

Hengeres fogaskerekes hajtóművek előtervezési fázisában megvalósított hatásfok számítási megoldások vizsgálata

Analysis of efficiency calculation solutions applied in the preliminary design phase of cylindrical gearboxes

SIMON Ivett Alexandra

Pannon Egyetem, Mérnöki Kar, Géptan Intézeti Tanszék, H-8200 Veszprém, Egyetem utca 10.
tel.: +36 88 624 457, simon.ivett.alexandra@mk.uni-pannon.hu, <https://uni-pannon.hu>

Abstract

In modern industrial applications, the accurate prediction of gearbox efficiency during the early stages of the design phase is becoming increasingly important due to the growing significance of energy efficiency. Reliable estimation of efficiency enables the selection of optimal designs and contributes to reducing operational costs as well as mitigating environmental impact. In my research, I focused on the preliminary estimation of the efficiency of cylindrical (spur/helical) gear industrial gearboxes, with particular emphasis on the detailed analysis of power loss sources. The study reviews the main types of losses occurring in gearboxes, such as tooth friction, bearing friction, seal friction, as well as oil churning and windage losses. In this study, I present the available computational methods, evaluating their applicability under various operating conditions. Special emphasis was placed on optimizing the calculation methods so that reliable results can be achieved in the preliminary design phase with minimal input parameters and simplified procedures. The research aims to develop an efficient computational methodology that is also practically applicable throughout the design process.

Keywords: efficiency, power loss, cylindrical gears, preliminary design, friction losses

Kivonat

A modern ipari alkalmazásokban az energiahatékonyság növekvő jelentősége miatt egyre fontosabbá válik a hajtóművek hatásfokának pontos előrejelzése már a tervezési fázis korai szakaszában. A hatásfok megbízható becslése lehetővé teszi az optimális konstrukció kiválasztását és hozzájárul a működési költségek csökkentéséhez, valamint a környezeti terhelés mérsékléséhez. A kutatásom során a hengeres fogaskerekes ipari hajtóművek hatásfokának előzetes becslésével foglalkoztam, különös tekintettel a teljesítményvesztés forrásainak részletes elemzésére. A kutatás során áttekintjük a hajtóművekben fellépő főbb veszteségtípusokat, mint a fogsúrlódás, csapágsúrlódás, tömítéssúrlódás, valamint az olajkavarási és légekavarási veszteségek. A tanulmányban bemutatom a rendelkezésre álló számítási megoldásokat, értékelve azok alkalmazhatóságát. Különös hangsúlyt fektettünk a számítási módszerek optimalizálására annak érdekében, hogy minimális bemeneti paraméterekkel, egyszerűsített eljárásokkal is megbízható eredményeket lehessen elérni az előtervezési fázisban. A kutatás célja egy olyan hatékony számítási módszertan kidolgozása, amely gyakorlati szempontból is jól alkalmazható a tervezési folyamat során.

Kulcsszavak: hatásfok, teljesítményvesztés, hengeres fogaskerekek, előtervezés, súrlódási veszteségek

1. BEVEZETÉS

A fogaskerék-mechanizmusok a mechanikus erőátvitel egyik legszélesebb körben alkalmazott elemei, köszönhetően magas hatásfokuknak, megbízhatóságuknak és kompakt kialakításuknak. [1] Sokoldalúságuk, hosszú élettartamuk és nagy nyomatékátviteli képességük révén az ipari és energetikai gépektől az autóiipari hajtásrendszereken át a repülőgépiparig szinte minden területen megtalálhatók. A hajtóművek alapvető feladata a nyomaték és a fordulatszám meghatározott arányú átalakítása és továbbítása. [2] A hengeres fogaskerekes hajtások az egyik legerjedtebb és legegyszerűbb hajtástípust képviselik, és különösen alkalmasak alacsony vagy közepes fordulatszámú, nagy nyomatékú alkalmazásokhoz. [3] A hajlítási és érintkezési feszültségek, valamint a fogkapcsolódás során fellépő tényleges súrlódási tényező pontos becslése kulcsfontosságú a költséghatékony és megbízható fogaskerék-tervezés szempontjából. [4]

