

GÉP

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET MŰSZAKI FOLYÓIRATA



2015/7-8.

nka
Nemzeti Kulturális Alap

80 oldal
LXVI. évfolyam

GÉPTERVEZŐK ÉS TERMÉKFEJLESZTŐK XXXI. SZEMINÁRIUMA MISKOLC, 2015. november 5-6.

TISZTELT GÉPTERVEZŐ ÉS TERMÉKFEJLESZTŐ KOLLÉGA!

Örömmel tudatjuk, hogy a meghívottak és a rendezvényről tudomást szerzők negyvennégy előadással jelentkeztek a Géptervezők és Termékfejlesztők 2015. november 5 – 6-án a MTA Miskolci Bizottságának épületében (Erzsébet tér) megrendezésre kerülő szemináriumára. Az előadások jelentős része nyomtatott formában a GÉP folyóirat soron következő számában is megjelenik. Köszönjük a szerzők és a lektorok munkáját.

A szeminárium szervezői november 5-én 9 órától és 6-án 9 órától várják a résztvevőket. Az előadók előadásait sötétíthető teremben tartják és számítógépes projektor áll rendelkezésükre.

A részvételi díjról és a publikálás költségéről szóló számlákat a Gépipari Tudományos Egyesület elküldte. Tisztelettel kérünk mindenkit, hogy az átutalásáról legyenek szívesek intézkedni és azt leellenőrizni.

Tudjuk, hogy az előadók és a társszerzők elfoglaltak, ennek ellenére kérjük, hogy jelenlétükkel tiszteljék meg a plenáris ülés és a szekciók előadóit.

Levelünkhöz mellékeljük a Szeminárium programját, ami egyben meghívóként is szolgál. Az esetleges észrevételt e-mail címünkön köszönettel fogadjuk.

Miskolc-Egyetemváros, 2015. október 22.

A szeminárium szervezői nevében szeretettel várja

Dr. Péter József
a Szeminárium titkára

Géptervezők és Termékfejlesztők XXXI. Szeminárium

Gépipari Tudományos Egyesület
Borsod-Abaúj-Zemplén megyei Géptervező
Szakosztálya

MTA Miskolci Akadémiai Bizottsága

Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet

MTA Miskolci Akadémiai Bizottságának Székháza
Miskolc, Erzsébet tér 3.

2015. november 5 (csütörtök) - 6 (péntek)

Címünk:

Géptervezők és Termékfejlesztők
XXXI. Szeminárium

Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet
H-3515 Miskolc-Egyetemváros
Telefon/Fax: (0036)-46-327-643
E-mail: machpj@uni-miskolc.hu

Géptervezők és Termékfejlesztők
XXXI. Szeminárium
Miskolc, 2015. november 5-6.

I. emelet, Nagyterem
2015. november 5. (csütörtök),
délelőtt 10.00-tól

Elnök: Vadászné Dr. Bognár Gabriella az MTA doktora, intézetvezető egyetemi tanár

10.00-10.05 Vadászné Dr. Bognár Gabriella az MTA doktora, intézetvezető egyetemi tanár, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet: Megnyitó

10.05-10.20 Dr. Horák Péter PhD, tanszékvezető egyetemi docens BME Gép- és Terméktervezés Tanszék: Nemzetközi hallgatói projektek eredményei a terméktervező képzésben

10.20-10.35 Vadászné Dr. Bognár Gabriella az MTA doktora, intézetvezető egyetemi tanár, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet: A felületi morfológiák kialakulásának vizsgálata

10.35-10.50 Dr. Lovas László PhD, egyetemi docens, Győri Márk PhD, hallgató, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Járműelemek és Járműszerkezetanalízis Tanszék: A gépészeti ábrázolástechnikára vonatkozó hatályos szabványok vizsgálata

10.50-11.05 Dr. Czifra Árpád egyetemi docens, intézetigazgató Óbudai Egyetem, Gépészeti és Biztonságtudományi Intézet: Műszaki felületek értékelése mikrotopográfiai sajátosságok alapján

11.05-11.20 Zalavári József DLA BME Gép- és Terméktervezés Tanszék: A design játékmélete

11.20-11.35 Dr. Beleznai Róbert vezető kutató, Dobos Gergely fiatal kutató, Dr. Szávai Szabolcs osztályvezető, Bay Zoltán Alkalmazott Kutatási Közhasznú Nonprofit Kft., Mérnöki Divízió, Szerkezetintegritás és Gyártástechnológia Osztály: Virtuális training platform kifejlesztése erőművi személyzet képzéséhez

11.35-11.50 Dr. Döbröczeni Ádám Professor Emeritus, Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Intézet: "Ovezze hála és emlékezet, valamint a jó Isten áldása úgy az élőket, mint az eltávozottakat". Megemlékezés az NME Gépelemek Tanszék professzorairól

11.50-12.00 Dr. Péter József CSc., Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet: Adatok a Géptervezők és Termékfejlesztők XXXI. Szeminárium alkalmából

I. szekció, I. emelet, Nagyterem **2015. november 5. (csütörtök), 14.00-tól**

Szekcióvezető: Dr. Sarka Ferenc egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet, Dr. Lovas László egyetemi docens, BME Járműelemek és Járműszerkezetanalízis Tanszék

14.00-14.15 Dr. Sarka Ferenc egyetemi docens ME Gép- és Terméktervezési Intézet, Dr. Szilágyi Áttila egyetemi docens ME Szerszámgépészeti és Mechatronikai Intézet: Fogaskeréktestbe épített fémhab anyagok rezgécscillapító képességének vizsgálata

14.15-14.30 Gróza Márton MSc hallgató BME Gép- és Terméktervezés Tanszék, Kollár György tudományos munkatárs BME Gép- és Terméktervezés Tanszék: Előtervezési módszer nagynyomású gömbcsapokhoz – A házkarima csavarkötés optimális előfeszítése

14.30-14.45 Ficzere Péter egyetemi adjunktus, PhD, Dr. Borbás Lajos c. egyetemi tanár, PhD, Dr. Lovas László egyetemi docens, PhD BME Járműelemek és Járműszerkezetanalízis Tanszék: Feszültségoptikai vizsgálatok fejlesztési lehetőségei 3D nyomtatási technológia segítségével

14.45-15.00 Kardos Szilárd tanszéki mérnök, Dr. Krisch Róbert egyetemi adjunktus BME Gép- és Terméktervezés Tanszék: Síkkerekes hullámhajtómű hullámgenerátorának optimalizálása

15.00-15.15 Szabó György PhD hallgató BME Gép és Terméktervezés Tanszék, Dr. Váradai Károly egyetemi tanár BME Gép- és Terméktervezés Tanszék: Hiperelasztikus anyagmodellek összehasonlítása

15.15-15.30 Dr. Szabó István intézetigazgató, egyetemi tanár PhD, habil, Dr. Kátai László tanszékvezető, egyetemi docens, PhD, Gárdonyi Péter PhD hallgató: Szíjhajtógás kísérleti módszerének fejlesztése az ékszíjhajtás veszteségeinek meghatározására

15.30-15.45 Dr. Oroszváry László címzetes egyetemi docens, Szabó Gyula egyetemi hallgató BME Gép- és Terméktervezés Tanszék: Vasúti mérlegszelap működésének statikus szimulációja

15.45-16.00 Bihari Ádám egyetemi hallgató, Dr. Simonovics János adjunktus BME Gép- és Terméktervezés Tanszék: Szájsebészeten alkalmazott orvosi kép- és modellalkotó eljárás pontosságának vizsgálata

II. szekció, I. emelet, Deák terem **2015. november 5. (csütörtök) 14.00-tól**

Szekcióvezető: Németh Géza adjunktus ME Gép- és Terméktervezési Intézet, Dr. Czifra Árpád egyetemi docens, Óbudai Egyetem, Gép- és Szerkezetanalízis és Biztonságttechnikai Intézet,

14.00-14.15 Dr. Hegedűs József CsC.: A kreativitás fokozása a terméktervezésben

14.15-14.30 Károsi Zoltán DLA egyetemi adjunktus, BME Gép- és Terméktervezés Tanszék: Termékminőség, tervezésfilozófia, Kelet-Európa kontra Nyugat-Európa

GÉP

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET

műszaki, vállalkozási, befektetési, értékesítési, kutatás-fejlesztési, piaci információs folyóirata

SZERKESZTŐBIZOTTSÁG

Dr. Döbröczeni Ádám

elnök

Vesza József

főszerkesztő

Dr. Jármái Károly

Dr. Péter József

Dr. Szabó Szilárd

főszerkesztő-helyettesek

Dr. Barkóczi István

Bányai Zoltán

Dr. Beke János

Dr. Bercesy Tibor

Dr. Bukoveczky György

Dr. Czitán Gábor

Dr. Danyi József

Dr. Dudás Illés

Dr. Gáti József

Dr. Horváth Sándor

Dr. Illés Béla

Kármán Antal

Dr. Kalmár Ferenc

Dr. Orbán Ferenc

Dr. Pálincás István

Dr. Patkó Gyula

Dr. Péter László

Dr. Penninger Antal

Dr. Rittinger János

Dr. Szabó István

Dr. Szántó Jenő

Dr. Tímár Imre

Dr. Tóth László

Dr. Varga Emilné Dr. Szűcs Edit

A szerkesztésben közreműködött:

Dr. Péter József

TISZTELT OLVASÓ!

A napokban szülői hagyatékot nézegetve egy kis fénykép akadt a kezembe. A kép Szilvásváradon a Szakajka-völgyben készült, a képen egy lovas kocsi, a két szürke mögött a bakon Imre bácsi, a lovak hajtója, mellette egy komoly képű kisfiú látható (a bakon komolyan kell viselkedni). A kocsin és körülötte hölgyek és urak ülnek és állnak, összesen húszan. Szíves invitálásra érkeztek, feladataikról beszélgettek, baráti kapcsolatot építettek, az akkori kisfiú okos szavaikra ma is szívesen gondol. A hölgyek és urak a nem éppen biztató körülmények ellenére komolyan vették hivatásukat és hittek feladatukban. Az idő őket igazolta.

A Géptervezők és Termékfejlesztők XXXI. Szemináriumának szervezését időben elkezdtük, a résztvevők számításba vehető körét leveleinkkel megkerestük; a határidőig viszont csak néhányan jelentkeztek. Gondoltuk, hogy az előző évi XXX. Szemináriumot többenkerek záró rendezvénynek vélték, jöhetnek emberi analógiát alapul véve a „harminc” szép kor, van értékelhető múlt, és előtte ott a sok feladat. Gondoltunk egy korábbi, hasonló GTE rendezvényre is, ez iselszívhatta az előadások másik részét, véltük. A szervezőt írásban és szóban türelmesen újra kezdtük, megkerestük a kollégákat, eredményesen. A Géptervezők és Termékfejlesztők XXXI. Szemináriumára 48 előadással jelentkeztek, 30 szacikk készült; az oldalak összegét tekintve több mint eddig bármikor. Örülünk, géptervezők és termékfejlesztők energiájából két rendezvényre is telt, a jelentkezések késéséért legfeljebb a jövő érdekében érdemes gondolni.

Az előadók, a szerzők és a társszerzők nevét vizsgálva a változás feltűnő. Kitűnő, jól ismerturak hiányoznak, új és biztató nevek jelentek meg. Sok a fiatal szerző, a 48 társszerzős előadás 75 szerzője közül 20 doktorandusz vagy MSc. hallgató. A jelenség nem egyedi, a világ más részén, és más tudományterületeken is hasonló a változás. Kedves németországi vendégünk az előző évben hívta fel a figyelmünket arra, hogy náluk is van háború után született népes, szakmai feladatokkal kevésbé terhelt évekre készülő korosztály. Kevés a középkorú szerző, több a fiatal, és a hölgy. Szívesen nézem a NASA űrkutatással foglalkozó lapjait, a tervezők és fejlesztők között ott is sok a fiatal hölgy, akik a férfiakétól eltérő látásmódjukkal eredeti megoldásokat szülnek, - talán nem bántó a megfogalmazás.

A változás az előadások és a szacikk témájában is érzékelhető. Az előadók horizontja, az elérhető ismeretek és megoldható feladatok köre a korábbinál szélesebb, az előadásokban a matematika, a mechanika, az anyagtudomány, a gyártástudomány, a géptervezés, a tervezésemélet eredményei mellett az informatika, az ergonómia, a biológia, az orvostudományok, a pszichológia, az ipari formatervezés, és a természeti analógiák kutatásának eredményei is megjelentek. Némi szomorúsággal írom, hogy ebben az évben technikátörténettel foglalkozó előadó nem jelentkezett, - nem baj, majd jövőre.

Engedje meg a Tisztelt Olvasó, hogy soraimat a tartalmas szacikkok és a korábbiaknál vaskosabb kiadvány fölötti öröm kifejezésével, a szervezők munkájának megköszönésével, az érdekes szakmai beszélgetések és a baráti találkozások reményében zárjam.

Dr. Péter József
a Szeminárium szervező titkára

A szerkesztésért felelős: Vesza József. A szerkesztőség címe: 3534 Miskolc, Szervezet utca 67.
Telefon/fax: 06-46/379-530, 06-30/9-450-270 • e-mail: mail@gepujsag.hu
Kiadja a Gépipari Tudományos Egyesület, 1027 Budapest, Fő u. 68. Levélcím: 1371 Bp. Pf.: 433.
Telefon: 06-1/202-0656, fax: 06-1/202-0252, e-mail: a.gaby@gteportal.eu, internet: www.gte.mtesz.hu
A GÉP folyóirat internetcíme: <http://www.gepujsag.hu>
Kereskedelmi és Hitelbank: 10200830-32310236-00000000

Felelős kiadó: Dr. Igaz Jenő ügyvezető igazgató.
Gazdász Nyomda Kft. 3534 Miskolc, Szervezet u. 67. Telefon: 06-46/379-530 • e-mail: gazdasz@chello.hu
Előfizetésben terjeszti a Magyar Posta Rt. Hírlap Üzletága 1008 Budapest, Orczy tér 1.
Előfizethető valamennyi postán, kézbesítőknél, e-mailen: hirlapelofizetes@posta.hu, faxon: 06-1/303-3440. További információ: 06-80/444-444
Egy szám ára: 1260 Ft. Dupla szám ára: 2520 Ft.

Külföldön terjeszti a Kultúra Könyv és Hírlap Külkereskedelmi Vállalat,
H-1389 Budapest, Pf. 149. és a Magyar Média, H-1392 Budapest, Pf. 272.
Előfizethető még közvetlenül a szerkesztőségben is.

INDEX: 25 343 ISSN 0016-8572

A megjelent cikkek lektoráltak.

A kiadvány a Nemzeti Kulturális Alap támogatásával jelenik meg.

TARTALOM

<i>18. Kelemen László, Dr. Sente József PhD</i> FOGASGYŰRŰS TENGELYKAPCSOLÓ TERHELÉSELOSZLÁSA LOAD DISTRIBUTION IN GEAR COUPLING5	<i>26. Simonovics János PhD, Bujtár Péter PhD</i> BIOMECHANIKAI VÉGESELEMES MODELL INVERZVALIDÁCIÓJA 43
<i>19. Kelemen László, Dr. Sente József PhD</i> METSZŐKERÉK MEGVÁLASZTÁSA BELSŐ FOGAZATÚ FOGASKEREKEK GYÁRTÁSÁHOZ 11	<i>27. Dr. Szabó Ferenc János PhD</i> A MULTIDISZCIPLINÁRIS OPTIMÁLÁS ALKALMAZÁSA SIKLÓCSAPÁGYAK TERVEZÉSÉHEZ 47
<i>20. Tóthné Laufer Edit, Horváth Richárd</i> FELÜLETI ÉRDESSÉG FUZZY MODELL ALAPÚ BECSLÉSE FINOMESZTERGÁLÁSKOR 15	<i>28. Szabó György PhD, Váradi Károly</i> HIPERELASZTIKUS ANYAGMODELLEK ÖSSZEHASONLÍTÁSA51
<i>21. Nagy Dániel, Dr. Szendrő Péter DsC, Dr. Bense László PhD</i> TECHNOLÓGIAI KÖZEGBEN ÜZEMELŐ NEMFÉM GÖRDÜLŐELEMES CSAPÁGYAK VIZSGÁLATÁNAK MÓDSZERE, ESZKÖZEI 23	<i>29. Szabó Gyula BSc, Dr. Oroszváry László</i> VASÚTI MÉRLEGSZELEP MŰKÖDÉSÉNEK STATIKUS SZIMULÁCIÓJA 57
<i>22. Németh Géza MSc, Németh Nándor, Péter József PhD</i> EGY SZOKATLAN TERHELÉSŰ FORGATÓ CSAVARRUGÓ MODELLEZÉSE 27	<i>30. Vidovics B., Horák P. PhD</i> INNOVATÍV TERMÉKEK MEGVALÓSÍTÁSA HÁLÓZATI EGYÜTTMŰKÖDÉSBEN – A CODEVE MÓDSZERTAN BEMUTATÁSA 61
<i>23. Nagy József</i> HŰTŐKÖZEGEK INSTACIONÁRIUS ÁRAMLÁSÁNAK SZIMULÁCIÓJA 31	<i>31. Vidovics Balázs</i> A NEMZETKÖZI KÖRNYEZETBEN MEGVALÓSULÓ, PROJEKT ALAPÚ OKTATÁS EREDMÉNYEI 65
<i>24. Péter József PhD, Németh Géza</i> DÖRZS-BOLYGÓMŰ RUGALMAS ALAKVÁLTOZÁSON ALAPULÓ TERHELÉSKIEGYENLÍTÉSE II.35	<i>32. Zalavári József DLA</i> A DESIGN JÁTÉKELMÉLETE 69
<i>25. Dr. Sarka Ferenc, Dr. Szilágyi Attila</i> FOGASKERÉKTESTBE ÉPÍTETT FÉM HAB ANYAGOK REZGÉSCSILLAPÍTÓ KÉPESSÉGÉNEK VIZSGÁLATA 39	<i>33. Balla Esztella</i> BIOMASSZA FERMENTOR IPARI DIAGNOSZTIKAI VIZSGÁLATA 73

FOGASGYŰRŰS TENGELYKAPCSOLÓ TERHELÉSELOSZLÁSA

LOAD DISTRIBUTION IN GEAR COUPLING

Kelemen László, Dr. Sente József PhD

ABSTRACT

Typical operating condition of gear coupling is when the coupled shafts have angular misalignment. In this case the teeth of gear coupling are in point contact to each other. In this paper, a method is presented to determine the place of contact points and tangential backlash around the circumference of coupling. Using these results and considering the elastic deformation of the gears, the number of meshing tooth-pairs and the load distribution between the contact teeth are computed.

1. BEVEZETÉS

Ideális esetben a fogasgyűrűs tengelykapcsolók egytengelyű tengelyeket kapcsolnak össze és az agy, valamint a hüvely fogazott elemei mentesek a fogazati hibáktól. Ekkor a tengelykapcsoló valamennyi fogpárja egyidejűleg kapcsolódik. Ha az elemeket merevnek feltételezzük, és az agy domborított fogfelületű, akkor az érintkezés az összes fogpáron ugyanott, a fog közepén lévő pontban alakul ki.

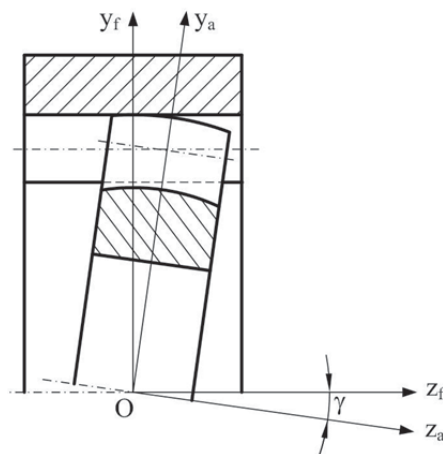
A gyakorlatban ez az ideális eset soha nem fordul elő. A fogazott elemek gyártása nem ad tökéletes pontosságot, és az összekötött tengelyek sem egytengelyűek. A további vizsgálatokhoz a következő feltételezésekkel élünk:

- Az agy fejfelülete gömb kiképzésű, és a hüvely 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 dolgozat célja, hogy meghatározzuk a szöghibával rendelkező fogasgyűrűs tengelykapcsoló fogérintkezési viszonyait, valamint az egyes érintkező fogpárok részesedését a terhelés átviteléből, azaz a tengelykapcsoló kerülete mentén a terheléseloszlást.

2. KOORDINÁTARENDSZEREK

A szöghibával rendelkező fogasgyűrűs tengelykapcsoló egy különleges, metsződő tengelyű fogaskerékpárnak tekinthető (1. ábra). A tengelyszög azonos a γ szöghibával. A fogszámok a külső fogazatú agy és a belső fogazatú hüvely fogazatánál megegyeznek. Az agy domborított fogfelülete és a hüvely evolvens profilú hengeres fogfelülete minden pillanatban egy pontban érintkeznek.

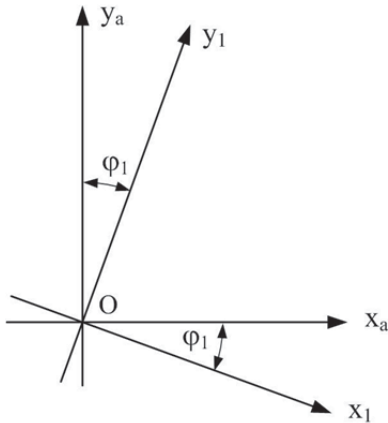


1. ábra. Szöghibával rendelkező fogasgyűrűs tengelykapcsoló

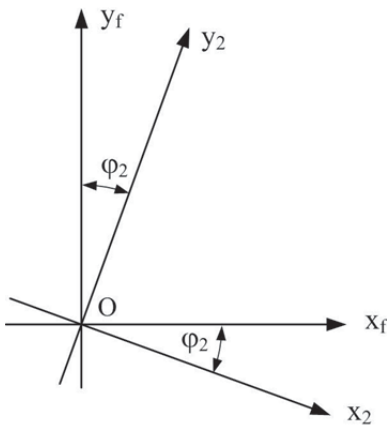
Négy koordinátarendszert fogunk használni. $S_1(O, x_1, y_1, z_1)$ és $S_2(O, x_2, y_2, z_2)$ mozgó koordinátarendszerek, melyeket mereven hozzákapcsolunk az agyhoz (1 fogaskerék) ill. a hüvelyhez (2 fogaskerék). $S_f(O, x_f, y_f, z_f)$ és $S_a(O, x_a, y_a, z_a)$ álló koordinátarendszerek. S_f a globális rendszer, míg S_a egy segéd koordinátarendszer. Ha nincsen szöghiba ($\gamma = 0$), S_a egybeesik S_f -fel (1. ábra). Valamennyi koordinátarendszer közös O origóval rendelkezik.

S_1 forog S_a -ban a z_a tengely körül, amelyik egybeesik z_1 -gyel. A φ_1 elfordulási szöget x_a és x_1 tengelyek között mérjük (2. ábra). Amikor $\varphi_1 = 0$, S_1 egybeesik S_a -val. Hasonló módon, S_2 forog S_f -ben a z_2 -vel egybeeső z_f tengely körül. A φ_2 elfordulási szöget az x_f és az x_2 ten-

gelyek között mérjük (3. ábra). Amikor $\varphi_2 = 0$, S_2 egybeesik S_f -fel.



2. ábra. Koordinátarendszerek



3. ábra. Koordinátarendszerek

A koordinátarendszerek közötti összefüggéseket a következő egyenletek fejezik ki:

$$\mathbf{r}_a = \mathbf{M}_{a1} \mathbf{r}_1, \quad (1)$$

$$\mathbf{r}_f = \mathbf{M}_{f2} \mathbf{r}_2, \quad (2)$$

$$\mathbf{r}_f = \mathbf{M}_{fa} \mathbf{r}_a, \quad (3)$$

ahol a helyvektorok az S_1 , S_2 , S_a és S_f koordinátarendszerekben az alábbiak:

$$\mathbf{r}_1 = \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{r}_2 = \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{r}_a = \begin{bmatrix} x_a \\ y_a \\ z_a \end{bmatrix}, \quad \text{és} \quad \mathbf{r}_f = \begin{bmatrix} x_f \\ y_f \\ z_f \end{bmatrix}.$$

Az átviteli mátrixok az egyes koordinátarendszerek között:

$$\mathbf{M}_{a1} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_1 & \sin \varphi_1 & 0 \\ -\sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (4)$$

$$\mathbf{M}_{fa} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \gamma & -\sin \gamma \\ 0 & \sin \gamma & \cos \gamma \end{bmatrix}, \quad (5)$$

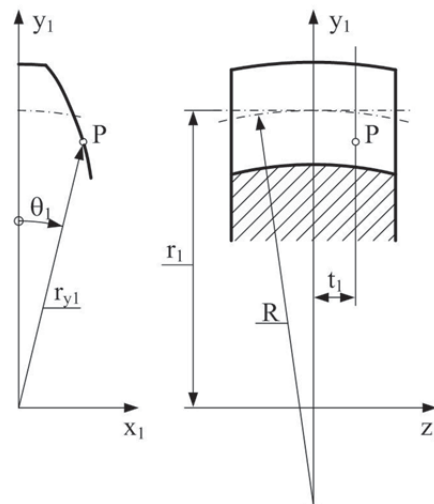
$$\mathbf{M}_{f2} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_2 & \sin \varphi_2 & 0 \\ -\sin \varphi_2 & \cos \varphi_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (6)$$

Az \mathbf{M}_{nm} jelölés az S_m rendszerből az S_n rendszerbe történő áttérést jelenti.

3. A FOGFELÜLETEK EGYENLETEI

3.1. Az agy domborított fogfelülete

Az agy domborított fogfelületét körív mentén változó profileltolású evolvens fogaskerékként modellezzük (4. ábra).



4. ábra. Az agy domborított fogfelülete

A fogfelület egyenlete:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= r_{y1} \sin \theta_1, \\ y_1 &= r_{y1} \cos \theta_1, \\ z_1 &= t_1. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

ahol r_{y1} tetszőleges sugár a fogprofil mentén, θ_1 a fogszög. Számítására a

$$\theta_1 = \frac{s}{2r_1} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_{y1} \quad (8)$$

összefüggés szolgál, ahol s a fogvastagság az osztóhenger mentén, r_1 az osztókör sugar, α az alapprofilszög, α_{y1} a profilszög, mely

$$\cos \alpha_{y1} = \frac{r_{b1}}{r_{y1}} \quad (9)$$

alapján határozható meg. r_{b1} az alapkör sugar. (8)-ban inv az evolvens függvény, értelmezése: $\text{inv } \alpha = \tan \alpha - \alpha$.

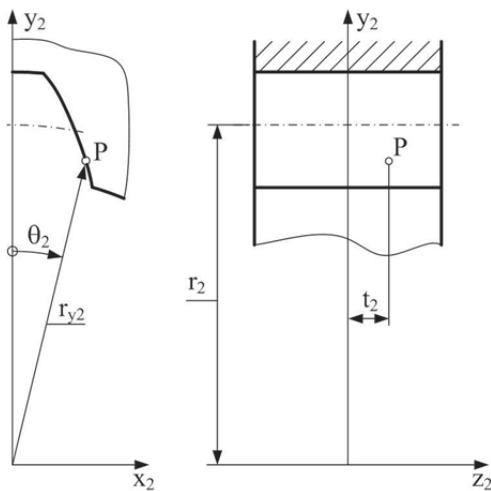
A fogvastagság az osztóhenger mentén változik:

$$s = s_0 - 2(R - \sqrt{R^2 - z_1^2}) \tan \alpha, \quad (10)$$

ahol s_0 a fogvastagság a $z_1 = 0$ síkban, R a domborítás paramétere.

3.2. A hüvely fogfelülete

A belső fogazatú hüvely elméleti fogfelületei evolvens hengerek. Az 5. ábrán a fogprofil és a fogfelület paraméterei láthatók.



5. ábra. A hüvely belső fogazatú fogfelülete

A fogfelület egyenletei:

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= r_{y2} \sin \theta_2, \\ y_2 &= r_{y2} \cos \theta_2, \\ z_2 &= t_2. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

(11)-ben r_{y2} a fogprofil tetszőleges sugara, θ_2 a fogárokszög. Számítására a következő összefüggés szolgál:

$$\theta_2 = \frac{e}{2r_2} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_{y2}, \quad (12)$$

ahol e a fogárok szélessége az osztókörön mérve, r_2 az osztókör sugar, α az alapprofilszög, α_{y2} a profilszög r_{y2} sugaron. Meghatározása az alábbi képlettel lehetséges:

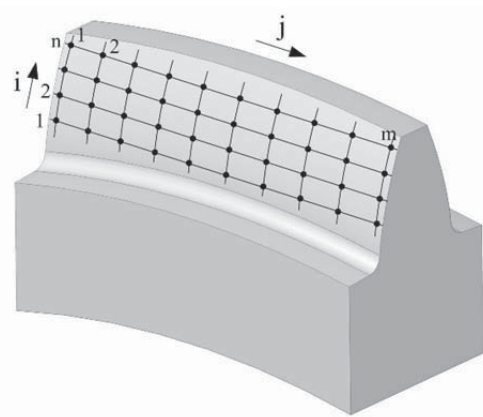
$$\cos \alpha_{y2} = \frac{r_{b2}}{r_{y2}}. \quad (13)$$

Itt r_{b2} az alapkör sugar.

4. KÖZELÍTŐ SZÁMÍTÁS A FOGÉRINTKEZÉS ELEMZÉSÉRE

A fogérintkezés vizsgálatának egyszerűsítése érdekében először az érintkezési pontokat diszkrét pontok halmazából választjuk ki. Ez a számítási módszer közelítő jellegű, pontossága nagyban függ a megvizsgált pontok számától. Ugyanakkor egyszerű volta alkalmassá teszi az érintkezési pontok környezetének kijelölésére, a pontosabb számításokhoz a kezdeti értékek meghatározására.

Az agy domborított fogfelületét diszkrét pontokkal behálózzuk. A pontokat a fogfelületen sugárirányban és tengelyirányban felvett görbék metszéspontjaiként határozzuk meg, a 6. ábrán látható módon.



6. ábra. A fogfelület hálózása a csomópontokkal

Sugárirányban a felületi görbékét különböző sugarú hengerekkel metszettük ki, tengelyirányban az egymással párhuzamos síkban lévő görbék evolvens profilok. A csomópontok száma i irányban n , j irányban m (6. ábra).

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 tá-

volságot, a j_i kerületi foghézagot. Adott φ értéknél a legkisebb foghézag helyének környezetében alakul ki az érintkezési pont a fogfelületek között. Ha φ értékét változtatjuk 0 és 2π között és minden φ -hez meghatározzuk a legkisebb foghézagot, akkor a tartományra érvényes minimum kijelöli a tengelykapcsoló fogfelületeinek érintkezési helyét az elfordulási szöggel és a kapcsolódási ponthoz tartozó i és j csomópont azonosítókkal.

A közelítő számítás pontossága növelhető az agy fogfelületén a hálózás sűrítésével, azaz a csomópontok számának növelésével.

A csomópontok koordinátái az S_1 koordináta-rendszerben:

$$\left. \begin{aligned} x_{1i,j} &= r_{y1i} \sin \theta_{1i,j}, \\ y_{1i,j} &= r_{y1i} \cos \theta_{1i,j}, \\ z_{1j} &= z_{\min} + j \Delta z, \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

ahol $r_{y1i} = r_{\min} + i \Delta r$.

Áttérve az S_a álló koordináta-rendszerbe, a forgó fogfelületen lévő csomópontok helyét a következő egyenletek határozzák meg:

$$\left. \begin{aligned} x_{ai,j} &= r_{y1i} \sin(\theta_{1i,j} + \varphi), \\ y_{ai,j} &= r_{y1i} \cos(\theta_{1i,j} + \varphi), \\ z_{aj} &= z_{1j}. \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

A γ szöghibával rendelkező fogasgyűrűs tengelykapcsoló fogfelületi csomópontjainak koordinátái az álló S_f koordináta-rendszerben az alábbiak szerint módosulnak:

$$\left. \begin{aligned} x_{fi,j} &= x_{ai,j}, \\ y_{fi,j} &= y_{ai,j} \cos \gamma - z_{aj} \sin \gamma, \\ z_{fi,j} &= y_{ai,j} \sin \gamma + z_{aj} \cos \gamma. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

A csomópontok elhelyezkedése kifejezhető az r_{y2} sugárral és a β szöggel az álló S_f koordináta-rendszerben:

$$r_{y2i,j} = \sqrt{x_{fi,j}^2 + y_{fi,j}^2}, \quad (18)$$

$$\beta_{i,j} = \arcsin \frac{x_{fi,j}}{r_{y2i,j}}. \quad (19)$$

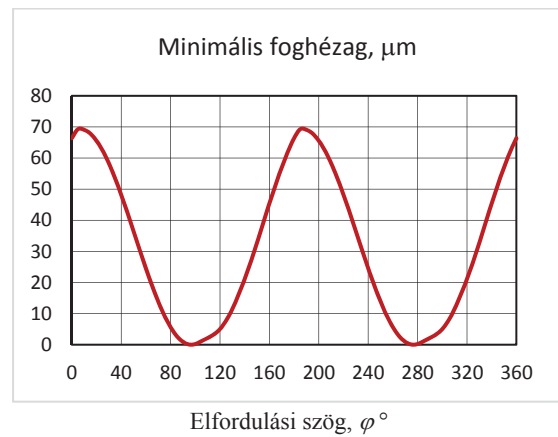
Keressük meg a hüvely fogfelületén az $r_{y2i,j}$ sugáron lévő pontokat! Ezek egyenlete az S_f koordináta-rendszerben:

$$\left. \begin{aligned} x_{f2i,j} &= r_{y2i,j} \sin(\theta_{2i,j} + \varphi), \\ y_{f2i,j} &= r_{y2i,j} \cos(\theta_{2i,j} + \varphi). \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

Adott i, j értékekhez tartozó pontpár között a kerületi foghézag

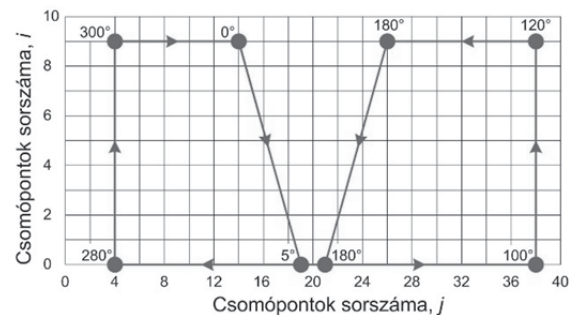
$$j_{ii,j} = r_{y2i,j} (\theta_{2i,j} + \varphi - \beta_{i,j}). \quad (21)$$

A 7. ábra a minimális foghézag változását mutatja be az elfordulási szög függvényében. A görbe a (21) egyenletből állítható elő.



7. ábra. A minimális foghézag változása

A függvényből látható, hogy a tengelykapcsoló terhelés nélküli állapotában két fogpár kapcsolódik: az egyik $\varphi = 90^\circ$, a másik $\varphi = 270^\circ$ környezetében. Az érintkezési pontok felületen elfoglalt helyét a minimális foghézaghoz tartozó i és j csomópont koordináták adják meg. Ezek kezdeti értéként szolgálnak az 5. fejezet alatt bemutatott vizsgálathoz.



8. ábra. Kapcsolóvonal a fogfelületen

A minimális foghézagokhoz tartozó csomópontok helyét a hozzájuk tartozó φ értékekkel a 8. ábra mutatja be.

5. A KAPCSOLÓDÁSI PONTOK HELYE A FOGFELÜLETEKEN

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

$$\mathbf{r}_f^{(1)}(r_{y1}, t_1, \varphi_1) = \mathbf{r}_f^{(2)}(r_{y2}, t_2, \varphi_2), \quad (22)$$

$$\mathbf{n}_f^{(1)}(r_{y1}, t_1, \varphi_1) = \mathbf{n}_f^{(2)}(r_{y2}, t_2, \varphi_2). \quad (23)$$

A (22) vektor egyenlet megfelel három független skaláris egyenletnek, de a (23) egyenlet csak két független skaláris egyenlettel egyenértékű, mivel mindkét normális egységvektor, azaz

$$|\mathbf{n}_f^{(1)}| = |\mathbf{n}_f^{(2)}| = 1. \quad (24)$$

Az agy és a hüvely fogfelületei a hozzájuk kapcsolt S_1 és S_2 koordinátarendszerekben a következő egyenletekkel írhatók le:

$$\mathbf{r}_1 = \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r_{y1} \sin \theta_1 \\ r_{y1} \cos \theta_1 \\ t_1 \end{bmatrix} \quad (25)$$

és

$$\mathbf{r}_2 = \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r_{y2} \sin \theta_2 \\ r_{y2} \cos \theta_2 \\ t_2 \end{bmatrix}. \quad (26)$$

A koordináták (7) és (11) összefüggésekből ismertek.

Mindkét fogfelület forog a saját tengelye körül az álló rendszerben. A forgó fogfelületeket az álló S_f rendszerben felírva az alábbi egyenletekhez jutunk:

$$\mathbf{r}_f^{(1)} = \mathbf{M}_{fa} \mathbf{M}_{a1} \mathbf{r}_1 \quad (27)$$

és

$$\mathbf{r}_f^{(2)} = \mathbf{M}_{f2} \mathbf{r}_2. \quad (28)$$

A normálisokat is áthelyezve az S_f álló koordinátarendszerbe:

$$\mathbf{n}_f^{(1)} = \mathbf{M}_{fa} \mathbf{M}_{a1} \mathbf{n}_1, \quad (29)$$

$$\mathbf{n}_f^{(2)} = \mathbf{M}_{f2} \mathbf{n}_2, \quad (30)$$

egyenleteket kapjuk, ahol a normális egységvektorokat a következő módon értelmezzük:

$$\mathbf{n}_1 = \frac{\frac{\partial \mathbf{r}_1}{\partial r_{y1}} \times \frac{\partial \mathbf{r}_1}{\partial t_1}}{\left| \frac{\partial \mathbf{r}_1}{\partial r_{y1}} \times \frac{\partial \mathbf{r}_1}{\partial t_1} \right|}, \quad (31)$$

$$\mathbf{n}_2 = \frac{\frac{\partial \mathbf{r}_2}{\partial r_{y2}} \times \frac{\partial \mathbf{r}_2}{\partial t_2}}{\left| \frac{\partial \mathbf{r}_2}{\partial r_{y2}} \times \frac{\partial \mathbf{r}_2}{\partial t_2} \right|}. \quad (32)$$

A (22) és (23) egyenletekkel megadott, öt nemlineáris skaláris egyenletből álló egyenletrendszer megoldása numerikus módszerrel, számítógép alkalmazásával lehetséges. A megoldáshoz fontos a kezdeti értékek körültekintő megválasztása. Ehhez komoly segítséget jelentenek a 4. pont alatt elvégzett vizsgálatok eredményei.

6. A KAPCSOLÓDÓ FOGPÁROK SZÁMA ÉS A FOGPÁROKAT TERHELŐ ERŐK

Terheletlen állapotban a tengelykapcsolóban két fogpár van érintkezésben. Terhelés hatására, a rugalmas deformáció következtében a foghézagok lecsökkennek és az elméleti két fogpár kapcsolódás helyett a terhelés nagyságával arányosan több fogpár is érintkezésbe kerül. Az egyes kapcsolódó fogpárok között a terhelés megoszlása arányos lesz azzal a foghézaggal, amely a fogak között terhelésmentes állapotban volt.

Legyen a tengelykapcsolóval átvihető nyomaték M ! A 7. ábrán látható, hogy a kapcsolódás két tartományra osztható. Az egyik $\varphi = 90^\circ$, a másik $\varphi = 270^\circ$ környezetében alakul ki. Feltételezzük, hogy a terhelés egyenlően oszlik meg a két tartomány között. Ebből adódóan a tengelykapcsoló fogait terhelő normálerő az egyik tartományban:

$$F_n = \frac{M}{2r_b} \quad (33)$$

ahol r_b az alapkörsugár. A normál fogerő n számú fogon oszlik meg, amelyek közül a legnagyobb terhelést a tartományok közepén, a kb. $\varphi = 90^\circ$ -nál, ill. $\varphi = 270^\circ$ -nál lévő fogpárok

viselik. Az előttük és mögöttük elhelyezkedő fogpárok terhelése a középponti fogaktól távolodva egyre csökken.

A kapcsolódó fogpárok n száma attól függ, hogy az M terhelés hatására mekkora f deformáció lép fel. Mindaddig, amíg az egyes fogpárok között a foghézag kisebb, mint a deformáció mértéke, az adott fogpárok érintkezésbe lépnek. Az $i = 1 \dots n$ jelű fogpárokra tehát az jellemző, hogy $j_i < f$. Ha a vizsgált tartományban a fogpárok közötti foghézagokat $j_1 = 0$ -tól növekvő sorrendbe rendezzük, és $j_{n+1} \geq f$, akkor az $(n+1)$ -edik fogpár már nem vesz részt a teherviselésben. Összegzésként felírhatjuk, hogy

$$\sum_{i=1}^n F_i = F_n, \quad (34)$$

vagyis az érintkező fogpárokra ható erők összege egyenlő a (33) szerinti normál fogerővel.

Az egyes fogpárokat terhelő erők a következő összefüggéssel határozhatók meg:

$$F_i = k_i(f - j_i), \quad (35)$$

ahol k_i a kapcsolódás merevsége, j_i az i -edik foghézag.

A foghézagok számítása a 4. pont alatt leírtak alapján lehetséges. Ha $j_1 = 0$ a foghézag a $\varphi = \varphi_0$ helyen, akkor j_2 és j_3 értéke φ_0 előtt és után szögosztásnyira értelmezhető, vagyis a $\varphi_0 - 2\pi/z$, ill. $\varphi_0 + 2\pi/z$ helyen. Itt z a tengelykapcsoló fogszáma. A további foghézagok hasonló módon számíthatók.

A kapcsolódás merevsége fogpáronként eltérő lehet. Pontos meghatározása valós tengelykapcsolón kísérleti úton, vagy CAD modell és végelelemes vizsgálat révén lehetséges. A merevség közelítő pontossággal, analitikus módszerekkel (Ishikawa [3], Weber/Banaschek [4]), ill. szabványban rögzített eljárással is számítható. A legegyszerűbb az ISO 6336-1 szabványban szereplő megoldás, mely egy fogpár merevségének számítására alkalmas:

$$k = c_{th} C_M C_R C_B b, \quad (36)$$

ahol c_{th} az elméleti fogmerevség, C_M az elméleti és a mérési adatok összehangolására szolgáló módosító tényező, C_R a keréktest tényező, C_B az alapprofil tényező. Tárcsaszerű fogaskerekek esetén $C_M = 0,8$ és $C_R = 1$. Az ISO 53 szabványnak megfelelő alapprofil esetén $C_B = 1$.

Egy fogpár elméleti fogmerevsége szabványos alapprofillal előállított tárcsa alakú fogaskerekek esetén:

$$c_{th} = \frac{1}{q}, \quad (37)$$

ahol q a fogpár rugalmasságának minimális értéke. Számítása a következőképpen történik:

$$q = C_1 + \frac{C_2}{z} + C_4 x_1 + \frac{C_5 x_1}{z} + C_6 x_2 + C_8 x_1^2 + C_9 x_2^2. \quad (38)$$

(38) összefüggésében z a tengelykapcsoló fogszáma, x_1 az agy, x_2 a hüvely fogazatának profileltolástényezője. A C konstansok értékei az ISO 6336-1 szabvány 9. táblázatában megtalálhatók.

A szabványban leírt módszer alkalmazásával feltételezzük, hogy valamennyi fogkapcsolódás merevsége azonos.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A bemutatott kutató munka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 projekt eredményeire alapozva a TÁMOP 4.2.4.A/2-11-1-2012-0001 jelű "Nemzeti Kiválóság Program – Hazai hallgatói, illetve kutatói személyi támogatást biztosító rendszer kidolgozása és működtetése konvergencia program" projekt részeként az Európai Unió és Magyarország támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósult meg.

IRODALOM

- [1] Kelemen, L.; Sente, J.: Analysis of Gear Meshing for Gear Coupling. Advanced Engineering, Vol. 6, No. 2 (2012). pp. 171-182.
- [2] Kelemen, L.; Sente, J.: Mathematical Models for Tooth Surfaces of Gear Coupling. Design of Machines and Structures, Vol. 2, No. 1 (2012) pp. 73-82.
- [3] Shi, J.; Ma, X.; Xu, Ch.; Zang, Sh.: Meshing Stiffness Analysis of Gear Using the Ishikawa Method. Applied Mechanics and Materials, Vols. 401-403 (2013) pp. 203-206.
- [4] Spura, C.; Berger, G.: Ermittlung des Verformungs- und Steifigkeitsverhaltens von bombierten Profilverbindungen mit Evolventenverzahnung. Forsch Ingenieurwes, Vol. 75 (2011) pp. 35-44.

METSZŐKERÉK MEGVÁLASZTÁSA BELSŐ FOGAZATÚ FOGASKEREKÉK GYÁRTÁSÁHOZ

SELECTION OF PINION-TYPE CUTTER FOR PRODUCING OF INTERNAL GEARS

Kelemen László, Dr. Sente József PhD

ABSTRACT

The most common producing method for internal gears is the gear shaping, when a pinion-type cutter is used for generating. Selection of shaper cutter is a complicated procedure, because of tip interference. Tip interference is a damage, when the tip of cutter cuts out a part from useful involute profile. This paper presents a method for selection of shaper cutter to eliminate the tip interference. Mathematical model is made to describe the manufacturing method. In addition to the general solution some particular cases will be presented.

1. BEVEZETÉS

A belső fogazatú fogaskerekék gyártási módszerei két csoportra oszthatók: profilozó és lefejtő eljárásokra. Ezek közül a gyakorlat számára kettő bír jelentőséggel, a fogmetszés, mely lefejtéssel dolgozik és az üregelés, mely profilozó eljárás. Mindkettőnek jól behatárolható az alkalmazási területe. A fogmetszés előnye a lefejtésből származó pontosság, az egyszerű utánélezés és a szélesebb felhasználási lehetőség. Utóbbi azt jelenti, hogy egy adott modulú szerszámmal különböző fogszámú fogaskerekék készíthetők. Hátránya a viszonylag kisebb termelékenysége. Az üregelés rendkívül költséges módszer. Szerszáma, az üregelő túske egyetlen adott fogaskerékhez készül, utánélezése bonyolult. Összefoglalva azt mondhatjuk, hogy az üregelés a tömeggyártás megoldása, a fogmetszés a kis és közepes sorozatgyártásé.

