

Kapcsolódási vizsgálatok egy elemi, hengeres, ferde fogazatú fogaskerékpár esetére

Connection analysis of an x-zero-type helical gear pair

S. BODZÁS

Debreceni Egyetem, Műszaki Kar, Gépészmérnöki Tanszék, bodzassandor@eng.unideb.hu

Absztrakt. Terveztünk egy hengeres, ferde fogazatú fogaskerékpárt, majd elkészítettük a hajtás CAD modelljét. A modellek felhasználásával kapcsolódási vizsgálatokat végzünk különböző terhelőnyomatékok hatására. Vizsgáljuk az érintkező fogfelületeken és a fogérintkezéskor a fogtövekben kialakuló feszültség, nyúlás és deformáció értékeket.

Abstract. We designed a helical gear pair, after we prepared the CAD models of the elements. Using of these models connection analysis will be done in case of the application of different torques. The established stress, strain and deformation values will be analysed on the connection tooth surfaces and the fillet radiuses in case of teeth connection.

Bevezetés

Ha körhengeren egy síkot csúszás nélkül gördítünk, akkor a sík egy ferde egyenese evolvens csavarfelületet ír le. Ennek a körhengerre merőleges összes síkmetszete csúcsos evolvens. A körhenger az evolvens csavarfelület alaphengere, a sík pedig a kapcsolósík, amely a hajtás kerekeinek alaphengereit érinti. A kerekek fogfelületeinek kapcsolódása mindig a kapcsolósíkban történik a ferde egyenes mentén, amelyet a fogfelület alkotójának nevezünk [4, 5, 6, 14].

Az 1. ábrán látható hogy a szabványos szerszám alapprofil és az alapprofil homlokmetsetben a magassági méretek vonatkozásában azonosak [3-6, 14]. Az osztóvonal irányába eső méretek között pedig a $\cos\beta_0$ fogirányszög koszinusza a váltószám.

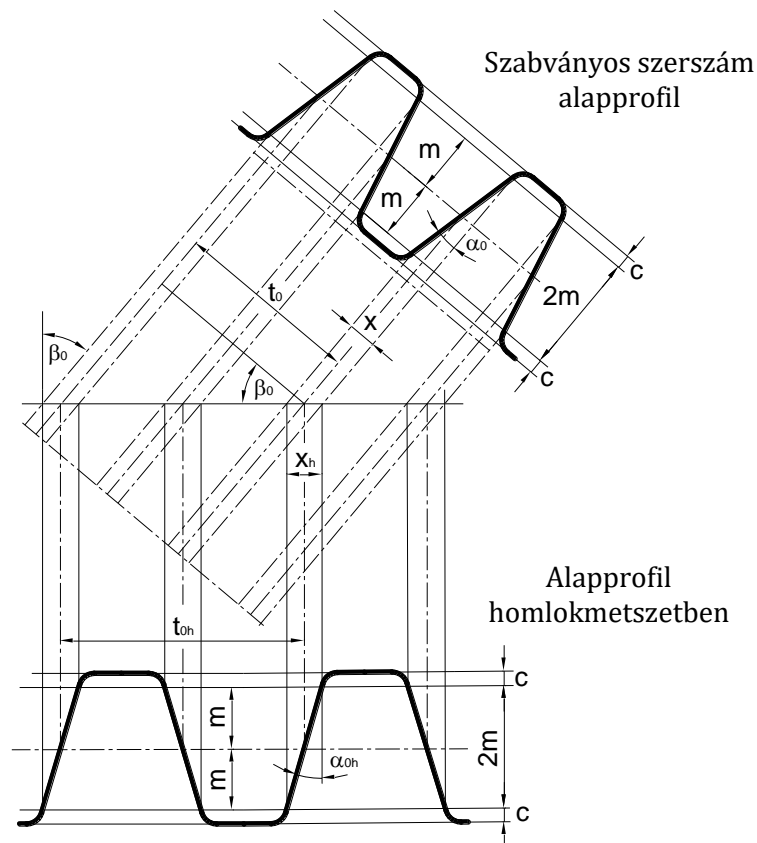
A szerszám alapprofilszöge (α_0) és a homlokmetset alapprofilszöge (α_{0h}) közötti összefüggés [6]:

$$\operatorname{tg}\alpha_0 = \frac{x}{2 \cdot m} \quad (1)$$

$$\operatorname{tg}\alpha_{0h} = \frac{x}{2 \cdot m \cdot \cos\beta_0} \quad (2)$$

azaz

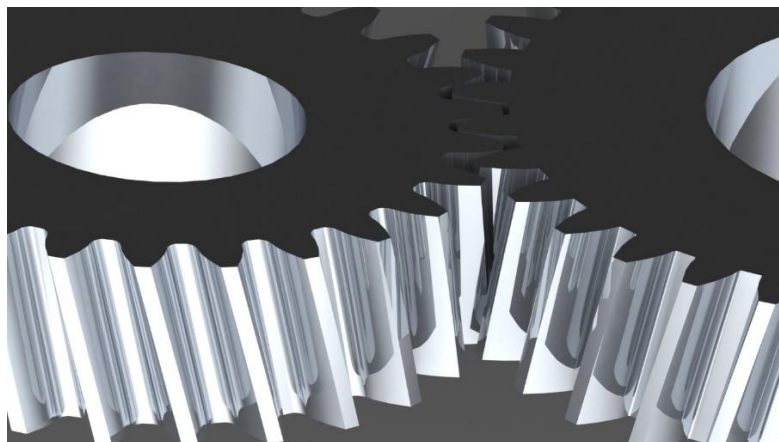
$$\operatorname{tg}\alpha_{0h} = \frac{\operatorname{tg}\alpha_0}{\cos\beta_0} \quad (3)$$



1. ábra. Összefüggés a szerszám alaprofilja és a homlokmetset alaprofilja között [2, 6]

1. Geometriai tervezés

A szakirodalmakban megtalálható tervezési irányokat figyelembe véve [4-15] számítógépes programot fejlesztettünk ki a hajtópárok tervezési folyamatainak megkönnyítésére [1, 2]. A program kimenő paraméterei a tervezett hajtópár profilgörbéi és a kiszámított geometriai paraméterek. Ezek alapján elkészíthetők a CAD (Computer Aided Design) modellek, majd a szerelési összeállítás (2. ábra).



2. ábra. A vizsgálandó hajtópár szerelési összeállítása (Solidworks szoftver)

A tervezett hajtópár geometriai adatait az 1. táblázat tartalmazza.