A fogaskerek osztyályozása a tengelyelrendezés – köztük a tengelytávolság és a tengelyszög – alapján történik. A homlokkerekes hajtások a legegyszerűbb formát képviselik: párhuzamos tengelyek között továbbítják a nyomatékot, kiváló hatásfokkal és egyszerű gyárthatósággal. [5] A ferdefogazású hajtások a fogak ferde elrendezésének köszönhetően csendesebb működést és nagyobb teherbírást biztosítanak, különösen magasabb fordulatszámoknál. [6] A bolygóműves hajtások összetettebb rendszerek, amelyek kis helyen képesek nagy nyomatékot továbbítani, így különösen alkalmasak automataváltókban, robotikában és precíziós hajtásokban. [7] A megfelelő fogaskerék-típus kiválasztását mindig az adott alkalmazás követelményei határozzák meg – figyelembe véve a kívánt áttételt, hatásfokot, zajszintet, élettartamot és gyártási költségeket –, és ez jelentős hatással van az egész gép teljesítményére és megbízhatóságára.

A hengeres fogaskereket párhuzamos tengelyelrendezésre optimalizálták, ezért széles körben alkalmazzák az autóiipari hajtóművekben, szélturbina-hajtóművekben és ipari gépekben, ahol hatékony és egyszerű erőátvitelre van szükség. [8] A szélenergia-iparban végzett kutatások kimutatták, hogy a hajtómű-, generátor- és hajtásrendszer-meghibásodások együttesen a hosszabb ideig tartó turbina-leállások jelentős hányadért felelősek, ami rávilágít a robusztus fogaskerék-tervezés és az állapotfelügyelet fontosságára. [9]

Az evolvens fogazás a hatékony, korszerű erőátviteli rendszerek egyik legfontosabb építőeleme. Előnyei más fogprofilokkal szemben: állandó áttételi arány biztosítása, egyszerű gyárthatóság, alacsony érzékenység a tengelytávolság-változásokra, homokinetikus szögsebességek fenntartása, valamint kisebb zaj- és rezgésszint. [10] Ezek a sajátosságok nemcsak a fogazott tengelyek geometriájára és beállítására vannak hatással, hanem a gyártás egyszerűségére és költségére is, mivel a hengeres fogaskerek olcsóbban gyárthatók, mint a bonyolultabb kúp- vagy hipoid fogaskerek. Ezen túlmenően, a homlok- és ferdefogazású kerek eltérő dinamikus válaszokat és rezgésprofilokat eredményezhetnek, amelyek befolyásolhatják a zajt, az élettartamot és a rendszer általános megbízhatóságát. [11] A hajtásokkal szemben támasztott követelmények – többek között a nagyobb fordulatszám, az alacsonyabb zajszint, a magasabb hatásfok, valamint a kopással és súrlódással szembeni fokozott ellenálló képesség – folyamatosan növekednek. [12] Az egyes veszteségforrások – a fogsúrlódás, a csapágsúrlódás, a tömítéssúrlódás, valamint az olajkavarási és légekavarási veszteségek – pontos ismerete és számszerűsítése elengedhetetlen a hatékony hajtóműtervezéshez. [13] A megfelelő hajtóműtípus kiválasztása kiemelt fontosságú a kívánt teljesítmény, hatékonyság és hosszú élettartam eléréséhez minden alkalmazási területen.

A dinamikus üzemi paraméterek – mint a terhelés, a bemeneti fordulatszám, valamint a gyorsulásból és lassulásból eredő fordulatszám-ingadozások – a hatásfok szintjének változásait okozhatják, ezért az egyszerűsített analitikai modellek mellett gyakorlati vizsgálatokra is szükség van. [14] Kutatásom célja egy olyan számítási összefüggés megalkotása az eddigi módszerekre támaszkodva, amely a lehető legkevesebb bemeneti paraméter ismeretében is képes követni a modell változásait, és jó közelítéssel meg tudja határozni a várható teljesítményt.