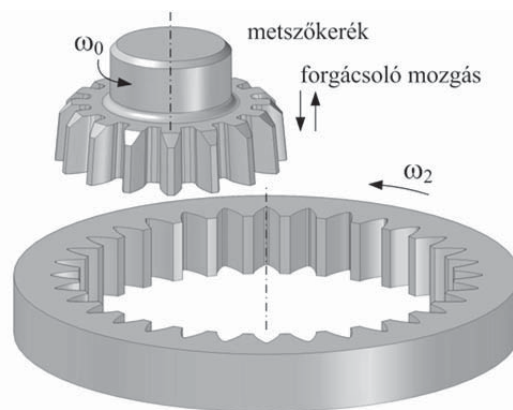
Ebben a cikkben a fogmetszés vizsgálatával foglalkozunk. Áttekintjük a gyártás folyamatát, megalkotjuk annak matematikai modelljét. A belső fogazatú fogaskerekék fogmetszésének kulcskérdése a szerszám helyes megválasztása. A rosszul kiválasztott metszőkerék levághatja a belső fogazatú fogaskerék fejének egy részét és ezzel megcsonkítja a hasznos evolvens fogprofil. A jelenséget gyártási fog-

fej-interferenciának, fejcsonkításnak, vagy fog-fej-lemetszésnek is nevezik.

Célunk az, hogy kidolgozzuk a megfelelő szerszám kiválasztását biztosító számítási algoritmust. Az általános megoldáson túl a metszőkerék gyorsabb kiválasztását segítő, egyszerűsítő feltételeket is bemutatunk.

2. A FOGMETSZÉS

A fogmetszés az első lefejtő elven működő fogazó módszer, amely belső fogazatú fogaskerekék előállítására is alkalmas. A fogmetszőgépet és szerszámát, a metszőkeréket *Fellows* találta fel, és 1897-ben szabadalmaztatta. A munkadarab és a szerszám elhelyezkedését, a fogmetszésre jellemző mozgásokat az 1. ábra szemlélteti.



1. ábra. Belső fogazatú fogaskerék gyártása metszőkerékkel

Fogmetszéskor a szerszám és a munkadarab tengelyei párhuzamosak. A lefejtést a szerszám és a munkadarab összehangolt forgómozgása adja. A szögsebességek között fennálló kapcsolat az áttétellel fejezhető ki, mely egyenlő a fogszámviszonnyal:

$$\frac{\omega_0}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_0} = u. \quad (1)$$

A forgácsoló mozgás a szerszám függőleges (egyres géptípusoknál vízszintes) alternáló mozgása. Fogmetszéskor kétféle előtolást különböztetünk meg: a sugárirányú és a kerületi előtolást. A sugárirányú előtolást vezérlőtárcsával, vagy menetes orsóval valósítják meg, a kerületi előtolás a szerszám osztókörén mért, egy lökethez vonatkozó elfordulás mm-ben. Forgácsolás közben sem a szerszám, sem a munkadarab nem forog. A lefejtő mozgást, azaz a kismértékű elfordulást a szerszám visszatérő mozgása közben végzik.

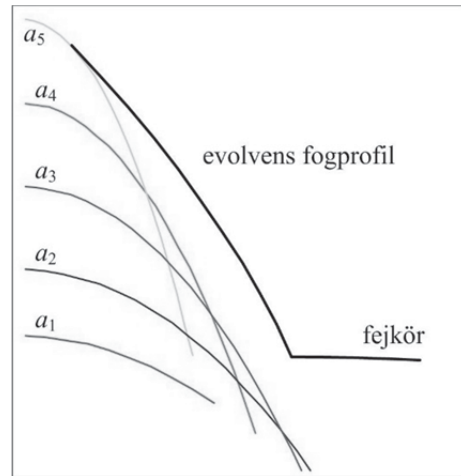
3. A GYÁRTÁS MATEMATIKAI MODELLEZÉSE

A metszőkeresek gyártás során a fogárok készre munkálása több fogásban, a tengelytáv változása mellett, sugárirányú előtolással valósul meg. A forgácsolás a fejkörök érintkezésekor, az $a_{\min} = r_{a2} - r_{a0}$ tengelytávnál kezdődik, ahol r_{a2} a munkadarab, r_{a0} a szerszám fejkörsugara. A kezdeti szakaszban, egészen az $a_b = r_{b2} - r_{b0}$ tengelytávig nincsen evolvens lefejtés, mivel a két alapkörnek nincsen közös érintője. a_b egyenletében r_{b2} a belső fogazatú fogaskerék, r_{b0} a szerszám vágóéle által előállított képelt lefejtő fogaskerék alapkörsugara. Az $a_{\min} < a < a_b$ tartományban a fogárok alakját a szerszám fejele által a relatív mozgásban befutott görbe határoolja.

Az $a > r_{b2} - r_{b0}$ tengelytávokon a szerszám kimunkálja a belső fogazatú fogaskerék fogarkát, lefejtő az evolvens fogoldalakat. Előfordulhat, hogy a szerszám fejele által befutott görbe elmetszi a hasznos evolvens fogoldalt, ezáltal levágja a belső fogazatú fogaskerék fejköréhez közeli profilszakaszt. Nem zárható ki, hogy ez a jelenség már az $a_{\min} < a < a_b$ tartományban bekövetkezik, amikor még az evolvens profil kialakítása meg sem kezdődött. A fejlemetszés veszélye annál nagyobb, minél kisebb a fogszám-különbség a szerszám és a munkadarab között.

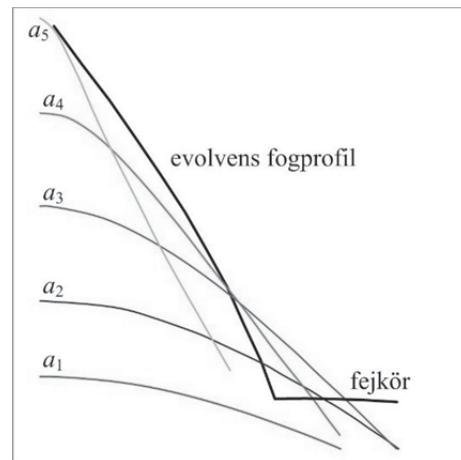
A továbbiakban két példán keresztül mutatjuk be a jelenséget. A 2. ábrán olyan megmunkálásra látunk példát, ahol nincsen fejlemetszés. A görbék a metszőkerék fejele által befutott pályákat szemléltetik különböző tengelytávolságok esetén. Látható, hogy a görbék közül egyik sem metsz bele a fogprofilba. A görbék mellett az a_1 -től a_5 -ig terjedő azonosítók

a tengelytávokra vonatkoznak. Az indexben szereplő számok növekvő értéke növekvő tengelytávot jelent úgy, hogy a_5 a készre munkálás tengelytávja.



2. ábra. Gyártás fogfej-lemetszés nélkül

A 2. ábrán látható példában a $z_2 = 50$ fogszámú munkadarabot $z_0 = 25$ fogszámú szerszámmal állítottuk elő.



3. ábra. Fogfej-lemetszés több lépésben

A 3. ábra olyan esetet mutat be, amikor több lemetszés is történik. Az első a_2 tengelytávon, majd a_3 tengelytávnál egy jelentősen nagyobb, végül a_4 értéknél egy egészen kicsi, a már lemetszett rész felső csúcsánál. A 3. ábrán a $z_2 = 50$ fogszámú munkadarabot $z_0 = 40$ fogszámú szerszámmal állította elő.

Mindkét ábrán látható, hogy a kisebb tengelytávhoz lankásabb görbe tartozik, majd a növekvő tengelytávval a görbék egyre meredekebbek lesznek.

4. A FOGFEJ-LEMETSZÉS ELKERÜLÉSÉNEK FELTÉTELE

A további vizsgálatokkal meghatározzuk a fogfej-lemetszés elkerülését biztosító feltételt. A forgó metszőkerék fejlééhez tartozó csúcspont, azaz a vágóél és a fejkör metszéspontja, az álló XY koordináta-rendszerben a következő görbét írja le:

$$\begin{aligned} X &= r_{a0} \sin(\psi_{a0} + \varphi_0) \\ Y &= a_x + r_{a0} \cos(\psi_{a0} + \varphi_0), \end{aligned} \quad (2)$$

ahol r_{a0} a metszőkerék fejkör sugarára, a_x a pillanatnyi tengelytáv, ψ_{a0} a szerszám fejlécsúcs fogszöge, φ_0 a szerszám elfordulási szöge. (2) egyenletekben

$$\psi_{a0} = \frac{s_0}{d_0} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_{a0}, \quad (3)$$

ahol s_0 a metszőkerék osztóhengeri fogvastagsága, d_0 az osztóhenger átmérője, α a munkadarab alaprofilszöge, α_{a0} a szerszám fejköréhez tartozó profilszög,

$$\cos\alpha_{a0} = \frac{r_{b0}}{r_{a0}}. \quad (4)$$

(3)-ban az inv az ún. evolvens függvényt jelöli, melynek meghatározása az adott szög tangensének és radián értékének különbségként történik:

$$\text{inv}\alpha_{a0} = \tan\alpha_{a0} - \alpha_{a0} \quad (5)$$

$$\text{és } \text{inv}\alpha = \tan\alpha - \alpha. \quad (6)$$

A szerszám elfordulási szöge arányos a munkadarab φ elfordulásával és az u fogszámviszonnyal:

$$\varphi_0 = \frac{z_2}{z_0} \varphi = u\varphi. \quad (7)$$

A szerszám fejlécsúcsa által befutott pályagörbét a munkadarabhoz kötött, forgó x_2y_2 koordináta-rendszerben felírva

$$\begin{aligned} x_2 &= X \cos\varphi - Y \sin\varphi, \\ y_2 &= X \sin\varphi + Y \cos\varphi \end{aligned} \quad (8)$$

adódik. (2) behelyettesítése után

$$\begin{aligned} x_2 &= r_{a0} \sin[\psi_{a0} + (u-1)\varphi] - a_x \sin\varphi, \\ y_2 &= r_{a0} \cos[\psi_{a0} + (u-1)\varphi] + a_x \cos\varphi \end{aligned} \quad (9)$$

egyenleteket kapjuk, melyekről megállapítható, hogy hipocikloist írnak le. Átírva poláris koordinátákra:

$$\begin{aligned} R &= \sqrt{x_2^2 + y_2^2} = \\ &= \sqrt{a_x^2 + r_{a0}^2 + 2a_x r_{a0} \cos(u\varphi + \psi_{a0})}, \end{aligned} \quad (10)$$

valamint

$$\theta = \arctan\left(\frac{x_2}{y_2}\right) \quad (11)$$

összefüggéseket kapunk.

A hipociklois és a belső fogazatú fogaskerék fejkörének metszéspontjában $R = r_{a2}$. Ezt figyelembe véve (10)-ből

$$\varphi = \frac{1}{u} \left(\arccos \frac{r_{a2}^2 - r_{a0}^2 - a_x^2}{2a_x r_{a0}} - \psi_{a0} \right), \quad (12)$$

amit (9)-be helyettesítve megkapjuk a metszéspont x_2, y_2 koordinátáit, adott a_x tengelytávnál. x_2, y_2 ismeretében (11)-ből θ meghatározható.

A fogfej-lenyesés elkerülhető, ha $\theta \leq \eta_{a2}$, ahol

$$\eta_{a2} = \frac{e_2}{2} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_{a2} \quad (13)$$

a belső fogazatú fogaskerék fejkörén lévő profilpont fogárokszöge. (13)-ban e_2 a fogárok szélessége az osztókörön, α_{a2} a munkadarab fejköréhez tartozó profilszög, és α az alaprofilszög.

A leírtakat az $a_{\min} \leq a_x \leq a_c$ tartományban elvégezve, a fogfej-lemetszés kizárható, ha a tartomány egészére teljesül a

$$\theta \leq \eta_{a2} \quad (14)$$

feltétel. Ha a károsodást kizáró (14) kritérium nem teljesül, akkor kisebb fogszámú metszőkerékkel kell választani.

5. A SZERSZÁM MEGVÁLASZTÁSÁNAK EGYSZERŰSÍTŐ FELTÉTELEI

5.1. A legnagyobb fogfej-lemetszés eltávolítása Polder [2, 3] kimutatta, hogy létezik egy olyan a_d tengelytáv, amelynél a fogfej-lemetszés mér-

téke a legnagyobb. Ugyanakkor minden a_d tengelytávhoz található egy $a_e > r_{b2} - r_{b0}$ tengelytáv az evolvens lefejtés tartományában, amelynél az evolvens profil eltávolítja a lemetszett részt. Ez a két tengelytáv a következőképpen határozható meg:

$$a_d = \sqrt{\frac{u-1}{u+1}(r_{a2}^2 - r_{a0}^2)}, \quad (15)$$

ill.

$$a_e = \frac{r_{b2} - r_{b0}}{\cos \alpha_e}, \quad (16)$$

ahol az α_e kapcsolószög az

$$\operatorname{inv} \alpha_e = \frac{u}{u-1}(\theta + \operatorname{inv} \alpha_{a2}) - \frac{1}{u-1}(\operatorname{inv} \alpha_{a0} + \psi_0) \quad (17)$$

egyenletből vehető. (17) az $\eta = \theta$ feltételből adódik, ahol η a fogárokszög az a_e tengelytávnál, θ pedig (11)-ből határozható meg a_d behettesítésével.

Mindezek alapján megállapítható, hogy a fogfej-lemetszés nem okoz károsodást, ha az a_e tengelytávnál nagyobb az a_c gyártási tengelytáv.

Ugyanakkor azt is meg kell jegyezni, hogy a gyártás során csak néhány diszkrét tengelytáv valósul meg, és könnyen előfordulhat, hogy a legnagyobb fogfej-lemetszés létre sem jön.

5.2. Fogfej-lemetszés az evolvens tartományban

Az 5.1. alatt ismertetett módszer tovább egyszerűsíthető, ha a legnagyobb fogfej-lemetszés az evolvens lefejtés tartományába esik, azaz

$$a_d \geq r_{b2} - r_{b0}, \quad (18)$$

ami egyenértékű a fejpontbeli görbületi sugarakra felírt alábbi összefüggéssel:

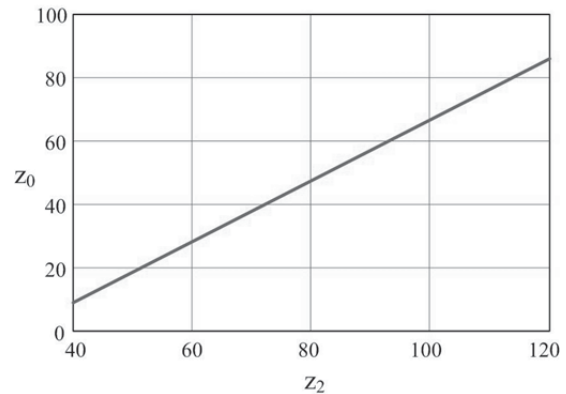
$$\rho_{a2} \geq \rho_{a0}. \quad (19)$$

Polder [2, 3] megállapította, hogy a (19) feltétel teljesülése esetén nem fordulhat elő fogfej-lemetszés. Ez a metszőkerék megválasztása szempontjából komoly segítséget jelenthet. Ugyanakkor célszerű megvizsgálni a gyakorlat számára használható tartományt.

Belátható, hogy a $\rho_{a2} > \rho_{a0}$ eset korlátozott, hiszen $\rho_{a2} - \rho_{a0} = a_c \sin \alpha_e$ a fejkörök kapcsolóvonalon való metsződését eredményezi, vagyis már nem képződik evolvens profil.

A metszőkerék kiválasztásához segítséget nyújthat a 4. ábra diagramja, mely $\rho_{a2} = \rho_{a0}$ esetre, a következő feltételek mellett készült:

- a profileltolási tényező a metszőkerékre és a belső fogazatú kerékre is nulla,
 - a szerszám fejmagassága 1,25 m,
 - a munkadarab fejmagassága 0,8 m.
- m a modul.



4. ábra. Metszőkerék fogszám-választása

6. ÖSSZEFOGLALÁS

A belső fogazatú fogaskerekek fogfej-lemetszés nélküli gyártása a metszőkerék helyes megválasztásával biztosítható. Jelen tanulmány bemutat egy általános számítási módszert és ismertet bizonyos korlátozott feltételek mellett érvényes megoldásokat, melyek adott esetekben a metszőkerék megválasztásának folyamatát egyszerűsíthetik.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A bemutatott kutató munka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 projekt eredményeire alapozva a TÁMOP 4.2.4.A/2-11-1-2012-0001 jelű "Nemzeti Kiválóság Program – Hazai hallgatói, illetve kutatói személyi támogatást biztosító rendszer kidolgozása és működtetése konvergencia program" projekt részeként az Európai Unió és Magyarország támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósult meg.

IRODALOM

- [1] Szente J.: Belső fogazatú fogaskerekek lefejtő szerszámjainak megválasztása. Egyetemi doktori értekezés. Miskolc, 1984. pp. 1-91.
- [2] Polder, J. W.: Overcut, a new theory for tip interference in internal gears. Journal of Mech. Eng. Science. 11 (1969) 6. pp. 583-591.
- [3] Polder, J. W.: Tip interference in Internal Gears. Congrès Mondial des Engrenages. Paris. 1977. 14 pages.

FELÜLETI ÉRDESSÉG FUZZY MODELL ALAPÚ BECSLÉSE FINOMESZTERGÁLÁSKOR

FUZZY MODEL BASED SURFACE ROUGHNESS PREDICTION OF FINE TUNING

Tóthné Laufer Edit*, Horváth Richárd**

ABSTRACT

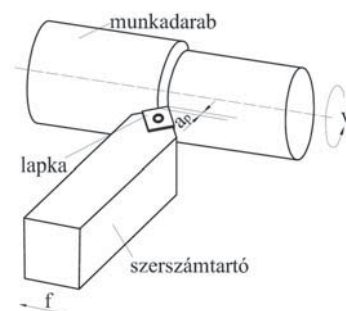
The quality and accuracy requirements of machined parts (e.g. geometric, and shape tolerances...) continue to grow even today. These requirements include, as an important criterion, the machined surface roughness. During machining the surface roughness depends largely on the cutting parameters (cutting speed, feed, depth of cut). The authors implemented a fuzzy-based predictive model based on the available measurement data, which is able to estimate the roughness parameters belongs to the different settings. Great advantage of the fuzzy approach is that the model can be constructed on the basis of relatively few measurements as the expert knowledge can be built into the system through the rule base. Consequently, the unnecessary, time consuming measurements can be eliminated. The study discusses die-cast (eutectic) aluminum alloy part, typically used in mass production, fine tuned by a diamond tool.

RÖVIDÍTÉSJEGYZÉK

- v_c – forgácsoló sebesség, m/min
- a_p – fogásmélység, mm
- f – előtolás, mm
- Ra – átlagos felületi érdesség, μm
- Rz – egyenetlenség magasság, μm
- AS12 – nyomásosan öntött eutektikus alumínium ötvözet
- PCD – polikristályos gyémánt
- ΔRa - átlagos felületi érdesség becsült és mért értékei közötti eltérés, μm
- ΔRz - egyenetlenség magasság becsült és mért értékei közötti eltérés, μm

1. BEVEZETÉS

Finomesztergáláskor, simító befejező műveleteknél fontos kritérium az érdesség, mint minőségi jellemző. A felületi érdesség függ a forgácsolási paramétereiktől (1. ábra).



1. ábra Esztergálás mozgásviszonyai

Technológiai tervezésben figyelembe kell venni, a kívánt (gyártandó) felületi érdességet. Az utóbbi években a megnövekedett felhasznált alapanyagok és korszerű szerszámanyagok miatt számos kutató foglalkozott prediktív modellek felállításával, melyek a forgácsolási paraméterek és a felületi érdesség között teremtenek kapcsolatot.

OğuzÇolak [1] Ti6Al4V anyag forgácsolhatóságát vizsgálta, hagyományos és nagy nyomású hűtési kondíciók között. Vizsgálataihoz CNMG0812 (Ti,Al)N+TiN bevonatos lapkát használt. Kísérleteit Taguchi L_9 alapján végezte. A forgácsoló sebességet, előtolást és a hűtést három szinten vizsgálta ($v_c=50-70-90$ m/min, $f=0,1-0,15-0,2$ mm, hűtés= 6-150-300 bar), míg a fogásmélységet $a_p=2$ mm állandó értéken tartotta. Olyan empirikus modellt épített Ra becsülésére (felvett teljesítményre, kW és forgácsleválasztási teljesítményre, cm^3/min) melyben a fogácsoló sebesség az előtolás és a hűtés szerepelt bemenő paraméterként. Majd mindhárom hűtési szinthez optimális forgácsolási paramétereket határozott meg.

Kemény esztergálás vizsgálatát végezték el HamdiAouici és társai [2]. AISI H11 anyagot esztergáltak, 40-45-50 HRC keménységgel. CBN7020 jelű szerszámot használtak, mely anyaga 57% CBN és 35% Ti(C, N). Olyan kísérlettervet hajtottak végre, amelyben változtatták 3 szinten a sebességet, előtolást és fogásmélységet ($v_c=120-180-240$ m/min, $f=0,08-0,12-0,16$ mm, $a_p=0,15-0,3-0,45$ mm). Munkájukban olyan empirikus egyenleteket építettek például átlagos felületi érdesség (Ra) becsülésére (és a forgácsoló erő három komponensére), melyben a forgácsolási paraméterek és a munkadarab keménysége is szerepelt.

* egyetemi docens, Óbudai Egyetem Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar, Mechanikai és Autótechnikai Intézet

** tanársegéd, Óbudai Egyetem Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar, Anyagtudományi és Gyártástechnológiai Intézet

A felületi érdesség és a forgácsoló erő komponensek minimalizálása mellett optimális forgácsolási paramétereket állapítottak meg.

Catalin Fetecau és Felicia Stan [3] kétféle politetrafluoretilén (PTFE) forgácsolhatóságát vizsgálták. Kísérleteikhez PCD (polikristályos gyémánt) szerszámot alkalmaztak. L_{27} Taguchi tervükben a forgácsolási paramétereket és a szerszám csúcssugarát 3 szinten változtatták ($v_c = 51,02-128,58-163,28$ m/min; $f=0,053-0,167-0,25$ mm; $a_p=0,5-1,5-2$, $r_e = 0,4-0,8-1,2$ mm). Eredményül felületi érdesség becslésére olyan egyenleteket építettek mindkét anyagra, melyben bemenő paraméterként a forgácsolási paraméterek szerepelnek.

Selvaraj és társai [4] kétféle korrózióálló acél forgácsolhatóságát vizsgálták száraz körülmények között. Kutatásukban TiC és TiCN bevonatos szerszámot használtak (lapka kód: SNMG 120408 MT TT5100). A forgácsolási sebességet és a fogásmélységet 3 szinten változtatták ($v_c=80-100-120$ m/min, $f=0.04-0.08-0.12$ mm), míg a fogásmélységet konstans értéken tartották ($a_p=0.5$ mm). Megállapították, hogy mindkét anyagnál a legkisebb érdességet 100 m/min-es forgácsoló sebességnél és 0,04 mm-es előtolásnál kapták, illetve, hogy a felületi érdességre az előtolásnak van nagy hatása majd a forgácsoló sebességnek.

Barzani és társai [5] nyomásosan öntött Al-Si-Cu-Fe ötvözet forgácsolhatóságát vizsgálták, négyféle alapanyagon: normál alapanyag, illetve Bizmuttal (Bi), Stronciummal (Sr) és Antimonnal (Sb) erősített típuson. Kutatásukban TiN bevonatos szerszámot használtak (lapka kód: VBGT110302F). A forgácsoló sebességet és az előtolást három szinten változtatták ($v_c=70-130-250$ m/min; $f=0,05-0,01-0,15$ mm), míg a fogásmélységet konstans értéken tartották ($a_p= 0,5$ mm). 36 mérési pontból álló kísérlettervet végeztek el, illetve megállapították a bemenő paraméterek és a mért kimenő paraméter (felületi érdesség) tagsági függvényeit. Ezek alapján fuzzy módszerrel prediktív modellt alkottak a felületi érdesség meghatározására.

A felületi érdesség minimalizálását végezte el Gok [6] fuzzy módszerrel gömbgrafitos öntöttvas esetén. Kísérleti pontjainak meghatározásához úgynevezett L_{16} -os (3^4) Taguchi tervet használt, melyben a bemenő három forgácsolási paramétert 4 szinten változtatta ($v_c=50-100-150-200$ m/min; $f=0,05-0,075-0,01-0,125$ mm; $a_p= 0,5-1-1,5-2$ mm).

A szerzők már foglalkoztak alumínium finomesztergálásának vizsgálatával. Válasz felületek módszerével olyan prediktív modelleket alkottak, ahol a bemenő forgácsolási paraméterek mellett a szerszám élyanyaga és a munkadarab alapanyaga is szerepel az egyenletekben, mint minőségi változó [7, 8, 9]. Különböző élgeometriájú szerszámoknál kimutatták, hogy a felületi érdesség statisztikai paraméterei az élgeometriától függenek [10].

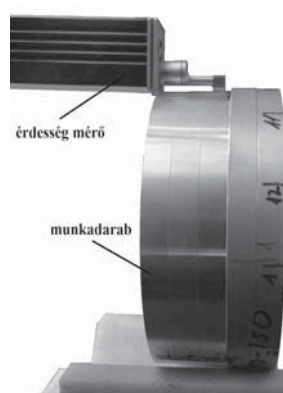
Továbbá egy olyan fuzzy alapú modellt dolgoztak ki, ami a különböző forgácsolási beállításokhoz egy jósági tényezőt rendel, figyelembe véve a felületi érdesség

mellett a termelékenységet is. Ez a jósági tényező lehetővé teszi az egyes beállítások rangsorolását és a legmegfelelőbb értékek (forgácsoló sebesség, előtolás, fogásmélység) kiválasztását [12].

2. ANYAG ÉS MÓDSZER

2.1. Kísérletekben alkalmazott eszközök

A vizsgálatokhoz nyomásosan öntött alumínium alkatrészeket használtunk fel. Az eutektikus alapanyag (AS12) összetétele a következő: Al = 88.43 %, Si = 11.57 %. A munkadarab keménysége pedig: $64\pm 2HB_{2,5/62,5/30}$. A kísérletekre rendelkezésre álló munkadarab befoglaló mérete: $\varnothing 110 \times 40$ mm. A felületi érdesség értékek Mitutoyo SJ-301-es érdességmérővel a kísérleti pontokban 12-szer (30° -onként) lettek mérve (2. ábra).



2. ábra Felületi érdesség mérése

A kísérletben felhasznált szerszám kódja: DCGW 11T304, élgeometria: ISO, élyanyaga: PCD (polikristályos gyémánt). A szerszám tartó specifikációja: SDJCR 1616H 11.

A vizsgálatok NCT euroturn 12b CNC esztergagépen történtek (maximális főorsó fordulatszám = 6000 1/min, teljesítmény = 7 kW).

2.2. Mért paraméterek

Az iparban is leggyakrabban használt két (R_a – átlagos felületi érdesség, R_z egyenetlenség magasság) felületi érdességi jellemzők lettek meghatározva.

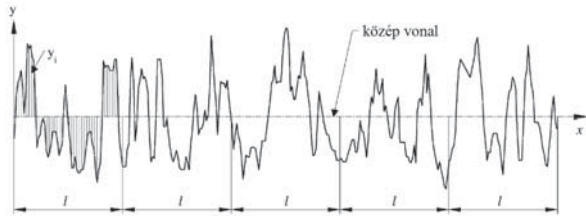
2.1.1 Átlagos felületi érdesség (R_a)

Az átlagos felületi érdesség az egyik leggyakrabban használt magasságirányú jellemző. Ennek az az oka, hogy könnyű mérni és értékének megváltozásával széleskörű megállapításokat lehet tenni mind az alapanyagra, mind a szerszámra való tekintettel. Meghatározásánál az alaphosszon mért valós profil pontjai és a középvonal közötti távolságok abszolút

értékének számtani átlagaként lehet értelmezni. (3. ábra). Matematikai definíciója:

$$Ra = \frac{1}{l} \int_0^l |y(x)| dx \quad (1)$$

$$Ra = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i| \quad (2)$$

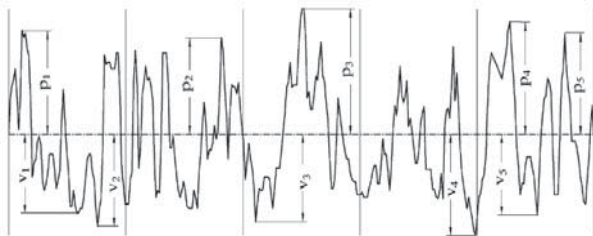


3. ábra Átlagos felületi érdesség (Ra) [11 alapján]
Azonban az Ra felületi érdesség nem képes különbséget tenni a csúcs- és a völgy tartományok között. Emiatt indokolt pl.: az Rz paraméter mérése.

2.1.2 Egyenetlenség magasság (Rz)

Az egyenetlenség magasságot az alaphosszon mért profil öt legmagasabb csúcs és öt legmélyebb völgy távolságának átlagaként lehet értelmezni (4. ábra). Matematikai definíciója:

$$Rz_{(ISO)} = \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n p_i - \sum_{i=1}^n v_i \right) \quad (3)$$



4. ábra Egyenetlenség magasság (Rz) [11 alapján]

A felületi érdességmérés hibájával, az érdességmérőképességével foglalkozott Á. Drégelyi és Á. Cziffra [13]. Különböző technológiával forgácsolt felületek érdességi paramétereinek vizsgálatát végezte el G. N. Tóth et al. [14].

Mind a kettő felületi érdességmérésről szól, ez a felületi érdességmérés hibájáról

Ez meg a gyártott felületek méréséről:

2.3 Alkalmazott kísérletterv

A kísérleti pontok meghatározásához ún. centrál kompozit kísérlettervet alkalmaztunk. A forgácsolási paraméterek tartománya úgy lett beállítva, hogy minél nagyobb finomesztergálási tartományt fedjen le. A

bemenő forgácsoló paramétereket 5 szinten vizsgálva azok értékét mutatja az 1. táblázat.

1. táblázat Az egyes szintekhez tartozó forgácsolási paraméterek

szintek	v_c , m/min	f , mm	a_p , mm
-1,28719	500	0,05	0,2
-1	667	0,058	0,267
0	1250	0,085	0,5
1	1833	0,112	0,733
1,28719	2000	0,12	0,8

Az 1. táblázatból és a választott centrál kompozit kísérlettervből adódnak a kísérleti pontok (2. táblázat).

2. táblázat Forgácsolási paraméterek szintjei a kísérleti pontokban

Kísérleti pontok	v_c	f	a_p
1	-1	-1	-1
2	-1	-1	1
3	-1	1	-1
4	-1	1	1
5	1	-1	-1
6	1	-1	1
7	1	1	1
8	1	1	1
9	-1,28719	0	0
10	1,28719	0	0
11	0	-1,28719	0
12	0	1,28719	0
13	0	-1	-1,28719
14	0	-1	1,28719
15	0	0	0
16	0	0	0

2.4. A fuzzy modell

A fuzzy megközelítés bevezetése L. A. Zadeh nevéhez fűződik, aki 1965-ben mutatott be egy olyan új módszert, ami alkalmas a korábban matematikailag leírhatatlannak tűnő nyelvi fogalmak leírására [15]. A fuzzy alapú rendszerek képesek az adatokban és a kiértékelésben rejlő bizonytalanságok, pontatlanságok és szubjektivitás kezelésére, ilyen módon reálisabb eredményt szolgáltatnak. Az ilyen típusú modellek rendkívül jól használhatók azokban az esetekben is, amikor nem áll rendelkezésre elegendő adat a statisztikai modell megalkotásához, vagy az ok-okozati összefüggés nem elég pontosan meghatározható, vagyis a prediktív modellek gyakran alkalmazott eszköze [16].

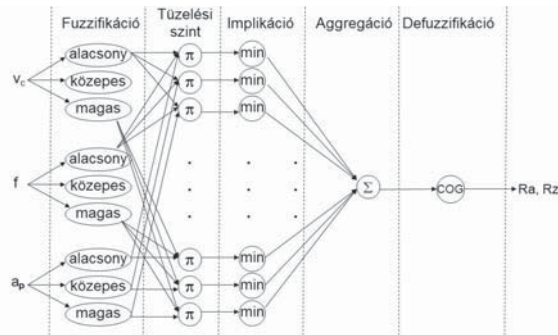
A fenti előnyök remekül kihasználhatók az érdességi paraméterek előrejelzését szolgáló modell esetén, mivel a beállítások (forgácsoló sebesség, előtolás, fogásmélység) összes lehetséges kombinációjára elvégezni a méréseket rendkívül idő- és költségigényes feladat, ezért a gyakorlatban ezt nem is szokás

elvégezni. Ennek kiváltására lehet alkalmas egy prediktív modell, ami néhány jellemző mérési adat alapján képes előre jelezni a várható érdességi paramétereket. A szerzők erre a célra egy fuzzy alapú modellt dolgoztak ki az alkalmasan megválasztott forgácsolási beállítások mérési eredményét figyelembe véve és a szakértői tudás szabálybázison keresztül történő beépítésével.

A fuzzy modellben a kiértékelés Mamdani-típusú következtetési rendszer alapján történik [17]. A rendszer bemenetei a forgácsoló sebesség (v_c), az előtolás (f), és a fogásmélység (a_p), a rendszer által becsült kimeneti paraméterek pedig az átlagos felületi érdesség (Ra), és az egyenetlenség magasság (Rz). A kiértékelés a szakértői tudást reprezentáló szabálybázis alapján történik, melynek általános alakja a következőképpen definiálható:

$$HA\ x_1 = A_{1,i_1}\ \text{és}\ \dots\ \text{és}\ x_n = A_{n,i_n}\ \text{AKKOR}\ y = Y_{i_1, \dots, i_n} \quad (4)$$

ahol A_{k,i_k} a k -adik bemenethez tartozó i_k – adikantecedens halmaz, Y_{i_1, \dots, i_n} a szabály konzekvens része, $i_j = 1..n_j$, és n_j a j -edik bemenethez tartozó antecedens halmazok száma. A szabálypremisszák a bemenetekhez tartozó antecedens halmazok összes lehetséges kombinációjaként állíthatók elő. A kiértékelés lépéseit a 5. ábra, a kiértékelés során alkalmazott szabályrendszert a 3. táblázat szemlélteti, a következőkben pedig a kiértékelés folyamatának részletes, lépésenkénti bemutatása történik.



5. ábra A fuzzy kiértékelés lépései

3. táblázat A kiértékelés során alkalmazott szabályrendszer

Bemenetek			Kimenetek	
v_c	f	a_p	Ra	Rz
alacsony	alacsony	alacsony	kiváló	kiváló
alacsony	alacsony	közepes	kiváló	kiváló
alacsony	alacsony	magas	kiváló	kiváló
alacsony	közepes	alacsony	kiváló	jó
alacsony	közepes	közepes	jó	jó
alacsony	közepes	magas	jó	jó
alacsony	magas	alacsony	közepes	közepes
alacsony	magas	közepes	rossz	közepes

alacsony	magas	magas	közepes	rossz
közepes	alacsony	alacsony	kiváló	kiváló
közepes	alacsony	közepes	kiváló	kiváló
közepes	alacsony	magas	jó	jó
közepes	közepes	alacsony	közepes	közepes
közepes	közepes	közepes	jó	közepes
közepes	közepes	magas	jó	közepes
közepes	magas	alacsony	jó	rossz
közepes	magas	közepes	rossz	rossz
közepes	magas	magas	rossz	rossz
magas	alacsony	alacsony	kiváló	jó
magas	alacsony	közepes	kiváló	jó
magas	alacsony	magas	jó	jó
magas	közepes	alacsony	jó	jó
magas	közepes	közepes	jó	jó
magas	közepes	magas	jó	közepes
magas	magas	alacsony	jó	jó
magas	magas	közepes	jó	közepes
magas	magas	magas	jó	kiváló

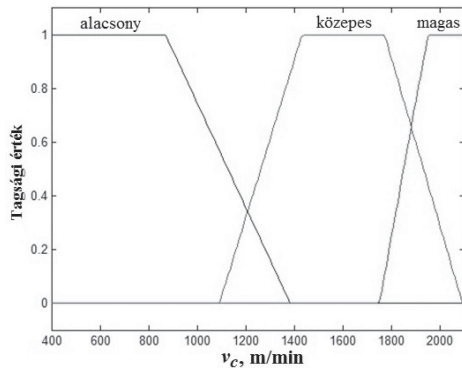
(4)

A kiértékelés első lépése a fuzzifikáció, amikor a bemeneti értékhez egy tagsági értéket rendelünk. Ez a hozzárendelés a tagsági függvény segítségével történik, ami a karakterisztikus függvény általánosítása. Itt az eredmény nem az, hogy az adott érték a halmazhoz tartozik-e, hanem a halmazhoz tartozás mértéke definiálható. A szerzők prediktív modelljében minden bemeneti paraméterhez három különböző halmaz tartozik (alacsony, közepes, magas), ennek megfelelően a kiértékelés első lépésében a konkrét értékről azt lehet tudni, hogy az mennyire tekinthető alacsonynak, közepesnek, vagy magasnak. Az alkalmazott tagsági függvény trapéz alakú és a következőképpen definiálható:

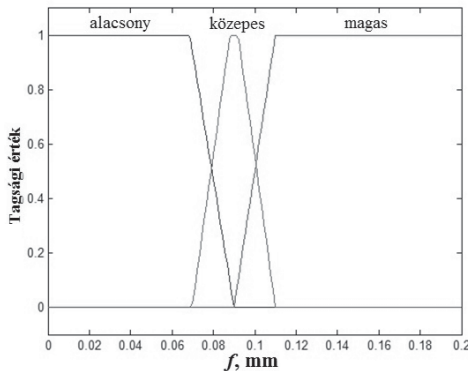
$$\mu_{A_{i_k}}(x) = \begin{cases} 0 & x \leq a_{i_k} \\ \frac{x - a_{i_k}}{b_{i_k} - a_{i_k}} & a_{i_k} \leq x \leq b_{i_k} \\ 1 & b_{i_k} \leq x \leq c_{i_k} \\ \frac{d_{i_k} - x}{d_{i_k} - c_{i_k}} & c_{i_k} \leq x \leq d_{i_k} \\ 0 & d_{i_k} \leq x \end{cases} \quad (5)$$

ahol a_{i_k} , b_{i_k} , c_{i_k} , és d_{i_k} a tagsági függvény paraméterek, annak töréspontjait definiálják.

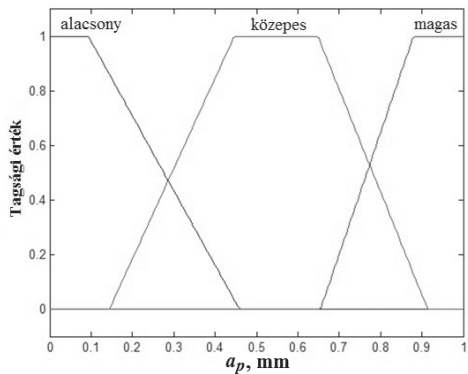
Az egyes bemenetekhez tartozó tagsági függvények az 6-8. ábrákon láthatóak.



6. ábra A forgácsolósebesség tagsági függvényei



7. ábra Az előtolás tagsági függvényei



8. ábra A fogásmélység tagsági függvényei

A kiértékelés második lépésében a bemenetekhez tartozó fuzzifikált értékek konjunkciós operátor általi összekapcsolása történik, hogy azok együttes hatása értelmezhető legyen. Ez az összekapcsolás képezi a 3. táblázatban látható szabályok feltétel részének (szabálypremissza) értékét, eredménye az úgynevezett tüzelési szint (w_i). A modellben a szorzat operátort alkalmaztuk:

$$w_i = \mu_{A_{ik}}(v_c) \mu_{B_{ik}}(f) \mu_{C_{ik}}(a_p) \quad (6)$$

ahol $\mu_{A_{ik}}(v_c)$, $\mu_{B_{ik}}(f)$, és $\mu_{C_{ik}}(a_p)$ rendre a v_c , f , a_p bemenetek tagsági értékei.

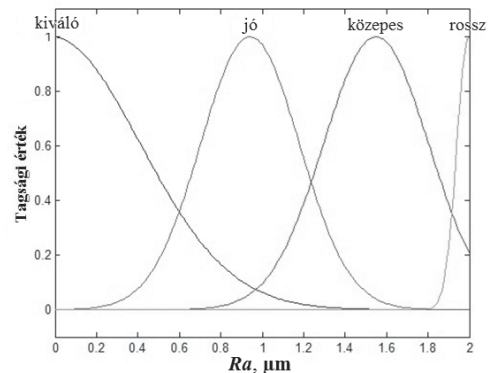
Ezt követi az implikáció művelete, melynek eredményeként azt kapjuk meg, hogy az adott szabály milyen mértékben szerepel a végső következmény előállításában. Ez az eredmény a tüzelési szint és a konzekvens halmaz valamilyen megfelelően választott operátor általi összekapcsolásával kaphatjuk, jelen esetben a minimum operátort alkalmazva:

$$y_{Y_i} = \min(w_i, \mu_{Y_i}) \quad (7)$$

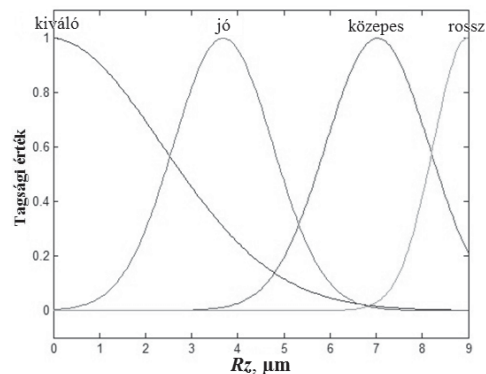
ahol w_i az i -edik szabályhoz tartozó tüzelési szint és μ_{Y_i} az i -edik szabályhoz tartozó konzekvens halmaz. Az érdességi paraméterekhez tartozó konzekvens halmazok esetén Gauss-típusú tagsági függvényt alkalmaztunk, ami (8) segítségével definiálható. A kimenetekhez tartozó konkrét halmazokat a 9-10. ábra szemlélteti. Az egyes szabályokhoz rendelt konzekvens halmazok értéke a 3. táblázat kimeneti részében látható.

$$\mu_{B_i}(y) = e^{-\frac{(x-m)^2}{2\sigma^2}} \quad (8)$$

ahol m a középpont helye, σ a szétterülés mértéke.



9. ábra Az átlagos felületi érdességhez tartozó konzekvens halmazok



10. ábra Az egyenetlenség magassághoz tartozó konzekvens halmazok

A kiértékelés következő lépésében a szabályonként kapott konzekvens halmazokat aggregálni kell a

rendszer teljes kimenetének meghatározása érdekében. A modellben ez a konzekvensek súlyozott összegeként állítható elő.

$$y = \frac{\sum_{i=1}^n w_i y_{y_i}}{\sum_{i=1}^n w_i} \quad (9)$$

ahol w_i az i -edik szabályhoz tartozó tüzelési szint, y_{y_i} az i -edik szabályhoz tartozó konzekvens, és n a szabályok száma.

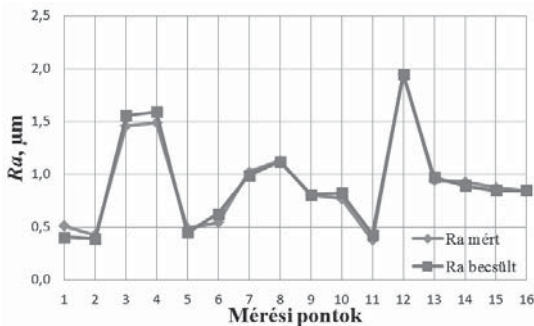
Az aggregáció eredménye egy bonyolult alakú halmaz is lehet, ezért a könnyebb értelmezhetőség és kezelhetőség érdekében ezt defuzzifikálni kell. Ebben a lépésben a halmazhoz egy olyan crisp értéket rendelünk hozzá, ami a lehető legjobban reprezentálja a kapott halmazt. Az alkalmazott módszer a halmaz súlyközpontjának meghatározása:

$$y_{out} = \frac{\int_{y \in \mu_Y} \mu_Y(y) y dy}{\int_{y \in \mu_Y} \mu_Y(y) dy} \quad (10)$$

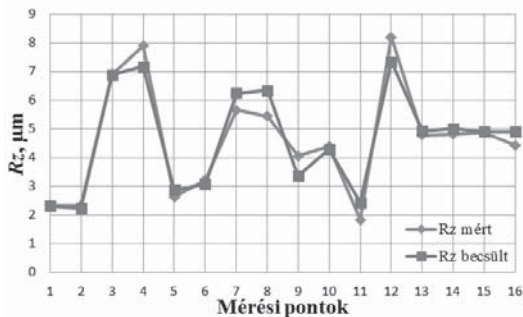
ahol μ_Y a szabály konzekvens.

3. EREDMÉNYEK

A prediktív modell megvalósítása Matlab Fuzzy Logic Toolbox környezetben történt, az így kapott becült értékeket hasonlítottuk össze a mérési eredményekkel. Az eredményekből jól látszik, hogy mind az Ra mind az Rz esetében a mért és a becült értékek igen közel esnek egymáshoz (11. ábra).



a) A mért és a becült átlagos felületi érdesség (Ra) értékei a kísérleti pontok függvényében



b) A mért és a becült egyenetlenség magasság (Rz) értékei a kísérleti pontok függvényében

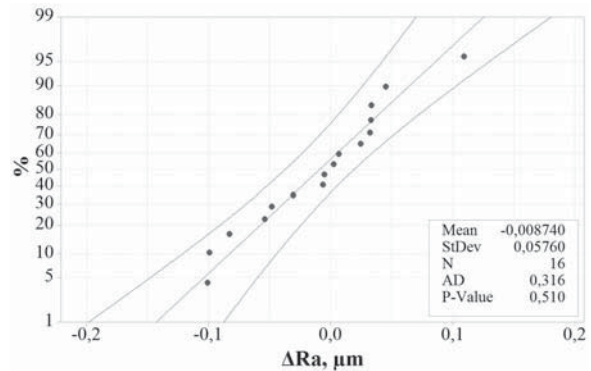
11. ábra A mért és a becült Ra és Rz felületi érdesség értékek összehasonlítása

Minden mérési pontban meghatározva a mért értékek és a becült értékek közötti különbséget:

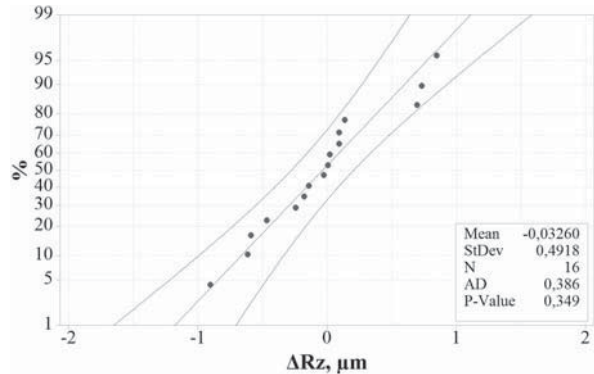
$$\Delta Ra = Ra_{mért} - Ra_{becsült} \quad (11)$$

$$\Delta Rz = Rz_{mért} - Rz_{becsült} \quad (12)$$

Átlagos felületi érdesség (Ra) esetén a ΔRa értékek $0,11 \mu\text{m}$ és $-0,1 \mu\text{m}$ közöttiek, míg egyenetlenség magasság (Rz) esetén a ΔRz $-0,9 \mu\text{m}$ és $0,85 \mu\text{m}$ közötti értékűek. A reziduumok elemzése (12. ábra) jól mutatja, hogy az eltérések normáloszlást követnek. A hibák várható értékének becslése 0 érték körüli és azoknak szórása Ra esetében $0,057 \mu\text{m}$, míg Rz esetében $0,49 \mu\text{m}$.



