

Miskolci Egyetem



GÉPÉSZMÉRNÖKI- ÉS INFORMATIKAI KAR

FOGASGYŰRŰS TENGELYKAPCSOLÓ KAPCSOLÓDÁSI VISZONYAINAK ELEMZÉSE

PhD értekezés tézisei

KÉSZÍTETTE:

Kelemen László

okleveles gépészmérnök

SÁLYI ISTVÁN GÉPÉSZETI TUDOMÁNYOK DOKTORI ISKOLA
GÉPEK ÉS SZERKEZETEK TERVEZÉSE TÉMATERÜLET
TERMÉKFEJLESZTÉS ÉS TERVEZÉS TÉMACSOPORT

DOKTORI ISKOLA VEZETŐ:

Dr. habil Tisza Miklós

egyetemi tanár

TÉMACSOPORT VEZETŐ:

Dr. habil Döbröczöni Ádám

egyetemi tanár

TÉMAVEZETŐ:

Dr. Sente József

egyetemi docens

TÁRSTÉMAVEZETŐ:

Dr. Kamondi László

címzetes egyetemi tanár

Miskolc, 2016.

Kelemen László

FOGASGYŰRŰS TENGELYKAPCSOLÓ KAPCSOLÓDÁSI VISZONYAINAK ELEMZÉSE

Doktori (Ph.D.) értekezés tézisei

Miskolc, 2016.

MÓDOSÍTOTT BÍRÁLÓ BIZOTTSÁG

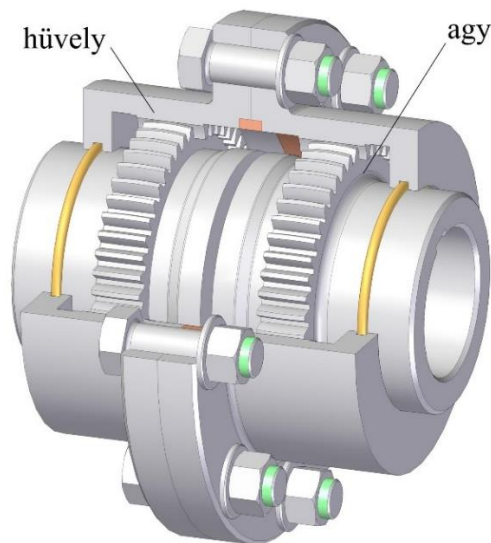
<i>Elnök:</i>	Prof. Dr. Tisza Miklós , DSc, egyetemi tanár
<i>Titkár, tag:</i>	Dr. Siménfalvi Zoltán , PhD, egyetemi docens
<i>Tagok:</i>	Prof. Dr. Váradi Károly , DSc, egyetemi tanár (<i>BME</i>)
	Dr. Horák Péter , PhD, egyetemi docens (<i>BME</i>)
	Prof. Dr. Ecsedi István , DSc, egyetemi tanár
<i>Hivatalos bírálók:</i>	Prof. Dr. Eleőd András , DSc, egyetemi tanár (<i>BME</i>)
	Dr. Siposs István , CSc, címzetes egyetemi tanár

TARTALOMJEGYZÉK

1	BEVEZETÉS	5
2	CÉLKITŰZÉSEK	6
3	A FELADAT MEGOLDÁSA	6
3.1	A hüvely gyártása	6
3.2	A domborított fogazatú agy modellezése	7
3.2.1	Változó profileltolású leírás	7
3.2.2	Kétparaméteres leírás	8
3.3	A fogkapcsolódás elemzése	8
3.3.1	A fogdomborítás, a szöghiba és a foghézag kapcsolata	8
3.3.2	A kapcsolódási pont meghatározása	9
3.4	Terheléseloszlás a fogazaton	10
3.5	A tengelykapcsoló fogfelületének teherbírása	11
4	TOVÁBBFEJLESZTÉSI LEHETŐSÉGEK	12
5	ÚJ TUDOMÁNYOS EREDMÉNYEK ÖSSZEFOGLALÁSA	13
6	SUMMARY	14
7	NEW SCIENTIFIC RESULTS	15
8	PUBLIKÁCIÓK AZ ÉRTEKEZÉS TÉMÁJÁBAN	16
9	FELHASZNÁLT IRODALOM	17

1 BEVEZETÉS

A fogasgyűrűs tengelykapcsolók tengelyvégek összekapcsolására, az egytengelyűségi eltérések kiegyenlítésére szolgálnak. Fő alkotó elemeik: a belső fogazatú hüvely és a domborított fogazattal rendelkező agy. A két fogazott gépelem egy sajátos fogaskerékpárt alkot, ahol a fogszámok azonosak. A domborított fogazat révén a tengelykapcsoló képes kompenzálni az összekapcsolt tengelyek szögeltérését. Ehhez egyetlen agy-hüvely párosítás elegendő, azonban a gyakorlatban általában két elem párt építenek be az 1. ábrának megfelelően. Ezzel a szöghiba mellett az összekötött tengelyek sugárirányú egytengelyűségi hibájának a kiküszöbölése is lehetővé válik. A fogasgyűrűs tengelykapcsolók előnye, hogy nagy nyomatékot képesek továbbítani viszonylag kis méretek mellett, hátrányuk viszont, hogy a folyamatos súrlódás miatt kenést, és folyamatos karbantartást igényelnek.



1. ábra. A fogasgyűrűs tengelykapcsoló

Fogazott tengelykapcsolókat már az 1920-as években is alkalmaztak, viszont a kezdeti időszakban még hagyományos fogaskereket használtak. A domborított fogazatú aggyal először Shenk szabadalmában találkozhatunk [She50]. Az 1950-es, 1960-as években több kutató is foglalkozott a fogasgyűrűs tengelykapcsolók leírásával [Con56], [Mok68], [Ren68]. Ezekben elsősorban a gyakorlat számára alkalmazható tervezési segédletek találhatók.

Németországban a fogasgyűrűs tengelykapcsoló kutatása nagy múltra tekint vissza. Az első igazán komoly eredmények Benklerhez köthetők [Ben70], [Ben72]. Ezekre építve mások is jelentős kutatásokat végeztek [Fle77], [Hei78], [Pha78]. Bár és Kunze [Bär86], majd később Pries [Pri91] javította a Benkler által kidolgozott modelleket.

A fogasgyűrűs tengelykapcsoló egyik fő eleme a domborított fogazatú agy, melynek modellezési kérdéseivel foglalkozott Litvin és Zhang [Lit88]. Yi Chuan-yun cikkében egy ún. konjugált felületű modellt hoz létre [Chu05], míg Lagutin, Utkin és Klochkov cikkükben egy olyan modellt mutatnak be mellyel szöghiba esetén sem változik a fogtőfeszültség [Lag12]. Hsu és Fong a domborított fogazatot utólagos módosítással hozza létre [Hsu10].

A fogasgyűrűs tengelykapcsoló egy olyan kiegyenlítő tengelykapcsoló, amely a kiegyenlítést az érintkező elemek csúszása révén valósítja meg. Ebből adódóan a megfelelő működéshez elengedhetetlenül fontos a tengelykapcsoló kenése. Calistrat cikkeiben részletesen elemzi a tengelykapcsoló károsodását, és kenését [Cal75], [Cal76], [Cal78], [Cal80-a], [Cal80-b].

Az evolvens profilú bordáskötések kialakításuk és működésük szempontjából hasonlóak a fogasgyűrűs tengelykapcsolóhoz. Az evolvens profilú bordáskötések elemzésével foglalkozott többek közt Spura és Berger [Spu11], valamint Curá [Cur13], [Cur14], [Cuf14].