2. HENGERES FOGASKEREKES HAJTÓMŰVEK VESZTESÉGEI

A fogaskerekes hajtóművek disszipációs jelenségeit a szakirodalomban általánosan elfogadott módon két fő kategóriába sorolják: terheléstől függő (load-dependent) és terheléstől független (load-independent) veszteségekre. [15]

A terheléstől függő veszteségek nagysága az átvitt nyomatékkal arányos, és részterhelésen arányosan csökkennek. Ebbe a csoportba tartozik a fogfelületek közötti érintkezési súrlódásból eredő fogazati veszteség ($P_{L,G}$), a csapágyak terhelésfüggő súrlódási vesztesége ($P_{L,B}$). A terheléstől független veszteségek elsősorban a forgási sebességtől és a kenési körülményektől függenek; részterhelésen relatív arányuk a terhelésfüggő komponensekhez képest megnő. Ebbe a csoportba sorolható az olajkavarási veszteség ($P_{L,O}$), az légekavarási veszteség ($P_{L,W}$), a csapágyak viszkózus vesztesége ($P_{L,B0}$), valamint a tömítések terhelésfüggetlen érintkezési vesztesége ($P_{L,S}$).

Az összes veszteségteljesítmény szuperpozíciója és a hatásfok definíciója az alábbi összefüggésekkel írható le:

$$P_L = P_{L,G} + P_{L,B} + P_{L,B0} + P_{L,S} + P_{L,O} + P_{L,W} \quad (1)$$

$$\eta = 1 - \frac{P_L}{P_{in}} \quad (2)$$

A hatásfok pontos előrejelzéséhez ezért valamennyi veszteségkomponens egyidejű figyelembevétele szükséges.

3. ANALITIKUS VESZTESÉGSZÁMÍTÁSI MODELLEK

3.1. Fogazati súrlódási veszteség

A modell fizikai alapja, hogy a fogfelületek közötti relatív csúszómozgás — amely a gördülési és csúszási sebesség arányából adódik — súrlódási erőt kelt, amelynek teljesítmény disszipatív hatása a fog kapcsolódás teljes időtartamán integrálható. A súrlódási együttható előrejelzése továbbra is kihívást jelentő feladat, melynek értéke a kenési rendszertől, a kenőanyagtól, az illeszkedő alkatrészek felületi szerkezetétől, a kinematikától stb. függ. A fogsúrlódási veszteségek kiszámítására több kutató is kidolgozott módszert. Az elemzés során Niemann (3) [15], Duda (4) [16] és Klein (5) [17] képleteit hasonlítottam össze.

$$\eta_z = 1 - 2,1 \cdot \mu_{mz} \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \quad (3)$$

$$\eta_z = 1 - \mu_m \cdot \pi \cdot (E_1 + E_2) \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \quad (4)$$

$$\eta_z = 1 - 10 \cdot \mu_m \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \quad (5)$$

ahol η_z a fogaskerek fogazati hatásfoka, μ_m fogsúrlódási tényező, μ_{mz} a fogaskerékpár átlagos súrlódási együtthatója, z_1 a kiskerék és z_2 a nagykerék fogszáma, E_i kapcsolószámoktól függő tényező, ε_i részkapcsolószámok, illetve CE és AC kapcsolóhosszok. A fogsúrlódási hatásfok mindhárom megközelítésben a fogszámok, a részkapcsolószámok és a súrlódási tényező függvényeként írható fel

Az egyes hatásfok értékeket felhasználva a fogsúrlódási teljesítményveszteségek az alábbi összefüggéssel számíthatók:

$$P_{L,G} = (1 - \eta_z) \cdot P_{in} \quad (6)$$

ahol P_{in} a bemenő teljesítmény. Az összefüggést alkalmazva vizsgáltam a kapott veszteségeket és kerestem, hogy mely összefüggés közelíti a legjobban a mért adatokat.