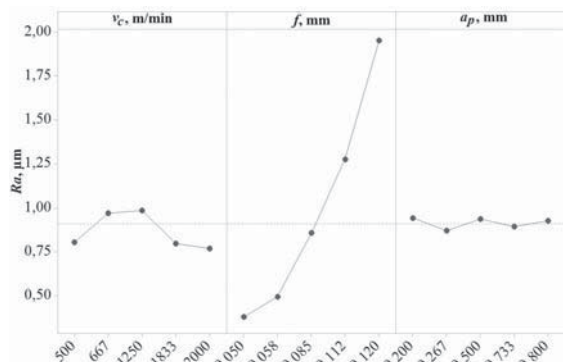
a) Átlagos felületi érdesség (ΔRa) reziduumok ábrázolása normalitás hálón



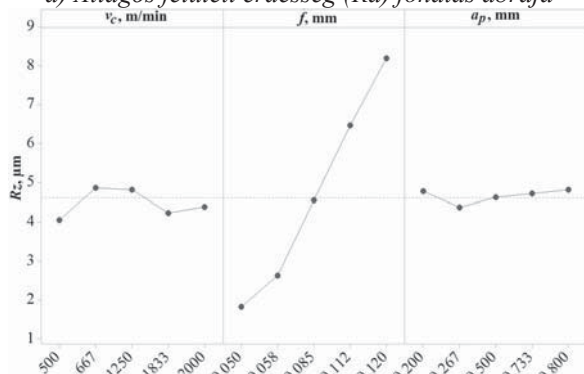
b) Átlagos felületi érdesség (ΔRz) reziduumok ábrázolása normalitás hálón

12. ábra Reziduumok ábrázolása normalitás hálón

Szignifikancia vizsgálat bizonyította, hogy szignifikáns hatása gyakorlatilag az előtolásnak van. Ez a főhatás ábrákon is jól látszik. A 13. ábrából kitűnik, hogy a beállítható forgácsoló paraméterek közül az előtolás növelésével növekszik a felületi érdesség értéke is, míg a másik két paraméternek – a forgácsoló sebesség, illetve a fogásmélység – nincs szignifikáns hatása. Ez a megállapítás mindkét érdességi paraméterre (Ra , Rz) igaz. Ezért a termelékenységet is figyelembe véve kis előtolás mellett, nagy forgácsoló sebesség ajánlott.



a) Átlagos felületi érdesség (Ra) főhatás ábrája



b) Egyenetlenség magasság (Rz) főhatás ábrája

13. ábra Főhatás ábrák

4. KONKLÚZIÓ

Finomsztergálás közben a gyártott felületi érdesség fontos kritérium. Ezért technológiai előtervezésben azok becslése elengedhetetlen. A felületi érdességre a forgácsolási paraméterek nagy hatással vannak (forgácsolási sebesség, előtolás, fogásmélység). Ebben a cikkben egy eutektikus tömeggyártásban alkalmazott nyomásosan öntött alumínium ötvözet finomsztergálásának vizsgálatát végeztük el kísérletterv segítségével. Mivel a forgácsolási paraméterek összes lehetséges kombinációjára rendkívül idő- és költségigényes lenne elvégezni a méréseket, felmerült az igény egy olyan prediktív modell megalkotására, ami ezt képes kiváltani. A fuzzy megközelítés alapján épített modell alkalmas arra, hogy segítségével viszonylag kevés mérési adatból, a szakértői tudás beépítésével megoldjuk ezt a feladatot. A szerzők által létrehozott fuzzy alapú prediktív modellen végzett vizsgálatokból az alábbi következtetések vonhatók le:

- forgácsoláskutatásban a kísérletterv alkalmazása kiválóan használható technika, hiszen a mérési pontok redukálása idő és költség hatékony;
- a felületi érdességre (R_a , R_z), az előtolásnak van szignifikáns hatása. Az előtolás növelésével növekszik a felületi érdesség is;
- korszerű gyémánt szerszámmal a vizsgált eutektikus alumínium ötvözetnél alacsony előtolás értékkel gyártható $R_a < 0,5 \mu\text{m}$ felület;

- az érdesség minimalizálását és a termelékenységet is figyelembe véve, alacsony előtolási érték és minél nagyobb forgácsoló sebesség érték ajánlott;
- az alkalmazott fuzzy módszer remekül használható az érdességi paraméterek előrejelzését szolgáló modell esetén;
- a fuzzy módszerrel felállított prediktív modell technológiai előtervezésben megfelelő pontossággal megközelíti a mért értékeket;
- a mért és a becslt értékek közötti eltérés (ΔR_a , ΔR_z) normális eloszlást mutat, alacsony szórással és közel 0 várható értékkel.

6. IRODALOM

- [1] ÇOLAKO.: Optimization of Machining Performance in High-Pressure Assisted Turning of Ti6Al4V Alloy, *Strojnikvestnik - Journal of Mechanical Engineering* Vol. 60, No. 10, (2014), pp. 675-681, DOI:10.5545/sv-jme.2013.1079 DOI:10.5545/sv-jme.2013.1079
- [2] AOUCIH., YALLESEMA., CHAOUI, K., MABROUKIT., RIGALJ.-F.: Analysis of surface roughness and cutting force components in hard turning with CBN tool: Prediction model and cutting conditions optimization, *Measurement* 45 (2012) pp. 344-353, doi:10.1016/j.measurement.2011.11.011
- [3] FETECAUC., STANF.: Study of cutting force and surface roughness in the turning of polytetrafluoroethylene composites with a polycrystalline diamond tool, *Measurement* Vol. 45 (2012) pp. 1367-1379, <http://dx.doi.org/10.1016/j.measurement.2012.03.030>
- [4] SELVARAJ D.P., CHANDRAMOHAN P., MOHANRAJ M.: Optimization of surface roughness, cutting force and tool wear of nitrogen alloyed duplex stainless steel in a dry turning process using Taguchi method, *Measurement* Vol. 49, (2014) pp. 205-215, <http://dx.doi.org/10.1016/j.measurement.2013.11.037>
- [5] BARZANIM.M., ZALNEZHADA., SARHANA.A.D., FARAHANYS., RAMESHS.: Fuzzy logic based model for predicting surface roughness of machined Al-Si-Cu-Fe die casting alloy using different additives-turning, *Measurement* Vol. 61, (2015) pp. 150-161, <http://dx.doi.org/10.1016/j.measurement.2014.10.003>
- [6] GOKA.: A new approach to minimization of the surface roughness and cutting force via fuzzy TOPSIS, multi-objective grey design and RSA, *Measurement* Vol. 70, (2015) pp. 100-109, <http://dx.doi.org/10.1016/j.measurement.2015.03.037>

- [7] HORVÁTHR., DRÉGELYI-KISSÁ.: Analysis of surface roughness of aluminum alloys finished: United phenomenological models and multi-performance optimization, *Measurement* Vol. 65, (2015) pp. 181–192, <http://dx.doi.org/10.1016/j.measurement.2015.01.013>
- [8] HORVÁTHR., DRÉGELYI-KISSÁ., MÁTYÁSIGY.: Application of RSM Method for the Examination of Diamond Tools, *Acta Polytechnica Hungarica* Vol. 11, No. 2, (2014) pp. 137–147, DOI: 10.12700/APH.11.02.2014.02.8
- [9] HORVÁTHR., DRÉGELYI-KISSÁ., MÁTYÁSIGY.: The examination of surface roughness parameters in the finishing of Hypereutectical aluminum alloys, *U.P.B. Sci. Bull., Series D*, Vol. 77, No. 2, (2015) pp. 205–216,
- [10] HORVÁTHR., CZIFRAÁ., DRÉGELYI-KISSÁ.: Effect of conventional and non-conventional tool geometries to skewness and kurtosis of surface roughness in case of finishing of aluminium alloys with diamond tools, *Int J Adv Manuf Technol* Vol. 78, (2015) pp. 297–304, DOI 10.1007/s00170-014-6642-5
- [11] GADELMAWLAE.S., KOURAM.M., MAKSOUD T.M.A., ELEWAL.M., SOLIMANH.H.: Roughness parameters, *Journal of Materials Processing Technology* Vol. 123, (2002), pp. 133-145,
- [12] HORVÁTHR., TÓTH-LAUFERE.: Fuzzy Model-Based Cutting Parameter Combination Optimization, 18th International Conference on Intelligent Engineering Systems - INES 2014, Tihany, Hungary, July 3-5, (2015), pp. 151-155, doi: 10.1109/INES.2014.6909359
- [13] DRÉGELYI-KISS Á., CZIFRA Á.: Measurement uncertainty and gauge capability of surface roughness measurements in the automotive industry: a case study. *Surface Topography: Metrology and Properties*, Vol. 2, No.3, (2014), pp. 1-7,
- [14] TÓTH G. N.; DRÉGELYI-KISS Á.; PALÁSTI-KOVÁCS B.: Analysis of the microgeometric parameters of cut surfaces, *Pollack Periodica: An International Journal for Engineering and Information Sciences*, Vol.8, No. 2, (2013), pp. 55-66,
- [15] ZADEHL. A.: “Fuzzy sets,” *Information and Control*, Vol. 8, No. 3, (1965) pp. 338-353,
- [16] BESSISSAL., BOUKEZZIL., MAHID.: A Fuzzy Logic Approach to Model and Predict HV Cable Insulation Behaviour under Thermal Aging, *Acta Polytechnica Hungarica*, Vol. 11, No. 3, (2014), pp. 107–123, doi:10.12700/APH.11.03.2014.03.7
- [17] KÓCZY T. L., TIKK D., Fuzzy rendszerek, Digitális Tankönyvtár, Typotex, www.typotex.hu/e_book.htm

TECHNOLÓGIAI KÖZEGBEN ÜZEMELŐ NEMFÉM GÖRDÜLŐELEMES CSAPÁGYAK VIZSGÁLATÁNAK MÓDSZERE, ESZKÖZEI

METHODS AND TOOLS FOR STUDY OF NON-METALLIC ROLLING-ELEMENT BEARINGS WHICH USE IN A PROCESS FLUID

*Nagy Dániel, Dr. Szendrő Péter Ds.C, Dr. Bense László Ph.D.,
Szent István Egyetem, Gépészmérnöki Kar*

ABSTRACT

The widely used metal rolling bearings are only suitable for use in a process fluid by solving serious difficulties in sealing. Process fluids (water, alkali or acid fluids, apple juice, wine or perhaps milk...) have an adverse effect on the operation of bearings. In these cases, on the one hand the occurring corrosive effects must be expected as well as the inadequate lubrication of bearings. By now, due to the large development of materials science and manufacturing processes bearings with plastic outer and inner race and some kind of aseptic rolling element (e.g. glass, acid-resistant steel or ceramic) have appeared in the areas of rolling bearings.

Key words: Non-metallic rolling bearings, plastic rolling bearings, bearing geometry, bearings temperature measurement

1. BEVEZETÉS

Napjainkra az anyagtudomány, és a gyártási folyamatok nagymértékű fejlődésének köszönhetően a gördülőcsapágyak területén is megjelentek új anyagok. A műanyagok rohamos fejlődése és a műszaki műanyagok megjelenése lehetővé tette, hogy a gördülőcsapágyak esetében is új anyagok kerüljenek felhasználásra. Manapság a csapágyak különböző anyagokból állhatnak a műszaki élet rendelkezésére, a műanyagtól kezdve, az üvegen, kerámián keresztül, a hagyományos fémekig, igen nagy választék áll a tervezők, felhasználók rendelkezésére. Ezek az új csapágyanyagok eddig nem alkalmazott területeken is lehetővé tették a gördülőcsapágyak alkalmazását. Ilyen például a textilipar, a gyógyszeripar, és egyre inkább az élelmiszeripar is [1].



1. ábra. Igus Xiros B180 poliamid külső- és belsőgyűrűvel, valamint üveg és saválló acél gördülőelemmel ellátott műanyag csapágy [4]

Bár a nemfém csapágyak technikai fejlődése, és felhasználásuknak mértéke egyértelműen növekvő tendenciát mutat az elmúlt 20 évre visszatekintve, ezeket a fejlesztési irányokat nem követték laboratóriumi kutatások. A napjainkban fellelhető kutatások vagy egy-egy nemfém csapágyanyag tulajdonságaival foglalkoznak, vagy a fém és nemfém csapágyak alapvető összehasonlításával. Azzal a felvetéssel, probléma megfogalmazással eddig egyik kutató sem foglalkozott, hogy technológiai közeg hatására (különböző folyékony anyagok) hogyan viselkedik a csapágy, a csapágyakra jellemző alapvető tulajdonságok esetében. Így a téma időszerűnek tekinthető, jelentősége is igen távolra mutathat.

2. A KUTATÁSI PROGRAM CÉLKITŪZÉSE
Munkánk célja, egy olyan kutatási program lefolytatása, amely eredménye segédeszközt biztosíthat a nemfém csapágyakat használó tervezőknek, üzemeltetőknek. Fontosnak tartjuk meghatározni ezeknek a különleges anyagból készült gépelemeknek a működési határaikat, alapvetően a működési hőmérsékletük alapján. Másik kutatási irányként a helyes szerelési illesztések megválasztásához szolgálhatna eredménnyel, különböző technológiai közegek esetén.

3. A MÉRŐBERENDEZÉSSSEL SZEMBEN FELÁLLÍTOTT KÖVETELMÉNYEK

Vizsgálataink során alapvetően a csapágyak hőmérsékletváltozásának mérését tűztük ki

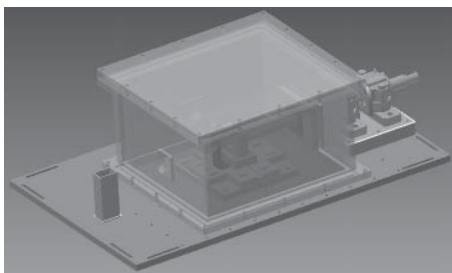
célul, különböző terhelési viszonyok (radiális- és axiális terhelés), valamint eltérő futási beállítások (fordulatszám) esetén. A csapágműködést befolyásoló paraméterek pontos beállíthatóságán túl igen nagy jelentőséggel bír a technológiai közeg jelenléte, a nemfém gördülőelemes csapágyak technológiai közegben történő futása.

4. A CSAPÁGYVIZSGÁLÓ TESZTAP FEJLESZTÉSÉNEK FŐ IRÁNYVONALAI

A Szent István Egyetem Gépészmérnöki Karának Gépszerkezettan Tanszékén kialakított csapágy tesztelő pad tervezési fázisában fontos szempont volt, hogy a csapágyak működését alapvetően befolyásoló paraméterek, mint a radiális terhelés, axiális terhelés vagy a fordulatszám, tetszés szerint állíthatók és kontrollálhatók legyenek.

A másik fő kritérium volt, hogy a technológiai közegben történő futtatásos kísérletek során a tesztpad egyfajta medenceként funkcionálhasson, és a csapágy üzemi hőmérséklete ezekben az esetekben is mérhető maradjon. További szempont volt, hogy ez az olykor medence módjára üzemelő mérési környezet, fogadni tudjon egy klímakamrát, amely funkcionalitását tekintve klímakabinként működhet, ahol szabályozott körülmények között programozható a kabinban lévő levegő páratartalma, hőmérséklete, szárazanyag tartalma, vagy éppen a hőmérséklete. A 2. ábra a csapágyvizsgáló klímakabin végső tervezési fázisának axonometrikus megjelenését mutatja.

Fontos konstrukciós kritériumként említendő a robosztus, nagy pontosságú tengely megvezetés.



2. ábra. Technológiai közegben üzemelő nemfém gördülőelemes csapágyak vizsgálatára alkalmas klímakabin a végső tervezési fázisban

5. A VIZSGÁLATI BERENDEZÉS KONSTRUKCIÓS KIALAKÍTÁSA

5.1 Az ideális anyagválasztás jelentősége

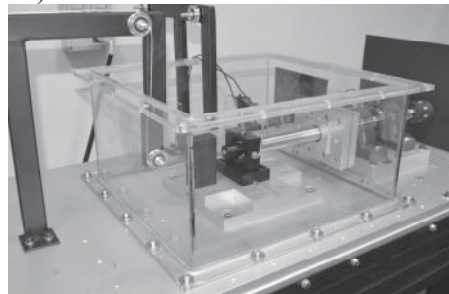
A klímakabin kialakításának egyik alapvető kritériuma volt, hogy a szerkezet olyan

anyagokból álljon, amelyek korrózióállóak, ezáltal az előzetes célok szerint használandó korrozív közeg nem roncsolja azokat. A tesztpad alaplapja nagy pontosságú alumínium előgyártmányból készült, a lapkás szerkezeti kialakításának köszönhetően a többi lapszerű alkatrész, valamint a vizsgált csapágyat magába foglaló tömb is alumínium előgyártmányból készült (3. ábra).

A tesztpad egyik kulcseleme a tengely, amely nagy pontosságú gyártási eljárás mellett, saválló acélból készült.

Az szerelés során felhasznált kötőelemek mindegyike saválló acél, szintén a megfelelő korrozív ellenállás érdekében.

A klímakabin oldalfalainak anyagválasztása során alapvető szempont volt az anyag szigetelő-, valamint fényáteresztő képessége, ezért a kabin 10 mm vastagságú polikarbonát (3. ábra).

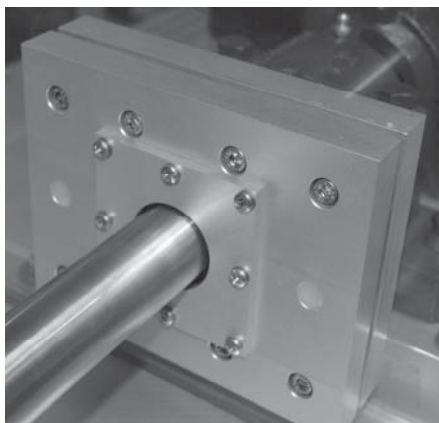


3. ábra. A polikarbonát klímakabinnal ellátott, alumínium főegységekkel gyártott tesztpad

5.2 A csapágyfutási paraméterek beállításának konstrukciós megvalósítása

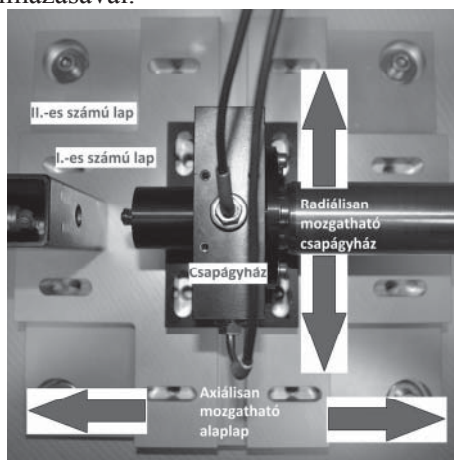
Alapvetően három fő változtatni kívánt csapágyfutási paramétert különböztetünk meg. A radiális- és axiális terhelések mellett a fordulatszám különböző igények szerint történő változtatását kell megoldani.

A vizsgálandó csapágméretekhez viszonyítva robosztus meghajtó tengely került kialakításra, két CLX SNL csapágyházba építetett beálló csapágyon keresztül történik a behajtás, amelyet a **Bearing Express Kft.** biztosította. A meghajtó tengely polikarbonát kabinba történő bevezetése két egyedi tervezésű és gyártású, egymáshoz csavarkötéssel rögzített szimeringház segítségével valósult meg. A szimeringház és a kabin közötti esetleges szivárgás elkerülésére, a házak végtelenített, habosított, szilikon zsinór közrefogásával kapcsolódnak a kabin oldalához, így biztosítva a teljes tömítettséget. A tengely melletti tömítettségéről két darab rugós tömítőgyűrű gondoskodik (4. ábra).



4. ábra. A polikarbonát oldalfalat közrefogó külső és belső szimeringház

A tengelyirányú és tengelyre merőleges mozgások a két, egymáson elcsúszni képes, alaplapra szerelt alumínium lappal és alumínium csapágyházzal valósulnak meg. Mindkét mozgást, megfelelően illesztett reteszkapcsolatok vezetnek nagy pontossággal. Tengelyirányba az 5. ábra szerinti I-es számú lap képes elmozdulni, ugyanis ugyanaz a retesz az I-es számú lapban lazán illeszkedik, a II-esben viszont szoros illesztéssel. Radiális irányba pedig a csapágyház tud elmozdulni, szintén a fenti egyenesbe vezetési elv alkalmazásával.



5. ábra. Radiális és axiális terhelések beállításához alkalmas konstrukciós megoldás

A kétirányú csapágymozgás megvalósítása után, a kívánt radiális és axiális terhelések nagyságának beállítása, és azok állandó szinten tartása számított a legnagyobb kihívásnak. Az alapkonceptió szerint ezeket a terheléseket mozgató orsók, és egy-egy erőmérő cella közbeiktatásával lehetett állítani, a pontos érték beállítása után pedig rögzítő csavarok segítségével lehetett fixálni. A kezdeti próbamérések alkalmával kiderült, hogy ezzel a (elméletben működő) módszerrel, a

laboratóriumi tesztmérések során nem lehetett korrekten állandósítani a beállított üzemi terheléseket. A terhelésingadozásoknak a fő oka az volt, hogy a nemfém gördülőelemes csapágyak, a fém társaiktól eltérően nem tekinthetők merev rendszernek. A futási beállításoktól függően radiális és axiális elcsúszások következtek be, (a túl magas működési hőmérséklet miatt) amelyeknek a következményeként a mérési periódusok alatt a terhelési értékek folyamatosan változtak, alapvetően csökkentek.

Ennek eredményeképpen született meg a jelenleg is jó eredményekkel működő terhelőrendszer, amely súlyerő segítségével, egy-egy görgős, csapágyazott támaszon keresztül biztosítja a csapágyak állandó terhelő rendszerét. Így, ez esetben a csapágyblokk a mérések futtatása során nincs rögzítve, úszó-csapágyházként működik, amely mind radiális, úgy axiális irányba is képes elmozdulni. Ezzel a módszerrel a terhelő erők pontos értékének beállítása kissé nehezebb, azonban az állandó értéken tartása nagy biztonsággal megoldható (6. ábra).

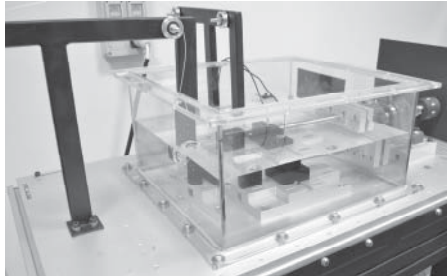


6. ábra. A súlyerő segítségével működő terhelőrendszer konstrukciós kialakítása

5.3 A klímakabin, tesztmedence konstrukciós kialakítása

A nemfém gördülőelemes csapágyak technológiai közegben történő vizsgálatához olyan közegmegtartó megoldásról kell gondoskodni, amelynek segítségével a vizsgálandó csapágy elszeparálható a külső környezettől, így azt csak a technológiai közeg hatásai érik. Így erre a célra, egy polikarbonát klímakabin került megtervezésre, és gyártásra. Ez a kabin, közvetlenül egy hornyos asztalra telepített tesztpad alaplapjához csatlakozik a karimájával. A karima és az alaplap között egy hőálló, szilikon tömítő zsinór helyezkedik el,

amely meggátolja a technológiai közeg szivárgását, a két gépegység között. A kabin felső részén is található egy karima, amelynek segítségével, a kutatási program kibővítése esetén, egy tetővel lehet légmentesen zárt környezetet létrehozni (7. ábra).



7. ábra. Közegmegtartó klímakabin

5.3 A jövőbeni fejlesztési lehetőségek, távlati konstrukciós és vezérlési célok

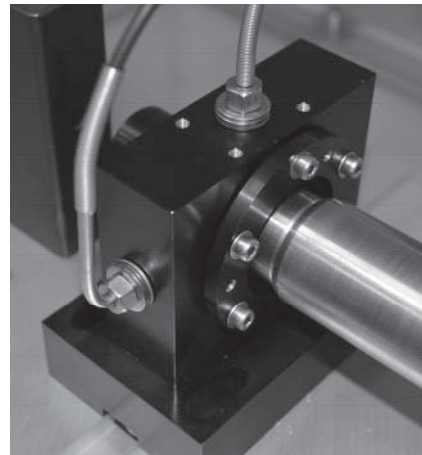
A technológiai közegben üzemelő nemfém gördülőelemes csapágyak vizsgálatához alkalmas tesztpad fejlesztése és megvalósítása jelenleg a fent ismertetett állapotban van. A jelenlegi állapot a technológiai közeggel elárasztott kabinban, különböző beállítások mellett teszi lehetővé a gördülőelemes megtámasztások vizsgálatát, amelyek közül az **Igus Hungária Kft.** termékeinek a vizsgálata folyik pillanatnyilag.

A jövőre tekintve, és az árasztásos vizsgálatokat kiértékelve lehetőség nyílt a kabin lezárására, és a benti környezet programozott beállítására. A kutatás távlati célja, egy vezérelt belső közeg kialakíthatósága. A jelenlegi elképzelések szerint, PLC vezérlés segítségével szabályozható lesz a kabinhőmérséklet, -páratartalom, továbbá a közegjellemzők.

6. A VIZSGÁLATOK SORÁN ALKALMAZANDÓ MÉRŐ- ÉS ADATGYŰJTŐ ESZKÖZÖK

A csapágy hőmérsékletmérésen alapuló kísérletek technológiai közeg nélkül, száraz körülmények között zajlottak, addig a Gárdonyi (2015) által kidolgozott kísérleti módszert követve történtek a csapágyak hőmérsékletváltozásának mérése és a mérési eredmények kiértékelése, amelyet ehhez a kutatási programhoz hasonlóan, gépelemek veszteségeinek vizsgálatához használt [3]. A különböző technológiai közegekben vizsgált csapágyak esetében azonban a hőkamerás hőérzékelés nem alkalmas, megoldást a felület érintésével működő érzékelő jelenthet. Ennek alapvetően fizikai okai vannak, a különböző

technológiai közegek (víz, tej, bor...) fényáteresztő, -törő képessége nem teszi lehetővé az eljárás alkalmazását. Végül két menetes fejjel szerelt PT100-as típusú ellenállás-hőmérő került a csapágyházba. A hőmérsékleti adatok gyűjtése a HBMI Spider 8-as adatgyűjtőjével történik.



8. ábra. Menetes fejjel ellátott PT100 ellenállás hőmérő a csapágyház tetején és oldalában

7. ÖSSZEFOGLALÁS

Az eddigi kutatómunka eredményként létrejött egy kutatási eljárás, amelynek segítségével nemfém gördülőelemes csapágyak technológiai közegben történő vizsgálata történhet. A kutatási tematika szolgáltatára létrejött egy speciális, csapágyvizsgáló klímakabin a szükséges és opcionálisan fejleszthetőséggel. Ezzel megteremtődött a kitűzött merővizsgálati (kutatási-) célkitűzések lebonyolításának alapfeltétele.

FELHASZNÁLT IRODALOM

- [1] R. G. Mirzoev (1974), Gépelemek műanyagból, Műszaki Tankönyvkiadó, Budapest, 95-99 o.
- [2] Szendrő Péter (2007), Gépelemek, Mezőgazda Kiadó, Budapest
- [3] Gárdonyi P., Kátai L., Szabó I., (2015) Az ékszíjtárcsa átmérők és az ékszíjak melegedési viszonyainak kapcsolata, F fiatal Műszakiak Tudományos ülészsaka, XX, Kolozsvár, 26-29. o., ISSN 2067-6808
- [4] IGUS plastic bearing catalogue (2014)

HŰTŐKÖZEGEK INSTACIONÁRIUS ÁRAMLÁSÁNAK SZIMULÁCIÓJA

SIMULATION OF UNSTEADY FLOW OF REFRIGERANTS

Nagy József termékfejlesztési igazgató, Electrolux Lehel Kft.

ABSTRACT

This paper shows a method for simulation of unsteady flow of refrigerant. The governing partial differential equations are reduced to three first-order quasi-linear ordinary differential equations. They are solved on the time scale interval analytically. The quickness of this method is given by the used stability condition. Lipschitz condition is used instead of the Courant-Friedrich-Lewy condition. This condition gives the possibility to increase the time scale.

1. BEVEZETÉS

A kisátmérőjű, hosszú csövekben kialakuló instacionárius áramlás számításának több módszere ismert. A kisátmérőjű, hosszú csövek esetén az állapotjelzők sugárirányú változását elhanyagoljuk, csak a cső hossz menti változásokat vesszük figyelembe [1]. A legtöbb számítási módszer a véges differencia módszerre vagy az egyenlő osztásközű karakterisztika módszerre épül. Ezen módszerek közös jellemzője, hogy a stabilitásuk feltétele a Courant-Friedrich-Lewy-féle feltétel teljesülése. Ez azt jelenti, hogy adott Δx helykoordináta osztás esetén a Δt időosztásra a következő egyenletnek kell, hogy teljesüljön:

$$\Delta t \leq \frac{\Delta x}{\max(a+w)}, \quad (1)$$

azaz az időosztásnak kisebbnek vagy egyenlőnek kell lennie, mint a helykoordináta osztás és a hangsebesség és áramlási sebesség összege maximumának hányadosa.

Ebben a dolgozatban a vízszintes csőben sűrűségmentes áramlásra vonatkozó összefüggéseket mutatjuk meg.

2. AZ ÁRAMLÁST LEÍRÓ EGYENLETRENDSZER

A kontinuitási egyenlet:

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \frac{\partial w}{\partial x} = 0. \quad (2)$$

A mozgásegyenlet:

$$\frac{dw}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = 0. \quad (3)$$

Az energia egyenlet (termodinamika I. főtétele):

$$\frac{dh}{dt} - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt} = \frac{4k}{D\rho} (T_k - T). \quad (4)$$

Az anyag egyenletek:

$$p = p(\rho, T), \quad (5)$$

$$h = h(p, \rho). \quad (6)$$

A (6) összefüggés alapján írható, hogy

$$dh = \left. \frac{\partial h}{\partial p} \right|_{\rho} dp + \left. \frac{\partial h}{\partial \rho} \right|_{p} d\rho. \quad (7)$$

A (7) felhasználásával a (4) egyenlet az alábbiak szerint írható:

$$\left(\left. \frac{\partial h}{\partial p} \right|_{\rho} - \frac{1}{\rho} \right) \frac{dp}{dt} + \left. \frac{\partial h}{\partial \rho} \right|_{p} \frac{d\rho}{dt} = \frac{4k}{D\rho} (T_k - T), \quad (8)$$

amelyet átrendezve

$$\frac{\left(\left. \frac{\partial h}{\partial p} \right|_{\rho} - \frac{1}{\rho} \right) dp}{\left. \frac{\partial h}{\partial \rho} \right|_{p}} \frac{1}{dt} + \frac{d\rho}{dt} = \frac{4k}{D\rho} \frac{\left. \frac{\partial h}{\partial \rho} \right|_{p}}{\left. \frac{\partial h}{\partial \rho} \right|_{p}} (T_k - T). \quad (9)$$

Felhasználva az

$$\frac{\left(\left. \frac{\partial h}{\partial p} \right|_{\rho} - \frac{1}{\rho} \right)}{\left. \frac{\partial h}{\partial \rho} \right|_{p}} = -\frac{1}{\left. \frac{\partial p}{\partial \rho} \right|_{s}} = -\frac{1}{a^2} \quad (10)$$

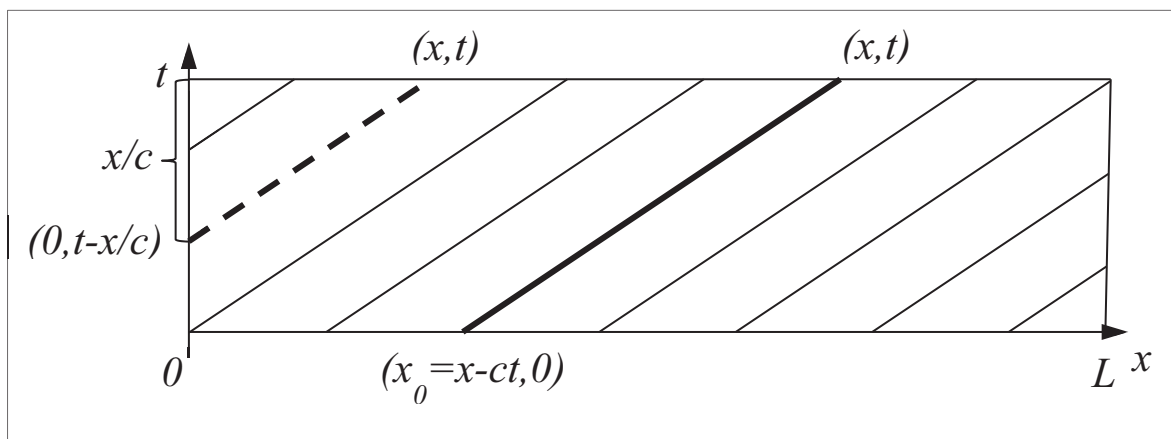
összefüggést, írhatjuk

$$a^2 \frac{d\rho}{dt} - \frac{dp}{dt} = \frac{4a^2 k}{D\rho} \left. \frac{\partial h}{\partial \rho} \right|_{p} (T_k - T) = b_3. \quad (11)$$

Az (2) egyenletből kifejezve az alábbiakat

$$\frac{d\rho}{dt} = -\rho \frac{\partial w}{\partial x}, \quad (12)$$

és behelyettesítve a (11) összefüggésbe kapjuk, hogy



1. ábra Karakterisztikák

$$-a^2 \rho \frac{\partial w}{\partial x} - \frac{dp}{dt} = b_3, \quad (13)$$

azaz

$$-a^2 \rho \frac{\partial w}{\partial x} - \frac{\partial p}{\partial t} - w \frac{\partial p}{\partial x} = b_3. \quad (14)$$

A (14) egyenlethez hozzáadva a (3) egyenlet $a\rho$ -szorosát kapjuk, hogy

$$a\rho \left[\frac{\partial w}{\partial t} + (w-a) \frac{\partial w}{\partial x} \right] - \left[\frac{\partial p}{\partial t} + (w-a) \frac{\partial p}{\partial x} \right] = b_3. \quad (15)$$

Ez azt jelenti, hogy a

$$\frac{dx}{dt} = w - a \quad (16)$$

karakterisztika (egyenes) mentén, az

$$a\rho \frac{dw}{dt} - \frac{dp}{dt} = b_3 \quad (17)$$

közönséges differenciálegyenlet teljesül.

Az előzőekhez hasonlóan most is vegyük a (14) egyenletet és vonjuk ki belőle a (3) egyenlet $a\rho$ -szorosát, és az így kapott összefüggést, megszorozva (-1) -el:

$$a\rho \left[\frac{\partial w}{\partial t} + (w+a) \frac{\partial w}{\partial x} \right] + \left[\frac{\partial p}{\partial t} + (w+a) \frac{\partial p}{\partial x} \right] = -b_3 \quad (18)$$

kifejezéshez jutunk. Ez azt jelenti, hogy a

$$\frac{dx}{dt} = w + a \quad (19)$$

karakterisztika (egyenes) mentén a

$$a\rho \frac{dw}{dt} + \frac{dp}{dt} = -b_3 \quad (20)$$

közönséges differenciálegyenlet áll fenn.

Az (2), (3) és (11) parciális differenciálegyenletekből álló egyenletrendszer

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + w \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial w}{\partial x} &= 0 \\ \frac{\partial w}{\partial t} + w \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} &= 0 \\ a^2 \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + w \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) - \frac{\partial p}{\partial t} - w \frac{\partial p}{\partial x} &= b_3 \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

megoldását megkapjuk a (11), (17) és (20) közönséges differenciálegyenletek a megfelelő karakterisztikák mentén történő megoldásával, azaz

$$\left. \begin{aligned} a^2 \frac{d\rho}{dt} - \frac{dp}{dt} &= b_3, & \frac{dx}{dt} &= w \\ a\rho \frac{dw}{dt} + \frac{dp}{dt} &= -b_3, & \frac{dx}{dt} &= w + a \\ a\rho \frac{dw}{dt} - \frac{dp}{dt} &= b_3, & \frac{dx}{dt} &= w - a \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

3. MATEMATIKAI KITÉRŐ

Tekintsük az alábbi parciális differenciál egyenletet [2], ahol $u = u(x, t)$:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + c \frac{\partial u}{\partial x} = k \quad (23)$$

ahol c és k konstans értékek. Legyen $c > 0$, továbbá legyen ismert az alábbi kezdeti és peremfeltételek.

Kezdeti feltétel ha $x \geq 0$:

$$u(x, 0) = f(x), \quad (24)$$

a peremfeltétel pedig az $x = 0$ helyen:

$$u(0, t) = g(t). \quad (25)$$

Írjuk fel az u teljes differenciálját:

$$du = \frac{\partial u}{\partial t} dt + \frac{\partial u}{\partial x} dx \quad (26)$$

és kifejezve az u függvény t -szerinti teljes differenciálhányadosát kapjuk:

$$\frac{du}{dt} = \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{dx}{dt} \frac{\partial u}{\partial x}. \quad (27)$$

Összevetve a (23) egyenlet bal oldalát és a (27) jobb oldalát, írhatjuk, hogy

$$\frac{du}{dt} = k \quad (28)$$

és

$$\frac{dx}{dt} = c. \quad (29)$$

Megoldva a (28) és (29) közönséges differenciálegyenleteket kapjuk, hogy

$$u = kt + F(x) \quad (30)$$

és

$$x = ct + x_0, \quad (31)$$

ahol x_0 a $t = 0$ időpillanatban a helykoordináta.

A (24) kezdeti feltétel alapján az u függvény értéke $t = 0$ időpillanatban:

$$u(x, 0) = F(x_0) = f(x_0). \quad (32)$$

Így a kezdeti érték feladat megoldása:

$$u(x, t) = kt + f(x_0), \quad (33)$$

ha $x_0 \geq 0$.

Az x_0 -t kifejezve a (31) egyenletből, írhatjuk

$$u(x, t) = kt + f(x - ct), \quad (34)$$

ha $x - ct \geq 0$.

Amikor $x_0 = x - ct < 0$, akkor a megoldást a peremfeltételből számítható, a következőképpen (1. ábra) [3]:

$$u(x, t) = k \frac{x}{c} + g\left(t - \frac{x}{c}\right). \quad (35)$$

Ha $c < 0$, akkor $x = L$ helyen írunk elő peremfeltételt azaz

$$u(L, t) = g(t). \quad (36)$$

A megoldás pedig

$$u(x, t) = kt + f(x_0) = kt + f(x - ct), \quad (37)$$

amikor $x_0 = x - ct \leq L$, és

$$u(x, t) = k \frac{x - L}{c} + g\left(t - \frac{x - L}{c}\right) \quad (38)$$

ha $x_0 = x - ct > L$.

Amennyiben a c konstans, akkor nem fordulhat elő, hogy a karakterisztikák egymást metszik.

Ha a $c = c(x, t)$ függvény úgy a (29) differenciál egyenletnek csak akkor van egyetlen megoldása az adott $[0, t]$ intervallumon (azaz a karakterisztikák nem metszik egymást [4]), ha a $c = c(x, t)$ függvényre teljesül a Lipschitz feltétel. A Lipschitz feltétel [5]:

$$|c(x_2, t) - c(x_1, t)| \leq L_c |x_2 - x_1|, \quad (39)$$

ahol $L_c > 0$. Ez akkor áll fent, ha teljesül a

$$\left| \frac{\partial c}{\partial x} \right| t < 1 \quad (40)$$

összefüggés.

4. AZ EGYENLETRENDSZER MEGOLDÁSA

Visszatérve a (22) egyenletrendszerhez tekintsük az egyenleteket kvázi lineáris, kvázi állandó együtthatójú egyenleteknek. Kvázi lineáris és kvázi állandó együtthatójú egyenletek, mert az együtthatók is függvények, de itt most az időintervallum elején felvett értékekkel, mint konstans értékkel vesszük őket figyelembe. Oldjuk meg az egyenletrendszert a $t = 0$ és $t = \Delta t$ időintervallumban és az $x = 0$ és $x = L$ helykoordináta intervallumon.

Bevezetve a következő jelöléseket (2. ábra):

$$a_1^2 \rho - p = u_1, \quad (41)$$

$$w_1 = c_1, \quad (42)$$

$$b_3 = k, \quad (43)$$

$$a_2 \rho_2 w + p = u_2, \quad (44)$$

$$w_2 + a_2 = c_2, \quad (45)$$

$$a_3 \rho_3 w - p = u_3, \quad (46)$$

$$w_3 - a_3 = c_3. \quad (47)$$

Ezek alapján a (22) egyenletrendszer egyenleteit a következőképpen írhatjuk:

$$\frac{\partial u_1}{\partial t} + c_1 \frac{\partial u_1}{\partial x} = k, \quad (48)$$

$$\frac{\partial u_2}{\partial t} + c_2 \frac{\partial u_2}{\partial x} = -k, \quad (49)$$

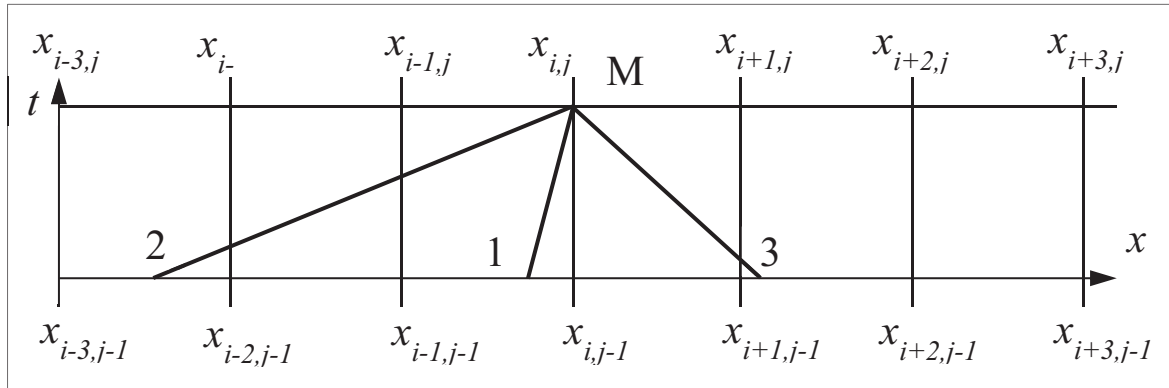
$$\frac{\partial u_3}{\partial t} + c_3 \frac{\partial u_3}{\partial x} = k. \quad (50)$$

Így a (22) egyenletrendszer három parciális differenciálegyenletre esik szét, amelyek megoldása a fentiek szerint:

$$u_1(x, t) = \begin{cases} kt + f_1(x_0) & \text{ha } c_1 t \leq x \leq L + c_1 t \\ k \frac{x}{c_1} + g_{1,0} \left(t - \frac{x}{c_1} \right) & \text{ha } x < c_1 t \\ k \frac{x - L}{c_1} + g_{1,L} \left(t - \frac{x - L}{c_1} \right) & \text{ha } x > L + c_1 t \end{cases} \quad (51)$$

$$u_2(x, t) = \begin{cases} -kt + f_2(x_0) & \text{ha } x \geq c_2 t \\ -k \frac{x}{c_2} + g_{2,0} \left(t - \frac{x}{c_2} \right) & \text{ha } x < c_2 t \end{cases} \quad (52)$$

$$u_3(x, t) = \begin{cases} kt + f_3(x_0) & \text{ha } x \leq L + c_3 t \\ k \frac{x - L}{c_3} + g_{3,L} \left(t - \frac{x - L}{c_3} \right) & \text{ha } x > L + c_3 t \end{cases} \quad (53)$$



2. ábra Karakterisztikák jelölései

A (44) és (46) egyenleteket összeadva és rendezve kapjuk, hogy

$$w = \frac{u_2 + u_3}{a_2 \rho_2 + a_3 \rho_3}. \quad (54)$$

A (44) egyenletből kivonva a (46) egyenletet, rendezve és felhasználva a (54) összefüggést kapjuk, hogy

$$p = \frac{a_3 \rho_3 u_2 - a_2 \rho_2 u_3}{a_2 \rho_2 + a_3 \rho_3}. \quad (55)$$

A (41) egyenletből kifejezve a sűrűséget és felhasználva a (55) összefüggést, a következő kifejezést kapjuk:

$$\rho = \frac{1}{a_1^2} \left(u_1 + \frac{a_3 \rho_3 u_2 - a_2 \rho_2 u_3}{a_2 \rho_2 + a_3 \rho_3} \right) = \frac{a_3 \rho_3 (u_1 + u_2) + a_2 \rho_2 (u_1 - u_3)}{a_1^2 (a_2 \rho_2 + a_3 \rho_3)}. \quad (56)$$

A megoldás unicitását a Lipschitz feltétel teljesítésével lehet biztosítani. A (40) összefüggés szerint ebben az esetben ez a következőt jelenti:

$$\max \left(\left| \frac{\partial c_1}{\partial x} \right|, \left| \frac{\partial c_2}{\partial x} \right|, \left| \frac{\partial c_3}{\partial x} \right| \right) \Delta t < 1. \quad (57)$$

Áttérve differenciálokról differenciákra írhatjuk, hogy

$$\Delta t < \frac{\Delta x}{\max(|\Delta c_1|, |\Delta c_2|, |\Delta c_3|)} \quad (58)$$

vagy

$$\Delta x > \Delta t \cdot \max(|\Delta c_1|, |\Delta c_2|, |\Delta c_3|) \quad (59)$$

kell, hogy teljesüljön.

5. ÖSSZEFOGLALÁS

Az itt bemutatott módszer lényege, hogy az áramlást leíró egyenletrendszer visszavezeti három elsőrendű kvázi lineáris parciális

differenciálegyenletre és meg is oldja azokat a Δt idő intervallumon, úgyhogy a együtthatókat az idő intervallum elején ismert állapotjelzőkből számítja. A módszer gyorsaságát is ez adja, mert itt nem a Courant-Friedrich-Lewy feltételt (1), hanem a Lipschitz feltételt (58) kell alkalmazni. Ez azt jelenti, hogy az adott (fix) Δx helykoordináta osztáshoz tartozó Δt időosztást nem a hangsebesség és az áramlási sebesség abszolút értékével, hanem csak változásuk mértékével kell számolni. De az (59) egyenlet alapján az adott (fix) Δt időosztáshoz az időtartam elején tartozó Δx helykoordináta osztás is számítható.