Magyarországon a fogaskerekek, valamint a tengelykapcsolók vizsgálata nagy múltra tekintenek vissza, viszont fogasgyűrűs tengelykapcsolóval mindössze a rövidebb, összefoglaló leírásokban találkozhatunk

[Ter66]. Tengelykapcsolók vizsgálatával foglalkozott többek közt Simonyi [Sim78], Tiba [Tib97], Tóth [Tót01], Czél [Czé06], Bihari [Bih12-a], valamint Farkas és Lovas [Far14].

A fogazott elemek vizsgálatával kapcsolatban két jelentős kutatóközpont alakult ki Magyarországon. Miskolcon Terplán [Ter65], Antal [Ant71], Apró [Apr79], valamint Döbröczi [Döb86] a fogaskerék-bolygóművek tervezési kérdéseivel foglalkozott. Lévai a nem kör alakú fogaskerekeket [Lév58] elemezte. Sente a belső fogazatú kerek gyártási és tervezési kérdéseit vizsgálta [Sze84]. Fogaskerekek tervezési kérdéseivel foglalkozott Kamondi [Kam85], Bihari [Bih12-b], Sarka [Sar14], valamint Drágár [13]. Péter a fogaskerék-hullámhajtóműveket [Pét81], Békés a csapos bolygóműveket [Bék87] elemezte. Csigahajtások konstrukciós és gyártási kérdéseivel foglalkozott Drobní [Dro01], Dudás [Dud07], valamint Siposs [Sip90].

Budapesten Zsáry a fogaskerekek terhelhetőségét, míg Erney a fogaskerekek tervezési kérdéseit elemezte. Eleőd a fogaskerék-hajtóművek kenési-, és súrlódási viszonyait elemezte [Ele79]. Váradi a fogfelület felületi érdességét [Vár92] vizsgálat, míg Máriaiget [Már90] a fogaskerekek teherbírását elemezte nemlineáris rezgések esetén.

2 CÉLKITŰZÉSEK

A kutatás célja olyan vizsgálatok összeállítása, amelyek segítségével a tengelykapcsoló fogazott elemeit, valamint azok viselkedését pontosabban meg tudjuk határozni. Annak érdekében, hogy a tönkremeneteket meg tudjuk előzni, ismerni kell a fogazatok pontos modelljét, meg kell határozni a fogfelületeken a kapcsolódási pontokat, valamint ismerni kell a fogpárok közötti terheléeloszlást.

A fogasgyűrűs tengelykapcsolón végzett számítások pontossága nagyban függ a fogazatokra alkalmazott modellektől. Annak érdekében, hogy a modellek megfelelő pontosságúak legyenek, a gyártási eljárásból kell levezetni azokat, így az agy és hüvely gyártási kérdéseit részletesen elemezzük.

A fogfelületeket megfelelő pontossággal leíró modellek ismeretében meghatározhatóak a kapcsolódási pontok a fogfelületek között szöghibával rendelkező tengelykapcsoló esetén, amely segítségével az egyes fogpárokat terhelő erő, vagyis a terheléeloszlás meghatározható.

A fogazat egyik tönkremeneteli módja a fogfelület kifáradása, melyet részletesen elemezzük a Hertz elmélet alapján.

3 A FELADAT MEGOLDÁSA

Az értekezésben bemutatásra kerülő vizsgálatok, elemzések ellenőrző jellegűek, melyek során a geometriai adatokat ismertnek tekintjük. Ezen főbb geometriai adatok előzetes megválasztására a [Ter66] és a [Lag12] irodalmakban találunk ajánlást. Az ajánlások alapján megválaszthatók a modul, a fogsorszám, a fogszélesség, a profilleltolási tényezők, valamint a domborítási sugár előzetes értékei. A további levezetések során ezeket az adatokat ismertnek tekintjük.

3.1 A HÜVELY GYÁRTÁSA

A hüvely egy belső fogazatú fogaskeréknek tekinthető, ennek megfelelően a gyártása a belső fogazatra kidolgozott gyártási eljárásokkal lehetséges. A belső fogazatú kerék egyik lehetséges gyártási eljárása a fogmetszés. Fogmetszés esetén előfordulhat, hogy a szerszám a belső fogazat gyártása során levágja a belső fogazatú fogaskerék fejköréhez közeli profilszakaszt. Ez az ún. fogfej-lemetszés. Részletesen elemezve ezt a jelenséget megállapítható, hogy a fogfej-lemetszésnek maximuma van egy a_d tengelytávon. Szélsőérték-számítás segítségével megállapítható a maximális fogfej-lemetszés helye:

$$a_d = \sqrt{\frac{u-1}{u+1} \cdot (r_{a2}^2 - r_{ac}^2)}. \quad (1)$$

Bizonyos esetekben még további egyszerűsítési lehetőség kínálkozik. Polder [Pol69, Pol77] kimutatta, hogy abban az esetben, ha a legnagyobb fogfej-lemetszés az evolvens lefejtés tartományába esik, akkor

az evolvens profil mindig eltávolítja a lementszett területet. Ebben az esetben elegendő a $\rho_{a2} \geq \rho_{ac}$ feltétel, ahol ρ_{a2} és ρ_{ac} a profilgörbületi sugarak a munkadarab ill. a szerszám fejkörén. Elemezve Polder eredményeit megállapítható, hogy ebben az esetben viszont a szerszám és a munkadarab között nagy fogszámkülönbség adódik, amely egy részletes vizsgálat segítségével kisebbre választható. Az így kapott eredmények a T1 tézisben kerültek megfogalmazásra.

3.2 A DOMBORÍTOTT FOGAZATÚ AGY MODELLEZÉSE

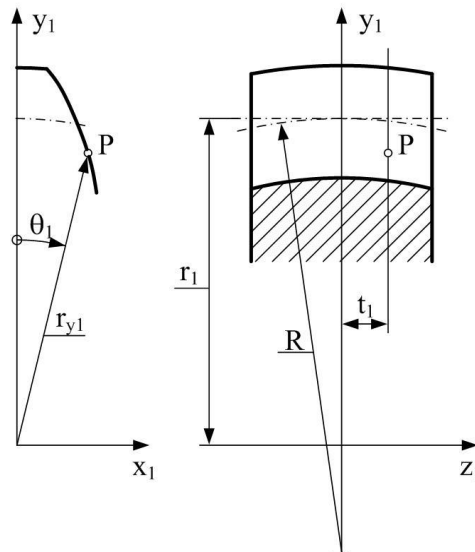
A domborított fogazat előállítható lefejtő marással, amennyiben a szerszám a munkadarabhoz képest egy relatív körpályán mozog, vagyis gyártás közben a tengelytávolság folyamatosan változik. A lefejtőmarás hengeres fogaskerek gyártására alkalmazott matematikai modellje a következő feltételekkel válik érvényessé domborított fogazatra:

- a v_s axiális előtolósebesség mellett figyelembe kell venni egy v_r sugárirányú sebességet,
- és ennek a hatásaként a tengelytáv folyamatos változását.

A gyártást pontosan leíró matematikai modell viszont olyan paramétereket is tartalmaz, melyeket a tervezési fázisban nem ismerünk, így a későbbi működési vizsgálatokhoz a pontos matematikai modellek helyett a domborított fogazatra közelítő modelleket alkottunk.

3.2.1 Változó profileltolású leírás

Változó profileltolású leírás esetén az idealizált fogfelületet úgy származtatjuk, hogy a tengelymetszetben tengelymetszeteiben változó profileltolással rendelkező evolvens fogazatot feltételezünk a 2. ábrának megfelelően.