3.2. Csapágsúrlódási veszteség

A hajtóművekben a gördülőcsapágyak teljesítményvesztése gyakran a hajtómű teljes teljesítményvesztésének közel felét teszi ki, ezért pontos kiszámítása nagyon fontos az energiahatékony hajtóművek tervezése szempontjából. [18]

A rendelkezésre álló csapágsúrlódás számítási módszerek két csoportra oszthatók. A csapágyalapú globális módszerek, mint például a Schaeffler [19] vagy az SKF katalógus szerinti megközelítés [20], amelyek a súrlódási nyomatékokat gördülési, csúszási, tömitési és kenési veszteségekre bontják, és ezeket egymástól független almodellek segítségével írják le. Palmgren csapágyalapú módszert fejlesztett ki a csapágsúrlódási nyomaték kiszámítására [13], amelynek során a csapágy súrlódási nyomatékát (M_v) terhelésfüggő részre (M_1) és terhelésmentes részre (M_0) osztja, ahol mindkét komponenst egyszerű, globális empirikus együtthatókkal (f_0 , f_1) írja le, amelyek csapágytípusonként táblázatosan adottak. A modell nem veszi figyelembe részletesen az érintkezési geometriát, a kenőfilm vastagságát, a hőmérsékletet vagy a csapágy belső terhelési eloszlását — ezeket mind egyetlen összevont tényezőbe sűríti. Ezt az alapvető módszert adaptált formában alkalmazzák az ISO 15312 [21] szabványban és a Schaeffler számítási módszerében is.

A Palmgren-modell minimális adatigénnyel, globális empirikus együtthatók segítségével becsüli a veszteséget, míg az SKF-modell részletesebb fizikai leírást alkalmaz, szélesebb alkalmazási tartományban érvényes, de több bemeneti paramétert — kenési rezsím, hőmérséklet, belső geometria — igényel. A kutatásom szempontjából a Palmgren modell egy jobb választás, hiszen a szükséges f_0 , f_1 tényezők csapágykatalógusból közvetlenül kiolvashatók, és a geometriai adatok minimális ismeretével alkalmazható.

$$M_v = M_0 + M_1 \quad (7)$$

A terheléstől független súrlódási nyomaték (M_0) főként a sebességtől és a kenéstől függ, és a gördülőcsapágy kenőanyagában a belső súrlódás miatt fellépő hidrodinamikai veszteségeket írja le:

$$M_0 = 10^{-7} \cdot f_0 \cdot (v \cdot n)^{\frac{2}{3}} \cdot d_m^3, \quad \text{ha} \quad v \cdot n \geq 2000 \quad (8)$$

$$M_0 = 160 \cdot 10^{-7} \cdot f_0 \cdot d_m^3, \quad \text{ha} \quad v \cdot n < 2000 \quad (9)$$

ahol f_0 a csapágytípustól és kenéstől függő tényező, v a kenőanyag kinematikai viszkozitása az üzemi hőmérsékleten [mm^2/s], n a csapágy fordulatszám [min^{-1}].

A terheléstől függő súrlódási nyomaték (M_1) a csapágyak fő kapcsolódó elemeinek rugalmas alakváltozásainak és az érintkező felületek részleges csúszásának eredménye, amely a lassú fordulatú, nagy terhelésű csapágyakban meghatározó:

$$M_1 = f_1 \cdot P_1^a \cdot d_m^b \quad (10)$$

ahol f_1 a csapágytípustól és terheléstől függő tényező, P_1 a súrlódási nyomatékokat meghatározó csapágyterhelés [N], a és b csapágytípustól függő kitevők. A teljesítményvesztéseket az egyes csapágyakra a teljes súrlódási nyomaték és a szögsebesség szorzataként számítjuk ki, majd összegzéssel megkapjuk az egész rendszer csapágy súrlódási veszteségét ($P_{L,B}$).

$$P_{L,B} = M_v \cdot \omega \quad (11)$$

A Palmgren-modell tehát az előtervezési fázis adatigényéhez és pontossági követelményeihez egyaránt jól illeszkedő, gyakorlatban is könnyen alkalmazható megközelítést kínál.

3.3. Tömítéssúrlódás

A tömitések elsődleges funkciója az olaj környezetbe való szivárgásának megakadályozása, valamint a víz vagy más szennyeződések mechanikus rendszerbe való bejutásának elkerülése. Mindkettő a hajtómű korai meghibásodásához vezethet, így figyelmet kell fordítani ennek megfelelő alkalmazására. Ezenkívül a tömitések súrlódása hozzájárul a mechanikus rendszer teljes energiavesztéséhez. A radiális tengelytömítésekkel származó teljesítményvesztés a tömités, amely általában rögzített, és a forgó tengely közötti súrlódás eredménye.