IRODALOMJEGYZÉK

- [1] J. Nagy and B. dr. Tolvaj, "Instacionárius folyadék áramlás kapillárisban," *Gép folyóirat*, vol. LXIII., no. 9., pp. 65-68., 2012..
- [2] "PDE 5 | Method of characteristics," 18. April 2011.. [Online]. Available: https://www.youtube.com/watch?v=tNP286WZw3o&feature=player_detailpage. [Accessed 16. January 2015.].
- [3] D. M. Xue, "4.5. Boundary Conditions for Hyperbolic Equations," 2013. [Online]. Available: http://twister.caps.ou.edu/CFD2013/Chapter4_5.pdf. [Accessed 16 January 2015].
- [4] G. Szépszó, "Hatékony véges differencia sémák," 13 March 2012. [Online]. Available: http://nimbus.elte.hu/~numelo/Doc/2011_2012_mat/SISL.pdf. [Accessed 16 January 2015].
- [5] G. J. Obádovics and Z. Szarka, *Felsőbb matematika*, Budapest: Scholar Kiadó, 2009.

EGY SZOKATLAN TERHELÉSŰ FORGATÓ CSAVARRUGÓ MODELLEZÉSE

MODELING OF A HELICAL TORSION SPRING SUBJECTED TO UNUSUAL LOAD

Németh Géza MSc,
adjunktus
Miskolci Egyetem
Gép- és Terméktervezési Intézet

Németh Nándor
gépészmérnök,
okl. programtervező informatikus
Graphisoft SE

Péter József PhD,
egyetemi docens
Miskolci Egyetem
Gép- és Terméktervezési Intézet

ABSTRACT

Some rigid elements of an epicyclic traction drive can be substituted by elastic elements, e.g. by helical torsion springs to assure the clamping force by the central wheels themselves. The load of a usual torsion spring is simple bending, furthermore a constant bending moment. When installed in a planetary drive, only one end of the spring is loaded by torque, the other end is free, and a large number of intermediate points of the spring is loaded by the planet wheels. The authors present some problems of modelling.

1. BEVEZETÉS

A kinematikai áttételt módosító hajtások közül a kis tengelytávolságúak, fejlődésük időben hosszú szakaszán kizárólag merev elemeket tartalmaztak, ez a merevség alapozta meg megbízható működésüket, ezért a fejlesztések során sokáig a merevség növelésére törekedtek. Az acélból készült gépelemek közül csak a rugók tértek el ettől az elvtől. A mechanizmusok tárgyköréből ki is zárták azokat a gépelemeket, melyek nagyobb hajlékonyságot, nagyobb rugalmas alakváltozást mutattak. Ez a tervezési elv, mely a merevség növelését tartotta a kinematikai kapcsolódás jósága és a jó hatásfok zálogának, egyaránt tartotta magát az alakzáró és erőzáró kinematikai kapcsolatok terén.

Már a hagyományos, merev elemeket tartalmazó fogaskerék hajtóművek tervezése során felmerült a terhelésseljárás kérdése. A fogszelesség menti terhelésseljárás egyenletessé tételét a megmunkálási pontosság fokozása mellett a csapágyazások, a tengelyek és a fogaskeréktest merevségének növelésével kívánták megoldani. Fogaskerék bolygóelművekben, ahol a teljesítmény átvitel több bolygókerékkel valósul meg, a bolygókerékek közötti egyenletes terhelésseljárás igénye is növeli a feladat összetettségét. Mivel általában adhézióra hajlamos anyagpárok érintkezése valósul meg a fogazati kapcsolatokban, ezért a működőképességet csak egy újabb gépelem, egy megfelelő tulajdonságú kenőanyag biztosíthatja. A jó hatásfokú, hosszú élettartamú működésnek elengedhetetlen feltétele a fémfelületek teljes szétválasztása, tehát a kenőanyag vastagságának igazodnia kell az érdesség csúcsok nagyságához. Finomabb felület kisebb kenőanyag hártya vastagságot igényel, amit kisebb viszkozitású kenőanyaggal is elérhetünk. Ennek pedig a kisebb kenőanyag szükséglet mellett a jobb hatásfok is a következménye [2]. Olajkenés esetén az olajkavarási veszteség csökkenése is emeli a hatásfokot.

A terhelésseljárás egyenletessé tételéhez a merev hajtóműelemek megmunkálási és szerelési pontosságának növelése mellett idővel egy másik irányzat is teret nyert. A fogazatok fogszelesség menti terhelésseljárásának egyenletesebbé tételét a fogaskerék koszorú hajlékony kialakításával, a bolygókerékek közötti egyenletes terhelésmegosztást pedig a fogazott alapelemek sugár irányú beállításának biztosításával kívánták elérni.

Bolygóelművek egy lépcsőben megvalósítható kinematikai áttételét a fogakadási nehézsége miatt merev kerekkel nem lehetett növelni. Ezt a gondot oldotta meg Musser [3] találmánya, a fogaskerék hullámhajtómű. Az eredetileg igen

kis sugárkülönbségű kerek egyikének nagymértékű rugalmas alakváltozása teszi lehetővé a fogakadás mentes egymásba gördülést, és mindezt igen nagy kapcsolószám mellett.

A dörzshajtások területén, eltekintve a szalaghajtásokhoz is sorolható, hajlékony közvetítőelemes hajtásoktól, ugyancsak a nagy merevség kizárólagossága volt a jellemző. Ezekben a hajtásokban nem az áttétel nagysága, vagy változtathatósága okozott gondot, hanem az átvihető teljesítmény nagysága és az élettartam. A kerületi erőt a súrlódási tényezőn keresztül kívánták növelni. A nagy súrlódási tényezőjű anyagpárok felületi terhelhetősége azonban kicsi, a fémfelületek elválasztását berágódási hajlamuk miatt itt is meg kellett oldani. A hagyományos kenőanyagok azonban a terhelés növekedésére csökkenő viszkozitással válaszolnak, a csúszásmentes működés csak kis kerületi erőt enged. Megkellett jelenniük a rheopektikus viselkedésű kenőanyagoknak, hogy elfogadható méretben megfelelő nagyságú teljesítmény továbbítása lehetővé váljon velük. Ezek a kenőanyagok a bennük fellépő nyomások és nyírások hatására növekvő viszkozitással válaszolnak, így lehetővé válik edzett acélfelületek esetén a viszonylag nagy, 0,08-os tapadási tényező elérése. Így vált lehetővé, a felületek kedvező görbületi viszonyainak biztosításával együtt, hogy személygépjárművek hajtásláncába is beépíthessék.

Dörzshajtások jó hatásfokú működésének előfeltétele, hogy a felületeket a terheléssel arányos erővel szorítsuk össze. Ezt a feladatot súlyterheléssel, mechanizmusokkal vagy hidraulikus szorítóelművekkel oldják meg, de már régen elterjedtek és újabban is a figyelem középpontjába kerülnek azok az önfeszítő megoldások, melyek külön elemet nem igényelnek, mégis tehermentesítik a csapágyazásokat. Léteznek olyan hajtások, melyek erőzáró kapcsolatot hoznak létre a hajtó tengely és a hajlékony napkerék között. Kinematikai hajtásoknál általában állandó szorítóerőt biztosítanak egy csavarrugón keresztül.

A hajlékony elemek – rugók – alkalmazása hajtóművekben gyakori. Megfigyelhető, hogy általában nem az adott rugótípusnál szokásos fő alakváltozást, hanem a járulékos alakváltozást használják ki. Gondoljunk azokra a gyűrűrugókra, vagy hasonló elemekre melyek erőzáró tengelykötést valósítanak meg az elemek járulékos (sugár irányú) alakváltozása során, illetve azokra a siklócsapágy perselyekre, melyek hézaga tengelyirányú erő hatására csökken. Gördülőcsapágyak is készülnek hajlékony kialakítású külső gyűrűvel a sugárirányú hézag beállítására a kúpos belső gyűrű felsajtolásának mértéke ugyancsak a sugárirányú hézagt befolyásolja.

Csavarrugóknál is megfigyelhető a járulékos alakváltozás. Nyomó rugóknál terhelés hatására nő az átmérő, forgató rugóknál ugyancsak változik az átmérő a külső terhelés irányának és nagyságának megfelelően. Ezt a tulajdonságot használják ki a rugógyűrűs görgőcsapágyakban és bizonyos tengelykapcsolókban, szabadonfutókban.

Az egymáshoz képest elmozduló felületek tömítési feladatai során is gyakoriak a rugók. Nagyobb fordulatszámok esetén

a lágy rugók kiegyensúlyozatlanságot (csúszógyűrűs tömítésben), vagy a tömítőerő csökkenését (rugós tömítőgyűrű forgása esetén) okozhatják, ilyenkor olyan megoldásokat részesítünk előnyben, ahol a rugalmas elem az állórészen helyezkedik el.

Csavarrugókból készülhetnek csapágy-gyűrűk, sőt csapágy görgők is. Nagy terhelésű, lökésszerű igénybevételekre, nagy hőmérséklet tartományú alkalmazásokban, szennyezett környezetben jól használhatóak ezek a csapágyak, mert a hőtágulás vagy a méretcsökkenés nem okoz a csapágyelemekben járulékos feszültséget, sőt a szennyeződés is távozhat a homyokon keresztül.

Hajlékony gépelemek – rugók – alkalmazása a hajtásokban nem példa nélküli, hiszen szinte minden gépelemben előfordulnak, a csapágyaktól a tengely-agy kötéseken, tömítéseken, keresztül tengelykapcsolónkig. A kinematikai párok hajlékony kialakítása sem idegen a hajtásoktól, hiszen a terheléseloszlás egyenletessé tétele érdekében korábban is gyakran alkalmaztak hajlékony kialakításokat, illetve vannak olyan hajtások, mint a hullámhajtómű, ahol a működés alapját teremti meg a hajlékony kialakítás.

Csavarrugók korábban kizárólag fém huzalból készültek tekercseléssel. Ma azonban igen gyakori a forgácsolással történő alakítás, de a szálereősítéses műanyagokból történő sajtoló eljárásuk sem példa nélküli. Az újabb eljárások nagyobb lehetőséget adnak az alakadásnak, így a végek kialakításának is, könnyebbé téve a géptervezésben szokásos feladat-összevonás megvalósítását.

A dörzshajtások alacsony zajszintje közismert. Ennek előnye leginkább az igen nagy fordulatszámok esetén mutatkozik meg, ha a pontos kinematikai áttétel nem követelmény. Ha a geometriai csúszásokat sikerül elkerülni, a fogaskerék-hajtásokénál is jobb hatások érhető el dörzshajtással.

Munkánkban egy olyan újszerű kb típusú dörzsbolygómű elemzésével foglalkozunk, melyben a kapcsolódó alapelemek (napkerék és gyűrűkerék) egyike, másika vagy esetleg mindkettő forgató csavarrugóból készül, és maga a csavarrugó biztosítja a terheléssel arányos összeszorító erőt. A csavarrugó változatos kialakítása az alak, anyag és gyártástechnológia függvényében mind a teljesítmény-hajtások, mind pedig a kinematikai hajtások területén létjogosultságot ad ennek az újszerű dörzs-bolygóhajtásnak.

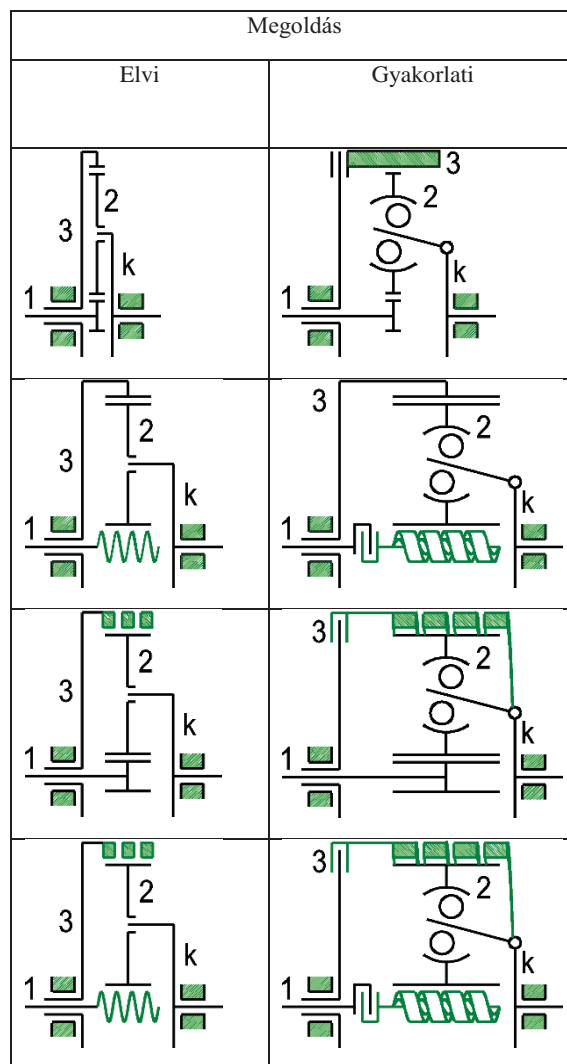
A hagyományos forgató csavarrugók terhelése állandó hajlítás, illetve kismértékű állandó csavarás. Még a legegyszerűbb kialakítású, dörzsbolygóműbe beépített csavarrugó terhelése, alakváltozása is erősen eltér a hagyományos forgatórugókéétól. A szakirodalom igen keveset foglalkozik a forgató csavarrugókkal, a feladatunkban jelentkező terhelési esettel pedig egyáltalán nem, ezért a szilárdságtan megfelelő elemi módszereivel igyekszünk ezt a hiányt pótolni.

2. kb CSAVARRUGÓS DÖRZSBOLYGÓMŰVEK

Ha az elvi megoldásoktól eltekintünk, az alábbi, az 1. táblázatban felsorolt, gyakorlati jelentőséggel bíró dörzsbolygómű változatokkal foglalkozhatunk. n a dörzselemek (dörzs alapelemek és dörzs bolygóelemek) száma, jelen esetben $n = 3$, és k a dörzs rugóelemek száma, mely 0, 1, 2 vagy 3. A lehetséges változatok (ismétlés nélküli kombinációk) számát a binomiális együtthatók adják. Az egy elem sem csavarrugó ($k = 0$) változatot megemlíjtük, hiszen ez lesz az összes többi kiinduló pontja. A gyűrűkerék hajlékony kialakításával a működés előfeltételét, a megfelelő összeszorító erőt biztosíthatjuk [4]. Nem foglalkozunk a csavarrugó bolygó elemmel, mert a kapcsolódó nap- és gyűrűkerékről az ellentétes értelmű kerületi erők nem

engedik meg a terheléssel arányos összeszorító erő kialakulását. Az ilyen rugóbeépítés öncélú lenne.

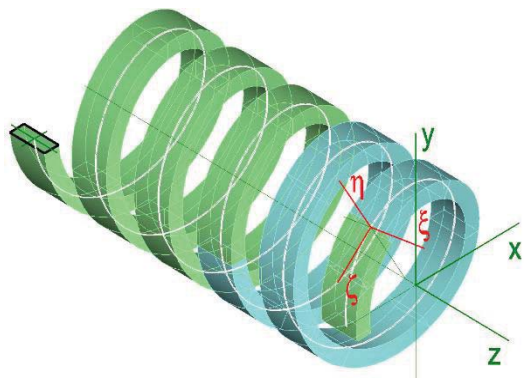
A bolygókerék szabad beállításának biztosítása a jobb terheléseloszlás érdekében, fogaskerék bolygóművekben is szokásos [5, p. 153]. Dörzsbolygóművekben ennek az elvnek az 1. ábrán látható megoldásokban nagyobb a jelentősége, hiszen ha a napkerék - bolygókerék - gyűrűkerék kinematikai láncban csak egy elem rugalmas alakváltozása biztosítja az összeszorító erőt, akkor azt a bolygókerék sugárirányú beállításával kell továbbítani. A hajlékony elemet a sugárirányú elmozdulás lehetőségével (radiális kiegyenlítő tengelykapcsolóval) kell kötni az álló vagy forgó tengelyhez. Az 1. ábra gyakorlati megoldások oszlopának kinematikai vázlatai ezeket a kapcsolatokat is jelzik.



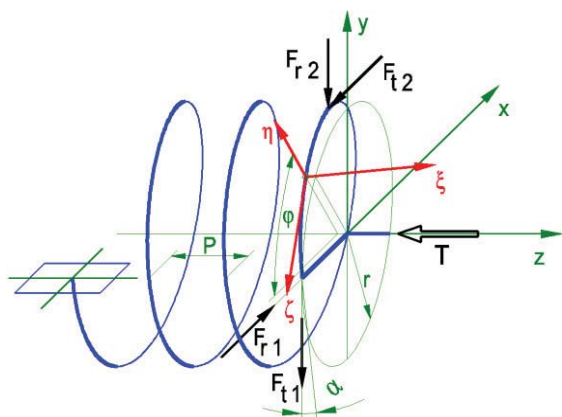
1. ábra Csavarrugó elhelyezése kb típusú bolygóműben

3. A CSAVARRUGÓ IGÉNYBEVÉTELE

Tekintsünk egy tetszőleges keresztmetszetű csavarrugót, melyet a 2. ábrán látható módon egy xyz jobbsodrású derékszögű koordináta rendszerbe helyeztünk. Egyik végét befalazzuk, másik végét negatív csavarónyomatékkal terheljük. Ezen kívül egyéb terhelései is lesznek, a külső nyomaték terhelés helyén és attól $2\pi/N$ szög távolságonként a kerület mentén egy-egy sugárirányú és érintő irányú erő hat a vele kapcsolódó bolygókerékekről. A bolygókerékek száma $N = 3, 4, 5, \dots$, melyet csak az áttétel nagysága korlátoz a szomszédossági feltételen keresztül. Helyettesítsük az r középhenger sugarú, P osztású, jobbemelkedésű csavarrugót – a csavarvonal alakú térgörbe rudat – a keresztmetszetek súlypontján áthaladó közönséges csavarvonalal, a 3. ábra szerint.



2. ábra Csavarvonal alakú térgörbe rúd



3. ábra Csavarvonal az 1-es xyz (világ) és a 2-es xiηζ (helyi) koordináta rendszerekkel

Helyezzük az 1-es jelű xyz koordináta rendszerbe úgy, hogy szabad végén lévő alapkörének középpontja az origóba kerüljön, és z legyen a tengelye. A csavarvonal a vízszintes x tengely negatív szakaszától indul a $(-r; 0; 0)$ pontból és egész Z_0 menetszám esetén a $(-r; Z_0 P; 0)$ koordinátájú befalazási pontba érkezik. A csavarvonal $s = r \cdot \varphi$ ívkoordinátáját is a szabad végtől indítjuk, emelkedési szöge $\alpha = \arctan(c/r)$, a $c = P/(2\pi)$ paraméterrel kifejezve. Vegyünk fel a csavarvonal mentén egy ugyancsak jobbsodrású és derékszögű $\xi\eta\zeta$ helyi koordináta rendszert, melynek η koordinátája sugárirányban kifelé mutat, ζ érintő irányban, az s ívkoordináta irányával ellentétesen, ξ pedig ezekre merőlegesen, a 3. ábrán látható módon. A helyi koordináták irányába mutatnak a kísérő háromél egységvektorai, ezek x, y, z irányú összetevőit a csavarvonal egyenletének ismeretében számolhatjuk.

A Z_0 menetszámú csavarvonal alakú rúd alakváltozási energiája [7] szerint

$$U = \int_{\varphi=0}^{Z_0 2\pi} \frac{\tilde{\kappa}_1 V_1^2}{2AG} r d\varphi + \int_{\varphi=0}^{Z_0 2\pi} \frac{\tilde{\kappa}_2 V_2^2}{2AG} r d\varphi + \int_{\varphi=0}^{Z_0 2\pi} \frac{N^2}{2AE} r d\varphi + \int_{\varphi=0}^{Z_0 2\pi} \frac{M_1^2}{2I_1 E} r d\varphi + \int_{\varphi=0}^{Z_0 2\pi} \frac{M_2^2}{2I_2 E} r d\varphi + \int_{\varphi=0}^{Z_0 2\pi} \frac{T^2}{2I_T G} r d\varphi.$$

4. AZ EGYES IGÉNYBEVÉTELEK HATÁSA A TELJES ALAKVÁLTOZÁSI ENERGIÁRA

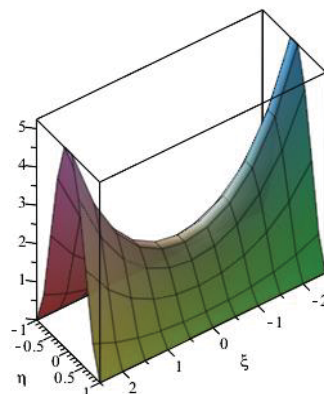
A kerületén több helyen sugárirányú és érintő irányú erővel terhelt forgató csavarrugó igénybevételeit korábbi cikkünkben [1] már leírtuk. [6] szerint a szokásos kis emelkedésű forgató csavarrugók esetén az emelkedési szög $\alpha < 8 \dots 10^\circ$, és ekkor a csavaró igénybevétel elhanyagolható a hajlító igénybevétel mellett. Rudaknál az

alakváltozási energia húzás-nyomással illetve nyírással kapcsolatos összetevői [7] szerint általában elhanyagolhatóak a hajlítás és csavarás mellett. Az általánosabb leírás céljából a téglalap keresztmetszetű közönséges csavarvonal alakú rúd b/h viszonyának és h/r viszonyának függvényében egy egyszerűbb terhelési esetre meghatározzuk az egyes összetevők részesedését a teljes alakváltozási energiából, ahol r a rugó középhengerének sugara, h a keresztbetszet sugár irányú mérete, b pedig a tengely irányú méret.

Ebben a kifejezésben a bizonytalanságot egyedül a kevésbé jelentős nagyságú, nyírásból és csavarásból adódó tagok okozzák. Téglalap keresztmetszet esetén az $I_T = \beta b h^3$ csavarási másodrendű nyomaték β tényezőjét [6] közli, értéke a téglalap keresztmetszet b/h értékének $1 \dots \infty$ lehetséges eseteire $1/7 \dots 1/3$. A nyírások $\tilde{\kappa}_1$ és $\tilde{\kappa}_2$ állandóit Timoshenko [8] szerint számítjuk. A 4. ábra a $\kappa_2^2(\xi, \eta)$ függvényt mutatja, amely

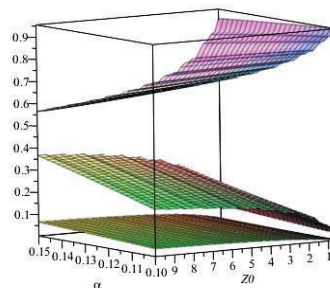
$$\tilde{\kappa} = \frac{2}{b} \int_{\xi=0}^{b/2} \frac{2}{h} \int_{\eta=0}^{h/2} \kappa^2(\xi, \eta) d\eta d\xi$$

szerinti integrál középértéke adja a keresett $\tilde{\kappa}_\eta = \tilde{\kappa}_2$ állandót. Mindhárom tényező csak az oldalak arányától, b/h értéktől függ.



4. ábra $A\kappa_2^2(\xi, \eta)$ függvény képe, ha $b/h = 2,5$, és η a nyírőerő iránya

Megállapíthatjuk, hogy az alakváltozások pontos követéséhez a ξ tengely menti hajlítás, mint fő igénybevétel mellett elegendő a csavaró igénybevétellel foglalkoznunk. Ha a megcsúszás határán belül maradunk, az 5. ábra szerinti alakváltozási energia arányokkal számolhatunk.

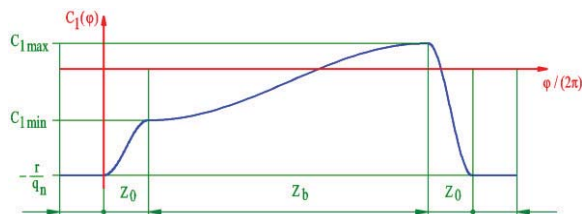


4. ábra A hajlításokból és csavarásból adódó alakváltozási energia hányadok az emelkedési szög és a menetszám függvényében

Az M_1 hajlítónyomatékból származó alakváltozási energia hányad α és Z_0 növekedésével egyaránt csökken, a T és M_2 -ből származó pedig nő.

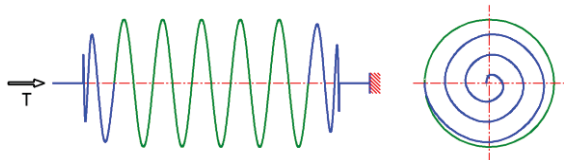
5. MODELLEZÉSI LEHETŐSÉGEK

A hengersizmetrikus alakváltozás érdekében a rugó végét a rugó tengelyvonalában rögzítjük, tetszőleges $Z_0 > Z_b$ menetszámhoz tartozó pontban. A terheletlen rugóalak a $0 \leq \varphi \leq Z_b 2\pi$ tartományon és a számító modell $Z_b 2\pi \leq \varphi \leq Z_0 2\pi$ tartományán egyaránt lehet kúpos, vagy az 5. ábra szerinti függvénynek megfelelően változó, ahol a terheletlen középsugár $r_v = r + C_1(\varphi)q_n$, és q_n az r középsugarú hengeres forgatórugó névleges terheléséhez tartozó sugár irányú alakváltozás.



5. ábra Terheletlen rugóalak, a tengelyvonalba helyezett befalazással, állandó emelkedési szögű kezdő és záró toldattal

A nagy sugárirányú változáshoz erősen változó emelkedési szög tartozik, azonban a 6. ábrának megfelelő rugóalakkal állandó emelkedési szög biztosítható.



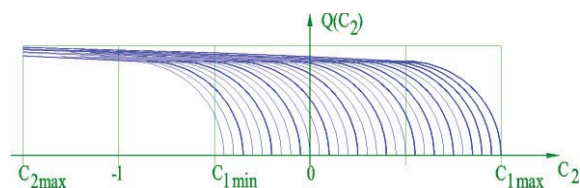
6. ábra A csavarrugó állandó emelkedési szögű toldatokkal

Ehhez a rugóalakhoz tartozó $C_1(\varphi)$ függvényt az 5. ábra mutatja, a 6. ábra bevezető és kivezető, tiszta csavarásnak kitett egyenes szakaszaival együtt. Ha állandó emelkedésű rugó végződést kívánunk létrehozni, akkor egy lineárisan csökkenő sugárhoz lineárisan csökkenő menetemelkedés tartozik. Ez az emelkedés a behajtás oldalán $0 \leq P(\varphi) \leq P_n$ értékek között növekszik, a záró toldatnál pedig $P_n \geq P(\varphi) \geq 0$ értékek között csökken.

Tételezzük fel, hogy ismert rugóalak esetén a beszereléskor kifejtett $C_2 \cos(\alpha) T_{max}$ pozitív nyomatékot, ahol $C_2 > C_{1max}$, lecsökkentjük $C_{1max} \cos(\alpha) T_{max}$ értékre. Ekkor várhatóan a csavarrugónak azok a pontjai, melyek a terheletlen alakon $C_{1max} q_{max}$ értékkel térnek el pozitív irányban az eredeti középhenger sugártól, érintkezésbe lépnek a bolygókerékkel. A külső nyomaték fokozatos, statikus állapotokon keresztül történő csökkentésével meghatározhatjuk, melyik pont mikor lép be a kapcsolódásba, illetve az adott pontban hogyan változik a felületeket összeszorító erő. Érdekes kiterjeszteni a vizsgáldást a csavarrugó minden érintkező pontjára. A vizsgálatot megfelelően kis nyomaték csökkentési léptéket választva végezhetjük, és az egyes Q_i erők változását a C_2 terhelési tényező függvényében, $C_{2max} \leq C_2 \leq C_{1max}$ tartományon ábrázolhatjuk. C_{2max} negatív szám, az üzemi forgatónyomaték irányát is figyelembe veszi. Ha $C_2 = -1$ tényező tartozik a névleges terheléshez, akkor Q_i erők függvényeinek ezen a helyen közel azonos értéket kellene mutatniuk. Akkor helyes a kezdeti kiinduló alak megválasztása, ha ezt a feltételt biztosítani tudja, amint a 7. ábra szemlélteti.

Az ábra szerint az érintkezés pillanatát követően meredeken növekednek az erők, majd kevésbé. Ha a negatív terhelési tényező eléri C_{1min} értékét, akkor lép kapcsolódásba az

utolsó menet. A közel azonos erők C_{2max} terhelési tényezővel jellemzett negatív hajtónyomatéknál már nem képesek biztosítani a csúszásmentes kapcsolatot, ekkor lép működésbe a túlterhelés elleni védelem.



7. ábra

A sugár irányú erők változása helyesen megválasztott kezdeti rugóalak esetén

6. ÖSSZEFOGLALÁS, KÖVETKEZTETÉSEK

Munkájukban a szerzők egy statikailag többszörösen határozatlan támasztású térgörbe rúd feladatát vázolták, melynek megoldásától a külső nyomatékkal arányos összeszorító erő kialakulása várható azokban a dörzsbolygóművekben, melyekben funkció összevonással egyetlen csavarrugó helyettesíti a legördülő alapelemet és a szorítótművet. A modell és a valós gépelem ugyan nagymértékben különbözik, de a terhelések megfelelő beállításával a modell terheletlen szakaszai elhagyhatóak, és az eltérések megszüntethetőek. A munka még folyamatban van.

7. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

„A cikkben ismertetett kutató munka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 projekt eredményeire alapozva a TÁMOP-4.1.1.C-12/1/KONV-2012-0002 jelű projekt részeként – az Új Széchenyi Terv keretében – az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósult meg.”

8. IRODALOM

- [1] Németh Géza, Németh Nándor, Péter József, Dörzsbolygómű hajlékony elemeinek szilárdsági számítása, In: Bodzás Sándor (szerk.), Műszaki Tudomány az Észak - Kelet Magyarországi Régióban 2015 Konferencia előadásai, Debreceni Akadémiai Bizottság Műszaki Szakbizottsága, ISBN 978-963-7064-32-6, 2015. pp.213-219.
- [2] Németh Géza, Péter József, Németh Nándor, A new type of epicyclic traction drive, Advances in Mechanical Engineering, 1:(1) pp. 137-142. (2013), 1st International Scientific Conference on Advances in Mechanical Engineering, Debrecen, Magyarország: 2013.10.10 - 2013.10.11. (ISBN 978-963-473-623-3).
- [3] W. C. Musser, "A new look at Elastic Body Mechanisms," *Machine Design*, pp. 150-156., 1961.
- [4] Németh Géza, Possible Materials and Production Technologies for a Special Purpose Helical Torsion Spring, Review of Faculty of Engineering: Analecta Technica Szegedinensia (online), 8:(2) pp. 66-71. (2014).
- [5] Z. Terplán, Dimensionierungsfragen der Zahnrad-Planetengetriebe, Budapest: Akadémiai Kiadó, 1974, p. 304.
- [6] S. D. Ponomarjov and al., Szilárdsági számítások a gépészetben (2. kötet: Rudak, rugók), Budapest: Akadémiai Kiadó, 1964, pp. 12-30, 395-396, 437-443.
- [7] I. Páczelt, "Rudak és rúdszerkezetek alakváltozása," in Király B. (ed.), *Szilárdságtan II.*, Budapest, Tankönyvkiadó, 1986, pp. 42-58.
- [8] S. Timoshenko, "A Membrane Analogy to Flexure," *Proceedings of the London Mathematical Society*, vol. ser.2. vol. 20. no.1402., no. 1, pp. 398-407, 1921.

DÖRZS-BOLYGÓMŰ RUGALMAS ALAKVÁLTOZÁSON ALAPULÓ TERHELÉSKIEGYENLÍTÉSE II.

LOAD EQUALIZATION IN PLANETARY FRICTION DRIVE BASED ON ELASTIC DEFLECTION II.

Péter József PhD. Németh Géza
Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék

ABSTRACT

The relationship between the wheels of a planetary drive is shape closing or force closing. Present paper is dealing with a variant, where there is a force closing planetary friction drive, having external-external-internal cylindrical rolling surfaces, and the power distribution (and partly its equalization) is based on the elastic deflection of the annular wheel.

Kulcsszavak: erőzáró, bolygómű, bolygókerék, gyűrűkerék, rugalmas alakváltozás

1. BEVEZETÉS

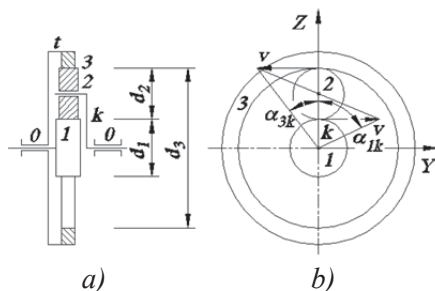
A bolygómű ismert és széles körben használt gépelem. Egyik változata a külső-külső (jele k) és külső-belső (jele b) gördülőfelületű elempárból, a bolygókeréket hordozó karból, és a felsorolt elemeket magába foglaló házból álló kb típusú bolygómű [1]. A tárcsa és a gyűrű alakú elemek kapcsolata fogaskerék-bolygóműben alakzáró, dörzs-bolygóműben erőzáró. Cikkünkben a kb típusú bolygómű erőzáró kapcsolaton alapuló dörzs változatával foglalkozunk.

2. A kb TÍPUSÚ DÖRZS-BOLYGÓMŰ ÁTTÉTELE

Jelölje 0 az állványt, 1 a napkereket, 2 a bolygókeréket, 3 a gyűrűkeréket, k a kart, és t a gyűrűkeréket a tengelyhez vagy a házhoz kötő kiegyenlítő tengelykapcsolót. A két kerék valamint a gyűrűkerék gördülő körének átmérője d_1 , d_2 és d_3 , amint az 1. ábra mutatja.

A bolygókerékek száma példánkban egy ($N=1$). A kerek és a kar állványhoz viszonyított szögsebessége ω_1 , ω_2 , ω_3 és ω_k , a kerek karhoz viszonyított szögsebessége

$$\omega_{1k} = \omega_1 - \omega_k, \quad \omega_{2k} = \omega_2 - \omega_k, \quad \text{és} \\ \omega_{3k} = \omega_3 - \omega_k.$$



1. ábra. kb típusú dörzs-bolygómű

Feltételezzük, hogy a kerek csúszásmentesen gördülnek és a gördülőkörök sebessége azonos nagyságú. A karhoz viszonyított szögsebességekkel

$$\omega_{1k} d_1 = -\omega_{2k} d_2, \quad \text{és} \quad \omega_{2k} d_2 = \omega_{3k} d_3.$$

Az összefüggéseket használva $1 \rightarrow 3$ hajtásirány esetén (az 1 a hajtó, a 2 a hajtott elem) az i_{13} áttétel a d_1 és d_3 gördülőkör átmérővel valamint az 1 kerék és a 3 gyűrűkerék gördülőkörének K_1 és K_3 kerületével

$$i_{13} = \frac{\omega_{1k}}{\omega_{3k}} = \frac{\omega_1 - \omega_k}{\omega_3 - \omega_k} = -\frac{d_3}{d_1} =$$

$$= -\frac{d_3\pi}{d_1\pi} = -\frac{K_3}{K_1}$$

$\omega_3 = 0$ és $l \rightarrow k$ esetben

$$i_{1k} = \frac{\omega_1}{\omega_k} = 1 + \frac{d_3}{d_1} = 1 + \frac{K_3}{K_1}$$

Látható, hogy az áttétel független a bolygókerék átmérőjétől és számától.

A napkerék, a bolygókerék és a gyűrűkerék gördülőfelülete a vizsgált esetben egyenes körhenger, és egymáshoz viszonyított helyzetüket a közös tengelytávjukat meghatározó k kar adja. A gördülő körök/hengerek átmérői közötti összefüggés a közös tengelytáv alapján

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_3 - d_2}{2},$$

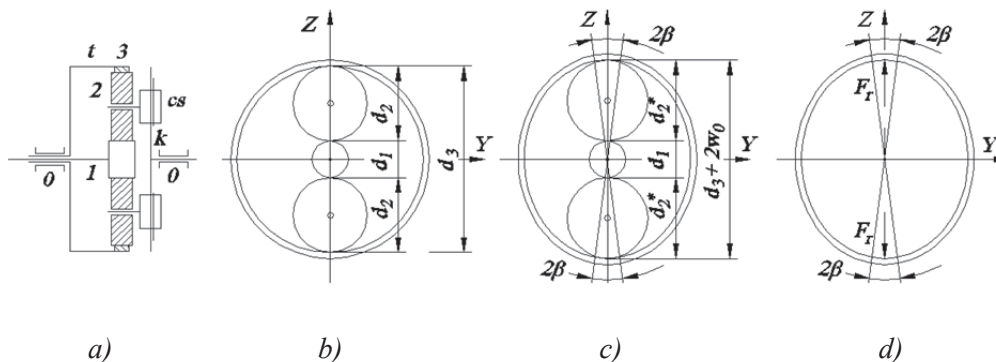
innen

$$d_3 = d_1 + 2d_2.$$

Az 1. ábrán a bolygókerékek száma egy, a gyakorlatban a terhelés elosztása érdekében a bolygókerékek száma kettő vagy több, de legfeljebb annyi, amennyi a napkerék és a gyűrűkerék közötti térrészben egy vagy két síkban elfér.

A mozgás továbbításának feltétele a napkerék és a bolygókerék valamint a bolygókerék és a gyűrűkerék közötti erőzároló kapcsolat, amit pl. a bolygókerékek átmérőjének növelésével ($d_2^* > d_2$), a napkerék – bolygókerék – gyűrűkerék bolygókerékek lánc előfeszítésével lehet biztosítani. A méret-, alak- és helyzethibától mentes bolygóműben a teljesítmény a bolygókerékek számának függvényében azonos nagyságú részre ágazik. A valós szerkezetek mérete, alakja és helyzete a névlegestől eltér és a részteljesítmények eltérő nagyságúak. A cikk további részében a részteljesítmények kiegyenlítésével, ill. a teljesítmény továbbításához szükséges előfeszítés egy lehetséges változatával foglalkozunk.

3. A kb TÍPUSÚ DÖRZS-BOLYGÓMŰ VÁLTOZATA



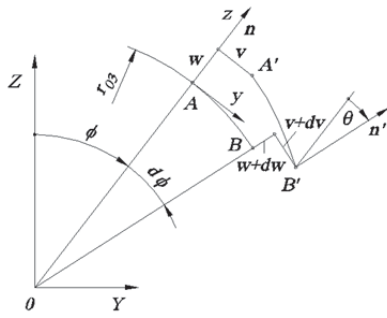
2. ábra. kb típusú dörzs-bolygómű változata

A 2. a) és b) ábrán az 1. ábrán látható hajtómű két bolygókerékes változata látható. A 2 jelű bolygókerékek és a k kar kapcsolatát a cs kiegyenlítő tengelykapcsoló biztosítja. A 3 gyűrűkerék vékonyfalú gyűrű, amit a t kiegyenlítő tengelykapcsoló köt tengelyéhez.

A d_2^* átmérőjű tárcsák hatására a 3 gyűrű oválisra alakváltozik, amint a c) ábra mutatja. A d) ábrán a bolygókerékek hatását az F_r erők helyettesítik, melyek a 2β szöghöz tartozó íven oszlanak meg a 3 gyűrűkeréken.

4. A GYŰRŰKERÉK ALAKVÁLTOZÁSA

A 3 gyűrűkerék elmozdulás állapotát a 3. ábra jelöléseit használva hat egyenlet segítségével határozhatjuk meg: két geometriai egyenlettel, amely az elmozdulásokat és a deformációt köti össze, három egyensúlyi egyenlettel, melyek a belső és a külső erőrendszer között teremtenek kapcsolatot, és egy rugalmasságtani egyenlettel, amely a deformációt és a belső erőrendszert hozza kapcsolatba.



3. ábra. A gyűrűelem elmozdulása és alakváltozása

Terhelés hatására a gyűrű középvonalának AB eleme az $A'B'$ -be megy át. Feltételezzük, hogy az AB ívelem hossza a gyűrű alakváltozása során nem változik, feltételezzük továbbá, hogy a gyűrű középvonalának normálisai az alakváltozás során normálisok maradnak. Az érintő irányú és sugár irányú elmozdulás valamint a normális elfordulása közötti összefüggés megtalálása az AB ívelemre felírt két geometriai egyenlet segítségével történik. Ezeket használva

$$w = w(\varphi), \quad v(\varphi) = - \int w(\varphi) d\varphi \quad (1)$$

$$\vartheta(\varphi) = \frac{1}{r_0} \left(v - \frac{dw}{d\varphi} \right) \quad (2)$$

A gyűrűelem görbületének változása

$$\kappa = \frac{d\vartheta}{r_0 d\varphi} = \frac{dv}{r_0^2 d\varphi} - \frac{1}{r_0^2} \frac{d^2 w}{d\varphi^2}$$

átalakítva

$$\kappa = \frac{1}{\rho(\varphi)} = - \frac{1}{r_0^2} \left(\frac{d^2 w}{d\varphi^2} + w \right) \quad (3)$$

összefüggést kapjuk. A görbület változása és a gyűrűelemre ható nyomaték közötti

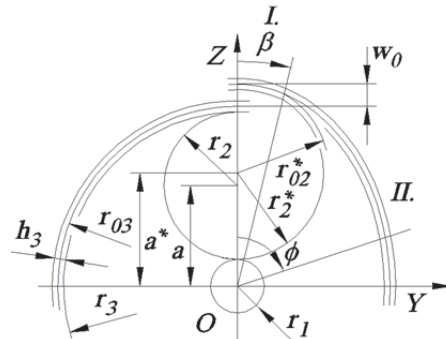
$$\kappa = \frac{M_\varphi}{I_x E}$$

összefüggést felhasználva

$$\frac{d^2 w}{d\varphi^2} + w = \frac{M_\varphi}{I_x E} \quad (4)$$

egy hiányos másodrendű inhomogén differenciálegyenlethez jutunk, ahol $I_x =$

$\frac{b_3 h_3^3}{12}$ a gyűrű keresztmetszetének másodrendű nyomatéka, E a gyűrű anyagának rugalmassági modulusa, b_3 a gyűrű szélessége, h_3 a gyűrű vastagsága.



4. ábra. Két bolygókerékkel deformált gyűrűkerék

A két bolygókerékkel deformált gyűrűkeréket (szimmetria okok miatt csak a gyűrűkerék negyed részét) a 4. ábra mutatja. Az I jelű napkerék r_1 sugarú tárcsa és a 3 kerék h_3 vastagságú gyűrű, gördülőkörének sugara r_3 , a h_3 vastagságú gyűrű középkörének sugara r_03 . A 2 jelű bolygókerék sugarát a 3 gyűrűkerék előfeszítése érdekében r_2 -ről r_2^* -re növeljük. A gyűrűkerék középkörén lévő pont elmozdulása a Z tengely irányában a bolygókerék eredeti és megnövelt sugarával

$$w_0 = 2(r_2^* - r_2). \quad (5)$$

A gyűrűkerék 2β szöghöz tartozó ívén (2.d) ábra) középvonalának görbületi sugara állandó, $r_02^* = r_2^* + \frac{h_3}{2}$. A hajlító nyomaték az I. ($0 \leq \varphi \leq \beta$) szakaszon a [3]

$$M_I = IE \left(\frac{1}{r_02^*} - \frac{1}{r_03} \right), \quad (6)$$

$$M_I = F_r r_03 \left(\frac{\beta}{\pi} \sin \beta + \frac{\cos \beta}{\pi} - \frac{\sin \beta}{2} \right). \quad (7)$$

A II. ($\beta \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2}$) szakaszon

$$M_{II} = F_r r_03 \left(\frac{\beta}{\pi} \sin \beta + \frac{\cos \beta}{\pi} - \frac{\sin \varphi}{2} \right) \quad (8)$$

Az (7) és (8) egyenletből kiindulva, a (4) differenciál egyenletben előírt műveleteket végrehajtva, $\varphi = 0$ -nál $\left(\frac{dw_I}{d\varphi} \right) = 0$, $\varphi = \frac{\pi}{2}$ -nél $\left(\frac{dw_{II}}{d\varphi} \right) = 0$, $\varphi = \beta$ -nál $w_I = w_{II}$, $\varphi = \beta$ -nál $\left(\frac{dw_I}{d\varphi} \right) = \left(\frac{dw_{II}}{d\varphi} \right)$ peremfeltételeket

figyelembe véve, a gyűrűkerék középköre pontjainak sugárirányú elmozdulása az *I.* szakaszon

$$w_I = \frac{F_r r_{03}^3}{4EI} (A \cos \varphi - B), \quad (9)$$

a *II.* szakaszon

$$w_{II} = \frac{F_r r_{03}^3}{4EI} \left((1 + \sin^2 \beta) + \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cos \varphi - \frac{4\beta}{\pi} \sin \beta - \frac{4\beta}{\pi} \cos \beta \right). \quad (10)$$

ahol

$$A = \frac{\pi}{2} - \sin \beta \cos \beta - \beta, \quad (11)$$

$$B = -2 \sin \beta + \frac{4\beta}{\pi} \sin \beta + \frac{4}{\pi} \cos \beta. \quad (12)$$

Mivel $\varphi = 0$ -nál $w_I = w_0$, a (9) összefüggés

$$w_0 = \frac{F_r r_{03}^3}{4EI} (A - B),$$

alakú lesz, melyből a bolygókerék hatását helyettesítő sugárirányú erő (2.d) ábra)

$$F_r = \frac{4EI w_0}{r_{03}^3 (A - B)}. \quad (13)$$

A bolygókerék és a gyűrűkerék kapcsolatát kifejező β szög értéke az r_{02}^* , r_{03} és w_0 geometriai adatok függvénye. A (6), (7) és (13) összefüggéseket használva a

$$\frac{B}{A - B} = \frac{r_{03}^2}{w_0} \left(\frac{1}{r_{02}^*} - \frac{1}{r_{03}} \right) \quad (14)$$

összefüggéshez jutunk. Mivel $A = f(\beta, \sin \beta, \cos \beta)$, és $B = f(\beta, \sin \beta, \cos \beta)$, a β szög a (14) összefüggésből nem fejezhető ki, értékét iterálással határozzuk meg.