1. táblázat. A tervezett hajtópár geometriai adatai

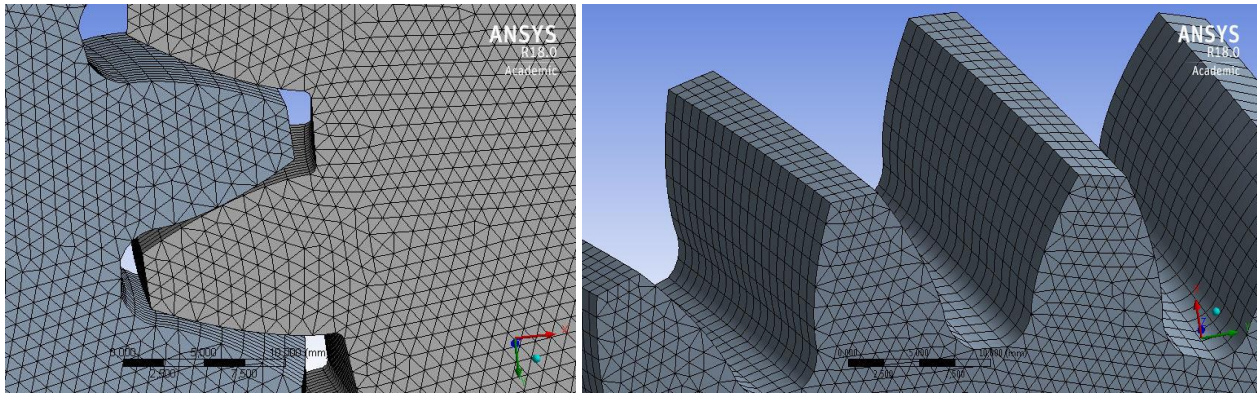
Axiálmetszeti modul	m= 5 mm	
Fogsók	$z_1=25$	$z_2=35$
Osztóhengeri fogferdeségi szög	$\beta_0=15^\circ$	
Csavarvonal emelkedési szög	$\gamma_0=75,923^\circ$	
Homlokmetszeti evolvens profilszög az osztókörön	$\alpha_{0h}=20,646^\circ$	
Kerék osztása a homloksíkban	$t_{oh}=16,262$ mm	
Homlokmetszeti modul	$m_h=5,176$ mm	
Fejmagasság	$h_a=5$ mm	
Lábhézag	$c=1,25$ mm	
Lábmagasság	$h_f=6,25$ mm	
Elemi tengelytáv	$a_0=155,291$ mm	
Osztókörátmérők	$d_1=129,409$ mm	$d_2=181,173$ mm
Fejkörátmérők	$d_{a1}=139,409$ mm	$d_{a2}=191,173$ mm
Lábkörátmérők	$d_{f1}=116,909$ mm	$d_{f2}=168,673$ mm
Foghézag	$j_s=0,813$ mm	
Működő fogmagasság	$h_w= 10$ mm	
Osztóköri fogvastagság	$S_{ax}= 7,724$ mm	
Alapkörátmérők	$d_{ak1}= 121,09$ mm	$d_{ak2}= 169,53$ mm
Áttétel	$i=1,4$	

2. Kapcsolódási vizsgálatok (TCA)

A TCA (Tooth Contact Analysis) vizsgálatok során [2, 5, 7, 8, 11-13] elemezzük a kapcsolódó fogak viselkedését a kontakt zónában különböző terhelések hatására. Cél a hajtás geometriai paramétereinek optimalítása adott terhelések és igénybevételek hatására, továbbá a vizsgált mechanikai jellemzők és a hajtópárok vizsgálandó geometriai paramétere közötti kapcsolatok feltárása és elemzése.

2.1. Az érintkező fogfelületek vizsgálata

A vizsgálat során tetraéderes hálózást alkalmaztunk. A hálósűrűség 0.2 mm volt a kontakt zónában. Ezt a felületi hálózást a foghossz mentén diszkrét hálózással 20 darab egyenlő részre osztottuk ki (3. ábra). A kapcsolódó fogak közötti súrlódási együttható $\mu = 0,15$.



3. ábra. Végeselem háló felépítés

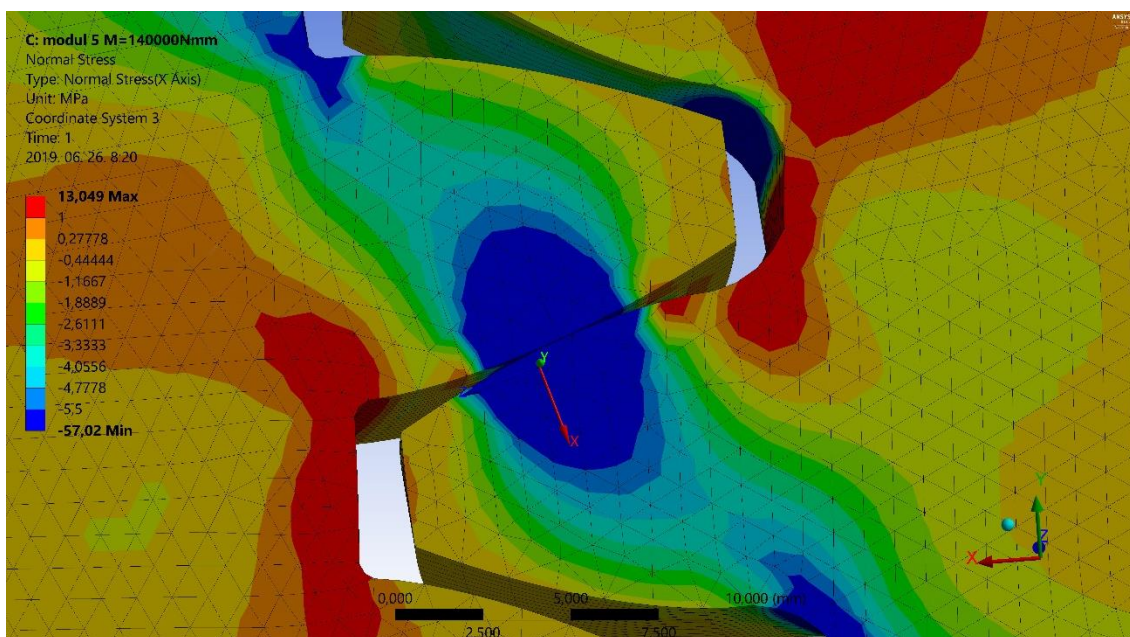
A vizsgálatok során a kiválasztott anyagminőség a szerkezeti acél (2. táblázat).