A tömitéssúrlódás számítására az irodalomban három jól elkülönülő megközelítés létezik. Strasser elmélete egy olyan empirikus összefüggés, amely a tengelyátmérő, a fordulatszám, az olajhőmérséklet és a kenőanyag kinematikai viszkozitása alapján adja meg a veszteséget. Minimális bemenő paramétert igényel, és ipari hajtóművekre, ISO VG-olajokra lett kalibrálva. [22]

$$P_{L,S} = 10^{-7} \cdot [145 - 1,6 \cdot t_o + 350 \cdot \log \log(v_{40} + 0,8)] \cdot d_{sh}^2 \cdot n_{sh} \quad (12)$$

ahol $P_{L,S}$ a tömitéssúrlódási veszteség, d_{sh} a tengely átmérője, n_{sh} a tengely fordulatszáma, t_o olajhőmérséklet, v_{40} a kenőanyag kinematikai viszkozitása 40 °C-on.

ISO/TR 14179 szerinti módszer – két eltérő megközelítést tartalmaz: az ISO/TR 14179-1 az ARPM OS-15 szabványra épülő módszert alkalmazza, míg az ISO/TR 14179-2 a Simrit/Freudenberg tömitéskatalógus empirikus összefüggéseire támaszkodik. Az ISO/TR 14179-2 lényegében ugyanazt a fizikai jelenséget írja le, mint a Strasser-féle képlet, csak kissé eltérő paraméterezéssel — így a kettő eredménye általában közel esik egymáshoz. [23]

$$P_{L,S} = 7,69 \cdot 10^{-6} \cdot d_{sh}^2 \cdot n_{sh} \quad (13)$$

SKF fizikai alapú modell a súrlódást két részre bontja: a gumigyűrű dinamikus deformációjából eredő összetevőre és a tömités és tengely közötti kenőanyag viszkozus nyírásából eredő összetevőre. A súrlódási tényező nem állandó, értéke a hőmérséklettől, a csúszási sebességtől és a kontaktnyomástól függően 0,1 és 3 között változhat. Ez a legpontosabb megközelítés, de egyben a legbonyolultabb is: a tömitőajak anyagának rugalmas tulajdonságait, a tengely felületi érdességét és a kenőfilm vastagságát is figyelembe veszi.

$$M_S = \frac{(F_{lub} + F_{material}) \cdot d_{sh}}{2} \quad (14)$$

ahol F_{lub} a kenőanyag viszkozus nyírásából eredő súrlódási erő [N], amely az olaj viszkozitásától, a filmvastagságtól és a csúszási sebességtől függ, $F_{material}$ a tömités viszkozus energiadisszipációjából eredő erő [N], amely a gumi dinamikus mechanikai tulajdonságaitól, a tengely felületi érdességétől és a hőmérséklettől függ.

A kísérlethez a Strasser-képlet (13) optimális választás, hiszen az ehhez szükséges bemenő paraméterek (tengelyátmérő, fordulatszám, olajhőmérséklet, v_{40}) az előtervezési fázisban is ismertek, míg az SKF-modellhez szükséges tömités-geometriája és tulajdonságai ebben a fázisban még nem állnak rendelkezésre. A tömitéssúrlódás az összvesztés tipikusan 1–3%-a egy hengeres hajtóműnél, így az SKF-modell által nyújtott magasabb pontosság ennél a komponensnél az összes határfokra nézve nem érdemi javulást, csupán lényegesen nagyobb számítási ráfordítást jelentene.

3.4. Olajkavarási veszteség

A kenőanyagok elengedhetetlenek a súrlódási veszteségek csökkentése és a hőmérséklet minimalizálása érdekében [24]. A kenőanyagba merülő fogaskerek olajkavarása hozzájárul a hajtómű teljesítményvesztéséhez. Ennek pontos meghatározása azonban komoly kihívást jelent, mivel az olaj áramlása rendkívül összetett és nehezen modellezhető. Az irodalom alapján az olajkavarási veszteség területén négy fő analitikus megközelítés létezik.

