

GÉP

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET MŰSZAKI FOLYÓIRATA



2014/6-7.

nka
Nemzeti Kulturális Alap

120 oldal
LXV. évfolyam

Géptervezők és Termékfejlesztők XXX. Szemináriuma

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.

2014. november 6 (csütörtök) - 7 (péntek)

Címünk:

Géptervezők és Termékfejlesztők XXX. Szemináriuma

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

Korábbi rendezvényeink:

- Vezető Konstruktőrök Tanácskozása, Miskolc, 1973. augusztus 23 - 24.
Vezető Konstruktőrök 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. szeptember 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, 2006. november 9 - 10.
Géptervezők és Termékfejlesztők XXIII. Országos Szemináriuma, 2007. november 15 - 16.
Géptervezők és Termékfejlesztők XXIV. Országos Szemináriuma, 2008. november 13 - 14.
Géptervezők és Termékfejlesztők XXV. Országos Szemináriuma, 2009. november 5 - 6.
Géptervezők és Termékfejlesztők XXVI. Országos Szemináriuma, 2010. november 11-12.
Géptervezők és Termékfejlesztők XXVII. Országos Szemináriuma, 2011. november 10-11.
Géptervezők és Termékfejlesztők XXVIII. Országos Szemináriuma, 2012. november 8-9.
Géptervezők és Termékfejlesztők XXIX. Országos Szemináriuma, 2013. november 7-8.

Géptervezők és Termékfejlesztők XXX. Szemináriuma

Miskolc, 2014. november 6-7.

Plenáris Ülés I. emelet, Nagyterem

2014. november 6. (csütörtök), délelőtt

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
10.05-10.30 Univ. Prof. Dr. mont. Florian Grün tanszékvezető, Dr. mont. István Gódor, Dr. mont. Herbert Krampl Montanuniversitat Leoben: Tribological modeltesting in powertrains
10.30-10.50 Vadászné Dr. Bognár Gabriella az MTA doktora, intézetvezető egyetemi tanár, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet: A Marangoni-jelenség hatásának vizsgálata a tribológiában
10.50-11.10 Dr. Kerényi György tanszékvezető helyettes egyetemi docens, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gép- és Terméktervezés Tanszék: Projekt alapú képzés a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gép- és Terméktervezés Tanszékén
11.10-11.30 Dr. Lovas László PhD. egyetemi docens, Győri Márk PhD hallgató, Dr. Eleőd András az MTA doktora, egyetemi tanár, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Jármelemek és Járme-szerkezetanalízis Tanszék: Gépészeti ábrázolástechnika kódrendszerének átalakítása a 3D modellezés prioritásainak figyelembevételével
11.30-11.50 Dr. Szávai Szabolcs PhD, osztályvezető, Dr. Kovács Sándor PhD, posztdoktor Bay Zoltán Alkalmazott Kutatási Közhasznú Nonprofit Kft. Szerkezetintegritás Osztály: Nagy fajlagos terhelésnek kitett folyadékfilm kenésű érintkező testek terhelési állapotának elemzésére szolgáló modellezési eljárás fejlesztése
11.50-12.10 Dr. Péter József CSc., egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet: Adatok és emlékek a Géptervezők és Termékfejlesztők XXX. Szemináriuma alkalmából
12.10-14.00 Szünet

I. SEKCIÓ, I. EMELET, NAGYTEREM

2014. NOVEMBER 6. (CSÜTÖRTÖK), DÉLUTÁN

Szekcióvezető: Dr. Szabó Ferenc PhD., egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet, Dr. mont. István Gódor Montanuniversitat Leoben