2. táblázat. Szerkezeti acél tulajdonságai

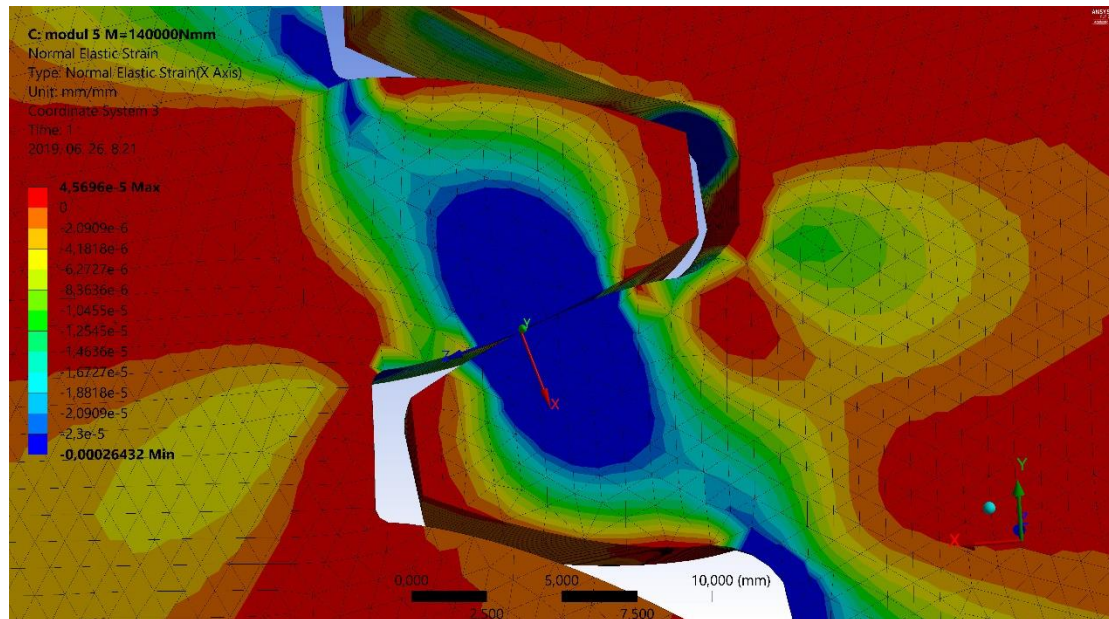
Sűrűség	7850 kg/m ³
Folyáshatár	250 MPa
Szakítószilárdság	460 MPa

A vizsgálatok során a kisebb fogszámú kerék (z_1) volt a hajtó kerék és a nagyobb fogszámú kerék (z_2) volt a hajtott kerék. A hajtott kerék összes szabadsági fokát lekötöttük. A hajtó kerék esetén a forgástengely körüli forgást engedték meg, a többi szabadsági fokot lekötöttük. Definiáltuk az elemzéshez szükséges koordináta rendszereket. Vizsgálatuk a kontakt zónát különböző nyomaték terhelések hatására, melyeket a hajtó kerékről fejtünk ki a hajtott kerékre.

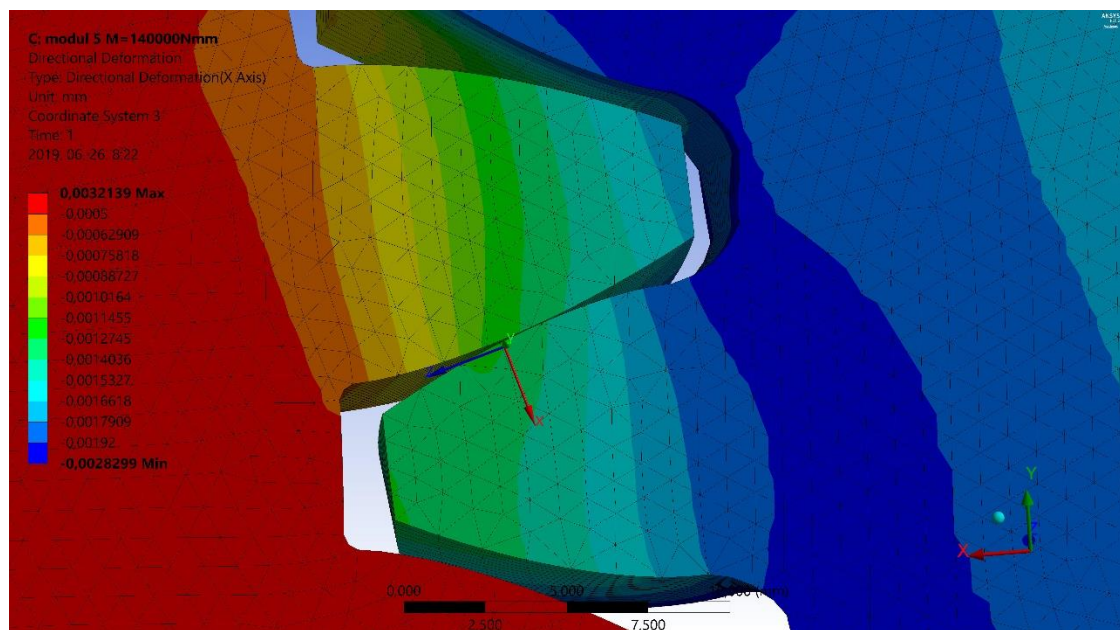
2.1.1. Eredmények a fogfelületek kapcsolódásakor