Niemann [15] szerint hengeres- és kúpkerékpárokra a összefüggéssel jó becsléssel meghatározható az olajkavarási veszteség:

$$P_{L,O} = \frac{b \cdot \gamma_0 \cdot v^2}{2,72 \cdot 10^6} \quad (15)$$

ahol $P_{L,O}$ az olajkavarási teljesítményvesztés, b a fogszélesség, γ_0 a fogaskerek bemenési mélysége és v az osztókori kerületi sebesség. A modell kevés paramétert igényel, egyszerű és jó becslést ad. A képlet segítségével meghatározható a fogaskerékpárokra adódó teljesítményvesztés, majd azokat összegezve az egyes terhelési szintek esetén megkapjuk a teljes olajkavarási teljesítményvesztésget.

A legelterjedtebb analitikus modell, amelyre a legtöbb mai összehasonlítás épül a Chagnenet–Velex-modell. [25]

$$P_{L,O} = 0,5 \cdot S_m \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot R^3 \cdot f \left(Re, Fr, \frac{\gamma_0}{R} \right) \quad (16)$$

ahol, S_m egy effektív nedvesített felület, ρ az olaj sűrűsége, ω a szögsebesség, R a fogaskerék osztókörének sugara. Az f függvény két tartományra osztódik aszerint, hogy a folyás lamináris vagy turbulens. Kevésbé pontos, mint Niemann modellje, több bemeneti paramétert igényel, de jó közelítést ad. A módszer kísérletileg validált hengeres fogaskerekre.

Seetharaman–Kahraman-modellje [26] egy fizikai alapú, nem empirikus megközelítést ad, illetve a veszteséget két részre bontja a fogaskerék palástján és oldallapjain fellépő viszkozus nyírásból eredő és a fogak záródásakor a fogközből kiszorított olaj gyorsításához szükséges energiára. Ez az egyetlen modell, amely fizikailag elkülöníti a két jelenséget, ezért általánosabb érvényűnek tekinthető, de a bemenő paraméterigénye a legnagyobb.

A Niemann-modell az előtervezési fázis adatigényéhez és a veszteség arányához mérten elegendő pontosságú.

3.5. Légekavarási veszteség

A fogaskerek légellenállása általában alacsony és közepes fordulatszámokon kisebb részét képezi a teljes rendszer veszteségének, mint magas fordulatszámokon. A fogaskerek forgása során centrifugális erő hatására olajcseppek válnak le a fogfelületekről, valamint a fogaskerek oldalsó felületein keletkező úgynevezett tárcsasúrlódási veszteségek hozzájárulnak a teljes légekavarási és olajkavarási áramlási veszteséghez. [27] Az irodalomban több légekavarási veszteségmodell is ismert. Anderson és Loewenthal [28] empirikus összefüggése csupán az osztókörátmérőt, a fogszélességet és a fordulatszámot veszi figyelembe, azonban az olajköd hatását nem kezeli. Ez a megoldás olyan fogaskerék-párra alkalmazható, ahol a fogaskerek nem érintkeznek az olajtükörrel, tehát nincs olajkavarási veszteség.

$$P_{L,W} = 10^{-3} \cdot d^{2,9} \cdot b \cdot n^{2,8} \quad (17)$$

ahol d az osztókör átmérő, b a fogszélesség és n a fogaskerék fordulatszáma.

Townsend [33] részletesen leírta a légellenállási veszteség egyenletét, amely tartalmazta az olajkeverék függvényt ϕ és a hajtómű térfüggvényt λ . Ezek alapján a légekavarási veszteséget a (18) képlet alapján számíthatjuk ki.

$$P_{L,W} = n^{2,9} \cdot (0,16 \cdot d_i^{3,9} + 31,623 \cdot b^{0,75} \cdot m_n^{1,15} \cdot d_i^{2,9}) \cdot 10^{-17} \cdot \zeta_w \cdot \lambda_w \quad (18)$$

ahol $P_{L,W}$ a légekavarási teljesítményvesztés, d_i a lábkörátmérő, m_n a normál modul, λ_w a hajtómű térfüggvénye, ζ_w olaj elegy paraméter.

A Townsend-modell alacsony kerületi sebességre és olajköd jelenlétére kalibrált paraméterei a hengeres fogaskerékes hajtóművek üzemi feltételeivel összhangban vannak, míg a Diab- és Seetharaman-modellek elsősorban nagy sebességű, olajsugaras kenésű alkalmazásokra validáltak.