2. ábra. Domborított fogfelület változó profileltolású modellje

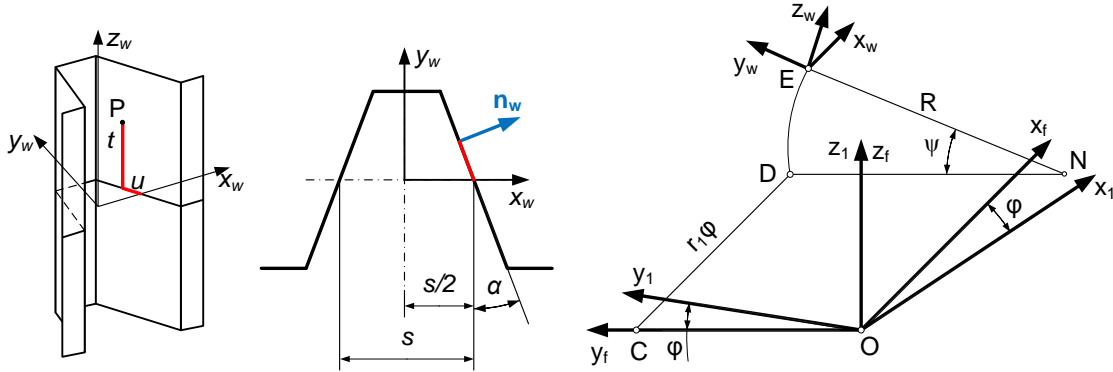
Ebben az esetben a fogfelület egyenlete:

$$\begin{aligned} x_1 &= r_{y1} \cdot \sin(\theta_1), \\ y_1 &= r_{y1} \cdot \cos(\theta_1), \\ z_1 &= t_1, \end{aligned} \quad (2)$$

ahol r_{y1} tetszőleges sugár a fogprofil mentén, θ_1 a fogszög. A domborítási sugarat a fogszög foglalja magába.

3.2.2 Kétparaméteres leírás

Az idealizált fogfelületet a kétparaméteres leírásban az evolvens geometria alapprofiljára építve, kétparaméteres burkolással állítjuk elő. A lefejtő felületek az evolvens alapprofilból előállított lökethasáb síkjai (3. ábra)



3. ábra. A lefejtő fogasléc és a koordinátarendszerek a kétparaméteres leíráshoz

A domborított fogfelület függ a lefejtő felület u és t , valamint a mozgás φ és ψ paramétereitől. Annak érdekében, hogy a fogfelület egyértelműen leírhatóvá váljon, további két egyenletet kell meghatározni. Levezetés után így a fogfelület egyenletei a központi S_f központi rendszerben:

$$\begin{aligned} x_f &= r_1 \cdot \varphi + x_w, \\ y_f &= r_1 - R \cdot (1 - \cos(\psi)) + y_w \cdot \cos(\psi) - z_w \cdot \sin(\psi), \\ z_f &= R \cdot \sin(\psi) + y_w \cdot \sin(\psi) + z_w \cdot \cos(\psi) \\ t &= 0, \end{aligned} \quad (3)$$

$$\varphi = \frac{1}{r_1 \cdot \tan(\alpha)} \left(y_w - z_w \cdot \tan(\alpha) - R \frac{1 - \cos(\psi)}{\cos(\psi)} \right) - \frac{x_w}{r_1}.$$

A (3) egyenletben r_1 a domborított fogazat osztókör sugara a középsíkban mérve, α az alapprofil szög, R a domborítási sugár, x_w , y_w és z_w pedig a lefejtő felület koordinátái. A fejezetben található eredményeket a T2 tézis foglalja össze.

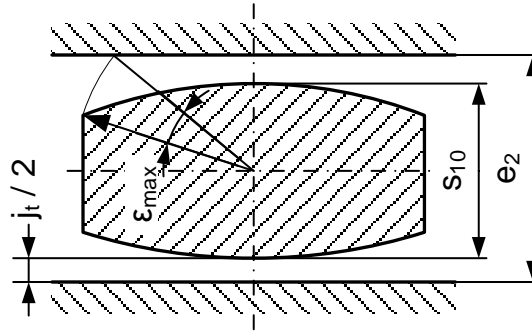
3.3 A FOGKAPCSOLÓDÁS ELEMZÉSE

A fogprofilok között a pontos kapcsolódási pont megtalálása elengedhetetlen a fogasgyűrűs tengelykapcsoló terhelhetőségének meghatározásához. A szöghibával rendelkező fogasgyűrűs tengelykapcsoló egy különleges, metsződő tengelyű fogaskerékpárnak tekinthető. A kapcsolódás elemzéséhez viszont olyan paraméterek ismerete szükséges, amelyek a tervezés korai szakaszában még nem ismertek. Ebben a fejezetben először egy egyszerűsített elemzést mutatunk be, mely a fogasgyűrűs tengelykapcsoló előtervezése során alkalmazható, majd részletesen elemezzük a fogazatok kapcsolódását, valamint a kapcsolódási pont meghatározásának lehetőségeit.

3.3.1 A fogdomborítás, a szöghiba és a foghézag kapcsolata

A közelítő megoldás során kapcsolatot teremtünk az egy fogazatot jellemző domborítási sugár, a fogak között meglévő kerületi foghézag, valamint a tengelykapcsolón jelentkező szöghiba között. A közelítő jelleget az adja, hogy azt feltételezzük, hogy kapcsolódás csak a fogak osztóhengerein jöhet létre, mellyel a fogak térbeli kapcsolódása síkbeli feladatként kezelhető.

A domborított fog vastagsága az osztóhenger mentén a fog közepétől kifelé haladva csökken. A maximális szöghiba akkor jelentkezik, amikor a domborított fog teljesen keresztbe fordul a belső fogazat fogárkájában, vagyis a domborított fog szélső pontja kapcsolódik a belső fogazat fogprofiljával. A domborított fog keresztbe fordulása így a fog közepe körül történő elfordulással jellemezhető (4. ábra).



4. ábra. A maximálisan megengedhető szöghiba értelmezése

A gyakorlatban egy adott tengelykapcsolót előírt szöghiba-kompenzáló képességre terveznek, ennek megfelelően a tervezett ε_{max} szöghibához, a domborítási sugár meghatározható:

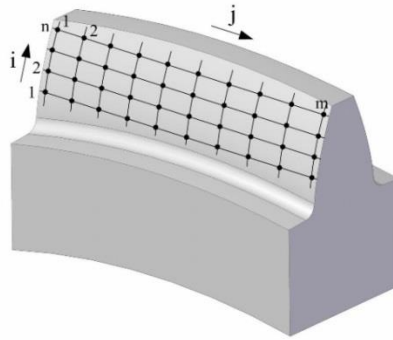
$$R = \frac{b}{2} \sqrt{1 + \left(\frac{\tan(\alpha)}{\tan(\varepsilon_{max})} \right)^2} \quad (4)$$

Ahhoz, hogy az agy domborított fogának szélső pontja kapcsolódási helyzetbe kerülhessen, a hüvely fogárkának elegendően szélesnek kell lennie. A megfelelően széles fogárokhoz a minimális foghézag:

$$j_{tmin} = (s_{10} - 2 \cdot \Delta s_{max}) \cdot \cos(\varepsilon_{max}) + b \cdot \sin(\varepsilon_{max}) - s_{10} \quad (5)$$

ahol s_{10} az agy osztóhengeri fogvastagsága a fog közepén, Δs_{max} pedig a domborított fog fogvastagságának csökkenése a fog szélén mérve. Az így kapott eredményeket a T3 tézis foglalja össze.