a) Normál feszültség eloszlás



b) Normál nyúlás eloszlás

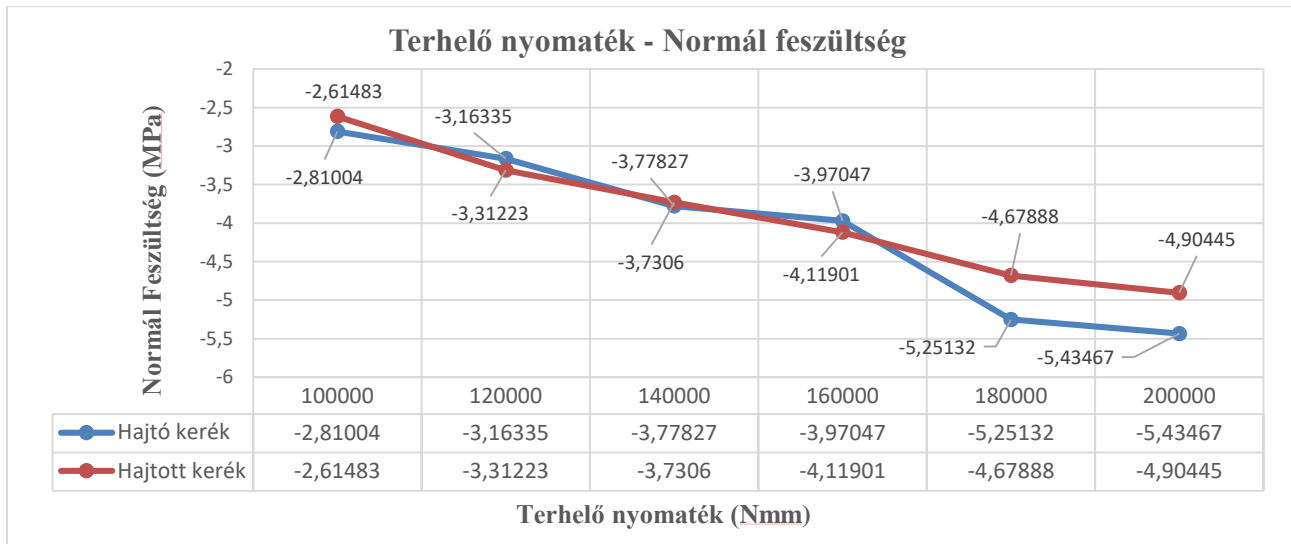


c) Normál deformáció eloszlás

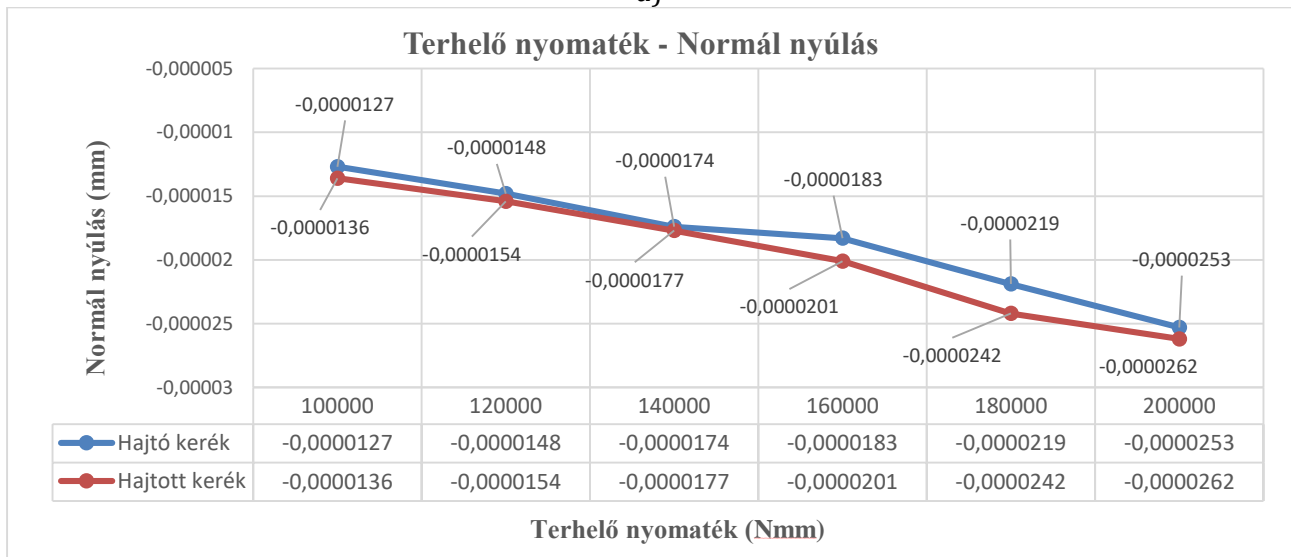
4. ábra. TCA eredmények $M=140$ Nm terhelőnyomaték hatására

A vizsgálatok során a terhelőnyomatékot változtattuk 100 Nm – 200 Nm intervallumon 20 Nm lépésközökkel (4. és 5. ábra).

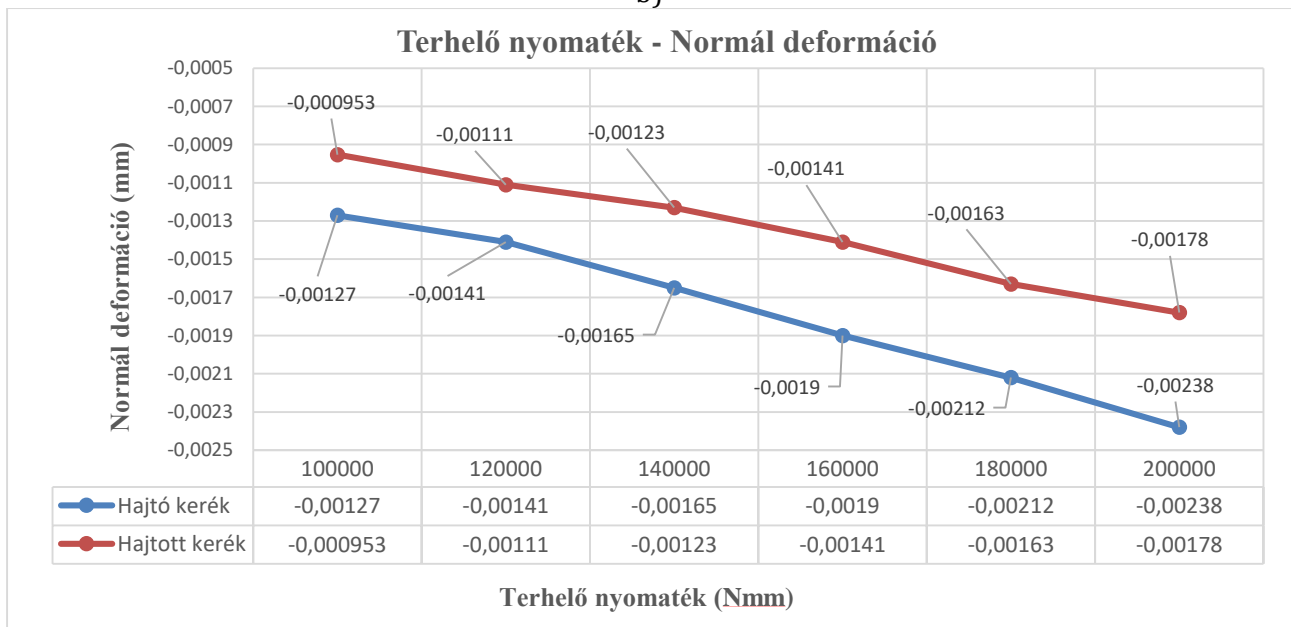
A 5. ábrán látható, hogy a növekvő nyomaték hatására a mechanikai jellemzők (normál feszültség, nyúlás és deformáció) abszolút értékben növekednek a hajtó és a hajtott kerek fogfelületein. A diagramokon az érintkező fogfelületeken kialakult átlag értékek vannak feltüntetve. Az érintkezési zóna közepére felvettünk egy koordináta rendszert melynek x tengelye a felületi normális irányába mutat. Ezen irányban határoztuk meg a mechanikai jellemzőket [1].



a)



b)

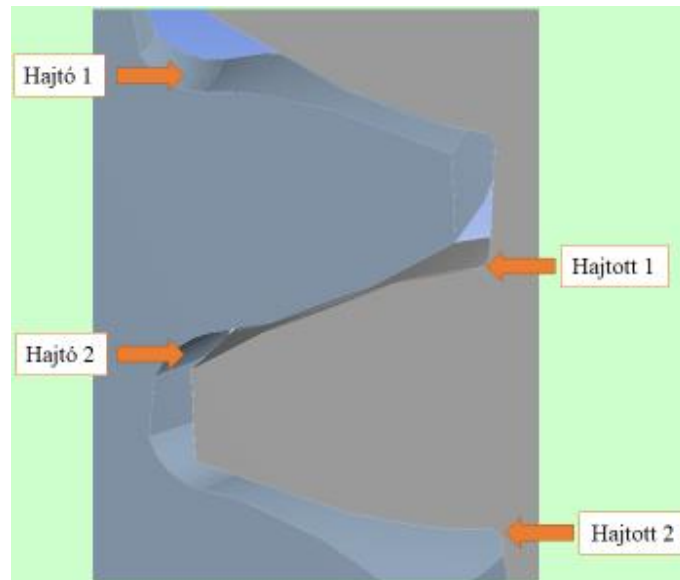


c)