6. A GYŰRŰKERÉK FESZÜLTSGÁLLAPOTA

A gyűrűkerék hajlításából származó feszültség

IRODALOM

[1] Terplán Z., Apró F., Antal M., Döbröczöni Á.: Fogaskerék-bolygóművek. Műszaki Könyvkiadó. Bp. 1979. 258 p.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A bemutatott kutató munka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

maximuma $\varphi = 0$ -nál

$$M_{I\varphi=0} = \frac{EI w_0}{r_{03}^2 (A - B)} \left(\frac{4\beta}{\pi} \sin \beta + \frac{4 \cos \beta}{\pi} - 2 \sin \beta \right), \quad (15)$$

$$\sigma_{\varphi=0} = \frac{M_{I\varphi=0}}{K} = \frac{w_0}{r_{03}^2} \frac{B}{(A - B)} E \frac{h_{03}}{2}. \quad (16)$$

A hajlításból származó feszültség minimuma $\varphi = \frac{\pi}{2}$ -nél

$$M_{II\varphi=\frac{\pi}{2}} = F_r r_{03} \left(\frac{\beta}{\pi} \sin \beta + \frac{\cos \beta}{\pi} - \frac{1}{2} \right), \quad (17)$$

$$\sigma_{\varphi=\frac{\pi}{2}} = \frac{M_{II}}{K} = \frac{w_0}{r_{03}^2} \frac{C}{(A - B)} E \frac{h_{03}}{2}, \quad (18)$$

ahol

$$C = \left(\frac{4\beta}{\pi} \sin \beta + \frac{4 \cos \beta}{\pi} - 2 \right). \quad (19)$$

7. ÖSSZEFOGLALÁS

A cikkben a *kb* típusú erőzáró kapcsolaton és a gyűrűkerék rugalmas alakváltozásán alapuló bolygóművel foglalkoztunk. A gyűrűkeréket megnövelt átmérőjű bolygókerékkel deformáltuk. A gyűrűkerék rugalmas alakváltozása biztosítja a gyűrűkerék radiális terhelésének kiegyenlítését. A napkerék – bolygókerék - gyűrűkerék lánc elemek geometriai mérete függvényében meghatároztuk a bolygókerék – gyűrűkerék kapcsolatát kifejező β szöget és a bolygókerék hatását helyettesítő radiális F_r radiális erőt. A geometriai adatok függvényében meghatároztuk a gyűrű hajlításából eredő feszültség maximumát és minimumát, ami a gyűrű anyagára megengedhető feszültség ismeretében a hajtómű megengedhető előfeszítését és terhelését korlátozza.

[2] Péter József, Németh G., Dörzsbolygómű rugalmas alakváltozáson alapuló terhelés-kiegyenlítése, GÉP 65:(8) pp. 38-41. (2014)

[3] Suvalov Sz. A., Volkov N. E. Hullámhajtómű két tárcsával deformált hajlékony fogaskerékének alakváltozása. Izv. vuz. Mas. 1971. 10. 44/49 P.

FOGASKERÉKTESTBE ÉPÍTETT FÉM HAB ANYAGOK REZGÉSCSILLAPÍTÓ KÉPESSÉGÉNEK VIZSGÁLATA

EXAMINATION OF METALIC FOAMS WICH ARE BUILT INTO THE BODY OF GEARS

Dr. Sarka Ferenc, egyetemi docens, Dr. Szilágyi Attila, egyetemi docens***

1. ABSTRACT

In this paper the authors describe a measuring method to determine the vibration damping ability of the metallic foams in gear body.

2. BEVEZETÉS

A technológia fejlődése napjainkra már elérhető közelségbe hozta a különböző fémhabok ipari célú, tömeggyártásban történő felhasználását. A fémhabok előállításával és kutatásával több magyarországi intézmény is foglalkozik, többek között Miskolcon a Bay-Logi Anyagfejlesztési Osztálya, vagy Budapesten a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Anyagtudomány és Technológia Tanszéke, illetve a miskolci székhelyű Admatis Kft.

A fémhabok megnevezés olyan szilárd fémes anyagokat jelöl melyek porozitása 90% feletti. Az ilyen anyagok sűrűsége a tömbfém sűrűségéhez képest egy nagyságrenddel kisebb. A fémhabok több vonzó tulajdonsággal is bírnak, melyek alapján a gépészet számára használhatók lehetnek. Ilyenek az energiaelnyelő, hővezetési, csillapító, hangszigetelő és szűrési képességei. [1], [2], [3].

A természetben előforduló anyagok soha nem tömörek, mindig valamilyen pórusos vagy lyukacsos szerkezetet vesznek fel. A természetese anyagokhoz idomulva, azt lemásolva születtek meg a fémhab anyagok, melyek anyagfelhasználás szempontjából környezetbarát anyagnak mondhatók [5]. A környezetszemponitú tervezés egyik legmarkánsabban megjelenő szerkezeti anyagai lehetnek a különféle fémhabok [6], [7].

3. A MÉRÉS KÖRÜLMÉNYEI

A fémhab anyagok rezgéscsökkentő hatásáról valós körülményekhez jól közelítő eredmény érdekében, méréseket kell végezni. A mérések

kivitelezéséhez egy mérőpad tervezése és kivitelezése történt meg (1. ábra.). A mérőpad egy tömör acél alaplagra került, melyre két tengely került, két-két csapágyház (YAR-205) alkalmazásával. A csapágyházakban egysoros mélyhornyú golyóscsapágyak kerültek beépítésre. A mérések elvégzéséhez különböző keréktest kialakítású fogaskerekek készültek 2. ábra. A fogaskoszorú minden esetben ugyanaz az elem volt. A fogaskerekek elemei kúpos kötéssel kerültek összeszerelésre.

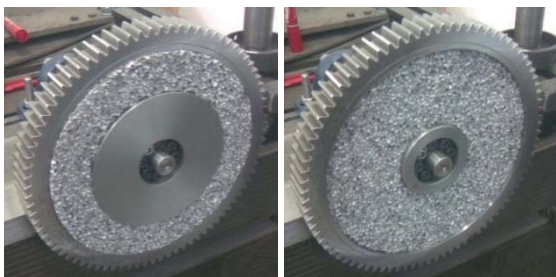


1. ábra. Mérőpad kialakítása

Ragasztó anyag nem került alkalmazásra az elemek között, hogy a méréskor kizárólag a fémhab anyag rezgéscsillapító hatását mérhessük. Az 2. ábrán a négy különböző fogaskerék kialakítás látható.

A kerék kialakítások:

- Tömör acél (C45) betét,
- könnyített tömör acél (C45) betét,
- fémhab betét, melynek sugár irányú mérete 35mm,
- fémhab betét, melynek sugár irányú mérete 70mm.



2. ábra. A mérésnél használt fogaskerék kialakítások

A fogaskerék koszorúja a Diósgyőri Fogaskerékgyártó Kft-nél készült.

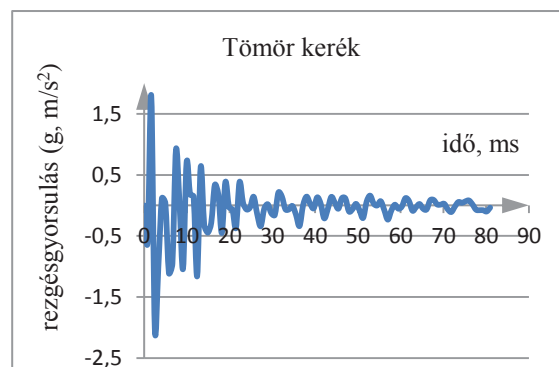
1. táblázat. A fogazat adatai

modul	$m=3$ mm
fogsám	$z=83$
osztókör átmérő	$d=249$ mm
alaprofilszög	$\alpha=20^\circ$
foghajlásszög	$\beta=0^\circ$
profileltolás tényező	$x=0$
fogszélesség	$b=30$ mm
anyagminőség	C45
furat	kúpos 1:10
legkisebb átmérő	208 mm (H7)

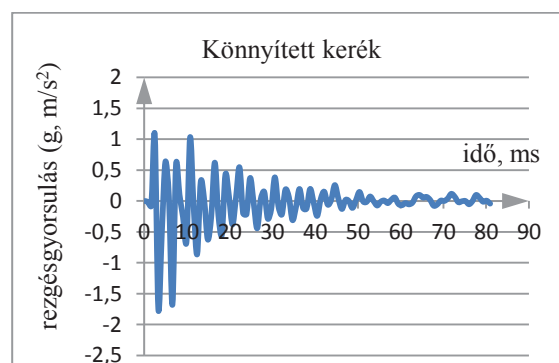
A fémhab betétek Roland MDX 650 típusú prototípus marógépen készültek. A fémhab anyagok furatához kapcsolódó tömör acél agyrészek anyaga C45. Külső felületük 1:10 arányú kúpsággal rendelkezik a kapcsolódó fémhab betéthez illeszkedően. Az összeszerelt kerekek KLG020 típusú szorítógyűrűvel kapcsolódnak a mérőpad tengelyére. A mérés elvégzéséhez a tengelyek forgását megakadályoztuk. Az egyik tengelyre került fel az adott kialakítású fogaskerék, míg a másik tengely erre a célra kialakított felületére a rezgésyorsulás érzékelő (B&K 8632 C50). A fogaskoszorú gerjesztése egy fog megütésével történt. Az ütést egy mindig azonos magasságból lebillenő és azonos tömegű kalapács hozta létre. A létrejövő rezgésnek, az érzékelőt tartalmazó tengelyre átjutó nagyságát mértük.

4. A MÉRT EREDMÉNYEK

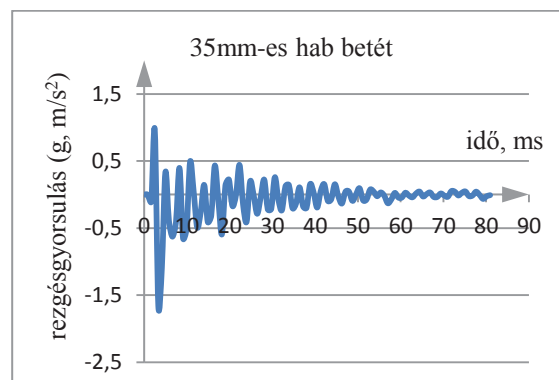
A mért mennyiség a rezgésyorsulás értéke, amelyet, g-ben (m/s^2) rögzítettünk. Az adatok rögzítéshez Hottinger Spider8 univerzális adatgyűjtő egységet, Kistler5134 típusú csatolót és egy PC-n futtatott Catman 4.0 szoftvert használtunk. A kapott eredmények - kiértékelés után a 3-6. ábrákon láthatók.



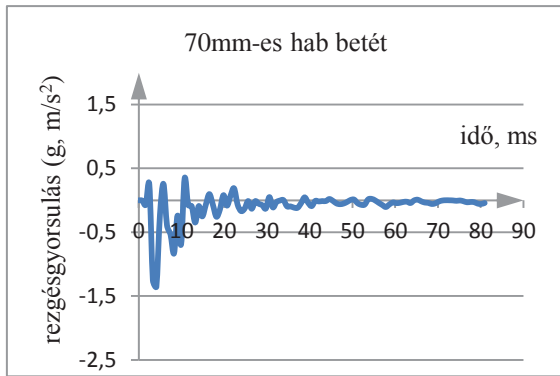
3. ábra. Tömör kerék esetén mért rezgésyorsulás értékének változása az idő függvényében



4. ábra. Könnyített kerék esetén mért rezgésyorsulás értékének változása az idő függvényében



5. ábra. 35 mm-es fémhab betéttel készült kerék esetén mért rezgésyorsulás értékének változása az idő függvényében

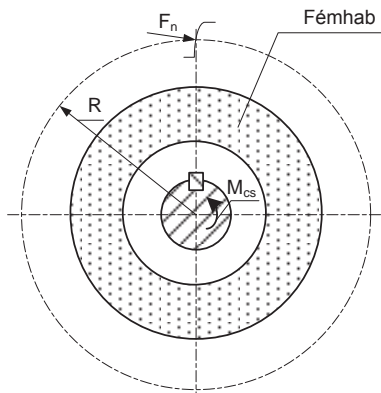


6. ábra. 70 mm-es fémhab betéttel készült kerék esetén mért rezgés gyorsulás értékének változása az idő függvényében

A kiértékeléskor a kiugróan magas és kiugróan alacsony értékeket nem vettük figyelembe. A fennmaradó értékek számtani középértékét képezve kaptuk az 3-6. ábrákon látható görbéket.

5. AZ EREDMÉNYEK ÉRTÉKELÉSE

Az előző négy ábra legnagyobb kitéréseit egy táblázatban összegyűjtve értékelhető a használt fémhab anyag rezgéscsillapító képessége (2. táblázat).



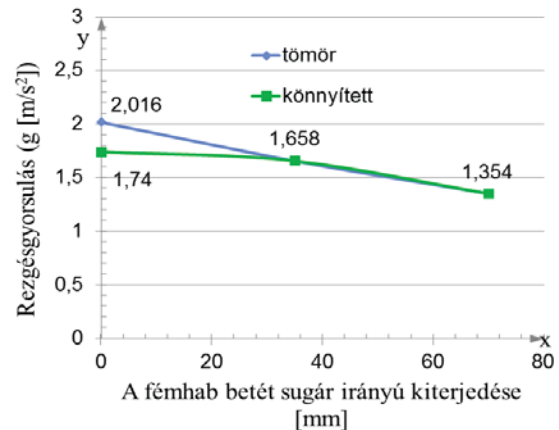
7. ábra. A fémhab betéttel ellátott fogaskerék vázlatja

A táblázat adataiból megállapítható, hogy a fogaskeréktestbe épített fémhab anyagok jelentős rezgéscsillapítási hatással bírnak. A rezgéscsillapítás mértékét jelentősen befolyásolja a fémhab anyag csillapítási tényezője és sugár irányú kiterjedése (7. ábra). A kapott eredmények diagramban összefoglalva láthatók a 8. ábrán. A diagram két görbéje a tömör acél kerékhez és a könnyített acél kerékhez viszonyítja a fémhab betéttel ellátott kerekek rezgéscsillapító hatását.

2. táblázat. A mért rezgés gyorsulás értékek és változásuk a tömör illetve könnyített kerékhez viszonyítva

	Rezgés- gyorsulás (g, [m/s ²])	Csökkenés Tömör kerékhez képest	Csökkenés Könnyített kerékhez képest
Tömör kerék	2,02	-	-
Könnyít ett kerék	1,74	13,9 %	-
Fémhab 35mm	1,66	17,8 %	4,6 %
Fémhab 70mm	1,35	33,2 %	22,4 %

Mindkét összehasonlítás esetében három-három pont áll rendelkezésre a görbék meghatározásához.



8. ábra. A mérési eredményekből szerkesztett diagram, a fémhab anyagok rezgéscsillapító képességéről

A rendelkezésre álló adatok alapján a kapott görbék egyenlete felírható. Az egyenlet segítségével előrejelzés adható a rezgéscsillapító képesség tekintetében adott fémhab vastagság esetére.

A tömör tárcsával való összehasonlítás esetére az (1) egyenlet érvényes ötödfokú polinommal való közelítés esetében:

$$y = 2 \cdot 10^{-5} \cdot x^2 - 0,011 \cdot x + 2,016 \quad (1)$$

melyre, a determinációs együttható, mely a közelítés jóságára utal, $R^2=1$.

A mérnöki munkában történő jobb felhasználhatóság érdekében elsőfokú polinommal (vagyis egyenessel) közelítve a (2)

egyenlet adódik

$$-0,0095 \cdot x + 2,007 \quad (2)$$

melyre a determinációs együttható $R^2=0,9978$. Vagyis jó közelítéssel az mondható, hogy lineáris kapcsolat van a csillapítás mértéke és a fémhab anyag sugár irányú kiterjedése (vastagsága) között.

Amennyiben a fémhab anyagok rezgéscsillapító képességét egy könnyített kialakítású tömör betétellátott fogaskerekhez viszonyítjuk, egy kicsit eltérő képet tapasztalunk (8. ábra. alsó görbe). A mérnöki gyakorlatban általában könnyített kerekkel dolgozunk. Összehasonlítva a tömör és könnyített kereket megállapítható, hogy a könnyített kialakítás a rezgéscsillapítás szempontjából kedvezőbb. A 8-as ábra alsó görbéjének egyenlete a (3) összefüggéssel írható le, ha ötödfokú polinommal közelítjük.

$$y = -9 \cdot 10^{-5} \cdot x + 0,0008 \cdot x + 1,74 \quad (3)$$

Ennél a közelítésnél R^2 determinációs együttható értéke 1.

Ha ebben az esetben is egy egyszerűbb elsőfokú közelítéssel élünk, kapjuk a (4) egyenletet.

$$y = -0,055 \cdot x + 1,777 \quad (4)$$

Az egyenessel közelített leírás esetén a determinációs együttható $R^2=0,9007$. Megállapítható, hogy a (2)-es összefüggéshez képest a (4-es) kicsivel rosszabb közelítést ad.

6. ÖSSZEFOGLALÁS

Az előző fejezetekben leírt vizsgálat alapján megállapítható, hogy a kísérletben vizsgált fémhab típus rezgéscsillapító képessége, jó közelítéssel, lineárisan változik a fémhab anyag vastagsági méretével. A csillapítás jellegét és mértékét megadó egyenletek bemutatásra kerültek.

7. A KUTATÁS TOVÁBBI LÉPÉSE

A fémhab betétellátott fogaskerek kutatása során kísérletet teszünk a létrehozott kerek közötti nyomatékátvitel megvalósítására. Tanulmányozni tervezzük a fogaskerek elemeit egymáshoz rögzítő ragasztók hatását. A fémhab anyagok vizsgálatának egy másik területe a maradó alakváltozással történő mozgási energia

elnyelő képességük tanulmányozása, illetve a fémhabok további felhasználás területek keresés.

8. FELHASZNÁLT IRODALOM

[1]: Sarka F. – Döbröczöni Á.: Using Metal Foams in gear-drives to reduce the emitted noise. Design of Machines and Structures, Vol. 4, No. 1 (2014), pp. 65–75.

[2]: Orbulov I. N.: Szintaktikus fémhabok. PhD értekezés, 2009.

[3]: Korposné Kelemen K. - Kaptay Gy. – Borsik Á.: Fémhabok – A géptervezés potenciális szerkezeti anyagai.

[4]: Makhult M.: Gépágyazások rezgéstani méretezése, Akadémiai Kiadó, Bp., ISBN963 05 0064 7.

[5]: Dömötör Csaba – Péter József: Design Principles in Nature. Design of Machines and Structures, Volume 2, Number 2 (2012), HU ISSN1785-6892

[6]: Takács Ágnes: Green Principles. Design of Machines and Structures Volume4, Number 1 (2014). HU ISSN1785-6892.

[7]: Takács Ágnes: Environmentally Friendly Design Tools – Possibilities of The Application. Design of Machines and Structures Volume 2, Number 2 (2012). HU ISSN 1785-6892.

[8]: Bihari János: Heating Behaviour of Small Plastic Gears. Design of Machines and Structures, Volume 2, Number 1 (2012), HU ISSN 1785-6892

9. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A cikkben ismertetett kutató munka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 projekt eredményeire alapozva a TÁMOP-4.1.1.C-12/1/KONV-2012-0002 jelű projekt részeként – az Új Széchenyi Terv keretében – az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósult meg.

A fémhab anyagot az *Admatis Kft.* bocsátotta rendelkezésünkre.

A fogaskerek a *Diósgyőri Fogaskerékgyártó Kft.* készítette számunkra.

*ME., Gép-és Terméktervezési Intézet

**ME., Szerszámgépészeti és Mechatronikai Intézet, Szerszámgépek Intézeti Tanszék.

BIOMECHANIKAI VÉGESELEMES MODELL INVERZVALIDÁCIÓJA

INVERSE VALIDATION OF BIOMECHANICAL FINITE ELEMENT MODEL

Simonovics János PhD, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gépészmérnöki kar, Gép- és Terméktervezés Tanszék. 1111 Budapest, Műegyetem rkp. 3-9., e-mail: simonovics.janos@gt3.bme.hu, varadik@eik.bme.hu.

Bujtár Péter, PhD, Maxillofacial surgent, Department of Oral and Maxillofacial Surgery, Univesity Hospitals of Leicester, e-mail: bujpet@yahoo.co.uk.

ABSTRACT

Biomechanical presimulations are getting more important in field of mandible reconstruction. The proper material parameters are very important to avoid simulation issues. Our inverse validation method shows a walkable solution to provide reliable material values.

1. BEVEZETÉS

A daganatos megbetegedések napjaink egyik legkomolyabb problémáját jelenti az orvostudomány területén. Az Európai Unión belül Magyarország első helyet foglal el a szájüregi daganatok tekintetében. Viszonylag egyszerű felismerhetőségük ellenére a probléma feltárására sokszor későn, drasztikus beavatkozást igénylő stádiumban kerül sor. A csont, mint primer szűrő érintettsége esetén, annak rezektálásával lehet orvosolni az állapotot. A geometriailag és mechanikailag gyengített csontot teherviselő rekonstrukcióval próbálják helyreállítani. A korszerű implantátumok fejlesztéséhez a nehezen beszerezhető etikai kísérletek helyett sokszor virtuális modellezést és szimulációt alkalmaznak. Ezek megfelelő felépítéséhez elengedhetetlen a csontállomány anyagtulajdonságainak pontos ismerete és azok valóságghű modellezése.

2. MÓDSZEREK

Az inverzvalidáció elkészítéséhez cadaver csontminták kerültek felhasználásra. A human mintákhoz kivételéhez Dr. Fejér Zsolt biztosította orvosi oldalról a szükséges támogatást, a mintavétel a Semmelweis Egyetem Humánmorfológiai és Fejlődésbiológiai Intézetben történt. A kivételt követően a csontmintákról computer tomográfus (CT) felvételek készültek, majd a darabokat roncsolásos nyomóvizsgálatnak vettem alá. [1] Az inverzvalidációs eljárás során az irodalomban modellezéshez általánosságban felhasznált

homogén szerkezet helyett a CT által biztosított sűrűség értékekre épített anyagmegfeleltetést alkalmaztam.[2]

A CT képekből származó információkból első lépésként a sűrűség egyenlet felállítását végeztük el. Ehhez a szkenneléshez felhasznált ismert sűrűségű elemek közül 4 féle hengertípust használtunk fel. A mintavételezés során több elemet is alkalmaztunk, a mért értékeket átlagoltuk. A Hounsfield Unit kiszámítása az alábbi képlet alapján történt:

$$HU = \frac{\mu_{\text{számított}} - \mu_{\text{víz}}}{\mu_{\text{víz}}} \cdot 1000 \quad (1)$$

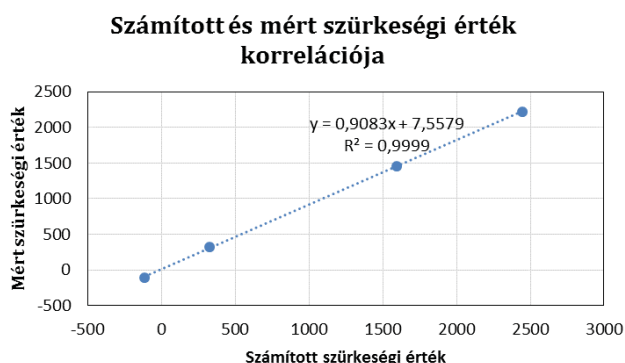
ahol: HU– Hounsfield unit,
 $\mu_{\text{számított}}$ – számított lineáris sugárgyengítési együtthatója,
 $\mu_{\text{víz}}$ – víz lineáris sugárgyengítési együtthatója.

A képletben szereplő lineáris sugárgyengítési tényező, a referencia elemeken mért szűrkeségi értékből korrelációval került meghatározásra, a mért értékek alapján felhasznált 62,52KeV számított effektív sugárnyaláb energia érték alapján. [3], [4] A számított és a mért szűrkeségi értékeket az alábbi táblázat tartalmazza.

1. táblázat Vizsgált anyagok

	Anyag neve	Számított szűrkeségi érték (ref.)	Mért átlag szűrkeségi érték
1	Bórszilikát üveg	1594,49	1455,607
2	Polietilén (PE)	-113,44	-108,18
3	Alumínium (Al)	2445,28	2226,023
4	Polioximetilén (POM)	326,62	319,6367

A számított és a mért értékre vonatkozó korrelációt a következő diagram ábrázolja (1. ábra).



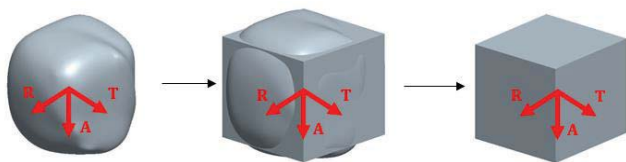
1. ábra Szűrkeségi értékek korrelációja

A sűrűség és a szűrkeségi értékek korrelációjának vizsgálata során $R^2=0,9887$ értéket kaptam. Ennek egyenlete:

$$y=0,0007x+1,0991 \quad (2).$$

Ezen egyenletet használtam fel a további lépések során a szűrkeségi értékek alapján számított sűrűség meghatározásához.

A validációs folyamathoz a macerált mintákat alkalmaztam. Az egyes szimulációk között a csont modellt minden esetben exportálni kell az orvosi képalkotó adatai alapján történő anyagmegfeleltetéshez, majd ezt visszaimportálni a végeselemes modell újraépítéséhez. Mindezek és a számítási kapacitás figyelembevételével a validáláshoz felhasznált minták számát 6 elembe határoztam meg, melyeket véletlenszerűen választottam ki a macerált minták axiálisan vizsgált kockái közül. A minták, sablonon elhelyezett CT-ből származó szkenn adatain, a szűrkeségi értékek alapján szövetszegmentációt alkalmaztam. Ezt követően létrehoztam a vizsgálandó macerált minták egyszerűsített geometriával kiegészített CAD modelljét. Az idealizált geometria nagymértékben gyorsította a validációs folyamatot.



2. ábra CAD modellek létrehozása

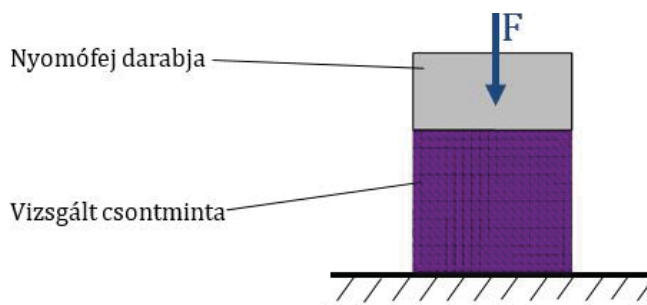
A szakirodalom alapján a rugalmassági moduluszra felírható a következő egyenlet:

$$E_{számított} = A \cdot \rho^B$$

ahol E – rugalmassági modulusz [MPa],
 A – szorzó tag,
 B – hatvány tag,
 ρ – szűrkeségi értékekből kalkulált sűrűség.
 [5], [6]

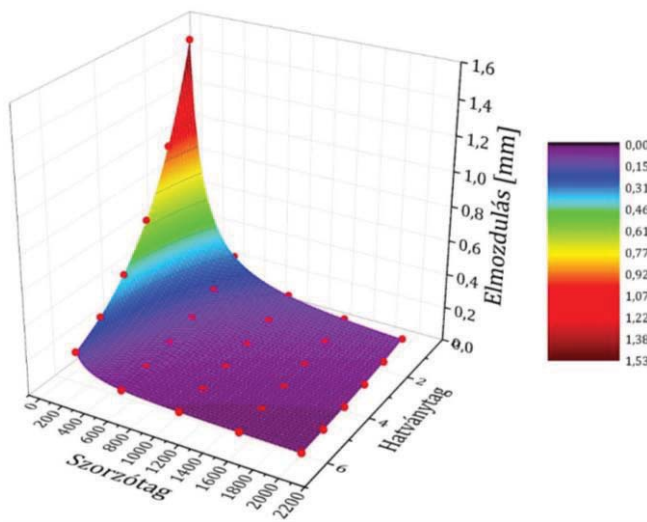
Minden mintához megoldásmátrixot készítettem az egyes kockák rugalmassági moduluszának meghatározására. A felállított lehetséges megoldásmátrixban az A értékeit 100-2000 értékig, a hatványkitevőben lévő B értékét 1-6-ig vizsgáltam. Az A értékeket a nagy számítási igény miatt felosztottam ténylegesen szimulált (100, 500, 1000, 1500, 2000) értékekre, B esetén egész számokat használtam a vizsgálatok futtatásához (1, 2, 3, 4, 5, 6).

Anyagmegfeleltetést alkalmaztam a végeselemes számítások előtt. A CT felvétel felbontása és a minták mm-ben mérete nem állt egymással olyan arányban, hogy értelme lett volna inhomogén szerkezetet alkalmazni az egyes csontkockákban. Ennek köszönhetően kockánként 1 rugalmassági modulusz került meghatározásra, mely az egyes minták szűrkeségi értékeinek átlagán alapult. Ez szolgált anyagtulajdonságként a szimulációkhoz a megoldásmátrix egy-egy eleméhez. A szimulációk során a nyomóvizsgálatnak megfelelő viszonyokat biztosítottam.



3. ábra Szimuláció

Csontmintánként 30 számítást végeztem a megoldásmátrixok felállításához. A felületként való ábrázolás során RationalTaylor felülelem illesztést használtam. Minden megoldásmátrix illesztése $R^2=0,99$ -nél pontosabb értéket adott. A felület tengelyei a szorzótag és a hatványtag mellett az a kapott elmozdulás voltak (4. ábra).



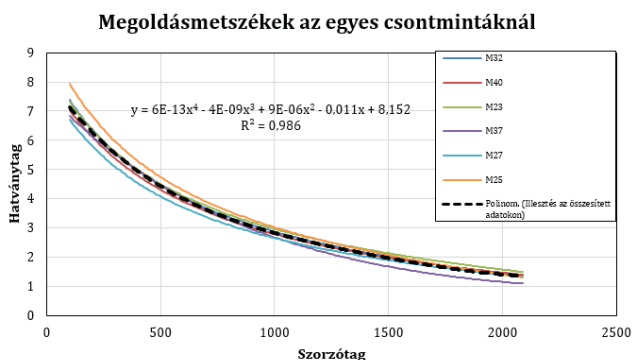
4. ábra Megoldásmátrix

A csontminták megoldásmátrixára illesztett felület egyenlete:

$$z = \frac{(Z_0 + A_01x + B_01y + B_02y^2 + C_02xy)}{(1 + A_1x + B_1y + A_2x^2 + B_2y^2 + C_2xy)} \quad (3)$$

ahol x – hatványtag,
 y – szorzótag,
 z – elmozdulás érték [mm],
 minden más tag konstans.

X-re rendezve az egyenletet, a két megoldás közül csak a plusz gyöktagos megoldás biztosította a megfelelő eredményt. Ez alapján megkaptam a felületeken azon metszékeket (szorzó és hatványtag párok), melyek reprezentálják a roncsolásos nyomóvizsgálaton mért elmozdulás értékeket. Ezen metszékeket egy diagramban ábrázoltam és görbét illesztettem rá. Jellegéből fakadóan 4-ed fokú polinomiális illesztéssel $R^2=0,986$ értéket lehetett elérni (5. ábra)



5. ábra Az egyes megoldásmetszékek

Az illesztett egyenlet hatvány és szorzat tagjaival az egyes csontkockák megoldásmátrixaira felírt felületek egyenletébe visszahelyettesítve, megkaptam azt a metszékét, melyet ezen görbe reprezentál. Az egyes mintáknál kapott görbék eltéréseinek kumulált minimuma az eredeti roncsolásos vizsgálatokon alapuló görbemetszékektől megmutatja, hogy hol található a hatvány és szorzat tagra vetített, mind a 6 mintát figyelembe vevő optimumpont az illesztett görbén. Többszöri iterációval meghatároztam, hogy ezen optimumpontot az $A=1441,6$ szorzó és $B=2,0487$ hatványtag képviseli.

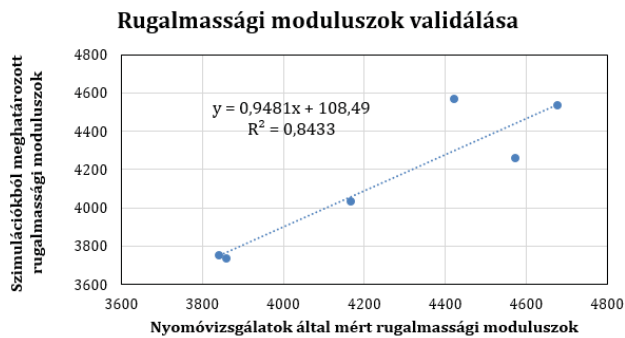
Az optimumpont értékeivel ismételtelen elvégeztem az anyagmegfeleltetést, majd ezt követően a végeselemes vizsgálatokat, az egyes csontkocka modellekre.

A szimulációból származó elmozdulás értékekből rugalmassági moduluszt számoltam, melyet összehasonlítottam a roncsolásos mérésekből származó referencia értékekkel. A hiba százalékos értéke a nyomóvizsgálatból származó referencia rugalmassági moduluszhoz van mérve (2. táblázat).

2. táblázat Mért és számított rugalmassági moduluszok

	Mért rug. mod.	Számított rug. mod.	Hiba	
	[MPa]	[MPa]	[MPa]	%
M25	3861,11	3731,34	129,77	3,36
M40	3843,31	3747,91	95,40	2,48
M37	4678,36	4535,15	143,22	3,06
M27	4423,08	4566,21	143,13	3,24
M32	4166,67	4032,26	134,41	3,23
M23	4573,90	4257,62	316,28	6,91

A hiba értékek egy eset kivételével 3,36%-os érték alatt maradnak. A 6 minta közül legkritikusabb hiba 6,91%-os. Ezen hiba értéke biomechanikai területen elfogadható, ugyanis az egyes modellezési és mérési pontatlanság akár magában foglalhatja az adott szintet. Az összehasonlítást diagramban korrelációs egyenessel is ábrázoltam (6. ábra).



6. ábra Roncsolásos vizsgálatok és a validálási eljárásból származó rugalmassági modulusz értékek összehasonlítása

3. EREDMÉNYEK

A 6. ábra alapján eredménynek az

$$y = 0,9481x + 108,49 \quad (4)$$

egyenlet tekinthető, mely $R^2=0,8433$ -as illeszkedési értékével megbízhatónak tekinthető. Az eredmények figyelembevétele során mindenképp számolni kell a biomechanikai mérések viszonylag nagy szórására és pontatlanságára is. Meg kell említeni, hogy az egyes minták nem azonos anatómiai részről és pláne nem azonos páciensről származtak. További hiba faktor lehet a geometriai idealizálásnál bevitt hiba a modellezésbe. Mindezek ellenére jól látszik, hogy az irodalomban széles körben használt 14-20GPa-os rugalmassági modulusz értékekhez képest a validált roncsolásos vizsgálatok alacsony eredményeket adtak. [7] Ennek helyes modellezése a leírt validáló eljárással megbízhatóan kivitelezhető és elkerülhető a helytelen anyagi paraméterek beállítása.

4. ÖSSZEFOGLALÁS

Tanulmányunk során, tumoros mandibula rezekciók rekonstrukciójára használható vége-selemes modellezési eljárás invalidációját, illetve annak vizsgálatát végeztük el. A kapott eredmények azt mutatják, hogy a modellezési eljárás megbízhatóbb, mint az irodalomban jelenleg használt modellek az anyagtulajdonságok definiálásának szempontjából. A modellek a valósághoz közelebbi terhelési vizsgálatok elvégzésére alkalmasak.

Ezen anyagtulajdonságok megfelelő használata elengedhetetlen a megfelelő biomechanikai

modellalkotás és szimulációk szempontjából. Az ilyen modellekkel elvégzett vizsgálatok megbízhatóbb adatokat szolgáltatnak az egyes terhelési scenáriókról és rávilágítanak a csont vagy implantátum lehetséges tönkremeneteli pontjaira.

5. IRODALOM

- [1] J. Simonovics, K. Váradi, P. Bujtár, A. Szűcs, és Z. Fejér, „Macerált mandibula minták roncsolásos biomechanikai vizsgálata”, *GÉP*, sz. 2013/7. LXIV., o. 32–35.
- [2] S. Y. Ertem, S. Uckan, és U. A. Ozden, „The comparison of angular and curvilinear marginal mandibulectomy on force distribution with three dimensional finite element analysis”, *J. Cranio-Maxillofac. Surg.*, köt. 41, sz. 3, o. e54–e58, ápr. 2013.
- [3] W. O. G. Batista, M. V. T. Navarro, és A. F. Maia, „Effective doses in panoramic images from conventional and CBCT equipment”, *Radiat. Prot. Dosimetry*, köt. 151, sz. 1, o. 67–75, dec. 2011.
- [4] W. O. Batista, M. V. T. Navarro, és A. F. Maia, „Development of a phantom and a methodology for evaluation of depth kerma and kerma index for dental cone beam computed tomography”, *Radiat. Prot. Dosimetry*, köt. 157, sz. 4, o. 543–551, dec. 2013.
- [5] H. Yang, X. Ma, és T. Guo, „Some factors that affect the comparison between isotropic and orthotropic inhomogeneous finite element material models of femur”, *Med. Eng. Phys.*, köt. 32, sz. 6, o. 553–560, júl. 2010.
- [6] B. Helgason, E. Perilli, E. Schileo, F. Taddei, S. Brynjólfsson, és M. Viceconti, „Mathematical relationships between bone density and mechanical properties: A literature review”, *Clin. Biomech.*, köt. 23, sz. 2, o. 135–146, febr. 2008.
- [7] W.-J. Seong, U.-K. Kim, J. Q. Swift, Y.-C. Heo, J. S. Hodges, és C.-C. Ko, „Elastic properties and apparent density of human edentulous maxilla and mandible”, *Int. J. Oral Maxillofac. Surg.*, köt. 38, sz. 10, o. 1088–1093, okt. 2009.

A MULTIDISZCIPLINÁRIS OPTIMÁLÁS ALKALMAZÁSA SIKLÓCSAPÁGYAK TERVEZÉSÉHEZ

MULTIDISCIPLINARY OPTIMIZATION APPLIED FOR THE DESIGN OF JOURNAL AND SLIDING BEARINGS

Dr. Szabó Ferenc János, PhD

3515 Miskolc Egyetemváros, Gép- és Terméktervezési Intézet

ABSTRACT Cylindrical radial journal bearing and rectangular shape axial sliding bearing is optimized applying Multidisciplinary Optimization approach. The objective function for cylindrical journal bearing optimization is the friction factor in the first minimization example and the load bearing capacity in the second maximization example. In case of rectangular sliding bearing, shape optimization is performed searching for the maximum load bearing capacity. The effects of different objective functions for the optimum solutions are shown by the comparison of the results for cylindrical bearings and for rectangular bearings a parabolic approximation is given for the accurate approximation of the optimum shape for fabrication reasons.

1. BEVEZETÉS

A cikkben három optimálási példát mutatunk be siklócsapágyak témájában:

- Hengeres radiális siklócsapágy optimális tervezése minimális súrlódási tényezőre;
- Hengeres radiális siklócsapágy optimális tervezése maximális terhelhetőségre;
- Négyszög alakú axiális siklócsapágy optimális peremkialakítása, maximális terhelhetőség elérése céljából.

Hengeres radiális siklócsapágy két feladatához tartozó optimális végeredmények összehasonlítása alapján bemutatjuk a különböző célfüggvények hatását az optimális végeredményre. A négyszög alakú siklócsapágy optimális végeredményként adódó perem- alak pontos leírásához

parabolikus közelítést javasolunk, melyet a könnyebb gyárthatóság érdekében lehet célszerű alkalmazni.

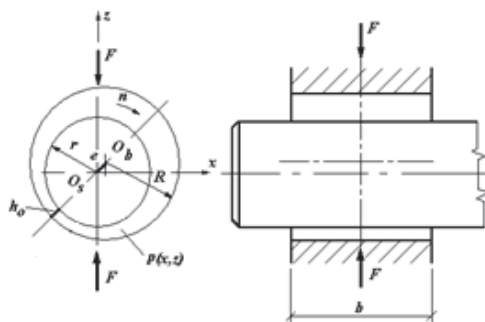
Az optimálási folyamatok elvégzéséhez saját fejlesztésű algoritmust, a Random Virus Algoritmust alkalmazzuk [1], melyet multidiszciplináris optimálási eljárásokhoz fejlesztettünk ki, fokozott figyelmet fordítva arra, hogy az optimális eredmények eléréséhez minél kevesebb célfüggvény-értékkadás és feltétel-ellenőrzés legyen szükséges, hiszen ezek akár időigényes véges differencia, vagy végeselemes számításokat igényelhetnek. Az optimálási probléma felépítése során a csapágyak geometriai méretére vonatkozó feltételek mellett a kenőanyag maximális megengedett üzemi hőmérsékletére, a kenőanyagban kialakuló átlagnyomás megengedhető maximális értékére, valamint a résméret alsó és felső határára vonatkozó implicit feltételeket alkalmaztunk, explicit feltételek nem voltak.

Hengeres siklócsapágy esetén az optimális végeredményeket összefoglaló táblázatban adjuk meg, melyben könnyen összehasonlíthatók a kétféle célfüggvény esetén adódó végeredmények. Négyszög alakú csapágy esetén az optimális végeredmény a peremalak, mely esetén a lehető legnagyobb a csapágy terhelhetősége. A perem leírásához parabolikus és elliptikus közelítést alkalmazunk, a két közelítés összehasonlítása alapján a parabolikus közelítést javasoljuk az esetleg későbbi gyártás során a perem kialakításához.

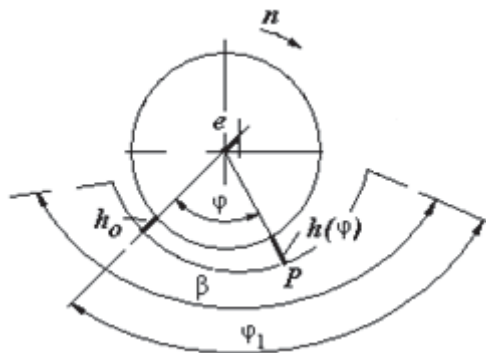
Az optimalás eredményeként 28.98 % terhelhetőség növekedés, illetve 29.24 % súrlódási együttható csökkenést értünk el hengeres siklócsapágy esetén.

2. HENGERES SIKLÓCSAPÁGY

Mindkét optimalandó siklócsapágy esetén a vizsgálatok alapját a hidrodinamikus siklófelületek leírását biztosító Reynolds-egyenlet (1) képezi, mely a felületek közötti résfüggvény $h(x,z)$ és a kenőfilmben (1.ábra) kialakuló nyomásfüggvény $p(x,z)$ között teremt kapcsolatot.



1. ábra. Hidrodinamikus hengeres radiális siklócsapágy méretei és kialakítása



2. ábra. A jellemző szögek és a résfüggvény helyzete

A Reynolds egyenlet megoldásához egy véges differenciák módszerére épülő numerikus módszer került kidolgozásra [1] ami a (2) összefüggésben bemutatott mátrix-egyenletre vezet. Az egyenletben \mathbf{p} a nyomás csomóponti értékeit tartalmazó vektor, \mathbf{g} a konstansoktól, geometriai méretektől függő vektor, a \mathbf{K} mátrix elemei pedig a résfüggvény csomópontbeli értékeitől függenek. Ezt a

numerikus módszert az RVA algoritmus programjával összeépítve olyan optimaló eljárás jött létre, amely alkalmas a véges differencia módszerhez alkalmazott csomópontok szisztematikus áthelyezésére, így keresve a csapágy optimális kialakítását, a tervezési feltételek kielégítése mellett. Az optimalás előtt ehhez elengedhetetlenül szükséges a numerikus analízis többszöri lefuttatása, tesztelése, paramétervizsgálatok végrehajtása, melynek során megismerjük a szerkezet viselkedését, érzékenységét a különböző változtatásokra. Így kiválasztható az a csomópont- halmaz, melynek változásaira a majdani célfüggvény jelentősebben reagál, mint a többi csomópontéra. Ezzel elérhető, hogy a tervezési változók száma ne legyen túl nagy, az optimalási folyamat teljes futtatása ne vegyen igénybe irreálisan nagy futási időt és számítási kapacitást.

A terhelhetőség számítása a Reynolds-egyenlet numerikus megoldása után az eredményül adódó nyomásfüggvény numerikus integrálása útján történik és meghatározható a csapágy terhelhetősége, F_n a csapágy geometriai méreteit felhasználva (3). Hasonlóan adódik a mozgatáshoz szükséges erő értéke is (4), amiből meghatározható a csapágy súrlódási tényezője: $\mu = F_f / F_n$.

A (4) egyenletben szereplő $\omega = 2 \pi n$, a csap szögsebessége, n a fordulatszám. A 2. ábra részletesen mutatja a résfüggvényt a φ szög függvényében, valamint a β kenési szöget. A résfüggvény egyenletét az (5) összefüggés adja meg. Az optimumkereséshez alkalmazott numerikus módszert több tesztelésnek is alávetettük, az irodalomban fellelhető [2] számpéldák eredményeivel valamint az ANSYS/FLUENT végeleemes programrendszerben felépített modell [1] eredményeivel is összehasonlítva, jó egyezést találtunk. Ezután került a módszer beépítésre az optimaló eljárásba.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) - 6\eta U \frac{\partial h}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

$$\mathbf{Kp} + \mathbf{g} = \mathbf{0} \quad (2)$$

$$F_1 = \int_{\varphi=-(\beta-\varphi_1)}^{\varphi_1} \int_{z=-\frac{b}{2}}^{b/2} p r d\varphi dz \cos \varphi ;$$

$$F_2 = \int_{\varphi=-(\beta-\varphi_1)}^{\varphi_1} \int_{z=-\frac{b}{2}}^{b/2} p r d\varphi dz \sin \varphi ;$$

$$F_n = \sqrt{F_1^2 + F_2^2} \quad (3)$$

$$F_r = \int_{x=-r(\beta-\varphi_1)}^{r\varphi_1} \int_{z=-\frac{b}{2}}^{b/2} \left(\frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} h - \eta \frac{r\omega}{h} \right) dx dz \quad (4)$$

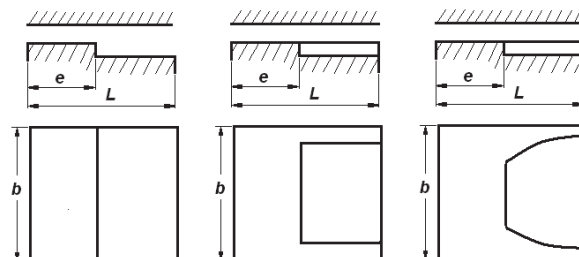
$$h(\varphi) = R - r - e \cos \varphi \quad (5)$$

3. NÉGYSZÖG ALAKÚ AXIÁLIS SIKLÓCSAPÁGY

Négyszög alakú hidrodinamikusan axiális siklócsapágyak multidiszciplináris optimalizálása során a csapágyperem optimális alakját kerestük, mely esetén a maximális terhelhetőséget tekintettük célfüggvénynek.

Végtelen szélességű esetre, ami egy közelítő, két dimenziós megoldás a 3D problémára, Szota és Döbröczöni [3] munkájukban meghatározták a csapágy optimális kialakítását, véges szélesség esetén azonban a kenőperem alakjának meghatározásához a háromdimenziós feladat megoldására van szükség. Ezt a háromdimenziós megoldást a 2. fejezetben bemutatott, véges differenciákra alapuló numerikus módszerrel végezzük el, majd az RVA algoritmussal integrálva építjük fel a multidiszciplináris optimalizációs eljárást. Az optimalizációs probléma multidiszciplinaritását itt is a hidrodinamikai problémát leíró Reynolds-egyenlet kielégítése, a hőmérsékleti, kenőfilm vastagsági és a nyomásértékekre előírt peremfeltételek kielégítése adja. Ennél a problémánál is jelentős számú előzetes vizsgálatra, próba-futtatásokra, úgynevezett „numerikus kísérletekre” volt szükség ahhoz,

hogy beállítsuk az algoritmus legmegfelelőbb paramétereit, meghatározzuk a tervezési változóként kezelt csomópontok körét. Az elméletet ebben az esetben is az (1) – (4) egyenletek írják le. A terhelhetőség számítására itt is a (3) egyenletet alkalmaztuk.