3.3.2 A kapcsolódási pont meghatározása



5. ábra. A fogfelület hálózása a csomópontokkal

Az agy és a hüvely fogfelületeinek közös érintkezési pontjaiban a helyvektorok és a normálisok is megegyeznek. Az S_f koordináta-rendszerben felírva:

$$\mathbf{r}_f^{(1)}(r_{y1}, t_1, \varphi_1) = \mathbf{r}_f^{(2)}(r_{y2}, t_2, \varphi_2), \quad (6)$$

$$\mathbf{n}_f^{(1)}(r_{y1}, t_1, \varphi_1) = \mathbf{n}_f^{(2)}(r_{y2}, t_2, \varphi_2). \quad (7)$$

A (6) vektor egyenlet megfelel három független skaláris egyenletnek, de a (7) egyenlet csak két független skaláris egyenlettel egyenértékű, mivel mindkét normális egységvektor. Az öt nemlineáris skaláris egyenletből álló egyenletrendszer megoldása numerikus módszerrel, iterációs úton, számítógép alkalmazásával lehetséges. Az egyenletrendszer megoldásához a kezdeti értéket egy közelítő

számítással határozzuk meg, amely során a fogazatot egy diszkrét hálóval behálózunk az 5. ábrának megfelelően.

A módszer lényege, hogy az agy különböző elfordulási helyzeteiben keressük a csomópontoknak megfelelő kapcsolódási pontokat a hüvely fogfelületén. Feltételezzük, hogy az agy és a hüvely ugyanakkora szöggel fordulnak el, azaz $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$. φ diszkrét értékeinél meghatározzuk az összetartozó pontok közötti távolságot, a j_i kerületi foghézagot. Adott φ értéknél a legkisebb foghézag helyének környezetében alakul ki az érintkezési pont a fogfelületek között.

A fenti eredményeket a T4 tézis foglalja össze.

3.4 TERHELÉSELOSZLÁS A FOGAZATON

A gyakorlatban a fogasgyűrűs tengelykapcsolók egytengelyűségi hibával rendelkező tengelyeket kötnek össze. Ilyenkor a tengelykapcsolót érő terhelést mindössze néhány fogpár viseli. A terhelt fogpárok számának pontos meghatározása egy valós tengelykapcsolónál rendkívül komplex és bonyolult feladat, ezért a további vizsgálatokhoz a következő feltételezésekkel élünk:

- Az agy fejfelülete gömb kiképzésű, és a hüvely hengeres lábfelületén illeszkedve sugárirányban központosítja a kapcsolt elemeket.
- Előbbi feltétel alapján az egytengelyűségtől való eltérés csak szöghiba lesz.
- Az érintkezési pontok helyének kialakulásában a fogazati hibák elhanyagolható hatással vannak az egytengelyűség szögeltéréséhez képest.
- A számítások során csak a fogpárok rugalmas alakváltozását vesszük figyelembe, míg a többi elemet (pl. keréktestek, tengelyek stb.) merevnek tekintjük.

Legyen a tengelykapcsolóval átvihető nyomaték M . Amennyiben a fogazat mentes a gyártási hibáktól, és az agy középpontja egybeesik a hüvely középpontjával, vagyis csak szöghiba lép fel, akkor a két terhelt tartomány között a nyomaték egyenletesen oszlik el. A fellépő M nyomaték hatására a fogpárokon egy f deformáció lép fel. Mindaddig, amíg az egyes fogpárok között a foghézag kisebb, mint a deformáció mértéke, az adott fogpárok kapcsolatba lépnek. Az $i = 1 \dots n$ jelű fogpárookra tehát jellemző, hogy $j_i < f$. Amennyiben a foghézagokat nagyság szerint sorba rendezzük, akkor minden esetben található egy j_{n+1} foghézag, amelyre igaz, hogy $j_{n+1} \geq f$, vagyis a terhelés pontosan n fogpáron oszlik meg. Egyenlőség esetén az $(n+1)$ -edik fogpárhoz tartozó foghézag már teljesen megszűnik, de a fogpár még nem terhelt. Az M nyomaték hatására egy tartományon belül összesen F_n normál fogerő terheli a fogakat, amely n fogon oszlik meg, vagyis:

$$F_n = \sum_{i=0}^n F_i. \quad (8)$$

Az egyes fogpárokat terhelő erők a következő módon határozhatók meg:

$$F_i = k_i \cdot (f - j_i), \quad (9)$$

ahol k_i a kapcsolódás merevsége, j_i az i -edik foghézag. A pontos fogmerevség meghatározása valós tengelykapcsolókon végzett kísérletek, vagy CAD modellen végzett végeselemes szimuláció segítségével végezhető el. A merevség közelítő meghatározása analitikus módszerekkel, ill. a ISO 6336-1 szabványban rögzített eljárással lehetséges. Az Ishikawa módszerre a [Shi13], míg a Weber-Banaschek módszerre a [Spu11] irodalomban részletes leírást találunk. A legegyszerűbb módszert az ISO 6336-1 szabvány kínálja, amely egy fogpár merevségének meghatározására alkalmas. Amennyiben feltételezzük, hogy valamennyi fogpár fogmerevsége azonos, akkor adott nyomatékhoz tartozó deformáció a következő összefüggéssel számítható:

$$f = \frac{F_n}{k} + \frac{\sum_{i=1}^n j_i}{n} \leq j_{n+1}. \quad (10)$$

A (10) összefüggés alapján egy tartományon belül a terhelt fogak száma meghatározható. A fenti eredményeket a T5 tézis foglalja össze.

3.5 A TENGYELYKAPCSOLÓ FOGFELÜLETÉNEK TEHERBÍRÁSA

A fogasgyűrűs tengelykapcsolók egyik várható károsodási formája a fogfelületek kigödrösödése, az ún. pitting képződés, melynek megakadályozása az érintkezési feszültség korlátozásával lehetséges. Az agy domborított fogfelülete miatt a szöghibával rendelkező tengelykapcsoló fogfelületei minden pillanatban egy-egy pontban érintkeznek. Az érintkezési feszültség meghatározásához ismerni kell a pillanatnyi érintkezési pont helyét a fogfelületeken, melyet már korábban meghatároztunk, valamint a főnormálgörbületeket, vagy röviden főgörbületeket ezekben a pontokban.

A hüvely evolvens hengerfelületének főgörbületei az evolvens geometriából ismertek. A domborított fogazatú agyra a korábbiakban két leírási módot mutattunk be. Változó profíleltolású modell esetén a differenciálgeometriából ismert módszer, míg kétparaméteres leírás esetén Litvin által kidolgozott módszer [Lit72] jól alkalmazható, melyek segítségével mindkét modell esetén a főgörbületek meghatározhatók.

A fogfelületi teherbírás ellenőrzését a Hertz-féle elmélet alapján végezzük el. Az elméletileg pontban érintkező fogfelületek a terhelés hatására benyomódnak, az érintkezés ellipszis alakú folt mentén alakul ki. Az érintkezési feszültséget [Nie83] ajánlásának megfelelően a következő összefüggéssel határozzuk meg:

$$\sigma_H = \frac{3}{2} \cdot \frac{F_n \cdot K_A}{\pi \cdot a \cdot b}, \quad (11)$$

ahol F_n az egy fogpár kapcsolódásánál ható normálfogterő, K_A az üzemtényező, a és b az érintkezési ellipszis féltengelyei.

Az érintkezési ellipszis féltengelyeinek meghatározására a következő összefüggések szolgálnak:

$$a = a^* \sqrt[3]{\frac{3}{2} \cdot \frac{F_n}{E_r \cdot \Sigma k}}, \quad (12)$$

és

$$b = b^* \sqrt[3]{\frac{3}{2} \cdot \frac{F_n}{E_r \cdot \Sigma k}}, \quad (13)$$

ahol a^* és b^* az érintkezési ellipszis fajlagos féltengelyei, E_r a redukált rugalmassági modulus, Σk a főgörbületek összege.

A megengedett érintkezési feszültség [Nie83] szerint:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HN} \cdot Z_G}{s_H}, \quad (14)$$

ahol σ_{HN} a névleges fogfelületi szilárdság, Z_G a csúszási tényező, s_H a biztonsági tényező. σ_{HN} a terhelési ciklusok számától függően a kifáradási határral, vagy az élettartam-szilárdsággal azonos. A tengelykapcsoló teherbírása a számított és a megengedett érintkezési feszültség egybevetése alapján határozható meg:

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad (15)$$

A 3.5 fejezetben bemutatott eredményeket a T6 tézis foglalja össze.