5. ábra. A vizsgálatok eredményei

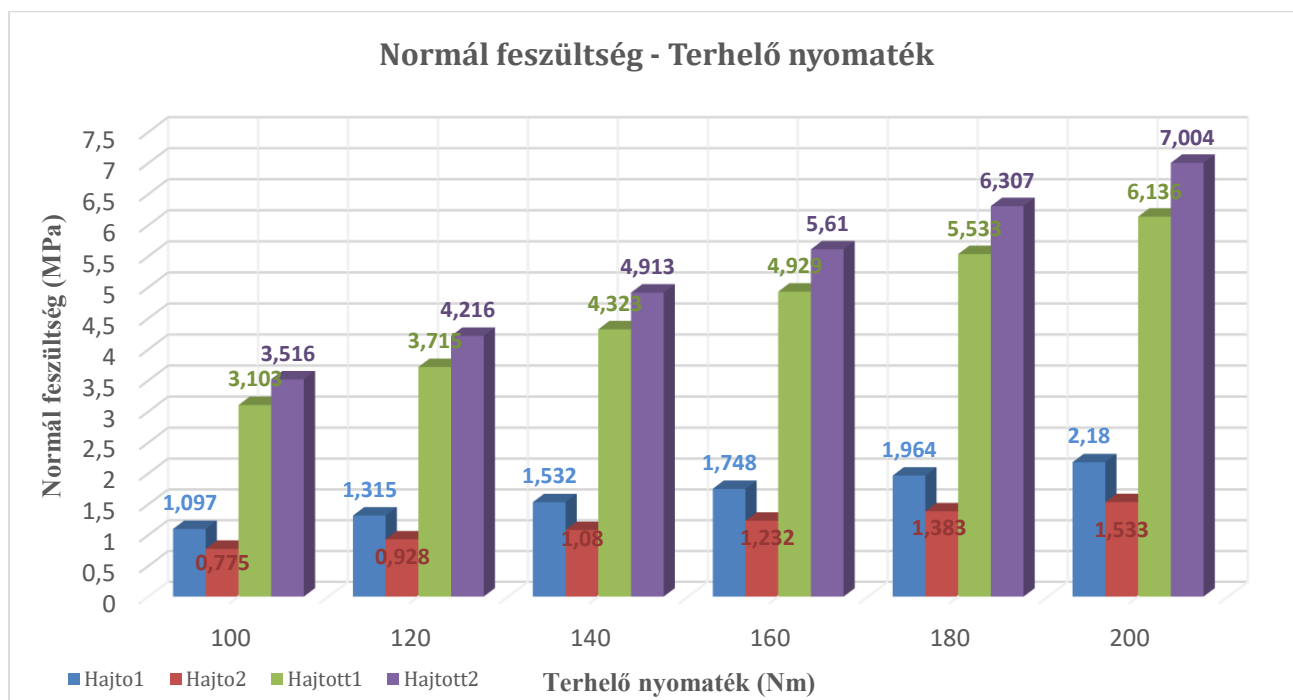
2.2. Fogtövekben kialakult mechanikai paraméterek vizsgálata

A fogtövek mechanikai vizsgálatakor sűrű hálófelosztást alkalmaztunk a vizsgált zónákban (6. ábra). A vizsgálat során tetraédes hálózást választottunk. A hálósűrűség 0.1 mm volt a kontakt zónában. Ezt a felületi hálót a foghossz mentén diszkrét hálózással 35 darab egyenlő részre osztottuk ki. A kapcsolódó fogak közötti súrlódási együttható $\mu = 0,15$.