3. ábra. Néhány lehetséges perem- kialakítás

Néhány lehetséges perem- kialakítást mutat a 3. ábra, ennek az optimális kialakítását igyekszünk meghatározni a multidiszciplináris optimalizációs eljárás során. Ebben az esetben szükség van a kenőfilmben kialakuló átlagos nyomás számítására: $\bar{p} = \frac{F_n}{bL}$, valamint a Sommerfeld- féle csapágyjellemző számra, vagyis a terhelési számra: $\theta = \frac{\bar{p}\epsilon^2}{\gamma U/L}$, ahol $\epsilon = h_0/L$ jelöli a relatív résméretet, γ a kenőanyag abszolút viszkozitása, U a felületek relatív sebessége.

4. SZÁMPÉLDÁK, EREDMÉNYEK

4.1 Hengeres csapágy

A hengeres, radiális, hidrodinamikusan siklócsapágyhoz egy villamos gép csapágybakjának számpéldáját alkalmaztuk [2]. A kezdeti kialakítás, a súrlódási tényező minimumra történt optimalizálás és a terhelhetőség maximumra végzett optimalizálás számértékei, eredményei az 1. táblázatban láthatók.

A táblázatban látható, hogy a súrlódási tényező az optimalizálás hatására 29.24%-kal csökkenthető, a terhelhetőség pedig 28.98%-kal növelhető. Érdekes megfigyelni a kezdeti kialakításhoz képest szükséges méret-eltéréseket a két különböző cél elérése végett. Ezen különbségek alapján szükséges lehet a jövőben egy több célfüggvényes, úgynevezett

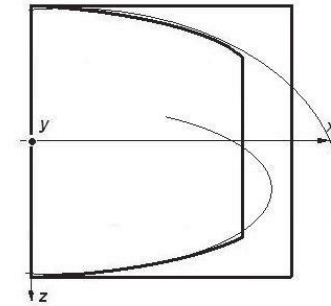
Pareto- optimum keresésének beépítése a multidiszciplináris optimalizációs folyamatba.

1. táblázat. Kiindulási értékek és kétféle optimalizációs eredmények hengeres csapágyra

Paraméter	Kezdő	Min. μ	Max. F_n
r [mm]	80	80	95
R [mm]	80.130	80.104	95.161
e [mm]	0.0799	0.069	0.1017
μ	0.00305	0.002163	0.00305
F_n [N]	31400	31400	40500
T [°C]	74.95	58.88	79.68
\bar{p} [MPa]	0.9435	0.9435	0.8630
Csökkenés μ [%]	-	- 29.24	0
Növekedés F_n [%]	-	0	+ 28.98
h_o [μ m]	50.54	35.10	59.77
Illesztés (ISO)	H7/a9	H7/b8	H7/a9

4.2. Négyyszög alakú siklócsapágy

A négyszög alakú axiális siklócsapágyak optimális peremkialakításának kereséséhez kiinduló esetként a 3. ábra közepső kialakítását alkalmaztuk, $b/L=1$, $e=0.24*b$, $a=L*0.76$, $H/h_o=2.3$ értékekkel. A kezdeti kialakítás kiértékelésekor a véges differenciákat alkalmazó numerikus módszerrel a Sommerfeld- számra 0.119 értéket kaptunk, ami jól egyezett az ANSYS/FLUENT rendszerben kapott 1.122 értékkel, tehát a véges differencia módszer alkalmazható az optimalizációs folyamathoz is. Az optimális peremkialakítás a 4. ábrán látható, ebben már megfigyelhető az alak numerikus leírásához, gyártás tervezéséhez ajánlott parabolikus közelítés is.



4. ábra. Az optimális alak

A parabolikus közelítés egyenletei:

$$z = Cx^2 + Dx + E \quad (10)$$

ahol

$$C = \frac{\frac{x_3 - x_1}{x_2 - x_3} (z_2 - z_3) + z_1 - z_3}{x_1^2 + x_2 x_3 - x_1 x_2 - x_1 x_3} \quad (11)$$

$$D = \frac{z_2 - z_3 - C(x_2^2 - x_3^2)}{x_2 - x_3} \quad (12)$$

és

$$E = z_1 - Cx_1^2 - Dx_1 \quad (13)$$

5. FELHASZNÁLT IRODALOM

[1] Szabó, F. J.: Edge Shape Optimization of Finite Width Sliding Bearings. *Comput. Sci. Appl.*, Vol. 2., No 1. 2015. pp.29- 35. USA. ISSN: 2333-9071.

[2] Szota, Gy.: Siklócsapágyak tervezése. Műszaki Könyvkiadó, Budapest 1974.

[3] Szota, Gy., Döbröczöni, Á.: Influence of the adhesiveness of lubricants on load carrying capacity and coefficient of friction of hydrodynamic sliding surface pairs. In: Stachowiak, G. W.(ed.): *AUSTRIB'94 International Tribology Conference*, Perth, Australia, 5-8 December, 1994. pp. 135-139.

6. KÖSZÖNETNYÍLVÁNÍTÁS

A cikkben ismertetett kutatómunka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 projekt eredményeire alapozva az Új Széchenyi Terv keretében a Magyar Állam és az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósult meg.

HIPERELASZTIKUS ANYAGMODELLEK ÖSSZEHASONLÍTÁSA

COMPARISON OF HYPERELASTIC MATERIAL MODELS

Szabó György, PhD hallgató, BME Gép-és Terméktervezés Tanszék, 1111 Bp, Műegyetem rkp. 3.
Váradi Károly, egyetemi tanár, BME Gép- és Terméktervezés Tanszék, 1111 Bp, Műegyetem rkp. 3.

ABSTRACT

This paper presents and compares the most popular hyperelastic material models. It shows the benefits and the limitations of the material models and compares the fitted models with the results of a finite element simulation of a uniaxial tension test.

1. BEVEZETÉS

Gépészeti szerkezetekben nagyon gyakran használnak elasztomer alkatrészeket a legkülönbözőbb célokból. Ilyen cél például a tömítés és a rezgésszigetelés. Ezen anyagok viselkedése nagyban eltér a gépészetben szokásos fémekétől. Annak érdekében, hogy ezeknek az elasztomer alkatrészeknek a viselkedését pontosan le lehessen modellezni végelem módszer segítségével, elengedhetetlen az anyag viselkedésének ismerete, valamint pontos anyagmodell felállítása. Az ilyen típusú anyagok modellezése legegyszerűbb esetben hiperelasztikus anyagmodellekkel történhet.

2. HIPERELASZTIKUS MODELLEK

A hiperelasztikus anyagmodellek, a lineáris-elasztikus modell általánosításával jöttek létre, nagy alakváltozások felvételére képesek, nem lineáris modellek [1]. Az anyagban tárolt rugalmas energia felhasználására épülnek [2]. Egyik leggyakrabban használt változata a Green-Lagrange alakváltozástenzorral és a második Piola-Kirchhoff-feszültségtenzorral kifejezve:

$$S = \frac{\partial \Pi_b(E)}{\partial E} \quad (1)$$

ahol S a második Piola-Kirchhoff-feszültségtenzor, Π_b az energiafüggvény és E a Green-Lagrange féle alakváltozási tenzor.

A következőkben a leggyakrabban alkalmazott, nagy alakváltozások leírására képes anyagmodellek energiafüggvényeit mutatjuk be.

2.1. Neo-Hooke anyagmodell

Ez az anyagmodell a klasszikus Hooke-féle modell kiterjesztése nagy alakváltozásokra. Az energiafüggvény a következőképp számolható:

$$\Pi_b = \frac{\mu}{2}(I_1 - 3) + \frac{1}{d}(J - 1)^2 \quad (2)$$

ahol μ az anyag nyíró rugalmassági modulusa, I_1 az alakváltozástenzor első skalár invariánsa, J a deformációgradiens tenzor determinánsa a d paraméter pedig az összenyomhatatlansági változó, ami a κ térfogati rugalmassági modulusból származtatható:

$$d = \frac{2}{\kappa} \quad (3)$$

2.2. Mooney-Rivlin-modell

A Mooney-Rivlin modellcsalád [3] és [4] a Neo-Hooke modellnek egy olyan általánosított alakja, ahol az energiafüggvény a második skalár invariánstól is függ.

$$\Pi_b = \sum_i \sum_j c_{ij} (I_1 - 3)^i (I_2 - 3)^j + \frac{1}{d} (J - 1)^2 \quad (4)$$

Főleg polimerek viselkedésének leírásánál alkalmazzák. Legelterjedtebb változatai a 2, 3, 5, és 9 paraméteres modellek. Az anyagi paraméterek a c_{ij} változók.

2.3. Yeoh-modell

Yeoh [5] modelljében az energiafüggvényt úgy építette fel, hogy az nem függ a deformációs tenzor második skalár invariánsától. Ennek oka, hogy a legtöbb elasztomernél a Helmholtz féle szabadenergia sokkal kevésbé függ az I_2 invariánstól, mint az I_1 -től, valamint így könnyebb az anyagmodell stabilitásának biztosítása [5]. Energiafüggvénye a következő:

$$\Pi_b = \sum_{i=1}^N c_{i0} (I_1 - 3)^i + \sum_{j=1}^N \frac{1}{d} (J - 1)^j \quad (5)$$

Anyagi paraméter a c_{i0} változó. Elvben i és j bármekkora értéket felvehet, azonban a gyakorlatban értékük ritkán nagyobb 3-nál.

2.4. Ogden-modell

1972-ben javasolta R.W. Ogden ezt a modellt [6], ami a főnyúlások segítségével fejezi ki az energiafüggvényt:

$$\Pi_b = \sum_{i=1}^N \frac{\mu_i}{\alpha_i} (\lambda_1^{\alpha_i} + \lambda_2^{\alpha_i} + \lambda_3^{\alpha_i}) + \sum_{j=1}^N \frac{1}{d} (J - 1)^k \quad (6)$$

ahol α_i és μ_i anyagi paraméterek, d az összenyomhatatlansági paraméter. Elméletileg N nagyságára nincsen korlát, gyakorlatilag háromnál nagyobb értéket ritkán használnak. $N=1$ és $\alpha_1=1$ esetén a Neo-Hooke, $N=2$, $\alpha_1=2$, $\alpha_2=-2$ esetén pedig a kétparaméteres Mooney-Rivlin modellt kapjuk.

3. AZ ANYAGMODELLEK PARAMÉTEREINEK MEGHATÁROZÁSA

Az anyagmodellek paramétereinek meghatározását Microsoft Excel programban végeztük. Az anyagmodelleket Treloar méréseihez illesztettük, aki egytengelyű húzásra, tiszta nyírásra és ekvibiaxiális húzásra is közöl adatokat [7] és [8] természetes gumik esetén. Az illesztés pontosságát a determinációs együttható segítségével ellenőriztük, ahol y a mért adat, \hat{y} az illesztett adat és \bar{y} a mért adat átlaga:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum (y - \hat{y})^2}{\sum (y - \bar{y})^2} \quad (7)$$

Az anyagmodellek viselkedését mind a három fenti esetre kiszámoltuk, majd meghatároztuk külön-külön a determinációs együtthatókat az egyes esetekre. Annak érdekében, hogy minden esetet ugyanolyan súllyal tudjunk figyelembe venni az anyagparaméterek meghatározásánál, az egyes esetek determinációs együtthatóit átlagoltuk. Az illesztés folyamán az átlagolt determinációs együttható értékét maximalizáltuk az Excel program beépített evolútív megoldója segítségével.

4. A PARAMÉTERILLESZTÉS EREDMÉNYEI

A modellek vizsgálatánál különböző nyúlástartományokat határoztunk meg, amikre külön-külön megvizsgáltuk a modellek illeszkedését. Ezek a tartományok rendre: 0-100%, 0-200%, 0-400% és 0-700% voltak ($\lambda=1-2$, $\lambda=1-3$, $\lambda=1-5$, $\lambda=1-8$). Erre azért volt szükség, hogy megvizsgálhassuk, hogy az adott modell, melyik tartományban, mennyire pontosan képes leírni a gumi viselkedését. Az egyes tartományokban kapott eredményeket az 1. táblázat foglalja össze.

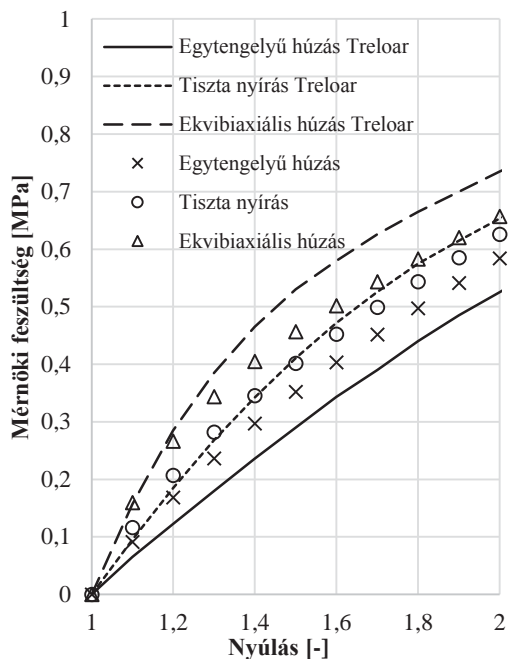
1. táblázat. A modellekkel elért legjobb illesztések, különböző nyúlástartományok esetén

Anyagmodell	R^2			
	$\lambda=1-2$	$\lambda=1-3$	$\lambda=1-5$	$\lambda=1-8$
NH	0,937143	0,942820	0,875708	0,816055
2 MR	0,973828	0,979301	0,988254	0,870439
3 MR	0,978518	0,986439	0,988354	0,873630
5 MR	0,989766	0,988843	0,989466	0,975615
9 MR	0,998535	0,989963	0,996788	0,998777
Y 1	0,937143	0,942820	0,875708	0,816055
Y 2	0,960086	0,954384	0,936381	0,945822
Y 3	0,961926	0,959771	0,970120	0,973390
O 1	0,955704	0,952440	0,875872	0,852239
O 2	0,986974	0,991486	0,988735	0,970093
O 3	0,989333	0,992143	0,997045	0,998225

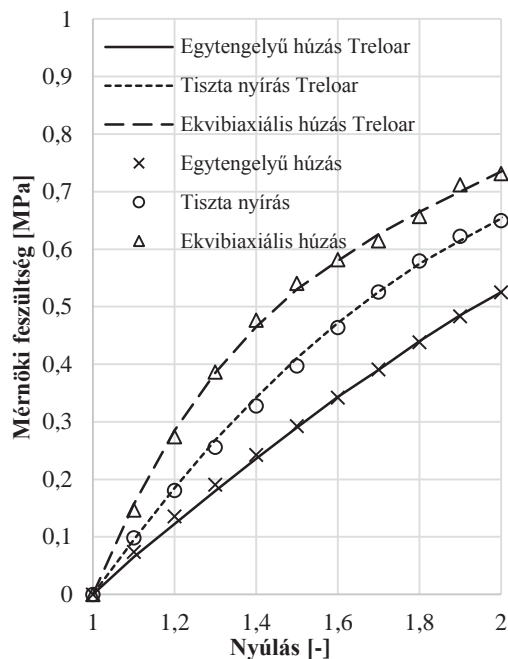
Az eredményekből látható, hogy a polinomok fokszámának növelése rendre javítja az illesztés pontosságát. Észrevehető továbbá az is, hogy a kevés paraméterrel rendelkező modellek bár kellően pontosak kis nyúlások esetén, nagy nyúlásoknál nem tudják követni a gumi viselkedésének nemlineáris jellegét, pontatlanok lesznek, ami nagy relatív hibát okoz. A legjobb illesztést a 9 paraméteres Mooney-Rivlin és a 3 tagból álló Ogden modell adta az összes nyúlástartomány esetén. A következőkben a legrosszabb illesztést adó Neo-Hooke-, és a legjobb illesztést adó 9 paraméteres Mooney-Rivlin-modell eredményeit és azok hibáit mutatjuk be kis ($\lambda=1-2$) és nagy ($\lambda=1-8$) nyúlások esetén 1-8. ábrák.

5. A VÉGESELEM MODELL

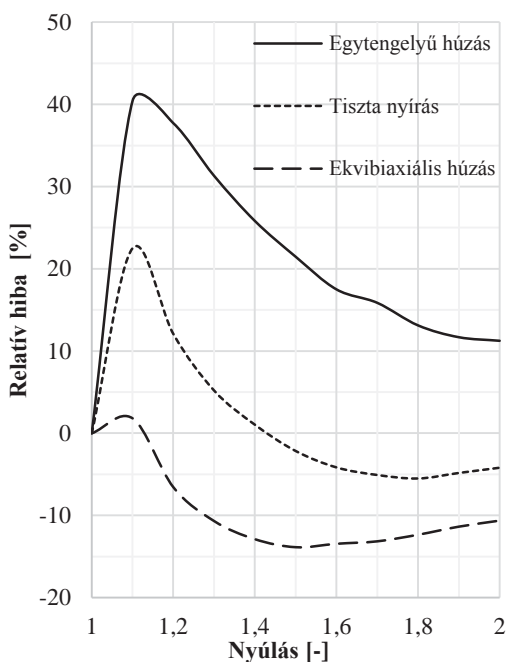
A felállított anyagmodellek helyességét végeelem szimulációval vizsgáltuk, egy egytengelyű húzó tesztet szimuláltunk. Az analízist, a cikk írásakor hatályban lévő,



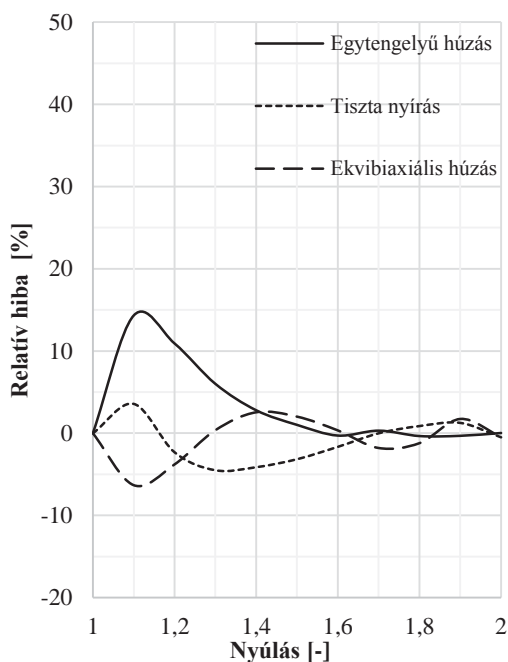
1. ábra. A Neo-Hooke anyagmodell Treloar adataihoz illesztve, 0-100% nyúlás tartományban, $R^2=0,937143$



3. ábra. A 9 paraméteres Mooney-Rivlin anyagmodell Treloar adataihoz illesztve, 0-100% nyúlás tartományban, $R^2=0,998535$



2. ábra. A Neo-Hooke anyagmodell relatív hibája Treloar adataihoz képest, 0-100% nyúlás tartományban

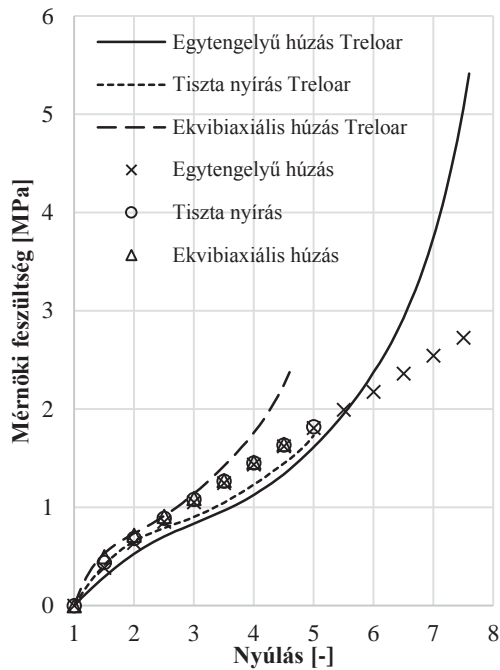


4. ábra. A 9 paraméteres Mooney-Rivlin anyagmodell relatív hibája Treloar adataihoz képest, 0-100% nyúlás tartományban

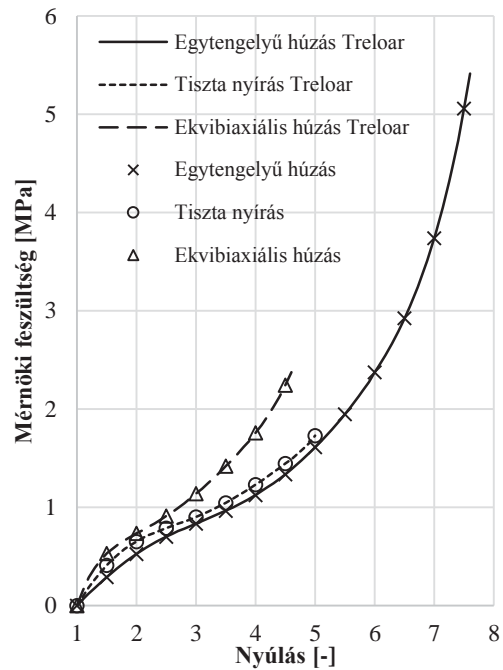
vulkanizált és termoplasztikus gumik vizsgálatára vonatkozó ISO 37:2011-es szabvány szerinti Type 2 típusú próbatest 1/8-ad modelljén végeztük [9]. A próbatest a 9. ábra szerinti méretekkel rendelkezik. A létreho-

zott próbatest vastagsága 1 mm. A számításokat az ANSYS Workbench v16.0 végelelemes programban végeztük.

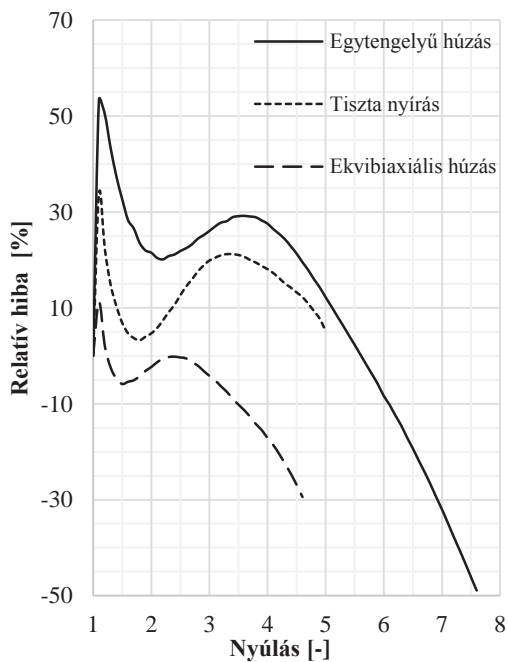
A modell két testet tartalmazott a 10. ábrán látható módon. Magát a próbatestet, amit



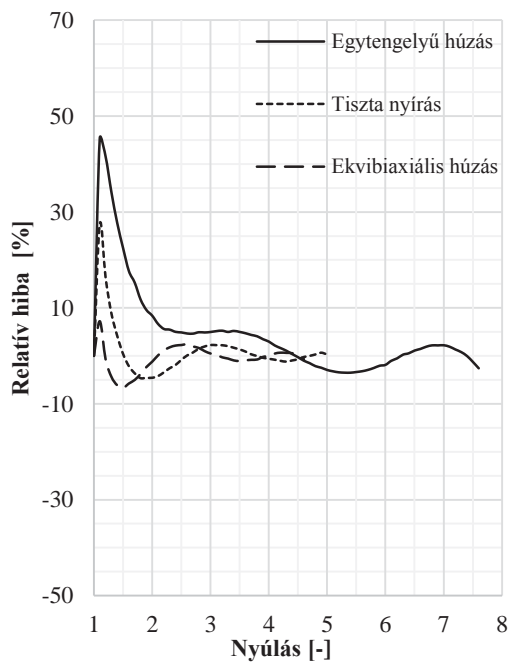
5. ábra. A Neo-Hooke anyagmodell Treloar adataihoz illesztve, 0-700% nyúlás tartományban, $R^2=0,816055$



7. ábra. A 9 paraméteres Mooney-Rivlin anyagmodell Treloar adataihoz illesztve, 0-700% nyúlás tartományban, $R^2=0,998777$



6. ábra. A Neo-Hooke anyagmodell relatív hibája Treloar adataihoz képest, 0-700% nyúlás tartományban



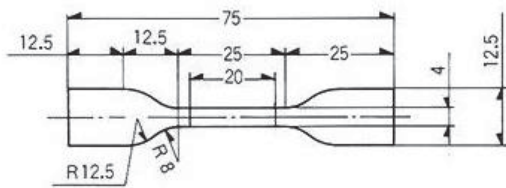
8. ábra. A 9 paraméteres Mooney-Rivlin anyagmodell relatív hibája Treloar adataihoz képest, 0-700% nyúlás tartományban

két részre osztottunk, annak érdekében, hogy az egyirányú húzásnak kitett rész környezetében a hálót besűrítve pontosabb eredményeket kapjunk, valamint egy, a próbatesthez csatlakozó testet, ami a próbatest húzását hiva-

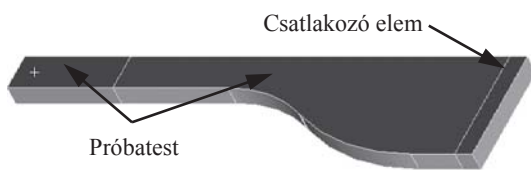
tott modellezni.

A próbatest és a csatlakozó test között úgynevezett „no separation” kontaktot definiáltunk. Ez által a próbatest nem válhatott el a csatlakozó elemtől, de az elem felületén tetsző-

legesen elmozdulhatott. Ez biztosította, hogy a csatlakozó elem elmozdítva a próbatést is követi annak elmozdulását és deformálódik. A csatlakozó elem elmozdulása 150 mm.



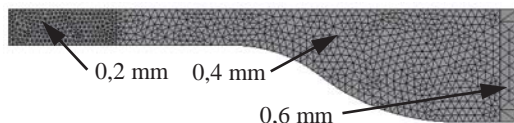
9. ábra. Az ISO 37:2011 Type 2 próbatést méretei



10. ábra. A végeelemes modell

Mivel a próbatést 1/8-ad részét modelleztük, ezért szükség volt a megfelelő peremfeltételek megadására. Ehhez a próbatést és a csatlakozó elem szimmetriasíkjaiban súrlódás nélküli megtámasztásokat alkalmaztunk.

A végeelemes háló készítésénél, a számítási idő csökkentése érdekében, lineáris, tetraéder elemeket alkalmaztunk. A kellő pontosság eléréséhez, a húzásnak legjobban kitett tartományban a hálót besűrítettük úgy, hogy ott az elemméret 0,2-mm. A próbatést többi részén 0,4 mm-es, a csatlakozó elemnél pedig 0,6 mm nagyságú elemeket definiáltunk. A végeelemes háló felépítését a 11. ábra szemlélteti.



11. ábra. A végeelemes háló felépítése és az alkalmazott elemméret az egyes tartományokban

Az így felépített hálót kiegészítettük egy nemlineáris adaptív újrahálózási technikával [10] és [11]. Ennek eredményeképpen a program azokon a területeken, ahol a háló eltorzult, újrahálózza a testet. Ez kiváltképp előnyös nagy deformációkat elszenvedni képes anyagok, mint például a gumik, modellezése esetén. Jelen esetben ezt a technikát a

hiperelasztikus anyagmodellel rendelkező próbatesten alkalmaztuk. Az újrahálózás feltételeként az úgynevezett „skewness factor” (ferdeségi tényező)-t választottuk. Ez megmutatja, hogy az adott elem alakja mennyire közelíti az ideális elem alakját [11]. Értéke 1 és 0 közötti. 0 ha az elem ideális alakú és 1 ha teljesen torz (amikor csomópontjai közel egy síkban fekszenek, vagy 2D-s esetben egyvonalban). A technika használatával biztosítható, hogy több száz százalékos megnyúlás esetén is pontos eredményeket kapjunk. Jelen számításban a program mind a 30 terhelésnövekménynél újrahálózza a testet.

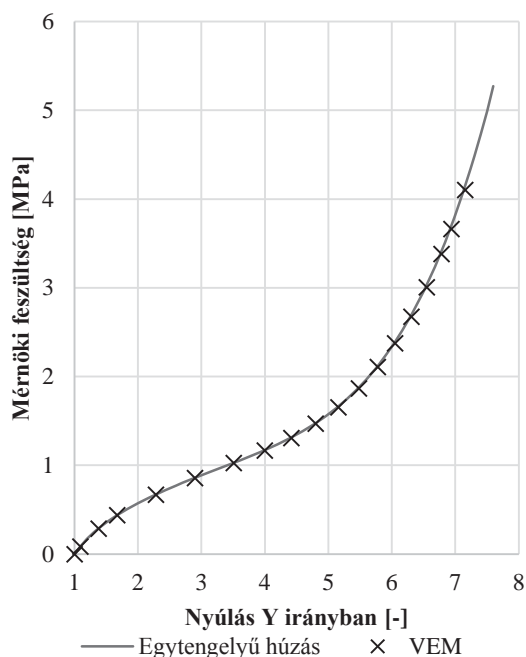
5.1. A vizsgálat eredményei

Az eredmények kiértékelésénél csak a hálósűrítéssel rendelkező próbatést darab vizsgálatára szorítkoztunk. Ennek oka, hogy a valóságos teszteknel a próbatéstet nem a modellezettek szerint fogják be. Az egyszerűsítéseket tartalmazó modell befogása környezetében így módon nem a valóságnak megfelelő deformáció és feszültségeloszlás jön létre. Mivel a kiértékelte rész a befogástól távol található, a befogás ilyen mértékű egyszerűsítése elfogadható.

A számítás során meghatároztuk a nyúlásnak kitett rész x,y,z irányú megnyúlásait, valamint a benne ébredő valós feszültséget. Ahhoz, hogy az anyag viselkedését az anyagmodellek kalibrációjánál használt mérnöki feszültség-nyúlás diagrammal össze tudjuk hasonlítani, a kapott valós feszültséget, át kellett váltani mérnöki feszültséggé. Ehhez a kapott feszültség értékeket meg kellett szorozni az aktuális keresztmetszettel, amelyek az oldalirányú megnyúlásokból számolhatók, majd elosztani a próbatést kiindulási keresztmetszetével. A húzásra (y) merőleges irányokban a nyúlások egyenlőek, értékük a térfogatállandóságot figyelembe véve, a tengelyirányú nyúlással kifejezve:

$$\lambda_x = \lambda_z = \frac{1}{\sqrt{\lambda_y}} \quad (8)$$

Az így elvégzett átváltás segítségével össze lehetett hasonlítani a különböző anyagmodellek viselkedését a paraméterillesztésnél használt mérnöki feszültséggel. A szimuláció eredményei minden esetben egyeztek az elméleti úton meghatározott anyagmodellek viselkedésével. Ezt a 12. ábra szemlélteti a 9 paraméteres Mooney-Rivlin-modellen, uniaxiális húzás esetén.



12. ábra. A 9 paraméteres Mooney-Rivlin-moddal rendelkező végelem modell és az anyagmodell elméleti viselkedése, egytengelyű húzás esetén

6. ÖSSZEFOGLALÁS

Jelen cikk bemutatja és összehasonlítja a legnépszerűbb hiperelasztikus anyagmodelleket. Az 1. táblázat eredményei alapján kijelenthető, hogy gumik esetében az anyagmodellek pontossága nagyban függ attól a nyúlástartománytól ahol annak a modellnek működnie kell. Kiváltképp igaz ez a kevés paraméterrel rendelkező, egyszerűbb anyagmodellekre. Mérnöki alkalmazások, mint például tömítések tervezése esetén, ügyelni kell arra, hogy az anyagmodell kellően pontos legyen abban a nyúlás tartományban, amelyet a modellezett anyagból készült alkatrész a valóságban elszeneved. Illetve szem előtt kell tartani, hogy az egyszerű modellek nem tudják a gumi különböző viselkedését egyszerre visszaadni, így célszerű az alkatrész jellemző igénybevételei módjához közel álló esetre illeszteni az anyagmodellt. Például gumirugók esetében nyomás, vagy nyírás. A modellek pontosságának javítása legegyszerűbben az energiafüggvényt leíró polinom fokszámának növelésével lehetséges. Megfelelő paraméterválasztás mellett kellő pontossággal követhető az anyag viselkedése, még több száz százalékos alakváltozás tartományban is. Ugyanakkor mindig gondolni kell arra, hogy a sokparaméteres modellek stabilitása nehezebben biztosítható.

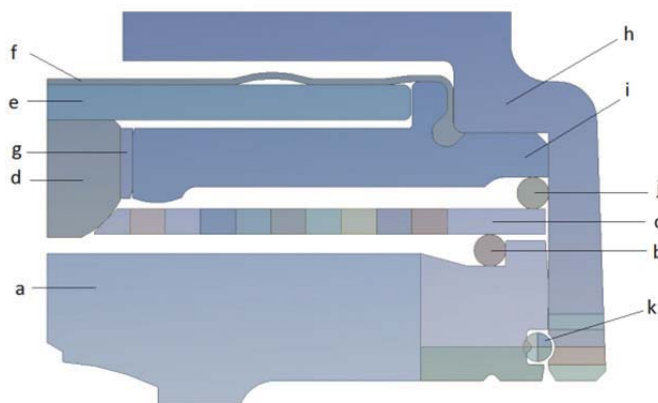
7. IRODALOMJEGYZÉK

- [1] J. Bergström: Mechanics of Solid Polymers, Elsevier, San Diego, 2015
- [2] Bojtár I.: Mechanikai anyagmodellek, BME Tartószerkezetek Mechanikája Tanszék, Budapest, 2010
- [3] M. Mooney: A theory of large elastic deformation, Journal of Applied Physics, Vol. 11, pp. 582-592, 1940
- [4] R.S. Rivlin: Large elastic deformations of isotropic materials IV. Further developments of the general theory, Philosophical Transactions of the Royal Society of London, Vol. A241, pp. 379-397, 1948
- [5] O.H. Yeoh: Characterization of elastic properties of carbon-black-filled rubber vulcanizates, Rubber Chemistry and technology, Vol. 63, pp. 792-805, 1990
- [6] R.W. Ogden: Large deformation isotropic elasticity – on the correlation of theory and experiment for incompressible rubberlike solids, Proceedings of the Royal Society of London, Vol. A326, pp. 565-684, 1972
- [7] L.R.G. Treloar: Stress-strain data for vulcanized rubber under various types of deformation, Transactions of the Faraday Society, Vol. 40, pp 59-70, 1944
- [8] L.R.G. Treloar: The physics of rubber elasticity, Oxford University Press, Oxford, 1975
- [9] ISO 37:2011 Rubber, vulcanized or thermoplastic. Determination of tensile stress-strain properties, International Organization for Standardization, Geneva, 2011
- [10] Epsilon FEA: ANSYS User Meeting Workbench v16 Update, Minneapolis, 2015 http://www.epsilonfea.com/wp-content/uploads/2015/05/ANSYS-16_v4.pdf
- [11] ANSYS Help 16.0, ANSYS Inc., Canonsburg, 2015

VASÚTI MÉRLEGSZELEP MŰKÖDÉSÉNEK STATIKUS SZIMULÁCIÓJA

STATIC SIMULATION OF WEIGHING VALVE

Szabó Gyula, BSc, mesterszakos hallgató, Budapesti Műszaki- és Gazdaságtudományi Egyetem Gépészmérnöki Kar,
Dr. Oroszvály László, címzetes egyetemi docens, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gépészmérnöki Kar,
Gép- és Terméktervezés Tanszék



1. ábra. Mérleg szelep geometriája

ABSTRACT.

The aim of this paper is to examine the operation of weighing valves using finite element method under static circumstances mainly by considering deformation of the parts. The analysis being axisymmetric consists of two main sections. After mounting the seal ring, force and pressure loads are applied to the model alternately. Results representing the operational motion are published and evaluated.

1. A MÉRLEGSZELEP FELADATA

Vasúti teherkocsik rakott és üres tömegének aránya szélső esetben a 4:1 viszonyszámot is elérheti, ami jelentős feladatokat ró a jármű fékrendszerére a kerékblokkolás megelőzése szempontjából. Tuskós fékezésű teherkocsikat feltételezve a jármű rakott tömegéhez igazított féktuskóerő alkalmazása esetén ugyanis üres állapotban a kerekek megcsúszhatnak (blokkolnak), ez pedig a kerék futófelületének gyors tönkremeneteléhez vezet. A fékezés során történő megcsúszás a féktuskóerő pontos beállításával kerülhető el. Ugyanakkor a vasúti kocsi (elvárt fékúton belüli) megállításához szükséges minimális tuskóerő arányos a kocsi (aktuális) tömegével.

Vasúti teherkocsik fékrendszerébe beépített mérleg szelep a teherkocsi aktuális tömegéhez igazítva (a kocsi súlyerejének mérésével) állítja be a fékezéshez szükséges, a kerék megcsúszását elkerülő fékhengernyomást.

2. A MÉRLEGSZELEP MŰKÖDÉSE

A mérleg szelep-összeállítás jelen vizsgálat szempontjából releváns részlete az 1. ábrán látható. A vasúti kocsi súlyereje az *a* jelű dugattyúra annak alsó ívén keresztül hat egy csap közvetítésével. A súlyerő a *b* jelű alsó rugógyűrűn keresztül adódik át a *c* rugótányérra. Az erőfolyam ezután két részre ágazik el, a féknyomás beállításának szempontjából lényeges rész a *d* támasztó csapon keresztül jut az *e* membrándugattyúra, majd az *f* membrán segítségével kerül a membrán felett található pneumatikus elemekre. A szabályozó nyomás az összeállításban a membrán felső felületén jelentkezik.

A dugattyú *h* házba történő ágyazása a *j* felső rugógyűrű és az *i* gyűrű segítségével valósul meg. A tömítés az *f* membrán és a *k* tömítőgyűrű segítségével biztosított.

A súlyteher növekedésekor a rugótányér felemeli a támasztócsapot és a membrándugattyút, amely nyomást továbbít a membrán felett található pneumatikus vezérlés felé (2. ábra).

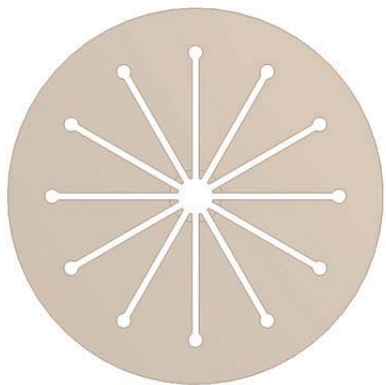


2. ábra. A mérlegszelep felterheléskor

Leterheléskor a terhelő súlyerő csökken, ekkor a pneumatikus vezérlés felől a membrán feletti térbe érkező nyomás az egyensúlyhoz tartozó értéknél nagyobb, ezért a membrándugattyú és a támasztó csap lesüllyed. A fékhengernyomás értékét a mérlegszelep a súlyterhelés növekedésekor és csökkenésekor egyaránt a kocsi súlyerejének megfelelően szabályozza, rendre növeli, illetve csökkenti. A vizsgálat célja a mérlegszelep működésének szimulálása az elmozdulási állapot elsődleges vizsgálatával ANSYS Workbench környezetben. Az analízis statikus, vagyis a terhelő súlyerőre adott nyomásválasz kialakulására „végtelen idő” áll rendelkezésre.

3. GEOMETRIAI MODELL ELŐÁLLÍTÁSA

Vizsgálatainkat tengelyszimmetrikus geometria és terhelés feltételezésével végeztük. Ez a feltételezés a rugótányér kivételével valamennyi alkatrészre teljesül. A rugótányér ugyanis egy körcikk alapú alkatrész hengeres beszúrással (3. ábra, „Párhuzamosan kapcsolt laprugók”). A rugótányért ezért a tengelyszimmetrikus vizsgálathoz egy, a deformációs állapot alapján megfeleltetett egyenértékű modellel helyettesítettük.

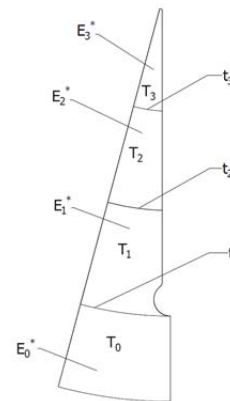


3. ábra. A rugótányér felülnézetben

3.1. Egyenértékű rugótányér-modell

Az egyenértékű alkatrész meghatározása előzetesen külön szimulációkban, egy-egy, a rugótányérból és az azt megtámasztó két rugógyűrűből álló *háromdimenziós* és *tengelyszimmetrikus* modell segítségével történt, amelyek esetén a terhelési és peremfeltételek (beleértve a kontaktfeltételeket is) megegyeztek.

A tengelyszimmetrikus helyettesítő modell megalkotásához a rugótányér síkmetszetének nem forgásszimmetrikus részét sugárirányban 10 egyenlő hosszúságú szegmensre osztottuk fel, amelyek rugalmassági modulusai egymástól eltérő értékűek: az elvet a 4. ábrán mutatjuk be. A rugótányér eleve tengelyszimmetriával rendelkező darabját a T_0 területű szegmens reprezentálja. A szegmensek rugalmassági modulusainak iteratív változtatásával történt a háromdimenziós és tengelyszimmetrikus modellek megfeleltetése.



4. ábra. A rugótányér szegmensekre bontásának elve

Az egyes szegmensek rugalmassági modulusát a vonatkozó körívek arányainak ismeretében határoztuk meg az E_1^* rugalmassági modulusból (4. ábra) az

$$E_2^* = E_1^* \cdot \frac{t_2}{t_1} \quad (1)$$

formula alapján, ahol „*” index a modulus virtuális voltára utal.

Az (1) egyenletet a 4. ábra jelölései alapján értelmezzük.

Az egyenértékűsítés során az E^* értékek keresése iteratív módon, a 3D alapmodell lehajlása alapján történt, az új iterációs lépésekben a tengelyszimmetrikus modellen kapott lehajlás értékek felhasználásával.

$$E_1^*(1) = E_1^*(0) \cdot \frac{u_{y,max}(0)}{u_{z,max}}, \quad (2)$$

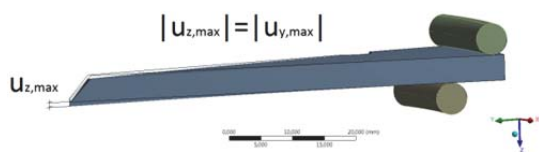
ahol $E_1^*(0)$: T_1 szegmens rugalmassági modulusa, az iteráció kezdeti értéke;
 $E_1^*(1)$: T_1 szegmens rugalmassági modulusa az első lépés után;

$u_{y,max}(0)$: maximális lehajlás a tengelyszimmetrikus modell esetében, a kezdeti rugalmassági modulus felhasználásával (lásd 6. ábra);

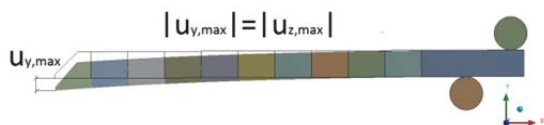
$u_{z,max}$: a 3D alapmodell maximális lehajlása (referencia érték, lásd 5. ábra).

Az 5. és a 6. ábrán mutatjuk a két modell deformációs állapotát, kiemelve rugótányér szélső pontjának „függőleges” irányú eltolódását. A terhelőerő a rugótányér támasztó csappal érintkező felületén működött, és a 3D modell esetében 100 [N], míg a 2D modell esetében 2400 [N] volt.

Háromdimenziós esetben ugyanis egy, a szektorszimmetria és a belső szimmetria figyelembevételével felépített „huszonnegyed” modellt vizsgáltunk, míg a tengelyszimmetrikus analízis során magát a teljes testet vizsgáltuk.



5. ábra. A háromdimenziós alapmodell lehajlása



6. ábra. A tengelyszimmetrikus modell lehajlása

A 6. ábra elmozdulási állapotához $E_1=166\,434$ [MPa] tartozik, a további rugalmassági modulusokat a körcikkek sugárirányú oldalhosszainak ismeretében (1) egyenlet felhasználásával számítottuk ki.

4. ALKALMAZOTT ANYAGMODELL

Az összes vizsgált alkatrész, a membrán és a tömítőgyűrű kivételével, acélból készült, ezek esetében Hooke-féle lineárisan rugalmas anyagtörvényt alkalmaztunk $E=210$ [GPa] és $\nu=0.3$ figyelembevételével.

A membrán és a tömítőgyűrű anyagmodellje hiperelasztikus 2 paraméteres Mooney-Rivlin törvény, amelynek az állandóit az anyag Shore-keménységének ismeretében a Battermann-

Köhler-féle összefüggés [1] felhasználásával határoztuk meg.

$$G = 0.086 \cdot 1.045^H, \quad (3)$$

ahol G az anyag csúsztató rugalmassági modulusa

H az anyag Shore-keménysége, továbbá

$$G = 2 \cdot (C_{10} + C_{01}) \quad (4)$$

C_{10} , C_{01} a Mooney-Rivlin konstansokat jelentik. Számításainkban feltételeztük, hogy

$$\frac{C_{01}}{C_{10}} = \frac{1}{4}, \quad (5)$$

így esetünkben $C_{10}=0.07768$ [MPa], $C_{01}=0.31072$ [MPa].

A D inkompresszibilitási tényezőt zérusnak feltételeztük.

A gumialkatrészek esetében a várható jelentős elmozdulások miatt *kevert u-p elem* opció került beállításra az ANSYS Workbench-en belül.

5. A VIZSGÁLAT PEREMFELTÉTELEI, TERHELÉSEI

A vizsgálat 44 terhelési lépésből áll, és két fő egységből épül fel; a tömítőgyűrű deformált állapotban történő behelyezéséből, és a működés üzemi tartományon belüli szimulációjából.

A vizsgálat egésze alatt érvényes volt a ház alsó vízszintes élének X és Y irányú megfogása, amelyről a 7. ábra szolgál információval. A szimuláció tengelyszimmetrikus tulajdonsága miatt az alkatrészek Y tengelyre eső élei X irányban rögzítve voltak.