4 TOVÁBBFEJLESZTÉSI LEHETŐSÉGEK

Az értekezésben kétféle módon meghatároztuk a domborított fogazatú agy modelljét. Valós tengelykapcsolókon végzett mérések segítségével a modellek pontossága igazolható.

A terheléeloszlás meghatározásánál a keréktestet, valamint a tengelykapcsoló többi elemét merevnek tekintettük. Az eredmények pontosításához végeselemes vizsgálatok, vagy valós tengelykapcsolókon végzett kísérletsorozatok szükségesek. Az így kapott eredményekkel a fogpárok fogmerevsége pontosabban meghatározható, amellyel pontosabb képet kapunk a tengelykapcsoló terheléeloszlására. A fogazat teherbírásakor jelentős lehet a fogtő teherbírása, amely meghatározása mindenképpen további kutatásokat igényel.

A tengelykapcsoló helyes működéséhez elengedhetetlen a megfelelő kenés. A kenési állapot vizsgálata egy másik dolgozat témájául szolgálhat.

5 ÚJ TUDOMÁNYOS EREDMÉNYEK ÖSSZEFOGLALÁSA

Az értekezés új tudományos eredményeit az alábbi tézisek foglalják össze:

- T1.** Belső fogazatú kerék metszőkerékkel történő gyártása esetén szélsőérték-számítással meghatároztam a legnagyobb fogfej-lemetszést okozó tengelytávot. Megállapítottam, hogy a $\rho_{a2} \geq \rho_{ac}$ feltétel teljesítése biztosítja a fogfej-lemetszés elkerülését, de ebben az esetben nagy fogszám-különbség adódik. Létrehoztam egy részletes vizsgálatot, mellyel a szükséges fogszám-különbség - a $\rho_{a2} \geq \rho_{ac}$ feltételhez képest - kisebbre választható [KeL1], [KeL4], [KeL18].
- T2.** Lefejtőmarással történő gyártást feltételezve előállítottam az agy domborított fogfelületének matematikai modelljét. Mivel a gyártást pontosan leíró modell olyan paramétereket tartalmaz, melyeket a tervezési fázisban nem ismerünk, a későbbi működési vizsgálatokhoz a pontos matematikai modell helyett közelítő modelleket alkottam. Az egyik modell a domborított fogazatot változó profileltolású fogaskerékként, a másik pedig az evolvens alapprofilra építve, kétparaméteres burkolásból levezethető módon, kúpfelülettel lefejtett fogaskerékként állítja elő. A közelítő modellek pontossága megfelel a különböző gyártási eljárásokkal előállított hengeres fogaskerekek pontosságának [KeL2], [KeL5], [KeL7], [KeL10], [KeL11], [KeL15].
- T3.** Közelítő pontosságú összefüggést (5) állítottam fel a foghézag, a domborítás jellemző paramétere és az egytengelyűségtől megengedett szögeltérés között. Ennek segítségével már a tervezés kezdeti szakaszában rögzíthetők a felsorolt jellemzők. Közülük kettő szabadon megválasztható, a harmadik a (5) feltételi egyenlet alapján számítható. Az összefüggés közelítő jellegét az adja, hogy az érintkezési pontokat az osztóhengereken feltételezi.
- T4.** A tengelykapcsoló fogazott elemeinek matematikai modelljeit felhasználva, meghatároztam a szöghibával rendelkező tengelykapcsoló elmozdulását, megállapítottam a pillanatnyi érintkezési pontok helyét. Ehhez a fogaskerekek kapcsolódási törvényszerűségeit használtam fel. A hat ismeretlen tartalmazó, öt egyenletből álló nemlineáris egyenletrendszer megoldásához a kezdeti értékeket a minimális foghézag értékek közelítő meghatározása révén vettem [KeL6], [KeL8], [KeL9].
- T5.** A fogpárok rugalmas deformációját figyelembe véve meghatároztam adott terhelés és feltételezett szöghiba mellett a kapcsolódásban lévő fogpárok számát, valamint a terhelés-eloszlást, vagyis a terhelésből az egyes fogpárok részesedését. Létrehoztam egy eljárást, amely segítségével a kapcsolódó fogpárok száma meghatározható [KeL17].
- T6.** A domborított fogazat érintkezési feszültségének megállapításához meghatároztam a fogfelület főnormálgörbületeit, valamint görbületi főirányait. Változó profileltolású modell esetén a megoldáshoz a differenciálgeometriából ismert módszert, míg a kétparaméteres leírás esetén a Litvin által kidolgozott módszert alkalmaztam. Az érintkezési feszültséget a Hertz-féle elmélet segítségével határoztam meg [KeL13], [KeL14], [KeL16].

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

„A kutató munka a Miskolci Egyetem stratégiai kutatási területén működő Innovációs Gépészeti Tervezés és Technológiák Kiválósági Központ TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 projekt keretében valósult meg.”

„A kutatás az Európai Unió és Magyarország támogatásával a TÁMOP 4.2.4.A/2-11-1-2012-0001 azonosító számú „Nemzeti Kiválóság Program – Hazai hallgatói, illetve kutatói személyi támogatást biztosító rendszer kidolgozása és működtetése konvergencia program” című kiemelt projekt keretei között valósult meg.”

6 SUMMARY

The goal of this dissertation is to give an overall design manual to calculate the toothed elements of the gear couplings. To achieve this the tooth surfaces of the sleeve and the hub have been analyzed. The surfaces depend on the manufacture method, therefore the produce of the sleeve and hub have been deeply examined.

The internal gear can be produce by gear shaping, which is the only generating process using the manufacture of internal gear with adequate precision. During the manufacture of the internal gear it is possible the tip curve of the rotating tool intersects the useful involute tooth side and it cuts any profile section near the tip circle of internal gear before the involute generation. It is called undercut. In the dissertation the phenomenon of undercut has been analyzed and proceed from Polder's work has been offered a method to avoid the undercut.

The crowned teeth of the hub are produced by hobbing but during the manufacture it is necessary to combine the axial motion of the tool with a radial motion. The resulted tooth surface depend on several parameter, thus it is influenced by the size of the hob and the feed. Therefore for analyze the operation of the coupling it is necessary to use a simplified model for the crowned teeth. In this work two models for the crowned teeth have been introduced. In the first model the involute tooth surface having variable profile shifting in parallel transverse planes and in the second one is prepared by two-parameter enveloping based on the base profile of involute geometry.

For getting the load capacity of the gear coupling have to know the contact point between the two tooth surfaces. To find the contact point have to solve an equation system, which contains five nonlinear scalar equations having six unknown. The guess values of the equation system can be defined by an approximate calculation. In this calculation the tooth surface of the hub is divided into several nodes by a grid. At a given rotation angle can be defined the clearance between the surfaces at all nodes. The contact point is close that node where the clearance distance is the smallest.

For the load capacity also need to know the force on every single tooth pair, i.e. the load distribution. If the coupling is rigid, two tooth pairs is loaded only, but if there is any elastic deformation there are two symmetric ranges. A given torque M causes deformation f on the tooth pairs, which decreases the clearance between the other tooth pairs. If the clearance of the tooth pair disappears, then this tooth pair becomes loaded too. The other elements of coupling are rigid. If the deformation is smaller than the clearance of the $(n+1)$ th tooth pair n tooth pairs are loaded in one range. In the dissertation was presented by us a calculation method, whereby we can calculate the loading force of the tooth. In the method the tooth stiffness is based on the international standard ISO 6336-1.