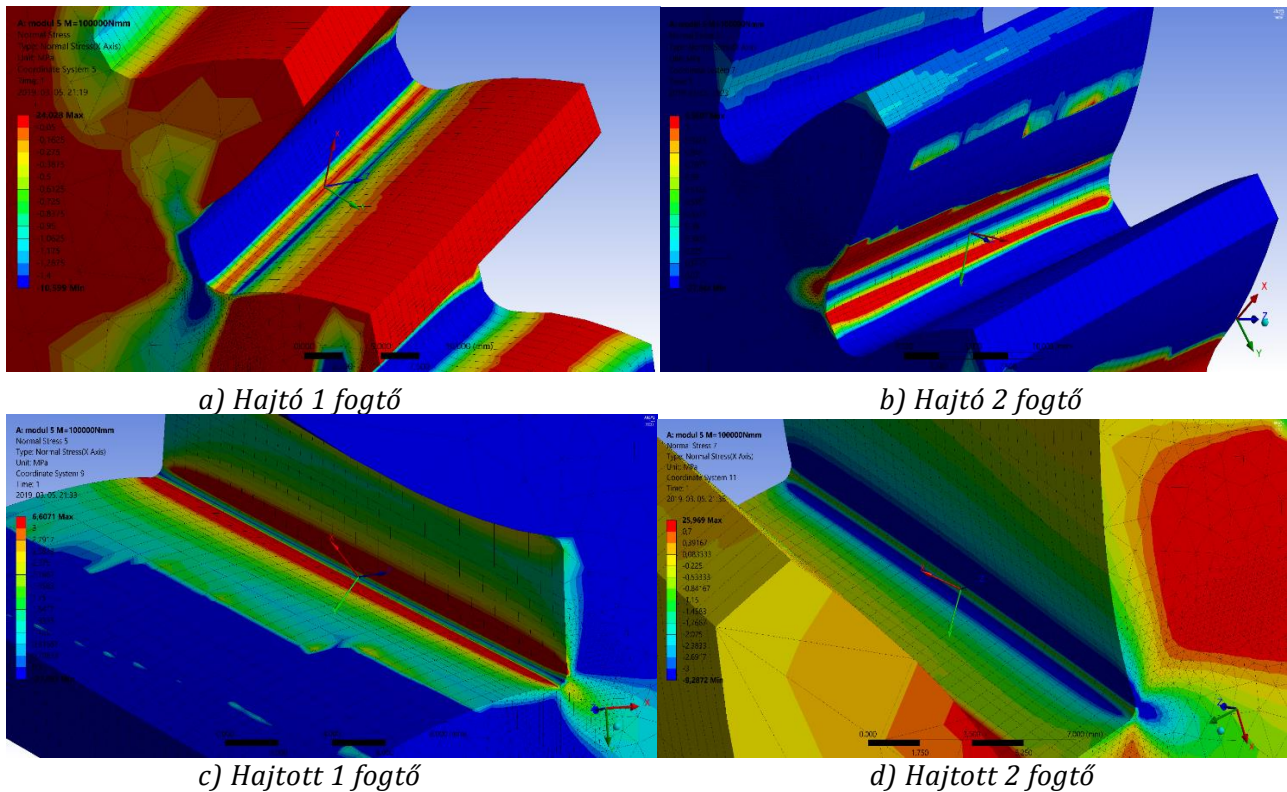


6. ábra. A fogtövek jelölése a kontakt zónában

2.2.1. Normál feszültség értékek vizsgálata

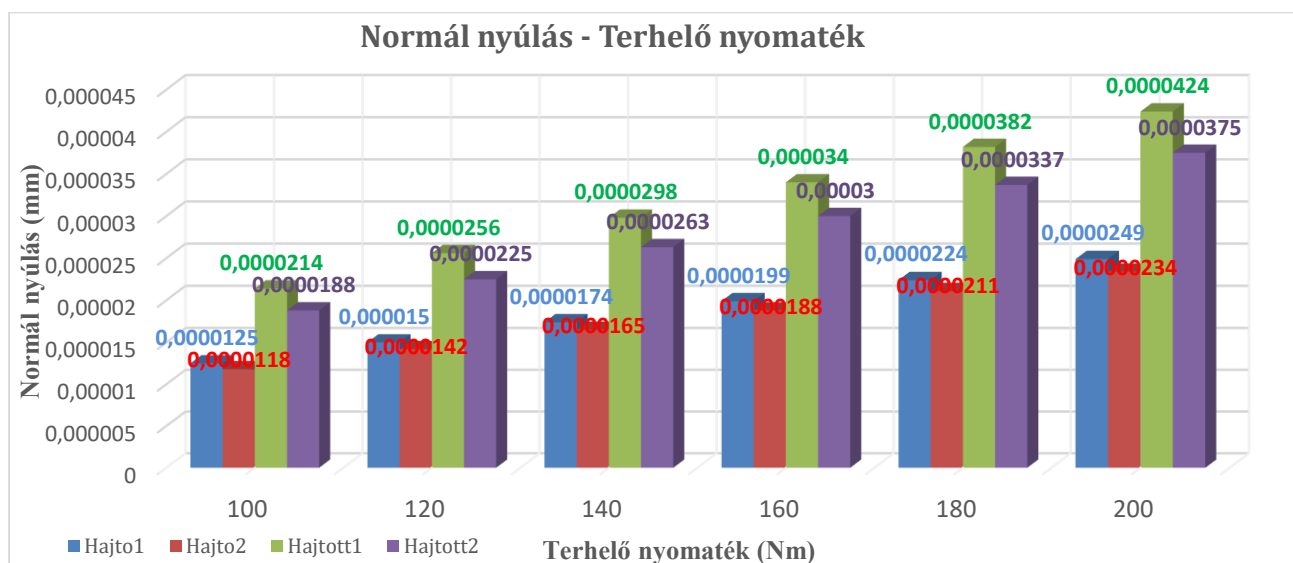


7. ábra. A fogtövekben kialakult átlagos normál feszültség értékek

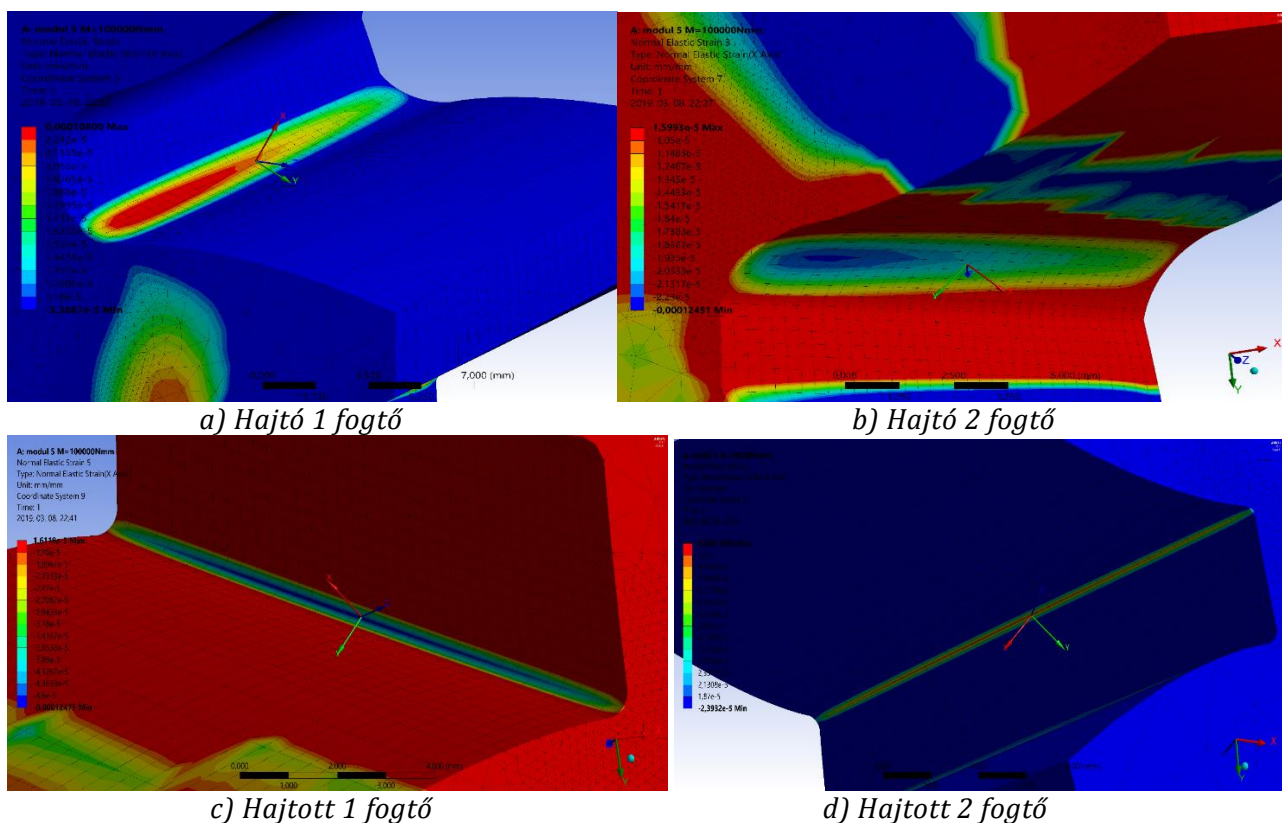
8. ábra. Normál feszültség eredmények $M=100$ Nm terhelőnyomaték hatására

A normál feszültség értékeket 100 Nm – 200 Nm intervallumon mind a négy fogtő esetére vizsgáltuk (7. és 8. ábra) 20 Nm diszkrét lépésközzel. A 7. ábrán látható hogy a legkisebb normál feszültség értékeket a *Hajtó2* fogtő esetén kapjuk. Ez a fogtő a legkevésbé terhelt a kapcsolódás során. A legnagyobb terhelés a *Hajtott2* fogtövet éri, mert itt a legnagyobbak a feszültség értékek. Megállapítható, hogy a kapcsolódás során a terhelő nyomatékok hatására sokkal nagyobb feszültségértékeket kapunk a hajtott kerékhez tartozó fogtőveken. A terhelő nyomaték növelésének hatására a különbség a hajtó és a hajtott kerékhez tartozó fogtőfeszültségek között folyamatosan növekszik.

