintén kapcsolódásba lépéskor, amikor a kiskerék fog ugyan a nagykerék fogárkába kerül, de ott kapcsolódásba nem tud lépni, hanem onnan kiugorva a következő fogárokba kerülve lép kapcsolódásba. Ez a jelenség szintén egy nagy koptató igénybevételt jelent a fogazat számára.

5. ÖSSZEFOGLALÁS

A munkánkat összefoglalva megállapíthatjuk, hogy a szakirodalomban található kopási elméletek igen sok bizonytalanságot hordoznak magukban. Leginkább a kopási tényező és annak megválasztása területén. Amennyiben viszont pontos adatok állnak rendelkezésre, a lineáris kopási elmélet alkalmazása a kenés nélküli nyitott hajtóművek esetében jó segítség lehet a tervező mérnök számára a fogaskerék-hajtás élettartamának előrejelzéséhez.

6. FELHASZNÁLT IRODALOM

[1]: Josep E. Shigley – Charles R. Mischke –

Richard G Budynas: Mechanical Engineering Design, McGraw Hill, 2004, ISBN 007-123270-2.

[2]: Bernard J. Hamrock – Bo Jacobson – Steven R. Schmid: Fundamentals of Machine Elements, McGraw Hill, 1999, ISBN 0-256-19069-0.

[3]: John Williams: Engineering Tribology, Cambridge University Press, 2005, ISBN-13 978-0-521-60988-3, ISBN-10 0-521-60988-7.

[4]: Szabó, Ferenc János: Journal Bearing Optimization for Minimum Lubricant Viscosity, DESIGN OF MACHINES AND STRUCTURES 6 : 1 pp. 56-62. , 7 p. (2016).

[5]: Erney György: Fogaskerek, Műszaki könyvkiadó, Budapest, 1983, ISBN 963 10 5099 0.

[6]: Takács, Ágnes: Green principles, DESIGN OF MACHINES AND STRUCTURES 4:1 pp. 99-104., 6 p. (2014)

[7]: Bihari, János: The Effect of The Gear Wear for The Contact Ratio

10. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

*Miskolci Egyetem, Gépészmérnöki és Informatikai Kar, Gép- és Terméktervezési Intézet

**A szerzők ez úton szeretnék megköszönni a Miskolci Egyetem, Anyagszerkezet-tani és Anyagtechnológiai Intézet kollégáinak segítségét a keménységmérés elvégzésében.

A cikkben ismertetett kutató munka az EFOP-3.6.1-16-2016-00011 jelű „Fiatalság és Megújuló Egyetem – Innovatív Tudásváros – a Miskolci Egyetem intelligens szakosodást szolgáló intézményi fejlesztése” projekt részeként – a Széchenyi 2020 keretében – az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.