One of the most common failure of the gear couplings is the pitting on the tooth surface, which is prevented by the limitation of the contact stress. For the contact stress have to know the principal curvatures of the tooth surfaces, which have been defined in case of variable profile shifting model and also in case of two-parameter model. If the principal curvatures are known the contact stress can be calculated by the Hertzian theory.

7 NEW SCIENTIFIC RESULTS

The following theses summarize the new scientific results of the dissertation:

- T1.** For produce the internal gear of sleeve by shaper cutter I used extreme value analysis to calculate the centre distance where the undercut is the largest. I found the fulfillment of the condition $\rho_{a2} \geq \rho_{ac}$ guarantees to avoid the undercut, but in this case the difference between number of teeth is too large. I made a detailed investigation which cause smaller difference between number of teeth [KeL1], [KeL4], [KeL18].
- T2.** Assuming gear hobbing I made mathematical models for the crowned teeth of the hub. Because the accurate mathematical model is depend on several parameters which can be not known in the planning phase, I made idealized models for the crowned tooth surface to have a general and useful model for later investigations. In the first model the crowned tooth surfaces have variable profile shifting in parallel transverse planes and in the second model they are prepared by two-parameter enveloping based on the base profile of involute geometry. The accuracy of the approximate models is corresponded to the accuracy of the involute surfaces produced by different method [KeL2], [KeL5], [KeL7], [KeL10], [KeL11], [KeL15].
- T3.** I created an approximate (5) relationship between the backlash, the crowning parameter and the angular misalignment. This relationship is helpful to define the parameters in the early phases of the design. From this parameters two ones are freely chosen and the third is calculated by conditional (5) equation. The equation has approximations because of the contact points are assumed on the pitch cylinders.
- T4.** Based on the mathematical models of the tooth elements I defined the moving of the misaligned gear coupling and the contact points between the tooth surfaces. To do this I used the law of gear meshing. To solve the equation system, which contains five nonlinear scalar equations and six unknowns, I got the guess values from the approximate calculation of the minimum backlash [KeL6], [KeL8], [KeL9].
- T5.** Based on the elastic deformation of the tooth pairs I determined the number of the mating tooth pairs and the load distribution. I made process which is helpful to calculate the number of the mating tooth pairs [KeL17].
- T6.** To determine the contact stress between the tooth surfaces I defined the principal curvatures and the principal directions of the tooth surfaces. In the case of variable profile shifting model the method of differential geometry and in the case of two-parameter model the Litvin's method have been applied. The contact stress is determined by the Hertzian theory [KeL13], [KeL14], [KeL16].

8 PUBLIKÁCIÓK AZ ÉRTEKEZÉS TÉMÁJÁBAN

- [KeL1] *Kelemen, L.; Szente, J.*: Belső fogazatú fogaskerek tervezése fogasgyűrűs tengelykapcsolókhöz, GÉP LXII. (9-10). pp. 42-46. 2011
- [KeL2] *Kelemen, L.; Szente, J.*: Domborított fogazat matematikai modellezése fogasgyűrűs tengelykapcsolókhöz, GÉP LXII (9-10) pp. 47-50. (2011)
- [KeL3] *Kelemen, L.; Szente, J.*: Lubrication of flexible coupling. microCAD N szekció: XXVI. Nemzetközi Tudományos Konferencia. Paper K.8. (ISBN 978-963-661-773-8) 2012
- [KeL4] *Kelemen, L.; Szente, J.*: Analysis of cutting process for internal gears, Proceedings of the Thirteenth International Conference on Tools. pp. 351-356. (ISBN:978-963-9988-35-4). 2012
- [KeL5] *Kelemen, L.; Szente, J.*: Mathematical models for tooth surfaces of gear coupling. Design of Machines and Structures. Vol. 2. pp. 73-82. (HU ISSN 1785-6892). 2012.
- [KeL6] *Kelemen, L.; Szente, J.*: Analysis of gear meshing for gear coupling. 10th International Conference on Advanced Engineering, Computer Aided Design and Manufacturing-CADAM. (ISBN 978-953-57074-2-4). 2012.
- [KeL7] *Kelemen, L.; Szente, J.*: Domborított fogfelület előállítása kétparaméteres burkolással. GÉP LXIII. pp. 57-60. 2012.
- [KeL8] *Kelemen, L.; Szente, J.*: Fogasgyűrűs tengelykapcsoló fogérintkezésének elemzése, Multidiszciplináris tudományok. pp.49-60. (ISSN 2062-9737). 2012.
- [KeL9] *Kelemen L.; Szente J.*: Analysis of Gear Meshing for Gear Coupling, Advanced Engineering Vol. 6. pp. 171-182. 2012.
- [KeL10] *Kelemen, L.; Szente, J.*: Matematikai modellek domborított fogazathoz. XXI. Nemzetközi Gépészeti Találkozó, OGÉT 2013. pp.194-197. (ISSN 2068-1267). 2013.
- [KeL11] *Kelemen, L.; Szente J.*: Domborított fogfelület elemzése tengelykapcsolónál, GÉP LXIV: (5). pp. 47-52. 2013.
- [KeL12] *Kelemen, L.; Szente, J.*: A kapcsolóvonal meghatározása domborított fogazaton, Proceedings of the International Scientific Conference on Advances in Mechanical Engineering. pp. 85-90 (ISBN 978-963-473-623-3). 2013.
- [KeL13] *Kelemen, L., Szente, J.*: Burkolással előállított domborított fogfelület görbületeinek meghatározása, GÉP LXIV: (6). pp. 62-65. 2013.
- [KeL14] *Kelemen, L.; Szente, J.*: Fogasgyűrűs tengelykapcsolók teherbírásának számítása az érintkezési feszültség alapján. Multidiszciplináris Tudományok Vol 3: (1). pp. 185-194. 2013.
- [KeL15] *Kelemen, L.; Szente, J.*: Two mathematical models for generation of crowned tooth surface. The Scientific World Journal. Paper ID 641091. 6p. 2014.
- [KeL16] *Kelemen, L.; Szente, J.*: Calculation of the load capacity of gear coupling based on the contact stress. Annals of Faculty of Engineering Hunedoara International Journal of Engineering XII: (2). pp. 173-178. 2014.
- [KeL17] *Kelemen, L., Szente, J.*: Fogasgyűrűs tengelykapcsoló terheléeloszlása, GÉP LXVI: (7-8). pp. 5-10. 2015.
- [KeL18] *Kelemen, L., Szente, J.*: Metszőkerék megválasztása belső fogazatú fogaskerek gyártásához GÉP LXVI: (7-8). pp. 11-14. 2015.