Displacement
Time: 4.2 s
2013.10.02. 23:40
Displacement
Components: 0,0, mm

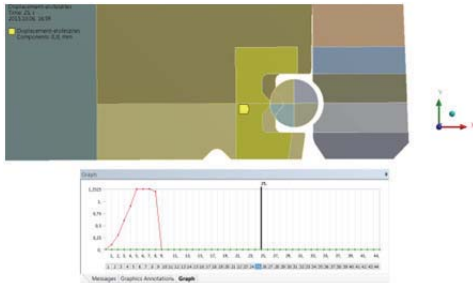


7. ábra. A ház megfogása X és Y irányban

5.1. A tömítőgyűrű behelyezése

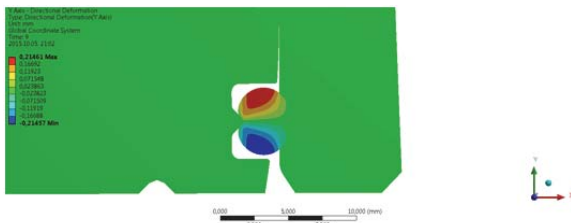
A tömítőgyűrűt (1. ábrán k jelöléssel) egy, a dugattyúnak a tömítőgyűrűvel a működés során

érintkező részével egyező geometriájú segédtest felhasználásával „szereltük be” 9 időlépésben (8. ábra). A segédtestet a tömítőgyűrűvel felvett „érintőfogásból” a tényleges dugattyúprofil „fedéséig” mozdítottuk el, majd 2 időlépésnyi helyben tartás után újabb 2 időlépés alatt tért vissza kiinduló helyzetébe.



8. ábra. A tömítőgyűrű behelyezése

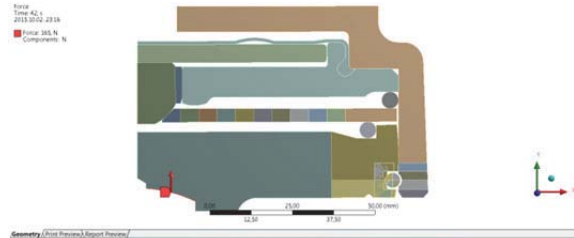
A tömítőgyűrű behelyezésében fontos szerepe volt a kontaktusok kezelésének. A tömítőgyűrű és a segédtest közötti kontaktusok csak a 9. időlépésig aktívak, utána a tömítőgyűrű mozgását a dugattyú és a tömítőgyűrű 6. időlépésben bekapcsolt, és a számítások fennmaradó részében aktív súrlódásos kapcsolatai határozzák meg. A deformált alak a 9. ábrán tekinthető meg (a skála a függőleges, Y tengely irányú elmozdulást ábrázolja).



9. ábra. A tömítőgyűrű „szerelt” állapotban

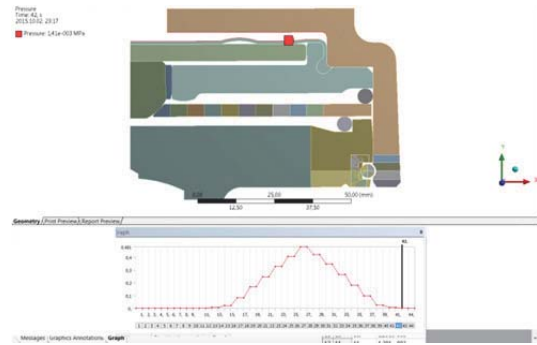
5.2. A működés szimulációja

A mérlegszelep vasútüzemi terheléseit a 10. időlépéstől kezdődően alkalmaztuk: az erőterhelést a dugattyú alsó ívén (10. ábra), illetve a 11. időlépéstől kezdve a nyomásterhelést a membrán felső felületén (11. ábra). A terhelés ráadása lépcsőzetesen történt, a páros lépcsőkben az erőterhelés jelent meg a modellen, majd az azt követő páratlan lépcsők alatt alakult ki az erővel egyensúlyt tartó szabályozó nyomás. Ez a módszer összhangban van a 2. fejezetben ismertetett statikus vizsgálat módszerével.



10. ábra. Az erő terheléslépcsői

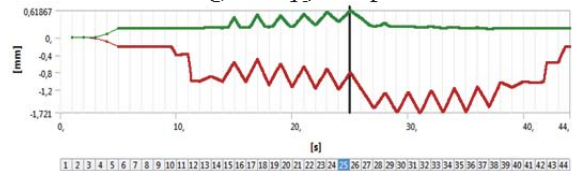
A terhelési lépcsők a teljes üzemi tartományban (0-60 [kN] erő-, 0-4.8 [bar] nyomástartomány) lefolytatott mérési eredményeken alapulnak. A szimuláció kezdetén és végén levő 10 [kN] nagyságú lépésköz három kisebb lépcsőre lett bontva a kedvező konvergencia biztosítása érdekében.



11. ábra. A szabályozónyomás terheléslépcsői

6. EREDMÉNYEK

A 12. ábrán látható a függőleges deformáció minimális és maximális értékeinek alakulása az egyes időlépésekre vonatkozóan. A maximumok jellemzően a rugótányér elmozdulásának szélsőértékei, míg a minimumok a membrán boltozott ívére vonatkoznak. A számítási eredmények további kutatások lehetséges alapját képezik.



12. ábra. Függőleges deformáció [mm]

7. IRODALOM

[1]: Dr.-Ing. Roland Jakel Analysis of hyperelastic materials with Mechanics theory and application examples, PTC Presentation for the 2nd SAXSIM Technische Universität Chemnitz, 27. April 2010

NETWORKED ACTIVITIES FOR REALIZATION OF INNOVATIVE PRODUCTS – INTRODUCING CODEVE METHODOLOGY

INNOVATÍV TERMÉKEK MEGVALÓSÍTÁSA HÁLÓZATI EGYÜTTMŰKÖDÉSBEN – A CODEVE MÓDSZERTAN BEMUTATÁSA

Vidovics, B., lecturer, BME Department of Machine and Product Design

Horák, P., PhD. associate professor, BME Department of Machine and Product Design

ÖSSZEFOGLALÁS

Ismert, hogy napjainkban a terméktervezés gyakorlata a változó globális környezet miatt átalakul. A megváltozott tudásbeli, készségbeli vagy képességbeli igényeket az oktatás nem feltétlenül ismeri és így nem is biztosíthatja azokat. Különösen a távoli együttműködésben, virtuális teamekben végzett hallgatói tervezési projektfeladatok kapcsán felmerülő kihívásokra kell hatékony választ adni, mert ezek nem képezik a hagyományos tantervek részét. Ezek megismeréséhez elengedhetetlen az oktatóknak és a hallgatóknak olyan nemzetközi projektekben aktívan részt venni, mint amilyen a NARIP Erasmus + projekt.

1. INTRODUCTION [1]

Design and engineering education research performed worldwide showed, that the traditional engineering design practice is not sufficient anymore, as it cannot face and satisfy all the new design requirements within a reasonable design time frame. Collaborative design is emerging as a promising alternative to classical design approaches. It can be defined as a process where a product is defined through the collective and joint effort of more designers. Various disciplines such as decision theory, social science, operation management, computer science etc. have been used to deal with the emerging collaborative design. Teams that are multi-disciplinary, multi-national and multi-cultural are being formed to enable an in-depth view on design problems. Various institutions are participating in the concept-to-market design process, making it even more complex.

Design researchers acknowledge five trends of the industrial design practice that emerge from the changing global trends, institutional relations and market needs: (1) emerging new technology increases the use of

digital media, and has changed the presentation methods of sketching, rendering, model making and technical drawings; (2) the boundary between design disciplines is fuzzy, which makes it necessary for designers to understand other fields and interact more with other disciplines; (3) there is a need for multidisciplinary teamwork involving not only traditional issues of physiology, materials and technology related to product development, but also user research and lifestyle trends before the product development, and social, psychological and ideological issues; (4) the expanded definition of products concerns not only the specific functions for individual products, but also the system composed of various products and the interfaces among the parts; (5) there is an increasing dependence on online resources, and the Internet has become a tool to deliver teaching, learning, interaction and communication among the institutions involved in product development.

Due to such transitions, designers not only need the individual cognitive skills and overall skill displayed in execution of design processes, but also require other - transversal - skills, such as negotiation with clients, problem solving, acceptance of responsibility for outcomes, interpersonal, entrepreneurship and digital skills and project management. To achieve and maintain high team creativity another factor must be addressed, which is trust among all team members. Trust building is a long and difficult process of socializing. Socializing in virtual teams is very important and even more complicated as there is no personal contact between team members.

All those written above challenge the HEIs to be able to adapt to this paradigm change in design setting, also to satisfy the emerging and changing knowledge, skill, and competence needs of the current situation.

2. PREDECESSING COLLABORATIONS

The above mentioned theoretical issues as well as many other practical ones have been addressed in a series of international product development courses, called European Global Product Realization (EGPR) Project.

The EGPR course has been brought to existence in the early 2000's as an answer to the concept of borderless education as well as to the major trends in digitally-supported design such as (i) design across value chains (globalization of product development, realization and marketing), (ii) design across multiple domains (growing importance of integrated multi-disciplinary design), and (iii) designing across life cycle processes (from conceptualization, through production and utilization, to recycling. These are indicating the multiplicity of the aspects to be dealt with, the multi-faceted nature of the knowledge the students need to learn, and the complexity of the problem from educational point of view. The professional content and didactic approach of the course were designed accordingly. An academic virtual enterprise was formed with the involvement of a (yearly changing) industrial company and universities of five countries. From 2012 onwards, the core partner HEIs remained the University of Ljubljana (UL), the University of Zagreb (UZ), the City University London (CUL), and the Budapest University of Technology and Economics (BME). The course includes two instructional streams, which are called professional navigation and industrial project, and follows the generic four-phase NPD model. [2] The series of lectures and presentations are provided for all participant students, whereas industrial project is carried out in 5-6 international, multidisciplinary virtual teams, all working on industrial assignment given by selected industrial partner. From the project kick-off all parties communicate and collaborate by virtual means, yet the product realization (prototype fabrication and testing) and presentation is done at the site of the host university in the frame of a week-long workshop, where participants finally meet in person.

The "navigated virtual product development" teaching method has been proven through a number of projects carried with the close collaboration. Its fifteen years history in education, the cooperation with various

industrial partners has brought significant experience to the practitioners and participants in the course. The changes in global economy and market conditions, the growing need for innovative products and services, and also a changing need regarding the competence profile of tomorrow's engineers/designers call for a major change even in the most cutting-edge courses. Partners within and outside the collaborative projects constantly monitor the needs of future employers, potential industrial partners, and the students themselves, on top of that are really keen on the continuous development of design projects, therefore researches and studies are being carried out.

In year 2014 the collaborative project has been extended with an experimental longer workshop period. This was initiated to be able to measure the impact of longer realization phase and the skill and competence development, respectively. The project was called Global Development of Future Products Workshop GDFP-2020 (2014), and was funded through the LLP-IP program by the EU-EC.

3. NETWORKED ACTIVITIES FOR REALIZATION OF INNOVATIVE PRODUCTS (NARIP) [3]

Even though the partners have gained precious the experiences and continuously developed the course through the common projects in the last decade the need and room for improvement is still there. In order to be able to revise the current approach with scholarly precision, to update the course and teaching methodology, to adjust the project to the actual needs of students and industry, and at the same time put the latest ICT solutions in use a significant research plan and actions became necessary. The four universities, UL, UZ, CUL, and BME, as a consortium submitted a project proposal and received funding for aiming at this thorough research activity.

The main goal of this project is to continue to teach and learn design, according to the current above mentioned trends and challenges, and to train engineering students transversal skills on real industrial cases of new product development (NPD). The project assignments shall be provided by industrial partners to foster the cooperation between the students, academia and industry. Besides, updates and developments are being carried out on the design methodology and its application

in design education, accordingly. The project proposes three consecutive but unique and independent, industrial oriented courses of NPD in virtual environment; each is being organized by one of project partners in collaboration of all others. The collaboration include state-of-the-art lectures given concurrently and interactively to students of all involved universities using professional video-conferencing equipment. Students' project activities represent the practice in course; students work on NPD assignment given by selected industrial partner. The project purposefully focuses on industry-academia type of projects to enable partners to link higher education, research and business. Students are organized in international, multi-disciplinary virtual teams; this already gives a multi-cultural and cross-border character for student activities. The project results are and will be finalized and presented in the frame of events connected to blended short-term mobility of the students.

The focus of the research and development activities in the project is to upgrade the design education practice in the virtual environment, i.e. the design methodology (including ICT tools) and the implementation and application of the methodology into design education practice. To reach this goal three significant intellectual outputs are proposed: (1) a cutting-edge design methodology based on best practices and extensive research and development activities, (2) a complex resource of teaching/learning materials on the basis of NPD developments and updates and also the experiences from the student projects, and (3) a book on the application of NPD methods, challenges and impacts. In the three years project period we expect 120 design and engineering students, more than 12 professors and teachers, and 5-10 industrial professionals, and many external partners to bond professional ties for future collaboration in professional, academic and also private spheres of their lives. Although project is being carried out in virtual environment between the partners (which is already a great achievement of virtual mobility and the extensive use of ICT), the cross-border co-operation is enriched by student and staff mobility, which eventually strengthens the quality of research and teaching quality and result in an increased learning experience.

4. COLLABORATIVE DESIGN IN VIRTUAL ENVIRONMENT (CODEVE) [1]

The research plan for the NARIP first 12 months was to map and develop the NPD processes in virtual environment, therefore CODEVE is an umbrella for the methodology that has been developed and experimentally applied in the NARIP project in year one.

The research and methodology development activity here is three-fold from the perspective of the NPD processes. In the first place the recent and latest experiences both with NPD and virtual collaboration in the partners' practices had to be examined and processed. Secondly, the state-of-the-art methodological developments had to be discovered and the possibilities of effective implementation had to be identified. Upon the findings and conclusions of those, a novel design and development approach and methodology applicable in virtual environment was formulated. In the third place the models were tested and continuously adapted to design education in virtual environment. For this purpose an experimental industry-academia project was carried out (i.e. the student project), which was the subject of seeking and finding the most crucial points for further development both in theory and in practice. Detailed results and outputs are to be found on NARIP webpage [3].

As a result of project year one a novel NPD methodology and project management protocol for virtual collaborative design projects (CODEVE) was developed. This is a complex set of approaches, methods, teaching and learning materials, and also a toolkit, out of which some are ICT-based, while some are generic. On the basis of prior experience and scholarly literature (e.g. [4], [5]) all participants had a view on the effective virtual collaboration.

The week of prototyping workshop and presentations (i.e. student and teacher mobility) provided an opportunity to confront the methodology developed with long-term experiences, also, the processes of the experimental NPD project in the first project year provided additional valuable data to prepare the implementation phase in terms of scientific and technical inputs. Within this intensive series of activities the outcomes of the experimental project were presented, assessed and the results were looped back to the research

pipeline. Since the NPD process was carried out mainly by the intensive use of ICT tools, the physical prototype building always has an outstanding role. Therefore, efforts were made not only to evaluate the design through the documentations and reports, but through testing the functional prototype as well. The closing events were an excellent opportunity to intensify and deepen the research documentation activities and discuss research results. As students from all partner organizations were present at that mobility period the on-line inquiry techniques could be extended by personal interviews and discussions. Upon the results of the experimental student project NARIP-EGPR 2015 one might want to get informed at the NARIP project webpage [3].

5. CONCLUSIONS, OUTLOOK

Development of competence has been one of the major issues and goals of modern academic design and engineering education. Although through elaborating the CODEVE methodology there has been a significant development in terms of the design and project management methodology of virtual collaborative development projects, there are still a few findings to be incorporated into the next phase of the research project.

It is found to be essential for the participants to have a shared knowledge and understanding throughout the whole project. For that reason even more and better documentation and guidelines are needed. Also, this would have a positive impact on coaching effect.

With regards to the course navigation less domain specific knowledge should be delivered, whereas more instructions, case studies or presentations on the special challenged skills and competences, or more on the nature of the remote collaboration in virtual teams. At the same time, better design process knowledge and understanding is desirable.

It is found that roles and responsibilities should be transparent all the time, yet students need assistance in setting up the leadership roles. Besides, flat decision making structures, less dependencies, and fewer communication directions should be targeted.

With regards to project preparation, motivation and devotion could have been

better, it is suspected that better recruitment protocols would be necessary.

Finally, creativity issues have not been addressed in CODEVE, this will be challenged in the second project year under DEGO BB (DEsign GOes Beyond Boundaries) activities. In the second year BME will be leading the project activities and will be the host university for NARIP EGPR 2016. Hopefully, with the application of DEGO BB methodology the participating students will develop competences of 21st century engineers thus will be able to address challenges effectively when performing the NPD process in virtual world, and at the same time university staff will acquire new knowledge on new technologies, too.

REFERENCES

- [1] NARIP Project Application KA2-KA203-A-1.06-EN-PROD-HE
- [2] Horvath, I.: Design Competence Development in an Academic Virtual Enterprise. In: Proceedings of IDETC/CIE 2006 ASME September 10-13, 2006, Philadelphia, Pennsylvania, USA. DETC2006-99162.
- [3] NARIP Project Webpage (online) <http://narip.lecad.si>
- [4] Vidovics Balázs: A távoli együttműködésben végzett tervezési tevékenységek hatékonysági kérdései. GÉP 2012/12: pp. 155-158. (2012)
- [5] Vidovics, B. et al.: Concept Development in Virtual Collaboration: An Experimental Case Study. In: Andreas M. et al. (eds.) Proceedings of the 10th International Workshop on IDE. Magdeburg, Germany, 2014.09.10-12. OvGU, Magdeburg, 2014. pp. 143-152. (ISBN:978-3-941016-09-5)

ACKNOWLEDGEMENTS

This project has been funded with support from the European Commission.

This publication reflects the views only of the authors, and the Commission cannot be held responsible for any use which may be made of the information contained therein.

NARIP Networked Activities
for Realisation of
Innovative Products



Erasmus+

A NEMZETKÖZI KÖRNYEZETBEN MEGVALÓSULÓ, PROJEKT ALAPÚ OKTATÁS EREDMÉNYEI

ACHIEVEMENTS OF INTERNATIONAL PROJECT BASED EDUCATION

Vidovics Balázs, tanszéki mérnök, BME Gép- és Terméktervezés Tanszék

ABSTRACT

It is commonly accepted that product designer practice is under transformation due to the changing global environment. Higher education is not necessarily aware of the emerging knowledge, skill, or competence needs, therefore those are might not satisfied, eventually. Especially challenges of student projects being carried out in virtual teams in remote collaboration need effective response, because these projects are not parts of traditional designer curricula. In order to possess sufficient knowledge on such issues, it is necessary for academic staff and also for students to play an active role in international collaborative projects.

1. BEVEZETÉS

A globalizációnak és a felgyorsult versenynek köszönhetően a vállalatoknak az új, innovatív termékeket még gyorsabban kell kifejlesztetniük, mint korábban. A piaci verseny szereplői számára a helyi piacok mély ismerete elengedhetetlen, illetve a megfelelő munkaerő sok esetben nem megy a vállalathoz; ezekben az esetekben a „vállalatnak kell helybe mennie”. Nemcsak a multinacionális cégeket tekintjük tehát globális vállalatoknak, hanem azokat a kisméretű, dinamikus fejlődő vállalkozásokat is, melyek sikerüket éppen a virtuális kapcsolattartásból fakadó előnyök hatékony kihasználásának köszönhetik [1].

Az egyének számára a megváltozott környezetben egy kompetencia alapú verseny látszik kirajzolódni, amelyben a tárgyi, szakmai tudás mellett a folyamat-típusú ismeretek, illetve a transzverzális készségek és képességek kerülnek előtérbe. „A munkavégzés egyre több munkakörben és a nap egyre jelentősebb részében szinte csak infokommunikációs eszközökön történik, így a munkatársak az egyes munkafeladatokat ún. virtuális teamekben, a világ különböző pontjain, együttműködve végezhetik. Fontos látni, hogy míg a hagyományosan szerveződő cégeknél az esetleges virtuális kommunikáció csupán a

kapcsolattartás eszköze, addig a virtuális teamek esetében ez a munkavégzés alapvető módja” [1] az ún. távoli együttműködés.

A fentiekből formálisan az következik, hogy a felsőoktatásnak, a tervező-alkotó képzési helyeknek, ezen belül a tervező mérnök oktatásnak is – ha reagálni kíván a globális környezet kihívásaira – azonosítani kell a munkaerőpiac új igényeit. Azokat az ismereteket, képességeket, készségeket és kompetenciákat (is) meg kell céloznia az oktatási programban, amelyek a hagyományos tantervekben nem szerepeltek: ezek jellemzően nemzetközi környezetben, virtuális teamekben, távoli együttműködésben végrehajtott alkotó folyamatokhoz kapcsolódnak.

A tapasztalatok azt mutatják, hogy a távoli együttműködésben résztvevők szükséges kompetencia profilja eltér a hagyományos szervezetben dolgozókéétól. Míg [2] az egyetemi képzésekben fejlesztett készségek közül a team munkát emeli ki első helyen, addig egy viszonylag friss tanulmány [3] aggodalmát fejezi ki abban a tekintetben, hogy a távoli együttműködés által megkövetelt készségek fejlesztése a tantervekbe még nem is került bele, és valószínűleg soha sem ismerik majd el ezt olyan területként, amely a helyi együttműködéstől érdemben különbözne.

A jelen írásban arra kívánom felhívni a figyelmet, hogy a projekt alapú tervezés-oktatásban nincs alternatívája a nemzetközi környezetben való részvételnek, tekintettel arra, hogy a globális piac természetes jellegénél fogva azokat segíti, akik felkészültek a megváltozott körülmények jelentette kihívásokra, és súlyos hátránnyá jelenik meg, ha az egyén nem rendelkezik a globális (munkaerő-) piacon szükséges „túlélő készséggel”.

2. A PROJEKT TEAM MUNKA ÁTALAKULÁSA

A globális környezetben ma az jelenti a versenyelőnyt, ha a szervezet képes folyamatosan változni annak érdekében, hogy az erősségeket maximalizálja. Általában ezekre a célokra a csapatok a legalkalmasabbak, mert ez a szervezeti forma gyűjti be a leggyorsabban a szükséges szellemi tőkét a különböző szervezetek, szervezeti egységek, földrajzi helyszínek oldaláról. [4] A legnagyobb kihívás a távoli együttműködési formában dolgozó csapatok esetében – függetlenül attól, hogy a csapatban vagy a menedzsmentben veszünk részt – a minőség, a termelékenység és a hatékonyság megvalósítása és fenntartása minden résztvevő tekintetében a fizikai, időbeli és kulturális távolságok ellenére is [5].

A korszerű terméktervezés módszertana és megközelítései is az integrációt és a hatékonyságot célozzák, a korábbi megközelítésekhez képest már a multidiszciplináris és kereszt-funkcionális, projekt csapat alapú megközelítést is magukba foglalják. A globális vállalatok fejlesztési gyakorlata ma sok esetben megkívánja, hogy például a menedzsment, a fejlesztés, a gyártás más-más országokban, esetenként más-más földrészeken működjön. Napjainkban a globális piacokra tekintettel általánosnak tekinthető, hogy egy vállalat és megrendelői, vevői jelentős földrajzi távolságra vannak egymástól. A kapcsolattartás, kommunikáció lényeges, ugyanakkor módszertanilag és technológiailag ma már nem jelent kihívást. A globális piacra termelő vállalatok számára az igazi kihívást a helyi sajátosságokat figyelembe vevő terméktervezés, a helyi piac jelenti, hiszen ebben az esetben megkerülhetetlen a távoli együttműködés. [6]

A tervezéssel foglalkozó kutatók a terméktervezés gyakorlatában öt olyan trendet neveznek meg, amelyek jelentősége kifejezetten a változó globális környezet miatt felértékelődik. A (1) fejlődő technológiák okán a digitális médiumok alkalmazása egyre növekszik, (2) a tervezéstudomány részterületei között a határ egyre kevésbé éles, (3) a multidiszciplináris csapat-munkára egyre nagyobb igény mutatkozik, (4) az önálló termékek helyett egyre inkább a rendszerek felé helyeződik át a hangsúly, illetve (5) az online forrásoktól való függés egyre erősödik. [7]

3. HALLGATÓI TERMÉKTERVEZÉSI PROJEKTEK

Bár a terméktervezésnek tagadhatatlanul voltak korábbi hagyományai hazánkban, a terméktervező mérnök képzés jelentősége 1995-ben nőtt jelentősen, amikor is a BME-n (ma Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem) elindult az ötéves okleveles ipari termék- és formatervező mérnök szak. Az idén húszéves, a delfti műszaki egyetem terméktervező mérnök képzésének mintájára létrehozott képzés – a bolognai rendszerhez igazítás után alapszak és ráépülő mesterszak formájában – még ma is korszerűnek mondható alapelveken nyugszik. Ezeket az alapokat egy időben a meg nem értettség övezte, érdekesség ugyanakkor, hogy más mérnökképzések a közelmúltban kezdték el tanmenetükbe az itt bevált elveket áttemelni.

A képzés egyik lényegi elve a projekt szemlélet, miszerint a hallgatók a megszerzett elméleti tudást alkalmazva már az első félévtől kezdve (minden egyes szemeszterben) ún. integrált terméktervezési feladatok keretében, csapat munkában, féléves projekt jelleggel tervezési feladatokat oldanak meg a gyakorlatban. Ezek a feladatok lényegében a képzés gerincét adják, és ebbe a sorba illeszthetők az alapszakon a szakmai gyakorlat és a szakdolgozat készítés, illetve a mesterszakon a diplomatervezés féléves feladatai is.

A fejlesztési folyamat lépései az oktatási projekt keretében jellemzően az igény feltárástól lehetőség szerint a modell vagy prototípus készítésig valósulnak meg. Ezek a projektek egyre több, de változó területről származó ismeretet igényelnek, illetve a feladatok komplexitása, kimérete is növekszik a félévek előrehaladtával. Olyan feladat is előfordul, amelyben egyéni és csoportos tevékenységek váltogatják egymást, illetve idővel több olyan feladatot is megoldanak a hallgatók, amely mögött valós ipari partner és háttér áll. Tehát nemcsak a tervezési feladatok megoldásához szükséges vertikális tudást szereznek a hallgatók a képzés során, hanem a tervezési feladat, mint projekt megvalósításához szükséges készségek és képességek is kialakulnak. Ezekre a horizontális képességekre példa a csapat munka képessége, a projekt menedzsment gyakorlat, stb. A vizuális alkotó tevékenységek – így a terméktervezés is – továbbá haladó

dokumentációs, vizualizációs, kommunikációs képességeket követelnek meg a tervezőtől. A teamben végzett munka – szemben az egyéni, individualista alkotással – további jelentős kihívásokat jelent. Az elmúlt húsz év sikeres feladatai alapján kijelenthető, hogy összességében, a fent megfogalmazott követelményeknek való megfelelésre a képzés fokozatosan felkészíti a hallgatókat.

4. NEMZETKÖZI HALLGATÓI TERMÉKTERVEZÉSI PROJEKTEK

A korábbi fejezetek megállapításai alapján törvényszerűnek tűnik, hogy a terméktervező képzés fejlesztése a nemzetközi együttműködésekkel, hallgatói projekt-feladatokkal folytatódjon. Mai tudásunkkal ez természetes folyamatnak látszik, de visszatekintve az első fejezetekben megfogalmazott tudatosságot nem hordozta. A nemzetközi jelenlétet, és ennek a képzés aktuális céljainak eléréséhez hozzáadott minőségét időben négy szakaszra lehet bontani:

- a) 1992-2001: nyelv és kommunikáció
- b) 2002-2008: kooperáció, alacsony integráció
- c) 2009-2013: kollaboráció, magas integráció
- d) 2014-2017: kutatási projektek, formális

a) Azok az oktatók és hallgatók tudtak bekapcsolódni a nemzetközi vérkeringésbe, akik idegen nyelven beszéltek. Ez az oktatók szakmai látogatásai, tanulmányutak, szakmai rendezvényeken való részvétel formájában, illetve hallgatói félév-áthallgatás és egyéb hallgatói mobilitás formájában valósult meg. Ezek előfeltétele a nyelvtudás mellett jellemzően a személyes kapcsolatrendszer volt. Erre az időszakra esett az önálló képzés elindítása.

b) 2002 a BME terméktervező képzésében mérföldkő volt, az első nemzetközi együttműködésben megvalósult hallgatói projekt a 2002/2003 tanév őszi szemeszterében zajlott „IPD project” név alatt. Az Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, a Fontys Eindhoven és a BME együttműködésében egy innovatív kerékpár kifejlesztése volt a cél. A feladat kooperatív jellegű volt, a komplex rendszer felosztása részegységenként történt, így a részfeladatokat viszonylagos autonómiában, alacsony integráció mellett lehetett megoldani. Érdekesség, hogy a magyar csapatban egy német cserehallgató is részt vett.

A prototípus Németországban megépült, a feladat záró prezentációjára minden résztvevő Magdeburgba utazott. Az IPD projekt sorozat folytatódott a 2005/2006-os tanévben egy sílécélező, illetve 2007/2008-as tanévben egy „idősek játszótere” tervezés és egy rezgőcsiszoló áttervezés projekttel, az OvGU és a BME részvételével. A P2P felállás a kommunikációs terhelést csökkentette, a cserehallgatók fizikai jelenléte is segített. A projektek kreditpontokban is elismerésre kerültek a hallgatók felé, de a tanmenetbe nem integrálódott a nemzetközi feladat.

c) Szintén egy jelentős tervezés-módszertani műhely (a TU Delft) meghívására a BME 2009-ben bekapcsolódott a European Global Product Realization (EGPR) projektbe, ahol a TU Delft mellett az EPFL Lausanne, University of Ljubljana, University of Zagreb és a City University London alkották a nemzetközi közösséget. 2009 és 2013 között hat ipari partnerrel, távoli együttműködésben [8], vegyes, multidiszciplináris, virtuális teamekben öt projekt valósult meg, mindegyik projekt egyhetes prototípus építéssel, teszteléssel és prezentációval zárult a házigazda egyetem szervezésében. Az EGPR projekt az első évben BSc hallgatók részvételével indult, majd 2010-től kizárólag MSc terméktervező hallgatók vettek részt a projektben, amely 2012-re bekerült a tantervbe, és abban azóta arányos kontakt óra és kreditpont értékkel szerepel. Az EGPR projektet magas integráció, szoros együttműködés és kollaboráció jellemzi a hallgatói és oktatói részről is. 2010-től a TU Delft, 2012-től az EPFL Lausanne nem vesz részt az EGPR projektekben. Egy hasonló elven felépített, Ubiquitous Product and Service Innovation (UPSİ) elnevezésű projektben is érdekelték voltak BME hallgatók (ezúttal terméktervező és géptervező hallgatók is) 2013 őszén, a partner egyetemek a TU Delft és a finn Aalto University of Espoo voltak.

d) Jelenleg egy igen mozgalmas időszakban vagyunk, amely 2014-ben kezdődött. Elindult az IPD International Summer School sorozat (a University Malta és az OvGU szervezésében, több európai egyetem részvételével), amelynek keretében fiatal oktatók-kutatók virtuális teamekben oldhatnak meg tervezési feladatokat. Nagyon érdekes primer megfigyeléseket lehet tenni egy olyan környezetben, amelyet leginkább oktatóként vagy szervezőként lát az ember [9].

2014-ben EU támogatást nyert az EGPR résztvevők, mint konzorcium által benyújtott LLP-IP pályázat Global Development of Future Products Workshop (GDFP) címen. Az EGPR záró rendezvénye ebben az évben két hetes volt, a támogatással lehetővé vált a projekt tudományos igényességű elemzése és továbbfejlesztése. 2014 végén indult egy három éves EU projekt azonos pályázói körrel Networked Activities for Realization of Innovative Products (NARIP) címmel. A projekt célja a távoli kollaboráció és a nemzetközi hallgatói tervezési projektekben az ICT eszközök alkalmazása témához módszertan, tananyag fejlesztése, a témát feldolgozó könyv megírása. Az Erasmus+ projekt keretében folytatódnak az éves EGPR projektek, amelyek esettanulmányként, illetve kutatási-validálási esetként is szerepet játszanak.

Napjainkra a nemzetközi hallgatói projektek teljesen formális keretek között zajlanak, legalább négy európai egyetem hallgatói és oktatói részvételével. Minden résztvevő egyetem hallgatói egyenrangúak, a projekteket mind egyetemi tantárgyként végzik, és hasonló kreditszámmal számolják el. A tudás- és kompetenciafejlesztés tudományosan megalapozottan folyik. Minden partnernél kiépült és elérhető a megfelelő munkakörnyezet és informatikai infrastruktúra. Rendszer szinten évente 10 mesterképzéses hallgatót tudunk bevonni a nemzetközi projektbe, ennek a létszámnak a bővítésére új együttműködési formák kialakításán dolgozunk.

5. ÖSSZEFOGLALÁS

A legfontosabb cél a tervezéshez kapcsolódóan megtanulni és megtanítani a globális piac trendjeit, hogy ez alapján lehessen képezni a mérnök hallgatókat kifejlesztve a kapcsolódó transzverzális készségeiket. Ennek alapvető módja a valós ipari újtermék-tervezési feladatok nemzetközi környezetben történő megoldása, multidiszciplináris virtuális teamekben, távoli együttműködésben. A projektekben résztvevő hallgatók a XXI. századi mérnök kompetenciáit sajátítják el, ezzel képessé válnak a virtuális világban zajló termékfejlesztési kihívások hatékony megválaszolására. Képesek lesznek a legújabb számítógépes technológiákra épülő módszerek és eszközök használatára, és zökkenőmentesen, magas színvonalon valósítják majd meg az ember– technológia–ember interakciót.

IRODALOM

- [1] Hári P., Várhelyi K.: Virtuális munkavégzés, virtuális teamek. Munkaügyi Szemle, 2010. október. 4. pp. 20-25.
- [2] Griffiths, R.: Computer Supported Cooperative Work (CSCW) and Groupware. (online) University of Brighton.
- [3] McLaughlin, T., Keske, S.: Evaluation of Students' Skills in Remote Collaboration for Creative Problem Solving in Computer Graphics. 2012. (pdf)
- [4] Duarte, D.L., Snyder, N.T.: Mastering virtual teams: strategies, tools, and techniques that succeed. San Francisco: Wiley. 2006.
- [5] O'REILLY ONLamp: Why Remote Collaboration? 2003, ONLamp.com. (online)
- [6] Vidovics Balázs: A távoli együttműködésben végzett újtermék-tervezés: Módszertani és gyakorlati bevezető. NYME, SKK, 2014. 37 p.
- [7] NARIP Project Webpage (online) <http://narip.lecad.si>
- [8] Vidovics Balázs: A távoli együttműködésben végzett tervezési tevékenységek hatékonysági kérdései. GÉP 2012/12: pp. 155-158. (2012)
- [9] Vidovics, B. et al.: Concept Development in Virtual Collaboration: An Experimental Case Study. In: Andreas M. et al. (szerk.) Proceedings of the 10th International Workshop on IDE. Magdeburg, Germany, 2014.09.10-12. OvGU, Magdeburg, 2014. pp. 143-152. (ISBN:978-3-941016-09-5)

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Az Európai Bizottság támogatást nyújtott ennek a projektnek a költségeihez.

Ez a közlemény a szerző nézeteit tükrözi, és az Európai Bizottság nem tehető felelőssé az abban foglaltak bárminemű felhasználásért.

NARIP Networked Activities
for Realisation of
Innovative Products



Erasmus+

A DESIGN JÁTÉKELMÉLETE DESIGN GAME THEORY

Zalavári József DLA egyetemi docens
Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem
Gép- és Terméktervezés Tanszék

ABSTRACT: The ecodesign must be understood as evolutionary design games between products, part of a natural environment and human design culture, where products exist. Design Game theory is the study of strategic form and function decision making. Specifically, it is the study of physical and aesthetic morphological models of competition and cooperation between intelligent rational decision-makers. These design games are free or cooperative form-function strategy games. An alternative term suggested as a more descriptive name for the discipline is interactive aesthetical decision theory.

1. BEVEZETÉS. A JÁTÉKELMÉLETRŐL

Huizinga a játékot mint az emberi tevékenység egy közös nevezőjét határozta meg. Minden kultúrában, az ember minden tevékenységben fellelhető a játék mozzanata. Az emberek egymásközi kapcsolataiban fellelhető játékok mint a párváltás, a vadászat, a tánc, a fiziológiai szükségletektől a rituális transzcendens világalkotásig vezetnek. Huizinga meghatározása szerint "a játék szabad cselekvés vagy foglalkozás, amely bizonyos önkéntesen, előre meghatározott időben és térben, szabadon választott, de föltétlenül kötelező szabályok szerint folyik le, célja önmagában van, bizonyos feszültség és öröm érzése, továbbá a "közönséges élet"-től való "különbözőség" tudata kíséri." /1/ Huizinga a huszadik század közepétől számos tudóst inspirált tudományáguk játékelméleti alapon való újragondolására. A pszichológiában Eric Berne (Emberi játszmák. 1964) és Csikszentmihályi Mihály flow elméletében (Flow 1991), a biofizikában Manfred Eigen és Ruthild Winkler (A játék 1975), a filozófiában Hans-Georg Gadamer (Igazság és módszer), a közgazdaságtanban George J.W. Goodman - Adam Smith (A pénz játszma / The money game 1968), a neurobiológiában Grastyán Endre (A játék neurobiológiája 1983), a kulturális antropológiában Hankis Elemér (Az emberi kaland 1997) munkái reprezentálják e téma széleskörű elfogadottságát és interdiszciplináris természetét.

Grastyán Endre "A játék neurobiológiája" című akadémiai székfoglalójában első megközelítésben inkább azt határozza meg szerinte mi nem játék. A játékot olyan funkcióként definiálja, amelyben "az organizmus minden közvetlenül belátható haszon nélkül, spontán és ismétlődő jelleggel, önmagáért végez" /2/ és egy kívánt természetes vagy kreált cél elérése elé saját maga

állít akadályokat, és ezzel az intenzív örömezés indukciójának tetszés szerint reprodukálható feltételeit teremti meg /3/

Az aktivációs rendszerek, a homeosztatikus rendszerek és a motivációs rendszerek összműködése által az exploráció és a játék egy extrém és elfogulatlan nyitottsággal mintegy készen áll az információ felvételére, feldolgozására, a belső képzetrendszerek szervezésére, mentális operációkra és nem kevesebbre, mint a kreativitásra. [...] így válik a játék általános aktivitási formává."

Grastyán Endre neurobiológiai szinten kereste a magyarázatot a játék alapvető életfolyamatokat meghatározó szerepére. A tanulási folyamatban is kimutatta a játékos periódusokat melyeket kereső vagy "hipotézis" magatartásnak nevezett el. /4/

John Maynard Smith és George Price (Az evolúció és a játékelmélet 1973) az evolúció elmélet újabb eredményeit - közös kutatásokat folytatott Szathmáry Eörssel - szintén játékelméleti alapon fejtette ki. A matematikai képletek logikáját a természetes kiválasztódás stratégiai elveivel párosítva jutott olyan új törvényszerűségek megfogalmazásához, mint például az evolúciós stabil stratégia (ESP Evolution Stable Strategy) elvéhez.

A legnagyobb sikert a közgazdaságtani játékelmélet megalapozói Neuman János magyar matematikus és Oskar Morgenstern munkája aratta. Társszerzőségben írt könyvük címe is beszédes: "Játékelmélet és gazdasági viselkedés" (1944). A játékelmélet elsődlegesen a kor felmerülő gazdasági kérdéseire keresett matematikai megalapozottságú tudományos igényű megfogalmazható válaszokat.

Friedrich Augustt von Hayek és Ludwig von Mises, az osztrák közgazdaságtani iskola meghatározó alakjai szerint az állandóan változó szabad piacon a "katallaxia játéka" a javak és eszmék szabad cseréjének játéka zajlik, melyben való eredményes részvétel csak alapos szakmai begyakorlással érhető el. Az empiria, a sejtések, az előrelátás, a szüntelenül változó piaci helyzetekre való válaszadás képessége szükséges e jövőbemutató játékból való előre nem belátható sikeres szerepléshez. /5/

Ronald Chase Nobel díjas közgazdász az "együttműködést a kapitalizmus rendszerében fontosabbnak ítélte a versenynél, illetve a versenyt mint értékteremtő együttműködést tartotta kívánatosnak amely gondosan kiművelt társadalmi játékszabályok szerint folyhat". /6/

A XXI. század gazdasági folyamatainak ismeretében a piacokért folytatott konkuren-

ciaharcok, a gazdasági, szociális, környezeti problémák, a túltervezett (overflow, overshoot,...) tárgyaink áradatában, a túlnépesedés korában a mindig megújulni képes elméletek mégis sok esetben elégtelennek bizonyultak.

A valóság szétfeszítette a hagyományos természettudományos kereteket, az elmélet mégis meg tudta őrizni a belső tudományos logikai építkezésének értékeit és megújulóképességét.

Az elsőként a Római Klub által megfogalmazott gazdasági, társadalmi és természeti környezeti krízisek elemzéséből származtatott kritikák vezettek egy szélesebb alapozású, interdiszciplináris játékelmélet kialakulásához.

A játékelméletet a környezetváltozás és a fenntartható fejlődés kritikus helyzeteinek elemzésére is alkalmasnak bizonyult. Az állami szerekör, a társadalmi felelősségvállalás, fogyasztói magatartások, a termelők, a gyártók viselkedése a kompetitív, versenyre kényszerítő piacon, mind a játékelmélet designelméleti értelmezésére irányíthatják a figyelmünket.

2.A DESIGN JÁTÉKSZEMLÉLETE

It has become clear to us that beauty can no longer be developed out of function alone, instead the demand for beauty has to be set on the same level as a functional demand, since it is a function too.

Világossá vált számunkra, hogy a funkciót tovább már nem gondolhatjuk el a szépség nélkül, a szép egyenértékű funkcionális követelmény, mert az szintén egy funkció. (Max Bill) /7/

A játékot design szempontból termékek (és a terméket tervezők, a játékosok) között zajló piaci versenynek tekinthetjük, amely külső szabályok szerint folyik valamely cél - pld. gazdasági,a nagyobb piaci siker lsd. profit vagy/és az emberi jólét növelése - elérése érdekében.

A design játékok a szabad játékok és kötött, versenyre szerveződött játékok lehetnek.

A szabad játék a játékos vizuális kreatív képességeit teszi próbára a formák, színek és funkciók változatos összeállítására való törekvésben.

A design stratégiai játékokban a különböző formai és funkcionális variációk közötti közösségi értékítéleten alapuló szelekciós verseny zajlik ahol a szereplők érdekei ellentétesek, a játék kimenetelét a játékosok felkészültsége, tudása, kreativitása intuitív előrelátó képessége határozza meg.

A játékos/tervező stratégiát és ez alapján tervet/játéktervet készít. Tevékenysége kölcsönösen befolyásolt a többi játékos döntésétől és eredményeitől. A játék szereplői között sajátos interaktív, multidiszciplináris viszonyrendszer jön létre, ahol az emocionális, esztétikai döntések sajátos szerepet töltenek be.

A szépre, a szebbre vonatkozó ízlésítéletet hozók önmaguk is egy "esztétikai szabályokat " követő játék részeseivé válnak.

A design játékhoz tehát rendelkezésre állnak a szükséges feltételek: alkotókedv, kreativitás, játékos mint tervező, a játékos társak mint versenytárs tervezők és a terv kiválasztói a szelektálók, a szakmai tér (később a szabadpiac) mint játéktér vagy a játék eszközök az anyagok, formák, színek, funkciók) és a későbbiekben meghatározott játékszabályok.

A mesterséges, tárgyi környezetünk ebben az értelemben a versenytársak között zajló játékok eredményezte környezet, a játéktér maga. A környezetünkben egyre nagyobb számban és ütemben megjelenő funkcionális formák mind e verseny szülőttei. A formai karakterüket, méretüket, arányrendjüket, színeiket, összefoglalóan vizuális identitásukat és ezzel párhuzamosan a műszaki paramétereiket a versenytársak a piaci versenyben a konkurens termékek hatására, azok azonos jellemzőinek figyelembevételével alakították ki.

A haszon a befektetett energia és a többi játékos által elért piaci eredményeinek függvényében kulturális szempontból is értékelhető.

A szépre vonatkozó döntést semmilyen előzőleg ismert kép, szabály nem befolyásolja. Az értelem nem korlátozza a képzelőerőt, a ráhangolódást az újra, a váratlanra. Megvalósulhat a kanti értelemben vett sensus communis (a közös érzék), a képzelőerő szabad játéka. /8/

A tervezés játékszemplélete a játszani tudás tudása, a szakmai tudásról való elképzelésünket új dimenzióba helyezi. A játékhelyzet tudatosítása sajátos többletet biztosít a már megszerzett tervezői tudáshoz képest.

A tervezés első szintje egy önnálló, a külvilágtól elkülönülő belső randomnesszerű mutációkat létrehozó világ tervezését, szerkesztését feltételezi. A tervezés szabályai, a felvett paraméterek, a funkcionális szempontok egyéni stratégia szerint kell, hogy szerveződjenek. A szabad játék behúzza egy játékvilágba, azon kívül a játék (tervezés) nem érvényes.

Csikszentmihályi a játékokat mint az áramlat élmény, a flow egyik fő előidézőjeként említi. /9/

Kutatásai során szintén eljutott a játékelméleti kapcsolatok feltárásiáig. A játékokban mint mesterséges világokban megtapasztalható élményt egy felfokozott tudatállapotban megélt siker és kudarc, a meglepetés erejével bíró felismerés vagy tévedés, a képességeink, lehetőségeink felfedezésének élményeként magyarázza. Értelmezi a versenyezni (angolul compete) szó eredeti latin con-petere (együtt keresni) ige eredeti jelentését, amellyel rávilágít a versenytárral ill. játékostárral együttműködésben való vetélkedés fontosságára, hiszen ez ösztökél minket a jobb eredmény elérésére. A tervező játékos beállítódása általános játékos viszony környezetéhez. A játékban rejlő meglepetésekre építve, az eddig még nem megjelenített lehetőségekre való nyitottságából eredeztetni az új designt.

Ebben a belső világban megszülető tárgyról (termék) valójában nem tudhatjuk mi fog történni

vele, ha kilépve ebből a közezből találkozni fog más hasonló módon megszületett azonos vagy más termék kategóriába tartozó társaival. A játék szelleméből következően a találkozáskor bekövetkező nyereség vágya minden tervezői pillanat fő mozgatója. A szelekció során kiválasztott tárgy a továbbiakban hat a környezetére. A hatások egy része előre nem megjósolható, esetleg nemkívánatos hatás lehet. A szabad döntésekből származó következményekkel is számot kell vetni.

A design másik játéka a formák közötti versengés stratégiai játéka. A teremtett második természeti világnak új törvényszerűségeiben a még látens új játékszabályait - az új tárgy megjelenéséből eredő új viszonylatok hozzák létre. A még nem felismert káros hatások nem ismerése nem jelenti a játékból való kirekesztést, de hátrányai nyilvánvalóak.

A döntési helyzetben lévő/k választása egyben kulturális értékrendjük alapján történő választás amely a versenytárs értékrendjével kerül versenyhelyzetbe a tárgyak közötti választásban. A köztük levő választás szelekciót jelent a vizuálisan és más funkcióiban megjelenített variációk között. /10/

Ha a funkcionális formák közötti választást a formák közötti, ökoszabályok szerint zajló versenyként képzeljük el, akkor a "szebb" választása egyben a "jobb" választását is fogja jelenteni számunkra?