4. ÖSSZEFOGLALÁS

A kutatás célja egy minimális adatigényű, jól becsülő hatásfokszámítási módszertan kidolgozása hengeres fogaskerekes hajtóművekre. Az egyes veszteségkomponensek – fogsúrlódás, csapágysúrlódás, tömítésúrlódás, olajkavarás és légekavarás – számítási megközelítéseinek összehasonlítása alapján kiválasztásra kerültek az előtervezési fázisban leginkább alkalmazható módszerek. A továbbiakban a módszertan kísérleti mérési adatokkal való validálása és finomítása tervezett, ezzel hozzájárulva az energiahatékony hajtóműtervezés gyakorlati eszköztárának fejlesztéséhez.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

2024-1.1.1-KKV_FÓKUSZ-2024-00057 azonosítószámú projekt az NKFI Hivatal és a Nemzeti Innovációs Ügynökség konzorciumában, a Magyar Állam támogatásával társfinanszírozásával valósul meg.

IRODALMI HIVATKOZÁSOK

- [1] C. Paschold, T. Lohner, and K. Stahl, ‘Local Calculation of Load-Dependent Gear Power Losses of Cylindrical Gears’, *J. Tribol.*, vol. 147, no. 112201, Feb. 2025, doi: 10.1115/1.4067493.
- [2] Y. Diab, T. Touret, F. Ville, and C. Chagnenet, ‘Tooth friction in spur gear transmission. From local to mean tooth friction loss’, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, vol. 238, no. 12, pp. 1583–1592, Dec. 2024, doi: 10.1177/13506501241272847.
- [3] I. Hong, E. Aneshansley, K. Chaudhury, and D. Talbot, ‘Stochastic microcontact model for the prediction of gear mechanical power loss’, *Tribology International*, vol. 183, p. 108413, May 2023, doi: 10.1016/j.triboint.2023.108413.
- [4] F. Concli and C. Gorla, ‘Windage, churning and pocketing power losses of gears: different modeling approaches for different goals’, *Forsch Ingenieurwes*, vol. 80, no. 3, pp. 85–99, Dec. 2016, doi: 10.1007/s10010-016-0206-9.
- [5] B.-S. Kim, W.-J. Chung, S. Kim, and Y.-J. Park, ‘Optimum design of planetary gear set using multi-objective optimization considering mass, power loss and transmission error’, *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, vol. 52, no. 10, pp. 7325–7348, Oct. 2024, doi: 10.1080/15397734.2023.2297259.
- [6] J.-F. Berger, M. Rothmund, M. Otto, and K. Stahl, ‘Advanced transmission optimization for new design challenges using RIKOR’, *Forsch Ingenieurwes*, vol. 89, no. 1, p. 110, Aug. 2025, doi: 10.1007/s10010-025-00869-0.
- [7] G. Ruiz-Ponce, M. A. Arjona, C. Hernandez, and R. Escarela-Perez, ‘A Review of Magnetic Gear Technologies Used in Mechanical Power Transmission’, *Energies*, vol. 16, no. 4, Feb. 2023, doi: 10.3390/en16041721.
- [8] M. Handschuh, A. Guner, and A. Kahraman, ‘An experimental investigation of windage and oil churning power losses of gears and discs’, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, vol. 237, no. 1, pp. 163–177, Jan. 2023, doi: 10.1177/13506501221104372.
- [9] O. Donnelly, J. Carroll, and M. Howland, ‘Analysing the cost impact of failure rates for the next generation of offshore wind turbines’, *Wind Energy*, vol. 27, no. 7, pp. 695–710, May 2024, doi: <https://doi.org/10.1002/we.2907>.
- [10] H. Chen and X. Li, ‘Tolerance analysis of involute spur gear from the perspective of design’, *Mechanics & Industry*, vol. 23, p. 16, 2022, doi: 10.1051/meca/2022013.
- [11] H. Liu, Y. Wang, T. Zeng, H. Wang, S.-C. Chan, and L. Ran, ‘Wind turbine generator failure analysis and fault diagnosis: A review’. [Online]. Available: <https://ietresearch.onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1049/rpg2.13104>
- [12] Z. Lu, C. Liu, C. Liao, J. Zhu, H. Liu, and Y. Chen, ‘Conceptual design and optimization of polymer gear system for low-thrust turbofan aeroengine accessory transmission’, vol. 11, no. 1, pp. 212–229, Feb. 2024, doi: <https://doi.org/10.1093/jcde/qwae008>.
- [13] M. Zander, M. Otto, T. Lohner, and K. Stahl, ‘Evaluation of friction calculation methods for rolling bearings’, *Forsch Ingenieurwes*, vol. 87, no. 4, pp. 1307–1316, Dec. 2023, doi: 10.1007/s10010-023-00715-1.
- [14] E. Latiffianti, S. Sheng, and Y. Ding, ‘Wind Turbine Gearbox Failure Detection Through Cumulative Sum of Multivariate Time Series Data’, *Front. Energy Res.*, vol. 10, May 2022, doi: 10.3389/fenrg.2022.904622.
- [15] G. Niemann and H. Winter, *Maschinenelemente*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2003. doi: 10.1007/978-3-662-11873-3.
- [16] M. Duda, ‘Der geometrische Verlustbeiwert und die Verlustunsymmetrie bei geradverzahnten Evolventen-Stirnradgetrieben’, *Forsch Ing-Wes*, vol. 37, no. 2, pp. 59–64, Mar. 1971, doi: 10.1007/BF02559046.
- [17] H. Klein, *Bolygókerék hajtóművek*. Budapest: Műszaki Könyvkiadó, 1968.
- [18] T. Jurkschat, M. Otto, T. Lohner, and K. Stahl, ‘Bestimmung des Verlustverhaltens und der Wärmebilanz von Wälzlager’, *Forsch Ingenieurwes*, vol. 82, no. 2, pp. 149–155, Jun. 2018, doi: 10.1007/s10010-018-0266-0.
- [19] ‘Rolling bearings’. Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Feb. 15, 2025.