9 FELHASZNÁLT IRODALOM

- [Alf06] Alfares, M. A.; Falah, A. H.; Elkholy, A. H.: Clearance distribution of misaligned gear coupling teeth considering crowning and geometry variations. *Mechanism and Machine Theory*. Vol. 41. pp. 1258-1272. 2006.
- [Ant71] Antal, M.: Zárt energiafolyamú különleges bolygóművek kísérleti eredményei. Egyetemi doktori értekezés. Miskolc. 1971.
- [Apr79] Aopró, F.: 3K típusú egyszabadságfokú fogaskerékbolygóművek tervezése. Kandidátusi értekezés. Miskolc. 1979.
- [Bär86] Bär, G.; Kunze, G.: Zum Eingriffsverhalten einer Kupplungsverzahnung. *Maschinenbautechnik*. Vol. 35. No. 12. 1986.
- [Bec05] Beckmann, R.: Beitrag zur Auslegung und Konstruktion von Ballizahn-Kupplungen. Doktori disszertáció. Chemnitz. 2005.
- [Bék87] Békés A.: Csapos bolygómű egyenközű ciklois felületeinek gyártási problémái. Egyetemi doktori értekezés. Miskolc. 1987.
- [Ben70] Benkler, H.: Der Mechanismus der Lastverteilung an bogenverzahnten Zahnkupplungen. Doktori disszertáció. Darmstadt. 1969
- [Ben72] Benkler, H.: Zur Auslegung bogenverzahnten Zahnkupplungen. *Konstruktion* 24. pp. 326-333. 1972.
- [Bih12-a] Bihari, Z.; Szente, J.: Determination of ideal curve having constant wedge angle for roller freewheels. *Design of Machines and Structures 2: (1)*. pp. 15-24. 2012.
- [Bih12-b] Bihari, J.: Heating behaviour of small plastic gears. *Design of Machines and Structures 2: (1)*. pp. 5-14. 2012.
- [Bro06] Brommundt, E.; Krämer, E.: Instability and self-excitation caused by a gear coupling in a simple rotor system. *Forsch Ingenieurwes (70)*. pp. 25-37. 2006. DOI 10.1007/s10010-005-0011-3
- [Bün00] Bündler, C.: Analyse der Beanspruchungen der Verzahnungen von Zahnkupplungen. Doktori disszertáció. Drezda. 2000.
- [Cal75] Calistrat, M. M.: What causes wear in gear-type coupling?. *Hydrocarbon Processing*. January 1975.
- [Cal76] Calistrat, M. M.: Gear Coupling Lubrication. Kopper Company. May 1976
- [Cal78] Calistrat, M. M.: Extend gear coupling life. *Hydrocarbon Processing*. January 1978 (5 pages).
- [Cal80-a] Calistrat, M. M.: Friction Between High Speed Gear Coupling Teeth. *Transactions of the ASME*. 1980.
- [Cal80-b] Calistrat, M. M.: Shaft-Coupling Lubrication. *Journal of the American Society of Lubrication Engineering*. pp. 9-15. 1980.

- [Cha83] Chander, T.; Biswas, S.: Abnormal wear of gear coupling – a case study. *Tribology International*. pp. 141-146. 1983.
- [Chu05] Chuan-yun, Y.: Analysis of the Meshing of Crown Gear Coupling. *Journal of Shanghai University* 9. Vol. 6. pp. 527-533. 2005.
- [Com04] Combet, F.; Martin, N.; Jaussaud, P.; Leonard, F.: Decetion of a gear coupling misalignment in gear testing device. *Eleventh International Congress on Sound and Vibration*. July 2004. <hal-00617901>
- [Con56] Conradt, J.: Die Zahnkupplung. *Konstruktion*. Vol. 8. No. 7. pp. 271-275. 1956.
- [Cr78] Crease, A. B.: Gear coupling for high powers and speeds. *Tribology International*. pp. 49-57. February 1978.
- [Cuf14] Cuffaro, V.; Cura, F.; Mura, A.: Surface characterization of spline coupling teeth subject to fretting wear. *Procedia Engineering*. Vol. 74. pp. 135-142. 2014.
- [Cur13] Cura, F.; Mura, A.: Experimental procedure for the evaluation of tooth stiffness in spline coupling including angular misalignment. *Mechanical System and Signal Processing*. Vol. 40. pp. 545-555. 2013.
- [Cur14] Cura, F.; Mura, A.: Analysis of a load application point in spline coupling teeth. *Journal of Zhejiang University-SCIENCE*. pp. 302-308. 2014. (ISSN 1862-1775)
- [Czé06] Czél, B.; Váradi, K.; Albers, A.; Mitariu, M.: Kerámiabetétes tengelykapcsolók végeeselemes hőfeszültségi vizsgálata. *GÉP* 57. 8-9. pp. 39-42. 2006.
- [Din07] Ding, J.; McColl, I. R.; Leen, S. B.: The application of fretting wear modelling to spline coupling. *Wear* Vol. 262. No 9-10. pp. 1205-1216. 2007.
- [Döb86] Döbröczöni, Á.: Konstruksiós és technológiai tényezők hatása a fogaskerék-bolygóművek kapcsolódásainak terheléskoncentrációjára. *Doktori disszertáció*. Miskolc. 1986.
- [Drá13] Drágár, Zs.; Kamondi, L: Change of tooth root stress calculation model for non-symmetric tooth shape. *Design of Machines and Structures* 3. (1). pp. 19-24. 2013.
- [Dro01] Drobní, J.: *Korszerű csigahajtások*. Tenzor Kft. Miskolc. 2001.
- [Dud07] Dudás, Il: *Csigahajtások elmélete és gyártása*. Műszaki Kiadó. Budapest. 2007. ISBN 978-963-16-6047-0
- [Dud91] Dudás, L.: *Kapcsolódó felületpárok gyártásgeometriai feladatainak megoldása az elérés modell alapján*. Kandidátusi értekezés. Budapest. 1991.
- [Ele79] Eleőd, A.: Fogaskerék-hajtóművek kenéstechnikai ellenőrzése az elasztohidrodinamikusan kenési állapot kialakulásának szempontjából. *BME Gépelemek Tanszék közleménye*, 6. 1979.
- [Fal04] Falk Gear coupling-failer Analysis. *Rexnord Industries. LLC. Coupling Group*. August 2004.
- [Far14] Farkas, G.; Lovas, L.: Körmös tengelykapcsolók kapcsolhatóságának vizsgálata. *GÉP* 65. 6-7. pp. 22-25. 2014.

- [Fle77] Fleiss, R.: Das Radial und Axialverhalten von Zahnkupplungen. Doktori disszertáció. Darmstadt. 1977.
- [Glo10] Globig, H.: Analyse der Rückstellwirkungen von Zahnkupplungen. Doktori Disszertáció. Drezda. 2010.
- [Hei78] Heinz, R.: Untersuchung der Zahnkraft- und Reibungsverhältnisse in Zahnkupplungen. Konstruktion. Vol. 30. No. 12. pp. 483-492. 1978.
- [Hsu 11] Hsu, R-H.; Fong, Z-H.: Novel variable-tooth-thickness hob for longitudinal crowing in the gear-hobbing process. Mechanism and Machine Theory. Vol. 46. pp. 1084-1096. 2011.
- [Hsu10] Hsu, R-H.; Fong, Z-H.: Analysis of auxiliary crowning in parallel gear shaving. Mechanism and Machine Theory Vol. 45. pp. 1298-1313. 2010.
- [Kal06] Kalácska, G.; Keresztes, R.; Kozma, M; Ost, W.: Dinamikus tribológiai rendszerek III. A polimer / acél fogaskerekek súrlódásának további kutatási eredménye. Műanyag és Gumi 43. 11. pp. 449-452.
- [Kam85] Kamondi, L.: Ferdefogú hengeres fogaskerékpár kapcsolódásából származó rezgés-gerjesztésének és a kapcsolómező nagyságának összefüggése. Doktori disszertáció. Miskolc. 1985.
- [Lag12] Lagutin, S.; Utkin, B.; Klochkov, A.: Gear coupling and spindles with equal in strength teeth. Machine Design Vol. 4. No. 3. pp. 167-170. 2012 (ISSN 1821-1259)
- [Lév58] Lévai, I.: Nem kör alakú hengeres kerekek fogazásgeometriájának és gyártásának alapelve. Egyetemi doktori értekezés. Miskolc. 1958.
- [LiM01] Li, M.; Yu, L.: Analysis of coupled lateral torsional vibration of rotor-bearing system with a misaligned gear coupling. Journal of Sound and Vibration. Vol. 243. No. 2. pp. 283-300. 2001.
- [Lit04] Litvin, F. L.; Fuentes, A.: Gear geometry and applied theory. 2nd Edition. Cambridge University Press. New York. 2004.
- [Lit72] Litvin, F. L.: A fogaskerékkapcsolás elmélete. Műszaki Könyvkiadó. Budapest. 1972.
- [Lit75] Litvin, F. L.; Krylov, N. N.; Erikhov, M. L.: Generation of tooth surfaces by two-parameter enveloping. Mechanism and Machine Theory. Vol. 10. pp. 365-373. 1975.
- [Lit88] Litvin, F. L.; Zhang, J.; Chaing, W-S.: Crowned Spur Gears: Optimal Geometry and Generation. Gear Technology. pp. 9-15. September/October 1988.
- [Liu07] Liu, Z.S.; Zhao, G.: Modelling research on radial force in gear coupling with parallel misalignment. 12th IFToMM World Congress. 2007.
- [Man88] Mancuso, J. R.; Paluh J. M.: Diaphragm Couplings Versus Gear Couplings for Marine Applications. Altra Industrial Motion. Marine Technology. October 1988.
- [Man99] Mancuso, J. R.: Couplings and Joints. Marcel Dekker. pp. 227-240. 1999.
- [Már90] Márialigeti, J.: Evolvensfogazatú fogaskerékpárok lengéseinek nemlineáris modellezése és lengéseinek szimulációs vizsgálata. Kandidátusi értekezés. Budapest. 1990.