Ha a választható variációk szakmai minősége magas színvonalú akkor a szelektálók kulturális értékrendjétől bizonyos mértékben függetleníthető a végeredmény. Ebben az esetben bármelyik lesz is a győztes, mindenképpen az új vizuális és funkcionális minőség túlélését eredményezi a kulturális térben. /10/

Jay Doblin a Braun és az Olivetti cég összevetésekor megjegyezte, hogy amíg „a terv hasonló, a végrehajtás eltérő. Olivetti olasz tüzet, lendületet fejez ki következetesen, gépei tiszták, de érzékiek, hirdetései ragyogóak, vidámak, ezzel ellentétben a Braun tipikusan svájci, német megközelítés, hűvös és körültekintő.” /12/

Ha a funkcionális formák közötti versenyt egy humánökológiai törvényszerűségeket tükröző szabályok szerint zajló versenyként indítjuk el, akkor a kölcsönösen és általánosan érvényesnek elfogadott keret játékszabályok reményeink szerint kedvező irányban befolyásolhatják a természeti és társadalmi változásokat.

3. AZ ÖKODESIGN ESZTÉTIKA JÁTÉKSZEMLELETE

Aesthetics is the proof of this respect and I hope it will suggest an essential design approach as our contribution to the global future.

Az esztétika bizonyítékkal szolgál, és reménytelve javaslom alapvető tervezési megközelítési módként, mint a mi hozzájárulásunkat a globális jövőhöz. Kenji Ekuo /13/

Két funkcionális forma közötti választásra, a "melyik szebb" kérdés eldöntésére miközben nap mint nap cselekedjük, közvetlen szabályt nem találunk. A szép tetszést arat. Az egyik tárgy szebb számunkra mint a másik. A szebb választásának folyamatos játéka alakítja izlésünk. Plátótól Kantig, Umberto Eco-tól Scrutonig sorolhatnánk a filozófusokat akik feltették önmaguknak a kérdést a szép, igaz és a jó viszonyáról.

Mivel tapasztalhatjuk, hogy a szép nélkülözhetetlen tényező a világunk tervezéséhez, a kérdések újragondolása számunkra is elkerülhetetlen. A filozófiai, szaktörténeti, szemiotikai, evolúciós esztétikai válaszok ismeretében tervezőként talán egy interdiszciplináris, rendszerszemléletű evolúciós designesztétika segíthet közelebb jutni a megoldáshoz.

A természeti szép és a kulturális szép elkülönítésével, megkülönböztettségével a genetikailag kódolt és a kulturálisan kódolt énkettős természetéből eredő viszonylatokat mérlegelhetjük. A természet megjelenési formái között miért teszünk különbséget ránk gyakorolt érzéki hatásaiban? Miért szép egy virág és miért csúnya a pók? Hiszen mindegyikük a biológiai kiválasztódás tökéletes funkcionális formája. Ezen relációk, villámszerű felismerésekként mint itéletalkotások fogalmazódnak meg bennünk. Megállapíthatjuk, hogy az esztétikai élmény, a formák, színek látványa megelőzi a racionális hozzáférést a tárgyhoz. Az érzelmi reakcióval azonban az értelmi érteni akarás is együttjár. A szép érzetének élménye, első benyomásként későbbi tapasztalataink birtokában alapvetően befolyásolja a jóról, a hasznosságról alkotott véleményünk és öszbenyomásunk is. Kell, hogy az érzékiben megnyilvánuljon egy evolúciós tapasztalat. /14/

Roger Scruton az "Az építészet esztétikája" című könyvében példaként ír arról, hogy összehasonlította egy modern svéd tervezésű, skandináv design és egy klasszikus étkészlet villáját. Megállapítása szerint "A svéd villa a funkcionalitás esztétikai ideáját jeleníti meg, de ez az idea hamisnak bizonyul amikor azt a gyakorlati, használati ideákból származtatjuk.

/15/

Az összehasonlítás ilyen formában fontos összefüggésre világít rá, hiszen egy adott tárgy forma-funkció kapcsolata minden esetben a tervező szándékát tükrözi vissza.

A tervező, mivel már nem kellett, hogy elemi létszükségleteket elégítsen ki, saját ideája szerint formált, az adott kor, a hely és ember viszonylatában.

Az évezredek alatt az esztétikai itéletalkotások szerint különböző esztétikai kánonokat, szabályrendekeket figyelhetünk meg. Németh Lajos művészettörténész szerint "minden stílus bizonyos vizuális-plasztikai "játékszabályok" elfogadásán alapul, hiszen mindenfajta vizuális konvenciónak is hallgatólagos megegyezés az alapja. /16/

Történelmünk korstilusainak egymást követő periódusaiban feltűnő az egyre rövidebb ideig tartó esztétikai kánonok érvényessége. Ma az egységes, globálisnak tekinthető kánon helyébe, az egymás mellett, párhuzamosan érvényes esztétikai modellek posztmodern utáni, gyorsan változó világa lépett. Az éppen választott "szép" formarend sikeressége egy következő választás esetén meghaladható mintaként funkcionál a következő ítéletünkben.

A szép érzékelésével szimultán jelentés kapcsolódik a formához. Az emocionális és a racionális szféra tudatalatti működése a forma által kiváltott érzeteket - nyugodt-feszült, stabil-instabil - és általános értékeket - izléses-izléstelen, hasznos-haszontalan, szép-rút - kapcsol a látványhoz mely fókuszába végül a "jó-roz" értékpárja kerül. A megérzés és a megértés egyidőben egy pillanatban egyesülve eredményez egy döntést. Erre való a képességünk és egyben tudásunk feltételezi a vizuális formák univerzális nyelvének, nyelvtanának elsajátítását és annak egy állandóan megújuló esztétikai világban való használatát.

A tárgyaink, mesterséges környezetünk változatos formái ily módon a szép esztétikai szférájában folyamatosan zajló, állandó versenyében újjászülető világot alkotnak. A funkcionális tárgyrendszerekre tapadó szép kölcsönös függőségben egymásból származtatva befolyásolják születésüket és elmúlásukat.

A jó, a hasznos és a szép egymástól lényegileg eltérő természete nem jelentheti a kalokagathia (kalosz= szép; agathosz= jó) arisztotelészi eszményének feladását.

Elvezethet e különbözők egységének esélyteremtő vágya ismét a XXI. században az oktatás görög eszményéhez a harmónikus fizikai képességekkel, tudással, erényekkel és szépérzékkel rendelkező alkotó emberhez? Márcsak azért is fel kell tennünk ezt a kérdést, mert az iskola szavunk a latin "ludus" (kellemes foglalatosság, játék) szóból származik melynek görög megfelelője a "szkolé", amely a görögöknél is szívesen végzett, gyönyörködtető tevékenységet jelentett. /17/

4. IRODALOM

/1/ J. Huizinga: Homo ludens Atheneum 1944 37.old

/2/ Grastyán Endre (A játék neurobiológiája 1983 10.old)

/3/ i.m. 56.old

/4/ i.m. 45.old

/5/ A katallaxia Hayek féle meghatározása "the order brought about by the mutual adjustment of many individual economies in a market."

Hayek, F.A. Law, Legislation, and Liberty, Vol. 2, pp. 108–9. Magyarul megjelent: HAYEK, F. H.: Piac és szabadság. Közgazdasági és Jogi Könyvkiadó, Budapest. 1995

/6/ Mike Károly: Megemlékezés Közgazdaságtani Szemle, LXI. évf., 2014 március (315-323.o.)

/7/ Max Bill, Schönheit aus Funktion und als Funktion in Werk 8 1949 272.)

/8/ Kant Az ítélőerő kritikája c. művében fejti ki az esztétikai ítélőerő szubjektív és mégis egyetemes érvényességét.

/9/ Csikszentmihályi Mihály: A fejlődés útjai. A harmadik évezred pszichológiája. nyitott Könyvműhely Budapest 2007 223.old lsd még Flow. Az Áramlat. A tökéletes élmény-pszichológiája. Akadémiai Kiadó 1991

/10/ im. 154.-178.old Richard Dawkins (Önző gén 1986) a gén mintájára megfogalmazta a mém, a kulturális gén, az emberi emlékezetben rögzült kulturális információ jelölésére. Ez a terjedésre, másolásra, variálódásra kulturális értelemben képes kulturális jelenség nagymértékű hasonlóságot mutat a genetika alap-elegységével, a génnel. Csikszentmihályi a gének és a mémek párviadalát értelmezi a könyvében.

/12/ Alexander Manu formatervező, (The Axis Group Inc Toronto) 1995-ben fogalmazta meg a játékos szerszám (ToolToy) elméletét. Véleménye szerint az alapvetően fizikai szükségleteinket szolgáló sikeres használati tárgyaink játékos tulajdonságokkal is rendelkeznek. A szerszám és a játék funkcióját egyesítő tárgyak egyszerre elégítik ki a használathoz kötődő elvárásainkat és mind szemlélésük mind használatuk során esztétikai élményben is részesítenek.

TOOLTOYS Tools with an element of Play. Manu, Alexander. 1995 Dansk Design Center, Copenhagen. ISBN: 87-87385-39-2

/12/ (Ernyey Gyula: Az ipari forma története Corvina Kiadó 1983. 183. old)

/13/ 18/10 2007: Interview with Hall of Fame contributing writer Kenji Ekuan www.red-dot-de

/14/ Darwin szexuális kiválasztódás elméletében a véletlenszerű vizuális mutációk okán, melyekről csak utólag derülhet ki, hogy funkcionál e, jelenti ki, hogy "a a szexuális díszeknek önmagukért kell tetszeniük". Kant érdek nélküli tetszése is végső soron az érzelmi és a kognitív működésre gyakorolt kölcsönhatásában értelmezhető.

A művészet eredete. Szerk.: Horváth Márta Typotex 2014 21.old

/15/Roger Scruton The aesthetics of architecture Oxford University Press 2009 241.old)

/16/ Németh Lajos: Törvény és kétely Gondolat Budapest 1992 218.old

/17/ Pulánszky-Németh Neveléstörténet

<http://magyar-irodalom.elte.hu/nevelestortenet/index.html#02>

BIOMASSZA FERMENTOR IPARI DIAGNOSZTIKAI VIZSGÁLATA

INDUSTRIAL DIAGNOSTIC INVESTIGATION OF A BIOMASS FERMENTER

Balla Esztella

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gépészmérnöki Kar, Áramlástan Tanszék

ABSTRACT

The paper presents the steps of the industrial diagnostic investigation of a biomass fermenter. The diagnostic method included herein can be applied to all kinds of problem solution, it is not restricted to the case study under investigation. The three main steps of the specific diagnostic process presented in the paper are: the on-site inspection, the measurement of the material properties and the performance of basic fluid mechanical calculations. The results of these investigations are presented in detail. Based on the results a preliminary proposal is made to solve the fluidization problem. The investigations could be deepened by applying numerical simulations.

JELÖLÉSJEGYZÉK

A	[-]	konstans
d	[m]	a keverő átmérője
Eu	[-]	Euler-szám
Fr	[-]	Froude-szám
f	[Hz]	motor forgási frekvenciája
g	[m^2/s]	nehézségi gyorsulás
I	[A]	motor áramfelvétele
k	[-]	konstans
m	[-]	konstans
n	[$1/s$]	keverő fordulatszáma
P	[W]	teljesítmény
Re	[-]	Reynolds-szám
t	[s]	idő
v	[m^2/s]	kinematikai viszkozitás
ρ	[kg/m^3]	sűrűség

1. BEVEZETÉS

A biomassza fermentoroknak fontos szerepe van az úgynevezett biogáz előállításában, hiszen a gázképződés döntő része a fermentorokban megy végbe. Az előállított biogáz gázmotorokban való elégetésével villamos áram generálható, illetve a motor működése során keletkező hűtővíz és füstgáz hőtartalma is hasznosítható.

A biogáz előállításához mezőgazdasági termékek, kommunális hulladék és szennyvíz is felhasználható alapanyagként. A fermentorokban használt keverő rendszerek sokfélék lehetnek. A cikkben bemutatásra

kerülő rendszer két propeller keverőből áll. A közös tengelyen elhelyezkedő propeller keverők hajtásáért egy vezérelhető fordulatszámú aszinkron motor felel, ami egy hajtóműn keresztül kapcsolódik a tengelyhez. A fordulatszám vezérlése frekvenciaváltóval történik.

A biomasszában egyszerre akár szilárd, cseppfolyós és gáz halmazállapotú anyagok is jelen lehetnek, tehát a kevert közeg összetétele rendkívül változékony. A fermentor fizikai méretei (10 méteres nagyságrend) is nehezítik a keveredés megfelelő szabályozását. Ezen tulajdonságok miatt gyakran üzemi problémák merülhetnek fel.

E problémák elkerülésére, az üzemvitel biztonságossá tételére, a technológiai folyamat hatékonyságának növelésére a fermentor diagnosztikai vizsgálata szükséges. A hatékonyság- és üzembiztonság-növelő javaslatok a diagnosztikai eredmények alapján dolgozhatók ki. A diagnosztikai vizsgálat három, egymást hatékonyan kiegészítő munkafázisból áll, melyek a BME Áramlástan Tanszék kompetencia-körébe tartoznak:

- Helyszíni bejárás és állapotfelmérés, lehetőség szerinti mérésekkel kiegészítve.
- Alapvető áramlástechnikai megfontolások, alapszámításokkal kiegészítve.
- Numerikus áramlástan (Computational Fluid Dynamics, CFD) vizsgálatok, amelyek építenek az a) és b) munkafázisokban szerzett tapasztalatokra.

A fermentor viszonylag gyors előzetes diagnosztikája az a) és b) munkafázisok alapján elvégezhető. A c) munkafázis a diagnosztika és a javaslatétel pontosságát, megbízhatóságát növeli.

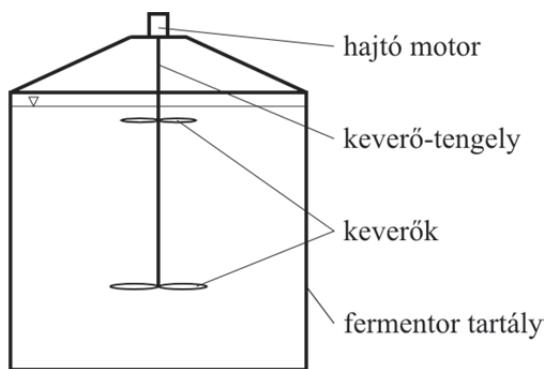
E cikkben a már említett két propeller keverőből álló ipari fermentor esettanulmányán keresztül mutatom be az a) és b) diagnosztikai fázisok alkalmazását. Az üzemeltető vállalatot és a fermentor számszerűsített üzemi jellemzőit a cikkben nem közlöm, a bizalmas adatkezelés érdekében.

2. PROBLÉMAFELVETÉS, CÉLKITŰZÉS

A keverő rendszer két, közös függőleges tengelyen elhelyezkedő kétlapátos propeller keverőből állt. A

propeller keverők erős axiális áramlást hoznak létre, emiatt viszonylag nagy folyadék-tömegáramok létesítésére alkalmasak. A két keverő átmérője különböző (az alsó keverő átmérője a nagyobb). A keverő rendszer vázlata az 1. ábraán látható. Az iparban használatos keverő rendszerek rendkívül változatosak lehetnek, az adott keverési feladattól függően. A különböző keverő típusok tulajdonságairól részletes leírás található az [1] szakirodalomban.

Ahogy már említésre került a korábbiakban, a biomassa összetétele rendkívül változatos lehet. A bemutatásra kerülő fermentor híg fermentlé esetén megfelelően üzemelt, azonban ha szilárd összetevőket is tartalmazó anyagot (pl. istállótrágya) adagoltak a rendszerbe, akkor működési zavarok léptek fel. A fermentlé tetején a fermentor-térfogat akár 40%-át is kitöltő szilárd uszadékpárna alakult ki, ami ellehetetlenítette a helyes működést.



1. ábra A fermentor keverő rendszerének vázlata

Az uszadékpárna képződés megakadályozásának érdekében geometriai módosításokat hajtottak végre a keverő rendszeren. A keverés hatékonysága a módosítások után nem javult, azonban a hajtó motor túlterhelté vált az üzemi fordulatszámon, illetve rezgések jelentek meg a keverőtengelyen.

A vizsgálatok célja a probléma diagnosztizálása és javaslattétel a keverő rendszer módosítására az uszadékpárna képződés elhárításának érdekében.

3. DIAGNOSZTIKAI MUNKATERV

A kitűzött célok eléréséhez a rendszer szisztematikus felülvizsgálatára van szükség. Az alábbiakban az ebben a cikkben bemutatott esettanulmány megoldásához javasolt egymásra épülő munkafázisok kerülnek részletezésre.

Helyszíni bejárás, állapotfelmérés

A rendszer megfelelő megismeréséhez elengedhetetlen lépés a helyszíni bejárás. Jelen esetben szükséges a leürített fermentor megtekintése is, mivel

ekkor válik megismerhetővé a fermentor és a keverők pontos geometriája. A hagyományos mérési módszereken kívül a BME Áramlástan Tanszéknek lézeres távmérő eszköz használatára is van lehetősége. A mérési adatok ezután összevethetők a fermentorról rendelkezésre álló dokumentációval, ha szükséges a dokumentáció kiegészíthető.

A rendelkezésre álló dokumentumok feldolgozása után szükséges egy második helyszíni bejárás is, mely során a keverők működés közben, az üzemszerű állapotukban kerülnek megfigyelésre. Ezen bejárás alkalmával felmérhető, hogy milyen mérések elvégzésére van lehetőség a rendszerbe épített mérő, megfigyelő eszközökön keresztül illetve, hogy megvalósíthatóak-e további kiegészítő mérések.

A kevert közeg fizikai jellemzőinek meghatározása

Az áramlástechnikai alapszámítások elvégzéséhez szükséges a kevert közeg anyagjellemzőinek ismerete. Szakirodalmi adatok jelen esetben nem állnak rendelkezésre, mivel a fermentorban lévő közeg összetétele technológia-specifikus. A kinematikai viszkozitás és a sűrűség meghatározásához ipari kivitelű célberendezés áll rendelkezésre a BME Áramlástan Tanszéken, amelyet ipari helyszíni mérésekre is lehet alkalmazni.

Áramlástechnikai alapszámítások

Miután részletesen megismertük a vizsgált rendszer fizikai tulajdonságait, elvégezhetőek az alapszámítások, amik lehetőség szerint összevethetők mért adatokkal is.

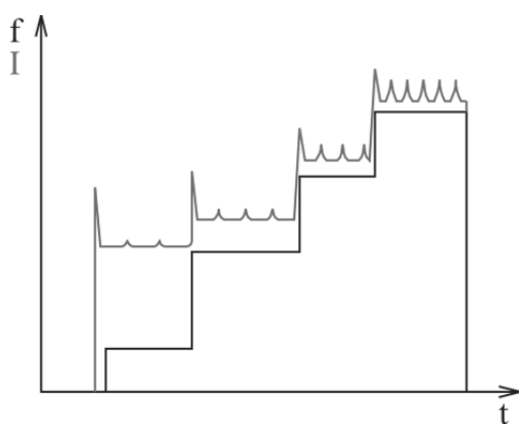
Elsődleges a keverést jellemző dimenziótlan mennyiségek meghatározása. Ilyen a keverési Reynolds-szám, a Froude-szám és az Euler-szám. Ekkor megállapíthatóvá válik, hogy a keverés lamináris, átmeneti vagy turbulens tartományban történik-e. Ezen dimenziótlan mennyiségek felhasználásával kiszámítható a keverő elméleti teljesítményfelvétele, amit összevetve a gyakorlatban mért teljesítményfelvétellel következtetések vonhatók le a keverő működéséről.

4. VIZSGÁLATOK

Helyszíni bejárás

A helyszíni bejárás során kiegészítésre kerültek az előzetesen átvett dokumentációk. Tájékoztatást kaptunk a helyi dolgozóktól a keverő üzemeről, mérési lehetőségekről. A hajtó motor vezérlő frekvenciája (mely arányos a forgási frekvenciával) és időfüggő áramfelvétele közvetlenül mérhető. A kézhez kapott mérési eredményeket jellegre helyesen mutatja be a 2.

ábra. Ezen az ábrán megfigyelhető az áramfelvétel periodikus ingadozása. Egyértelműen látható, hogy a motor vezérlő frekvenciájának növekedésével együtt nő az áram ingadozásának frekvenciája is. Ha összevetjük a keverők fordulatszámát a felvett áram ingadozásának frekvenciájával, akkor azt kapjuk, hogy egy tengelyfordulat alatt kétszer jelentkezik kiugró áramfelvétel, tehát az ingadozás frekvenciája a fordulatszám és a lapátszám szorzata. Mindezek alapján valószínűsíthető, hogy a tengelyen jelentkező rezgések nem áramlástechnikai, hanem szilárdtest-mechanikai jellegűek, pl. a lapátmozgás besúrol egy álló mechanikai elembe. Ez esetben az üzemviteli javítás (rezgés elkerülése) mechanikai módosítással érhető el, és nem várható, hogy áramlástechnikai megoldás fogja a rezgést megszüntetni.



2. ábra A hajtó motor forgási frekvenciája és áramfelvétele az idő függvényében

Sűrűség és kinematikai viszkozitás mérése

Háromféle mintán végeztünk méréseket, ezek közül kettő a fermentorba beadagolt alapanyag, egy pedig a fermentléből közvetlenül vett minta. A minták sűrűségének és kinematikai viszkozitásának megállapítása a BME Áramlástan Tanszéken történt mérések útján. Szükség szerint a célberendezéssel ipari helyszíni mérések is végezhetőek. A sűrűség egyszerű térfogat és súly méréssel került kiszámításra. A viszkozitás mérésére alkalmas berendezés a 3. ábra látható. A mérés során a vizsgált anyag egy tartályból egy vékony csövön keresztül áramlik ki. A kifolyási idő, a tartály folyadékszintje és a berendezés geometriai méreteinek ismeretében a kinematikai viszkozitás (amely befolyásolja a lamináris csőáramlásban fellépő csősúrlódási veszteség mértékét) meghatározható. A kinematikai viszkozitás és a sűrűség ismeretében kiszámolható a dinamikai viszkozitás is. Ez a mérési elv híg anyagok viszkozitásának mérésére alkalmas. Híg és szilárd anyagok együttes viszkozitásának méréséhez a

célberendezés módosítására, továbbfejlesztésére van szükség. Az 1. táblázat tartalmazza a három különböző mintán végzett mérések eredményét. Látható, hogy még a híg összetevők tulajdonságai is jelentős mértékben eltérnek egymástól, ezáltal még összetettebbé válnak az áramlási viszonyok. Fontos még megjegyezni, hogy a fermentorban nem „szobahőmérsékleten” mennek végbe a biológiai, kémiai folyamatok ezért szükséges lehet a mért viszkozitás eredményeket átszámolni az üzemi hőmérsékletre. Erre vonatkozóan a [2] szakirodalomban található útmutatás.

1. táblázat Sűrűség és viszkozitás mérési eredmények

	Húspép	Fermentlé	Hígtrágya
Kinematikai viszkozitás [m ² /s]	$7 \cdot 10^{-6}$	$1,7 \cdot 10^{-5}$	$1,7 \cdot 10^{-5}$
Sűrűség [kg/m ³]	1445	1211	1196
Dinamikai viszkozitás [Pa·s]	$1 \cdot 10^{-2}$	$2,1 \cdot 10^{-2}$	$2 \cdot 10^{-2}$



3. ábra MÉRŐBERENDEZÉS A VISZKOZITÁS MEGHATÁROZÁSÁRA

Az elméleti és gyakorlati teljesítményfelvétel összehasonlítása

A következőkben a keverést jellemző legfontosabb dimenziótlan mennyiségek meghatározása kerül bemutatásra. A keverési Reynolds-szám a következőképpen számítható [1]:

$$Re = \frac{nd^2}{\nu} \quad (1)$$

A keverési Reynolds-szám kiszámítása után már meghatározható, hogy a keverő lamináris, átmeneti vagy turbulens tartományban működik-e. Az egyes tartományok határértékei keverőtípusonként eltérhetnek.

[1] alapján $Re=10^4$ felett már egyértelműen turbulens áramlás alakul ki. E cikkben vizsgált esetben a fermentorban az áramlás turbulens.

A tölcserképződés a fermentorban a Froude-számmal vehető figyelembe. A Froude-szám kiszámítása [1]:

$$Fr = \frac{n^2 d}{g} \quad (2)$$

Ha a tölcser nem éri el a keverő lapátozását, akkor a Froude-szám figyelmen kívül hagyható. A tölcserképződés megakadályozható például az áramlási térbe beépített áramlástörők használatával.

A Reynolds- és a Froude-szám meghatározása után kiszámíthatóvá válik a keverési Euler-szám [1]:

$$Eu = A \cdot Re^{-m} \cdot Fr^{-k} \quad (3)$$

Az A, m és k paraméterek pontos meghatározása mérések útján lehetséges, azonban néhány speciális esetre ismertek m és k értékei. Ha nincsen tölcserképződés, akkor $k=0$. Lamináris áramlás esetén $m=1$. A turbulens tartományban a torlólemez nélküli tartályokban $m \cong 0,2$. Torlólemezrel ellátott tartály esetén $m \cong 0$, azaz Eu függetlenné válik Re-től. Egyéb esetekre az [1] szakirodalomban megtalálhatóak az Euler-szám Reynolds-számtól való függését bemutató jelleggörbék a különböző típusú keverőkre.

Az eddigiekben tárgyalt dimenziótlan számok ismeretében már meghatározható a keverők elméleti teljesítményfelvétele [1]:

$$P = Eu \cdot \rho \cdot n^3 \cdot d^5 \quad (4)$$

A (4) képlettel kiszámított teljesítmény egy különálló keverőre vonatkozik. Ha a keverő egy több keverőből álló rendszer része akkor a teljesítményfelvétele változhat annak függvényében, hogy a többi keverő milyen távol helyezkedik el tőle. Erre vonatkozóan útmutatás található [2]-ben.

A valós teljesítményfelvétel akár közvetlenül is mérhető, vagy, ahogy a vizsgált esetben is történt, a motor által felvett mért áram erősségből és a villamos hálózat, valamint motor jellemzőiből kiszámítható.

A számításokból kiderült, hogy az uszadékparna megszüntetését célzó intézkedések hatására a hajtó motor a túlterhelődés határára került. A híg minták viszkozitásával számolt elméleti teljesítményfelvétel közelítőleg megegyezik a valós teljesítményfelvétellel. Ezek szerint a fokozott keverési teljesítmény ellenére sem érik el a szilárd anyagok a keverőket. Összefoglalva: a keverési teljesítmény növelése nem oldotta meg az uszadékparna képződés problémáját,

viszont túlterhelte a hajtó motort. Ezért más megoldást kell kidolgozni.

5. ÖSSZEFOGLALÁS, JAVASLATTÉTEL

A cikkben egy ipari fermentor keverő rendszerének diagnosztikai vizsgálati lépései kerültek bemutatásra. A vizsgálat azért vált szükségessé mert a fermentorban keletkező uszadékparna ellehetetlenítette a helyes működést. A vizsgálatok feltárták, hogy a keverők tengelyén jelentkező rezgések nem áramlástan, hanem mechanikai jellegűek. Az elméleti és a gyakorlati teljesítményfelvétel összehasonlítása után valószínűsíthető, hogy a szilárd anyag nem éri el a keverőket, ezért képes összefüggő uszadékot képezni a felszínen. Az elvégzett előzetes diagnosztikai vizsgálatok alapján egy kifejezetten biomassza fermentorokba szánt merülő, vízszintes tengelyű áramlás gyorsító beszerzését javaslom (pl. [3]). A BME Áramlástan Tanszék által elvégzett további numerikus áramlástan vizsgálatok segítségével megerősíthetők az eddigi feltételezések, illetve a javasolt változtatások hatásvizsgálata is elvégezhető.

SUMMARY

In the paper the steps of the industrial diagnostic investigation of a biomass fermenter were shown. The investigation became necessary because the solid particles formed a crust on the surface of the liquid part. As a result of the investigations it was discovered that the resonance appearing on the shaft of the agitators has mechanical source rather than fluid dynamic. The comparison of the theoretical and practical power consumption indicates that the solid material does not reach the agitators. That is why it can form a crust on the surface. On the basis of the preliminary diagnostics I recommend the application of a submersible horizontal flow accelerator, specifically designed for biogas plants. Further numerical calculations can justify previous assumptions and the impact assessment of the proposed modification can also be examined.

IRODALOMJEGYZÉK

[1] Fonyó, Zs., Fábry, Gy. (2004), *Vegyipari műveletani alapismeretek*. Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest

[2] Holland, F. A., Chapman, F. S. (1966), *Liquid mixing and processing in stirred tanks*. Reinhold Publishing Corporation, Chapman & Hall, Ltd., New York

[3] CRI-MAN s.r.l. Submersible horizontal flow accelerators. (2015.10.22)
<http://www.cri-man.com/products/mixers/serie-af>

CONTENTS

<i>18. Kelemen László, Dr. Szente József PhD</i> LOAD DISTRIBUTION IN GEAR COUPLING	5	<i>26. Simonovics János PhD, Bujtár Péter PhD</i> INVERSE VALIDATION OF BIOMECHANICAL FINITE ELEMENT MODEL	43
<i>19. Kelemen László, Dr. Szente József PhD</i> SELECTION OF PINION-TYPE CUTTER FOR PRODUCING OF INTERNAL GEARS	11	<i>27. Dr. Szabó Ferenc János PhD</i> MULTIDISCIPLINARY OPTIMIZATION APPLIED FOR THE DESIGN OF JOURNAL AND SLIDING BEARINGS	47
<i>20. Tóthné Laufer Edit, Horváth Richárd</i> FUZZY MODEL BASED SURFACE ROUGHNESS PREDICTION OF FINE TUNING	15	<i>28. Szabó György PhD, Váradi Károly</i> COMPARISON OF HYPERELASTIC MATERIAL MODELS	51
<i>21. Nagy Dániel, Dr. Szendrő Péter DsC, Dr. Bense László PhD</i> METHODS AND TOOLS FOR STUDY OF NON-METALLIC ROLLING-ELEMENT BEARINGS WHICH USE IN A PROCESS FLUID	23	<i>29. Szabó Gyula BSc, Dr. Oroszvály László</i> STATIC SIMULATION OF WEIGHING VALVE	57
<i>22. Németh Géza MSc, Németh Nándor, Péter József PhD</i> MODELING OF A HELICAL TORSION SPRING SUBJECTED TO UNUSUAL LOAD	27	<i>30. Vidovics B., Horák P. PhD</i> NETWORKED ACTIVITIES FOR REALIZATION OF INNOVATIVE PRODUCTS – INTRODUCING CODEVE METHODOLOGY	61
<i>23. Nagy József</i> SIMULATION OF UNSTEADY FLOW OF REFRIGERANTS	31	<i>31. Vidovics Balázs</i> ACHIEVEMENTS OF INTERNATIONAL PROJECT BASED EDUCATION	65
<i>24. Péter József PhD, Németh Géza</i> LOAD EQUALIZATION IN PLANETARY FRICTION DRIVE BASED ON ELASTIC DEFLECTION II.	35	<i>32. Zalavári József DLA</i> DESIGN GAME THEORY	69
<i>25. Dr. Sarka Ferenc, Dr. Szilágyi Attila</i> EXAMINATION OF METALIC FOAMS WICH ARE BUILT INTO THE BODY OF GEARS	39	<i>33. Balla Esztella</i> INDUSTRIAL DIAGNOSTIC INVESTIGATION OF A BIOMASS FERMENTER	73

GÉP

INFORMATIVE JOURNAL

for Technics, Enterprises, Investments, Sales, Research-Development, Market of the Scientific Society of
Mechanical Engineering

Dr. Döbröczöni Ádám

President of Editorial Board

Vesza József

General Editor

Dr. Jármái Károly

Dr. Péter József

Dr. Szabó Szilárd

Deputy

Dr. Barkóczi István

Bányai Zoltán

Dr. Beke János

Dr. Bercsey Tibor

Dr. Bukoveczky György

Dr. Czitán Gábor

Dr. Danyi József

Dr. Dudás Illés

Dr. Gáti József

Dr. Horváth Sándor

Dr. Illés Béla

Kármán Antal

Dr. Kalmár Ferenc

Dr. Orbán Ferenc

Dr. Pálincás István

Dr. Patkó Gyula

Dr. Péter László

Dr. Penninger Antal

Dr. Szabó István

Dr. Szántó Jenő

Dr. Szűcs Edit

Dr. Tímár Imre

Dr. Tóth László

Dr. Varga Emilné Dr. Szűcs Erika

Cooperation in the editing:

Dr. Péter József

DEAR READER,

One of these days, while viewing my parents' bequest, a little photograph was got into my hand. It was taken in the valley „Szalajka”. On the picture there is a wagon, uncle Imre the driver is sitting on the box seat, behind the two grey horses. Next to him a stern faced little boy is seen (you must try to look important on the box). A total of twenty ladies and gentlemen are sitting or standing on and around the wagon. They arrived due to kind invitation, they were talking about their tasks and they were building friendly relations. The little boy of that time thinks willingly about their smart words today too. Despite the not exactly encouraging circumstances, the ladies and gentlemen took their professions seriously and believed in their tasks. The time has justified them.

Although the organisation of the 31th Seminary of Machine and Product Designers was begun on time and the circle of participants taken into account was requested by mail, only a few have occurred by the deadline. We thought the previous 30th Seminary was believed a round closing ceremony, however in respect of the human analogy the “thirty” is a nice age, there is a valuable past and there are a lot of problems to solve in front of it. We also thought of a previous, similar conference organized by the Scientific Society of Mechanical Engineering, this also could divert the other part of the presentations. We restarted the organisation of the conference in writing and verbally, patiently, we have contacted the colleagues with good results. The participants have applied for the 31th Seminary of Machine and Product Designers by 48 presentations, 30 professional papers were fulfilled, more than ever before, considering the sum of pages. We are delighted at having enough energy of the machine designers and product developers for the two conferences, at most we should think about the delay of applications for the sake of the future.

The change is striking, inspecting the name of the presenters, authors and co-authors. Excellent, well known gentlemen are absent, new and encouraging names have appeared. There are many young authors, there are twenty Ph.D. or M.Sc. students of the 75 authors of 48 presentations having co-authors. The phenomenon is not unique, there are similar changes at the other parts of the world and at other areas of the science. A kind German guest of ours called our attention last year to the following problem: they also have a populous generation born after the war, preparing to years loaded a less by professional tasks. There are only a few middle-aged author, but there are more young people and more ladies. I willingly follow the journals of NASA dealing with astronautics. There are also many young ladies among the designers and developers generating original solutions due to their way of seeing differing from that of the men. This composing is perhaps not hurting.

The change in the topic of presentations and papers is also noticeable. The horizon of the presenters, the reachable knowledge and the range of problems can be solved is wider than before, besides the results of the mathematics, the mechanics, the material and manufacturing sciences, the machine design and the design theory, the results of research on the information technology, the ergonomics, the biology, the medical sciences, the psychology the industrial design and the analogies of nature were appeared. I have to inform you with a slight sadness that this year none of the presenters dealing with the history of technical development applied for the seminary. No problem, then next year.

Do allow me, Dear Reader, to close my words expressing my pleasure on the matterful papers and on the thicker journal than ever before, thanking for the work of the organizers, hoping for the valuable professional discussions and the amicable encounters.

*Dr. József Péter
organizing secretary of the Seminary*

Managing Editor: Vesza József. Editor's address: 3534 Miskolc, Szervezet utca 67.

Postage-address: 3501. Pf. 55. Phone/fax: (+36-46) 379-530, (+36-30) 9-450-270 • e-mail: mail@gepujsag.hu

Published by the Scientific Society of Mechanical Engineering, 1027 Budapest, Fő u. 68.

Postage-address: 1371, Bp, Pf. 433

Phone: 202-0656, Fax: 202-0252, E-mail: a.gaby@gteportal.eu, Internet: www.gte.mtesz.hu

Responsible Publishere: Dr. Igaz Jenő Managing Director

<http://www.gepujsag.hu>

Printed by Gazdász Nyomda Kft. 3534 Miskolc, Szervezet u. 67.

Price per month: 1260 Ft.

Distribution in foreign countries by Kultúra Könyv és Hírlap Külkereskedelmi Vállalat H-1389
Budapest, Pf. 149. and Magyar Média H-1392 Budapest, Pf. 272.

INDEX: 25 343 ISSN 0016-8572

- 14.30-1445 Darabos Anita iparművész, tanársegéd, BME Gép- és Terméktervezés Tanszék: Bionika a terméktervezésben és az oktatásban
- 1445-1500 Dr. Bihari Zoltán egyetemi docens, Tóbiás Zsolt tanszéki mérnök ME Gép- és Terméktervezési Intézet: Hajtóművek akusztikai vizsgálata
- 15.00-1515 Vidovics Balázs lecturer, Dr. Horák Péter BME Department of Machine and Product Design: Networked Activities for Realization of Innovative Products – Introducing CODEVE Methodology
- 1515-1530 Vidovics Balázs tanszéki mérnök BME Gép- és Terméktervezés Tanszék: A nemzetközi környezetben megvalósuló, projekt alapú oktatás eredményei és kihívásai
- 15.30-1545 Tóthné Dr. Laufer Edit egyetemi docens, Óbudai Egyetem Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar, Mechatronikai és Autótechnikai Intézet; Horváth Richárd, tanársegéd, Óbudai Egyetem Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar, Anyagtudományi és Gyártástechnológiai Intézet: Felületi érdesség FUZZY modell alapú becslése finomsztergálásor

- 1545-1600 Ács Dániel egyetemi hallgató, Óbudai Egyetem, Gépésztervezési és Biztonságtechnikai Intézet, Dr. Czifra Árpád, egyetemi docens, Óbudai Egyetem, Gépésztervezési és Biztonságtechnikai Intézet: Hullámhossz információk vizsgálata felületi mikrotopográfiákon
- 16.00-1615 Dr. Simonovics János egyetemi adjunktus, BME Gép- és Terméktervezés Tanszék, Dr. Bujtár Péter Maxillofacial Surgent, Department of Oral and Maxillofacial Surgery, University Hospitals of Leicester: Biomechanikai végeselemes modell inverzvalidációja

**I. szekció. I. emelet, Deák terem
2015. november 6. (péntek) délelőtt, 10.00-tól**

- Szekcióvezető: Dr. Siposs István CSc., egyetemi docens Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet, Dr. Szabó Ferenc János egyetemi docens ME Gép- és Terméktervezési Intézet
- 10.00-1015 Nagy József termékfejlesztési igazgató Electrolux Lehel Kft., Hűtőközegek instacionárius áramlásának szimulációja
- 1015-1030 Dr. Szabó Ferenc János egyetemi docens, ME Gép- és Terméktervezési Intézet: Multidiszciplináris optimalás alkalmazása síklócsapágyak feladataihoz
- 10.30-1045 Horváth Ádám PhD hallgató Szent István Egyetem, Gépipari Technológiai Intézet, Dr. Oldal István egyetemi docens Szent István Egyetem, Mechanikai és Géptani Intézet, Dr. Kalácska Gábor egyetemi tanár Szent István Egyetem, Gépipari Technológiai Intézet, Dr. Andó Mátyás egyetemi docens Nyugat-magyarországi Egyetem Műszaki Intézet
- 1045-1100 Dr. Dömötör Csaba egyetemi docens ME Gép- és Terméktervezési Intézet: Természetes környezetudatosság
- 11.00-1115 Bihari János egyetemi tanársegéd ME Gép- és Terméktervezési Intézet: Elektromos rásegítésű közösségi kerékpárok
- 1115-1130 Pordán Lajos ügyvezető EJOT Hungaria Kft. Menetnyomó csavarok az (autó) iparban
- 11.30-1145 Németh Géza adjunktus ME Gép- és Terméktervezési Intézet, Németh Nándor okl. programtervező informatikus Graphisoft SE, Dr. Péter József egyetemi docens ME Gép- és Terméktervezési Intézet: Egy szokatlan terhelésű forgató csavarrugó modellezése

- 1145-1200 Prof. Dr. Kundrák János egyetemi tanár, Makkai Tamás mérnök-tanár ME Gyártástudományi Intézet: Szerszámok kopása és éltartama kopásálló felületek forgácsolásakor
- 12.00-1215 Prof. Dr. Kundrák János egyetemi tanár, Dr. Deszpoth István mérnök-tanár, Nagy Nóra PhD hallgató, ME Gyártástudományi Intézet: Forgácsolással megmunkált felületek sodrásossága
- 1215-1230 Dr. Kamondi László c. egyetemi tanár, Drágár Zsuzsa tanársegéd Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet: Funkcióstruktúra variációjának hatása a hajtáslánc viselkedésére
- 12.30-1245 Kelemen László tanársegéd ME Gép- és Terméktervezési Intézet, Dr. Szenté József ny. egyetemi docens: Metszőkerék megválasztása belső fogazatú fogaske-
rek gyártásához
- 1245-1300 Kelemen László tanársegéd ME Gép- és Terméktervezési Intézet, Dr. Szenté József ny. egyetemi docens: Fogasgyűrűs tengelykapcsoló terhelés eloszlása
- 13.00 Dr. Siposs István CSc., egyetemi docens, ME Gép- és Terméktervezési Intézet: A Géptervezők és Termékfejlesztők XXXI. Szemináriumának bezárása

**II. szekció, Nagyterem, I. emelet
2015. november 6. (péntek) délelőtt 10.00-tól**

- Szekcióvezető: Dr. Bihari Zoltán PhD, egyetemi docens Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet, Nagy József termékfejlesztési igazgató Electrolux Lehel Kft.
- 10.00-1010 Bogáti Áron BSc hallgató Miskolci Egyetem: Csillagvizsgáló kupola
- 1010-1020 Csuzda Tamás BSc hallgató Miskolci Egyetem: Newton távcső finommozgató-
sának megtervezése
- 10.20-1030 Holló Bence BSc hallgató, Dr. Péter József egyetemi docens Miskolci Egyetem: Húsdaráló adapter tervezése konyhai robotgéphez
- 10.30-1040 Juhász István BSc hallgató, Németh Géza adjunktus Miskolci Egyetem: Oldalra to-
lható talajmaró tervezése
- 1040-1050 Kiss Norbert BSc hallgató Miskolci Egyetem: Lineáris, mechanikus mozgás-
generáló mechanizmus fejlesztése egész-
ségügyi környezetbe
- 10.50-1100 Kovács Károly BSc hallgató Miskolci Egyetem: Robotmegfogó tervezése
- 11.00-1110 Mátyás Tamás Donát BSc hallgató, Dr. Péter József egyetemi docens Miskolci Egyetem: Egylépcsős kb típusú fogaske-
rek-bolygómű választása katalógus alap-
ján és annak tervezése
- 1110-1120 Németh Zsuzsanna BSc hallgató, Bihari Zoltán egyetemi docens Miskolci Egyetem: Csúszdává alakítható étkező-
szék tervezése
- 11.20-1130 Novák Jusztiina BSc hallgató Miskolci Egyetem: Autonóm jármű karosszériájá-
nak tervezése és kivitelezése
- 11.30-1140 Oláh Péter BSc hallgató Miskolci Egyetem: Osszecsukható kerékpár tervezése
- 1140-1150 Reppei Bettina Réka BSc hallgató Miskolci Egyetem: Környezetbarát kulacs tervezése
- 11.50-12.00 Értékelés és a szekció bezárása

Korábbi rendezvényeink

- Vezető Konstruktorok Tanácskozása, Miskolc, 1973. augusztus 23 - 24.
- Vezető Konstruktorok Tanácskozása, Miskolc, 1975. július 23 - 24.
- Géptervezők III. Országos Szemináriuma, Miskolc, 1977. augusztus 30 - szeptember 1.
- Géptervezők IV. Országos Szemináriuma, Miskolc, 1980. augusztus 26 - 27.
- Géptervezők V. Országos Szemináriuma, Miskolc, 1982. augusztus 25 - 26.
- Géptervezők VI. Országos Szemináriuma, Miskolc, 1985. április 11 - 12.
- Géptervezők VII. Országos Szemináriuma, Miskolc, 1989. május 29 - 31.
- Géptervezők VIII. Országos Szemináriuma, Miskolc, 1991. május 29 - 30.
- Géptervezők IX. Országos Szemináriuma, Miskolc, 1993. szeptember 30 - október 1.
- Géptervezés ,94 (Géptervezők X. Országos Szemináriuma) Miskolc, 1994. május 20.
- Géptervezők XI. Országos Szemináriuma, Miskolc, 1995. május 29-30.
- Géptervezés-termékfejlesztés ,96 (Géptervezők és Termékfejlesztők XII. Országos Szemináriuma), Miskolc, 1996. május 24-25.
- Géptervezők és Termékfejlesztők XIII. Országos Szemináriuma, Miskolc, 1997. november 28.
- Géptervezők és Termékfejlesztők XIV. Országos Szemináriuma, Miskolc, 1998. december 15.
- Géptervezők és Termékfejlesztők XV. Országos Szemináriuma, Miskolc, 1999. szept. 30-október 1.
- Géptervezők és Termékfejlesztők XVI. Országos Szemináriuma, Miskolc, 2000. november 15 - 16.
- Géptervezők és Termékfejlesztők XVII. Országos Szemináriuma, Miskolc, 2001. november 8 - 9.
- Géptervezők és Termékfejlesztők XVIII. Országos Szemináriuma, Miskolc, 2002. november 7 - 8.
- Géptervezők és Termékfejlesztők XIX. Országos Szemináriuma, Miskolc, 2003. november 6 - 7.
- Géptervezők és Termékfejlesztők XX. Országos Szemináriuma, Miskolc, 2004. november 11 - 12.
- Géptervezők és Termékfejlesztők XXI. Országos Szemináriuma, Miskolc, 2005. november 10 - 11.
- Géptervezők és Termékfejlesztők XXII. Országos Szemináriuma, Miskolc, 2006. november 9 - 10.
- Géptervezők és Termékfejlesztők XXIII. Országos Szemináriuma, Miskolc, 2007. november 15 - 16.
- Géptervezők és Termékfejlesztők XXIV. Országos Szemináriuma, Miskolc, 2008. november 13 - 14.
- Géptervezők és Termékfejlesztők XXV. Országos Szemináriuma, Miskolc, 2009. november 5 - 6.
- Géptervezők és Termékfejlesztők XXVI. Országos Szemináriuma, Miskolc, 2010. november 11-12.
- Géptervezők és Termékfejlesztők XXVII. Országos Szemináriuma, Miskolc, 2011. november 10-11.
- Géptervezők és Termékfejlesztők XXVIII. Országos Szemináriuma, Miskolc, 2012. november 8-9.
- Géptervezők és Termékfejlesztők XXIX. Országos Szemináriuma, Miskolc, 2013. november 7-8.
- Géptervezők és Termékfejlesztők XXX. Országos Szemináriuma, Miskolc, 2014. november 6-7.