- 14.00-14.15 Dr. mont. Herbert Krampl – Bergmann, Ph. – Moder, J. – Univ. Prof. Dr. mont. Florian Grün Montanuniversitat Leoben: Numerical treatment of tribological contacts in mechanical engineering – a compromise of commercial and customized finite element software packages
14.15-14.30 Dr. Horváth Péter PhD., tanszékvezető egyetemi docens, Dr. Rácz Péter PhD, egyetemi docens, Hajdu Flóra tanszéki mérnök Széchenyi István Egyetem Mechatronika és Gépszerkezettan Tanszék: Kádlift koncepcionális tervezése
14.30-14.45 Dr. Hegedűs József a műszaki tudományok kandidátusa, c. egyetemi tanár Nyugat-magyarországi Egyetem: Kísérletek az ipariforma tervezés termékfejlesztésbe történő bekapcsolására
14.45-15.00 Zalavári József DLA, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gép- és Terméktervezés Tanszék: Ökodesign és designökológia - A termék születése
15.00-15.15 Sarka Ferenc adjunktus, Dr. Döbröczöni Ádám professor emeritus, Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Intézet Dr. Szilágyi Attila egyetemi docens Miskolci Egyetem Szerszámgépek Intézeti Tanszék: Mérés módszer bemutatása fémhab anyagok rezgéscsillapító tulajdonságának meghatározásához
15.15-15.30 Dr. Szabó Ferenc PhD., egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet: Rakodógép alkatrészek végeelemes vizsgálata
15.30-15.45 Triesz Péter egyetemi tanársegéd, Hadas Ádám hallgató Széchenyi István Egyetem Mechatronika és Gépszerkezettan Tanszék: Vasútmodell áramszedők méretezése
15.45-16.00 Pintér Ervin PhD. hallgató, Dr. Kátai László PhD., tanszékvezető egyetemi docens, Dr. Szabó István PhD., intézetigazgató, habil. egyetemi tanár, Szent István Egyetem Gépészmérnöki Kar Mechanikai és Géptani Intézet Gépszerkezettan Tanszék: Fogaskerekes hajtóműház vizsgálata

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. 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. Tímár Imre

Dr. Tóth László

Dr. Zobory István

Szerkesztésben közreműködött:

Dr. Péter József

TISZTELT OLVASÓ!

1973. augusztus 22-24-én 110 zömmel vezető beosztású vállalati és intézményi szakember foglalkozott az ipari konstrukciós munkával és annak szervezésével. A tanácskozás gondolata 1972 nyarán a Gépipari Tudományos Egyesület országos titkári értekezletén, Tégláson született, amit a GTE Miskolci Egyetemi szervezete rendezett meg. A tanácskozást Dr. Varga József egyetemi tanár, az GANZ gyár egykori főkonstruktoré nyitotta meg, kiemelve, hogy ilyen rendezvény hazánkban korábban nem volt. A tanácskozás kiadványában a 15 cikk szerzője egységes rendszerbe foglalt, termékeny és hatékony konstrukciós munka mellett érvelt. A Vezető Konstruktorok Tanácskozása az 1975. évi rendezvényt követően 1977-ben Géptervezők Országos Szemináriumává alakult.

A legnépesebb rendezvény 1985-ben a Miskolc-tapolcai Júnó szállóban tartott Géptervezők VI. Országos Szemináriumára volt 38 előadással és 210 zömében iparban dolgozó hallgatóval. Az előadások a gépipar kívánalmaihoz kötődtek; a teljesség igénye nélkül a fogaskerék, bolygómű, csigahajtómű, hordkép, tengely, csövezeték, állvány, hegesztés, számítógéppel segített tervezés volt a többször használt kulcsszó. Érdekes, hogy a szeminárium kiadványában három ipari formatervezéssel foglalkozó cikk is megjelent. A XX. század utolsó évtizedében a hazai ipar gyökeresen átalakult, a termelő helyet cserélt a fogyasztóval, a fogyasztási javak egyenrangúvá váltak a gépekkel és a termelő eszközökkel; a géptervezők szótára kiegészült a termék szóval, ami némi bizonytalankodás után tartalommal is megtelt. A változásokat követve a szeminárium 1996-ban Géptervezők és Termékfejlesztők Országos Szemináriumává, majd a külföldi résztvevőkre gondolva Géptervezők és Termékfejlesztők Szemináriumává alakult. Az átalakulás az előadások és a szakcikkek tartalmában is érzékelhető, a megoldandó feladatok köre és a szerzők horizontja kitágult; a matematika, a mechanika, az anyag- és a gyártástudomány eredményei mellett az informatika, az ergonómia, a biológia, az orvostudomány, a pszichológia, a költségelemzés stb. lényeges elemeit is integrálják. Változott a cikkek kivitele is, az írógépet felváltotta a számítógép és a szövegszerkesztő program, a cikkek 2003-tól méltó formában a GÉP folyóiratban jelennek meg.