2.2.2. Normál nyúlás értékek vizsgálata

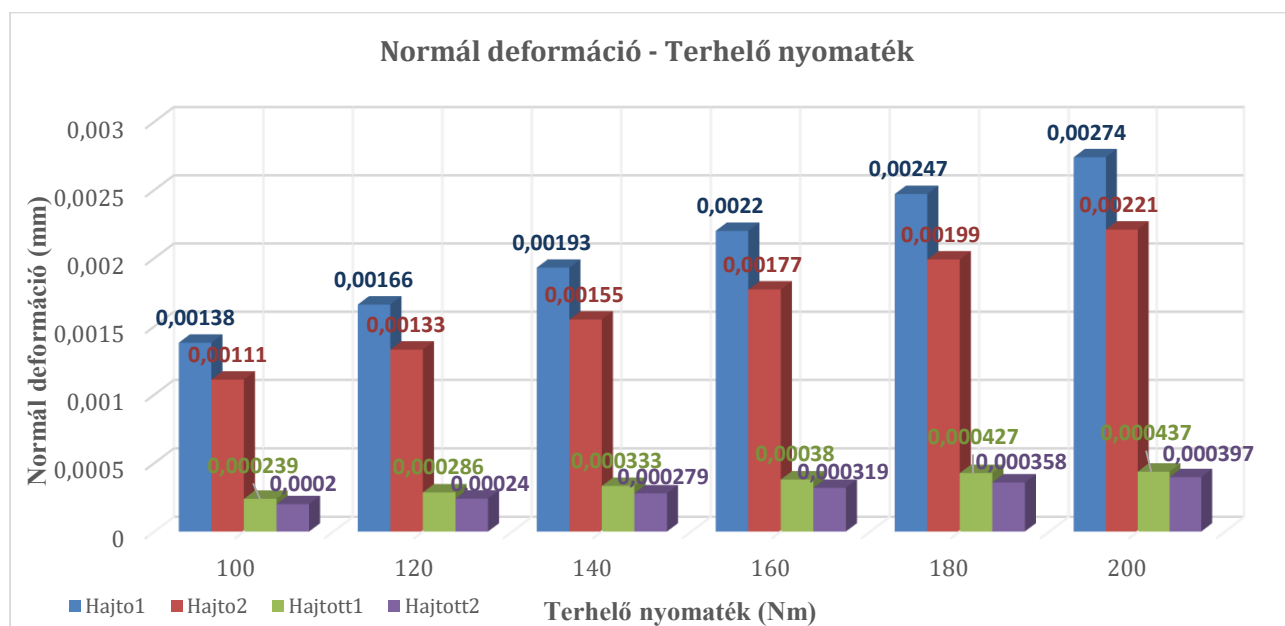


9. ábra. A fogtővekben kialakult átlagos normál nyúlás értékek

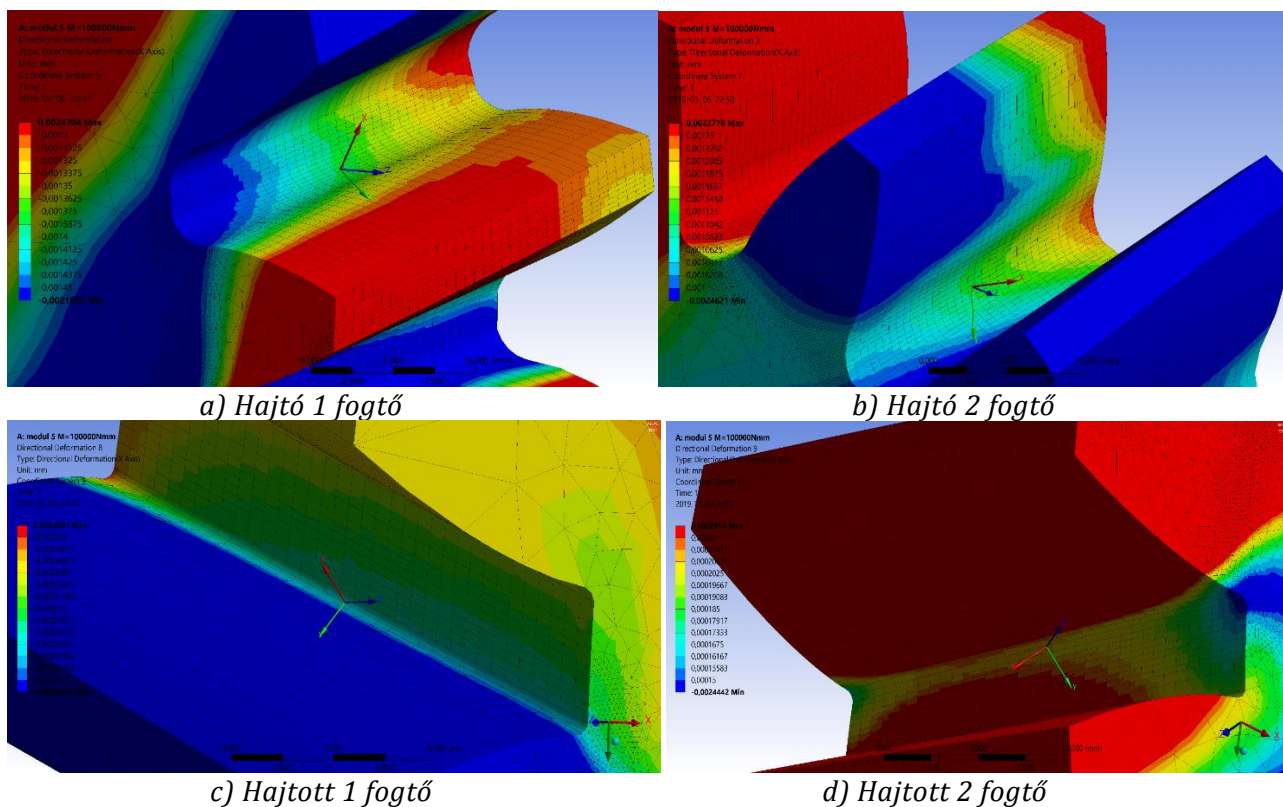
10. ábra. Normál nyúlás eredmények $M=100$ Nm terhelőnyomaték hatására

A normál nyúlás értékeket 100 Nm – 200 Nm intervallumon mind a négy fogtő esetére vizsgáltuk (9. és 10. ábra) 20 Nm diszkrét lépésközökkel. A 9. ábrán látható hogy a legkisebb normál nyúlás értékeket a *Hajtó2* fogtő esetén kapjuk. A legnagyobb nyúlás értékek a *Hajtott1* fogtőön alakultak ki. Megállapítható, hogy a kapcsolódás során a terhelő nyomatékok hatására nagyobb nyúlás értékeket kapunk a hajtott kerékhez tartozó fogtőveken.