- [Mik13] Mikhaylov, A.; Grubka, R.; Lahin, A.; Nedashkovskiy, A.; Guitouni, A.: Structural and Technology support quality improvement of gear coupling. Applied Mechanics and Materials. Vol. 371. pp. 3-7. 2013.
- [Mit81] Mitome, K.: Table sliding taper hobbing of cylindrical gear using cylindrical hob. Transactions of the ASME. Vol. 103. pp. 446-451. 1981.
- [Mok68] Moked, I.: Toothed Couplings – Analysis and Optimization. Journal of Engineering for Industry. pp. 425-434. August 1968.
- [Nak11] Nakhatakyan, F. G.; Bednyi, I. A.; Puzakina, A. K.: Assessing the contact pliability of gear coupling. Russian Engineering Research. Vol. 31. No. 11. pp. 1057-1059. 2011. (ISSN: 1068-798X)
- [Nie83] Niemann, G.; Winter, H.: Maschinenelemente, Band III, Springer Verlag, Berlin 1983. 23. Stirn-Schraubradgetriebe.
- [Pal92] Palazzolo, A. B.; Locke, S. R.; Calistrat, M. M.; Clark, R. W.; Ayoub, A.; Calistrat, D.; Tang, P.: Gear coupling misalignment induced forces and their effects on machinery vibration. Proceedings of the twenty-first turbomachinery symposium. pp. 83-96. 1992.
- [Pét81] Péter, J.: Fogazott hullámhajtóművek kapcsolódásának vizsgálata. Egyetemi doktori értekezés. Miskolc. 1981.
- [Pfa76] Pfauter, H.: Wälzfräsen. Teil 1. Springer-Verlag. Berlin. pp. 436-443. 1976. (ISBN 3-540-07446-5)
- [Pha78] Pahl, G.: The Operating Characteristic of Gear-type Coupling. Proceedings of the Seventh Turbomachinery Symposium. pp. 167-173. 1978.
- [Pol69] Polder, J. W.: Overcut, a new theory for tip interference in internal gears. Journal of Mech. Eng. Science. Vol. 11. No 6. pp. 583-591. 1969.
- [Pol77] Polder, J. W.: Tip interference in Internal Gears. Congrès Mondial des Engrenages Paris. 1977.
- [Pri91] Pries, M.: Geometrie und Kinematik von Bogenzahnkupplungen. Doktori disszertáció. Drezda. 1991.
- [Rad04] Radzevich, S. P.: A crowning for Automotive Applications Achievement. Gear Solutions. pp. 16-25. December 2004.
- [Rat11] Rathi Transpower: Causes of Coupling Failures. Pumps Valves and Systems. pp. 22-32. Nov-Dec 2011.
- [Ren10] Renold: Ajax Flexible Coupling. Product Catalogue. Renold Inc., Westfield, 27. old. 2010
- [Ren68] Renzo, P.C.; Kaufman, S.; Rocker, D. E.: Gear Coupling. Journal of Engineering for Industry. pp. 467-474. August 1968.
- [Rid12] Riddell, R.: How to Achieve Gear Coupling Reliability. Machinery Lubrication. April 2012.

- [Sar14] Sarka, F.; Döbröczöni, Á.: Analysis of gear-drives and searching of noise reduction possibilities with the help of graphs. Design of Machines and Structures 4. (1). pp. 57-64. 2014.
- [She50] Shenk, R. H.: Gear Coupling. Szabadalmi bejelentés. United States Patent Office. Sorszám: 156,599. 1950. április 18.
- [Shi13] Shi, J.; Ma, X.; Xu, Ch.; Zang, Sh.: Meshing Stiffness Analysis of Gear Using the Ishikawa Method. Applied Mechanics and Materials, Vol. 401-403. pp. 203-206. 2013.
- [Sim78] Simonyi, S.: Mágnesporos tengelykapcsolók tervezése a munkarésben lejátszódó jelenségek és az üzemi jellemzők vizsgálata. Egyetemi doktori értekezés. Miskolc. 1978.
- [Sip90] Siposs, I.: Globoidhajtások lefejtés nélkül készített csigakerékkel. Doktori disszertáció. Miskolc. 1990.
- [Spu11] Spura, C.; Berger, G.: Ermittlung des Verformungs- und Stiefigkeitsverhaltens von bombierten Profilwellenverbindungen mit Evolventverzahnung. Frosch Ingenieurwes. Vol. 75. pp. 35-44. 2011.
- [Sze73] Szendrő, P.: Fék és tárcsás tengelykapcsolók betétanyagának minősítő vizsgálata I-II-III. Gödöllő, 1973.
- [Sze84] Szente, J.: Belső fogazatú fogaskerekek lefejtő szerszámainak megválasztása. Egyetemi doktori értekezés. Miskolc. 1984.
- [Sze97] Szente J.: Fogazott elempárok tervezéséhez kapcsolódó vizsgálatok. A Miskolci Egyetem Doktori (PhD) Tézisfüzetei. Miskolc. 1997.
- [Ter65] A fogaskerékbolygóművek méretezési kérdései. Akadémiai doktori értekezés. Miskolc. 1965.
- [Ter66] Terplán, Z.; Nagy, G.; Herczeg, I.: Mechanikus tengelykapcsolók. Műszaki Könyvkiadó. Budapest. 1966.
- [Ter71] Terplán, Z.; Nagy, G.; Herczeg, I.: Különleges tengelykapcsolók. Műszaki Könyvkiadó. Budapest. 1971.
- [Ter79] Terplán, Z.; Apró, F.; Antal, M.; Döbröczöni, Á.: Fogaskerékbolygóművek. Műszaki Könyvkiadó. Budapest. 1979.
- [Tib97] Tiba, Zs.: Szögkiegyenlítő tengelykapcsolók laboratóriumi vizsgálata. GÉP 49, pp. 31-38. 1997.
- [Tót01] Tóth, S.: Lemezes jármű tengelykapcsolók laboratóriumi mérése. GÉP 53. 10-11. pp. 70-75. 2001.
- [Vár92] Váradi, K.; Poller, R.; Kozma, M.: A felületi érdesség hatása hengeres fogaskerekek érintkezési és feszültségi állapotára, GÉP 44. pp. 19-24. 1992.
- [Wri75] Wright, J.: Which shaft coupling is best – lubricated or non-lubricated?. Hydrocarbon Processing. April 1975.
- [Xue11] Xuemei, L.; Yuzhu, G.; Yuechun, Z.; Ping, L.: Design and analysis for high-speed coupling. Applied Mechanics and Materials. Vol. 86. pp. 658-661. 2011.