A tartalom és a forma mellett változtak a szerzők és az előadók. Hiányoznak az előadók közül Dr. Terplán Zénó, Dr. Lévai Imre, Dr. Magyar József és Dr. Drobní József professzorok. A vállalati és intézményi vezetők többsége társszerző szerepbe vonult, előadásra közülük viszonylag kevesen vállalkoznak és a tanítványok szerepelnek.

Engedje meg a Tisztelt Olvasó az írás végén a személyes hangot. Az 1985 óta tartó szemináriumszervező munkám nem lett volna eredményes a Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézete (korábban Gépelemek Tanszéke) vezetői, apraja és nagyja, valamint a hazai társtanszékek mindig segítőkész munkatársainak támogatása nélkül. Személy szerint is hálával tartozom a biztatásért és a munkáért Dr. Döbröczeni Ádám professzornak, Dr. Siposs István egyetemi docensnek, Németh Géza adjunktusnak, Gere Aranka előadónak, valamint a már eltávozott Dr. Antal Miklós egyetemi adjunktusnak és Dr. Kálmán Andrásnak.

*Dr. Péter József egyetemi docens,
a Szeminárium szervező titkára*

A szerkesztésért felelős: Vesza József. A szerkesztőség címe: 3534 Miskolc, Szervezet utca 67.

Telefon/fax: +36-46/379-530, +36-30/9-450-270 • e-mail: mail@gepujsag.hu

Kiadja a Gépipari Tudományos Egyesület, 1027 Budapest, Fő u. 68. Levélcím: 1371 Bp. Pf.: 433.

Telefon: 202-0656, fax: 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. Tel.: (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: 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

1. Ács Dániel, Czifra Árpád, Fábíán Réka Szövezerkezeti és topográfiai vizsgálatok vasúti féktuskó kopásának azonosítására	5	15. Krámer Gyula, Siménfalvi Zoltán, Szepesi L. Gábor Ab- és adszorpciós hűtési eljárások áttekintése és összehasonlítása.....	66
2. Bendefy András, Horák Péter Fogazatok burkológörbéinek numerikus meghatározása mátrixos módszerrel.....	9	16. Orbán Ferenc Karmantyú hegesztési varratának vizsgálata	70
3. Dömötör Csaba Természeti analógiák adatbázisának statisztikai elemzése	13	17. Péter József A hullámkerék alakváltozása	73
4. Eleőd András, Lovas Antal, Madarász János Súrlódó felületek új roncsolásmentes vizsgálati módszere.....	18	18. Pintér Ervin, Kátai László, Szabó István Fogaskerekes hajtóműház vizsgálata.....	77
5. Farkas Gergő, Lovas László Körmös tengelykapcsoló kapcsolhatóságának vizsgálata	22	19. Reith Márta Janka, Stépán Gábor Sajátfrekvenciák hangolása duplaképes szerszámbefogó-szerkezet tervezésénél	81
6. Gárdonyi Péter, Kátai László, Szabó István A hajtás beállítási hiba és az ékszíjak melegedési viszonyainak kapcsolata.....	26	20. Sarka Ferenc, Döbröczöni Adám, Szilágyi Attila Mérési módszer bemutatása fémhab anyagok rezgéscsillapító tulajdonságának meghatározásához.....	85
7. Györi Márk, Lovas László, Eleőd András Gépészeti ábrázolástechnika kódrendszerének átalakítása a 3d modellezés prioritásainak figyelembevételével	30	21. Simonovics János, Váradi Károly, Bujtár Péter, Berecz Tibor, Andrey Koptjug Csontnövekedést serkentő gyorsprototípus gyártással készült implantátumok mechanikai vizsgálata	89
8. Hegedűs József Kísérletek az ipariforma tervezés termékfejlesztésbe történő bekapcsolására	34	22. Ferenc J. Szabó Rakodógép alkatrészek végeelemes vizsgálata	93
9. Hegedűs Ferenc, Farkas Ajtony Béla, Leposa Norbert Krisztián, Lovas lászló Vasúti kerékpártengely-csapágyak nemlineáris ellenállás nyomatékának mérési lehetőségei.....	38	23. Szávai Szabolcs, Kovács Sándor Nagy fajlagos terhelésnek kitett folyadékfilm kenésű érintkező testek terhelési állapotának elemzésére szol- gáló modellezési eljárás fejlesztése	97
10. Hegedűs György Numerikus eljárások alkalmazása PLM rendszerekben	42	24. Veres Péter, Bányai Tamás, Illés Béla Szerelési fa költség alapú optimalizálása.....	103
11. Horváth Péter, Hajdu Flóra, Rácz Péter Kádlift koncepcionális tervezése.....	46	25. Vadászné Bognár Gabriella A marangoni-jelenség hatásának vizsgálata a tribológiában	107
12. Horváth Richárd, Sipos Sándor, Mátyási Gyula Új erőmodell finomsztergálás esetén	50	26. Zalavári József Ökodesign és designökológia A termék születése	111
13. Jónás Szabolcs, Szávai Szabolcs, Bézi Zoltán Kúzsásnak kitett szerkezet elemzése	56		
14. Kiss Dániel, Tomori Zoltán, Csorba Dezső, Csáki Tibor Reverse engineering a gyakorlatban	62		