2.2.3. Normál deformáció értékek vizsgálata



11. ábra. A fogtővekben kialakult átlagos normál deformáció értékek



12. ábra. Normál deformáció eredmények $M=100$ Nm terhelőnyomaték hatására

A normál deformáció értékeket 100 Nm – 200 Nm intervallumon mind a négy fogtó esetére vizsgáltuk (11. és 12. ábra) 20 Nm diszkrét lépésközzel. A 11. ábrán látható hogy a terhelő nyomaték hatására a legnagyobb deformáció értékek a *Hajto1* fogtón alakulnak ki. A legkisebb deformáció értékek a *Hajtott2* fogtó esetén alakulnak ki. Megállapítható, hogy a kapcsolódás során a terhelő nyomatékok hatására nagyobb deformáció értékeket kapunk a hajtó kerékhez tartozó fogtőveken.

Összefoglalás

A ferde fogazatú hengeres fogaskerékpárokat igen széles körben alkalmazzák gépészeti berendezésekben. Egyik jellegzetes alkalmazási területük a gépjárművek mechanikus sebességváltóiban való alkalmazás. Ebből adódóan kapcsolódási és geometria optimalizációs kutatásaik igen fontosak figyelembe véve az adott terhelés hatására történő mechanikai paraméterek elemzését és a megfelelő anyagválasztást.

Terveztünk egy ferde fogazatú hengeres fogaskerékpárt, melynek elkészítettünk a CAD modelljeit Solidworks tervezőszoftver alkalmazásával. A CAD modellek elkészítése és az egzakt szerelés fontos a mozgás szimulációhoz és a kapcsolódási vizsgálatokhoz.

Ansys végeelem szoftverrel elemeztük különböző terhelő nyomatékok hatására a kontakt zónában kialakult mechanikai paramétereket (normál feszültség, nyúlás és deformáció) a hajtó és a hajtott kerék esetére. Diagramokon ábrázoltuk a kapott eredményeket és levontuk a következtetéseket.

Elemeztük az érintkező fogakhoz tartozó fogtőveken ébredő mechanikai paramétereket különböző terhelőnyomatékok hatására. A fogtőben ébredő mechanikai paraméterek vizsgálata fontos a fogak teherbírásának megítélése és a fogtörés elkerülése miatt. Diagrammokon ábrázoltuk a kapott eredményeket és levontuk a következtetéseket.

A TCA vizsgálatok célkitűzése a hajtópárok terhelés hatására kialakult mechanikai jellemzőinek elemzése. A kapott eredmények figyelembevételével a hajtópár geometriai paramétereinek optimalizálása a kedvezőbb TCA eredmények elérése céljából.

Köszönetnyilvánítás

A kutatási eredmények egy része a **Magyar Tudományos Akadémia Bolyai János Kutatási Ösztöndíj** támogatásával készült.



A kutatási eredmények elkészítését részben az **EFOP-3.6.1-16-2016-00022** számú projekt támogatta. A projekt az Európai Unió támogatásával az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósult meg.



Hivatkozások

- [1] Bodzás, S.: *Ferde fogazatú fogaskerékpárok számítógéppel segített tervezése és modellezése*, Műszaki Tudomány az Észak – Kelet Magyarországi Régióban 2018 Konferencia Előadásai, Debreceni Akadémiai Bizottság, Műszaki Szakbizottság, 2018, 25-41, ISBN 978-963-7064-37-1
- [2] Bodzás, S.: *Tooth contact analysis of x-zero helical gears by the modification of the tooth trace*, International Journal OF Automotive Science And Technology, e-ISSN 2587-0963 (benyújtva)
- [3] Dudás, I.: *Gépgyártástechnológia III., A. Megmunkáló eljárások és szerszámaik, B. Fogazott alkatrészek gyártása és szerszámaik*, Műszaki Kiadó, Budapest, 2011.
- [4] Erney, Gy.: *Fogaskerekek*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1983, p. 460.
- [5] Litvin, F. L., Fuentes, A.: *Gear Geometry and Applied Theory*, Cambridge University Press, 2004, ISBN 978 0 521 81517 8
- [6] Terplán, Z.: *Gépelemek IV.*, Kézirat, Tankönyvkiadó, Budapest, 1975, p. 220.
- [7] Litvin, F. L., Fuentes, A., Gonzalez-Perez, I., Carnevali, L., Sep, T. M.: *New version of Novikov-Wildhaber, helical gears: computerized design, simulation of meshing and stress analysis*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Elsevier, 2002, 5707 – 5740
- [8] Fuentes, A., Ruiz-Orzaez, R., Gonzalez Perez, I.: *Computerized design, simulation of meshing and finite element analysis of two types of geometry of curvilinear cylindrical gears*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Elsevier, 2014, 321 – 339.
- [9] Jing, W., Aiqiang, Z., Gangqiang, W., Datong, Q., Teik, C. L., Yawen W., Tengjiao L.: *A study of nonlinear excitation modeling of helical gears with Modification: Theoretical analysis and experiments*, Mechanism and Machine Theory, Elsevier, 2018, 314-335
- [10] Mo, S., Ma, S., Jin, G., Gong J., Zhang, T., Zhu, S.: *Design principle and modeling method of asymmetric involute internal helical gears*, Journal of Mechanical Engineering Science, 2018, 1-12, DOI: 10.1177/0954406218756443
- [11] Yanjun, P., Ning, Z., Pengyuan, Q., Mengqi, Z., Wang, L., Ruchuan, Z.: *An efficient model of load distribution for helical gears with modification and misalignment*, Mechanism and Machine Theory, Elsevier, 2018, 151-168
- [12] Radu George C., Sorin C.: *Contact analysis of helical gears by using finite element method*, Proceedings of 2018 International Conference on Hydraulics and Pneumatics, Baile Govora, Romania, 2018, 172-176, ISSN 1454 – 8003

- [13] Yifan H., Kangkang C., Hui M., Linyang C., Zhanwei L., Bangchun W.: *Deformation and meshing stiffness analysis of cracked helical gear pairs*, Engineering Failure Analysis, 2019, 30-46
- [14] Sathen P. Radzevich: *Dudley's Handbook of Practical Gear Design and Manufacture*, Third Edition, 2016, CRC Press, ISBN 978-1-4987-5310-4, p. 615
- [15] Gołębski R. Željko I.: *Analysis of Modification of Spur Gear Profile*, Technical Gazette, 2017, 25(2), 643-648, <https://doi.org/10.17559/TV-20171018100732>
- [16] Pálinkás S., Krállics Gy., Bézi Z.: *Modelling of Crown and Cold Rolled Aluminum Sheet*, Materials Science Fórum, pp. 115 – 124, 2013
- [17] Mankovits T., Szabó T., Kocsis I., Páczelt I.: *Optimization of the Shape of Axi-Symmetric Rubber Bumpers*, Strojnicki Vestnik-Journal OF Mechanical Engineering, 2014, pp. 61-71