- [20] X. Zhang *et al.*, ‘Torque variations of ball bearings based on dynamic model with geometrical imperfections and operating conditions’, *Tribology International*, vol. 133, pp. 193–205, May 2019, doi: 10.1016/j.triboint.2019.01.002.
- [21] ‘Rolling bearings – Thermal speed rating – Calculation’, ISO. Accessed: Jul. 16, 2025. [Online]. Available: <https://www.iso.org/standard/69112.html>
- [22] D. Strasser, ‘Einfluss des Zahnflanken- und Zahnkopfspeies auf die Leerlaufverlustleistung von Zahnradgetrieben’, Ruhr-Universität, Bochum, 2005.
- [23] ‘Power loss’. [Online]. Available: <https://doc.fva-service.de/90/en/root-power-loss.html>
- [24] X. Qian *et al.*, ‘Strategy of directional oil transport for splash lubrication systems’, *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 269, p. 109059, May 2024, doi: 10.1016/j.ijmecsci.2024.109059.
- [25] C. Changenet and P. Velex, ‘A Model for the Prediction of Churning Losses in Geared Transmissions—Preliminary Results’, *J. Mech. Des.*, vol. 129, no. 1, pp. 128–133, Aug. 2006, doi: 10.1115/1.2403727.
- [26] S. Seetharaman and A. Kahraman, ‘Load-Independent Spin Power Losses of a Spur Gear Pair: Model Formulation’, *Journal of Tribology*, vol. 131, no. 022201, Feb. 2009, doi: 10.1115/1.3085943.
- [27] Y. Diab, F. Ville, P. Velex, and C. Changenet, ‘Windage Losses in High Speed Gears—Preliminary Experimental and Theoretical Results’, *Journal of Mechanical Design*, vol. 126, no. 5, pp. 903–908, Oct. 2004, doi: 10.1115/1.1767815.
- [28] N. E. Anderson and S. H. Loewenthal, ‘Effect of Geometry and Operating Conditions on Spur Gear System Power Loss’, *Journal of Mechanical Design*, vol. 103, no. 1, pp. 151–159, Jan. 1981, doi: 10.1115/1.3254854.