SZÖVETSZERKEZETI ÉS TOPOGRÁFIAI VIZSGÁLATOK VASÚTI FÉKTUSKÓ KOPÁSÁNAK AZONOSÍTÁSÁRA

METALLOGRAPHICAL AND TOPOGRAPHICAL ANALYSIS OF RAIL BRAKE PADS FOR WEARING IDENTIFICATION

Ács Dániel¹, Czifra Árpád¹, Fábíán Réka²

¹Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar

²Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Anyagtudomány és Technológia Tanszék

ABSTRACT

Wear processes are take place in time. Identification of wear process involves the resulted surface and microstructure analysis and also the wear behaviour.

Present work overviews the results of micro hardness and microtopographical analysis in case of worn brake pads taking into consideration the braking-time.

1. BEVEZETÉS

A vasúti járművek világában csakúgy, mint a közúti járművek körében rendkívül fontos a fékrendszerek biztonsága és egyben a fékezésben részt vevő alkatrészek minél hosszabb élettartama. A kettő közti arány középút megtalálása a mai napig nagy kihívást jelent a mérnököknek. A feladat tehát találni egy olyan anyagot, ami a jó mechanikai tulajdonságok mellett megfelelő kopásállósággal is rendelkezik.

Több évtizedes szakmai tapasztalat eredményeként vasúti járművek esetén P10-es öntöttvasat alkalmaznak, mely eleget tesz a kívánt feltételeknek. A vasúti féktuskókon korábban megkezdett kutatás [1] folytatásaként vizsgálatainkat kiterjesztettük a kopott féktuskó felületek keménységmérésére, szövetelem vizsgálatára. Ezen vizsgálatok célja annak megállapítása volt, hogy kielemezzük hogy a súrlódás hatására hogyan változott illetve változott-e a szövetelem a felszín közelében.

A mikrokeménység mérés és az azt kiegészítő mikroszkópos felvételek szükséges

részei az anyagszerkezeti vizsgálatoknak. Segítségükkel metszetben elemezve az adott mintát, könnyen láthatóvá válhatnak a súrlódás és a kopás hatására létrejövő szövetszerkezeti változások. Így további vizsgálatokat, illetve felvételeket igazolhat, vagy éppen cáfolhat az elemzés.

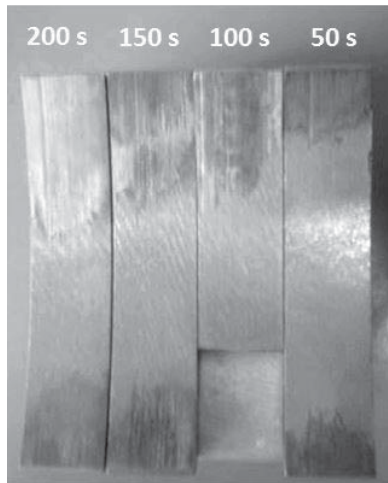
A cikk másik fontos részét képezik a különböző fékezési ideig végzett koptatási vizsgálatok mikrotopografikus képeinek összehasonlítása annak érdekében, hogy feltárjuk a kopási folyamat időbeni változását. A folyamatok előrehaladásának egyes fázisai jól láthatók ezeken a mintákon. Az eredmények birtokában elkülöníthetővé válnak az egyes kopási sajátosságok, és így átfogóbb képet kaphatunk a felületeken végbemenő változásokról.

2. ELVÉGZETT VIZSGÁLATOK

Szemrevételezés után tanulmányoztuk a különböző ideig koptatott felületek mikrotopográfiáját, végeztünk a kopott felületekre merőlegesen mikrokeménységmérést és szövetszerkezet vizsgálatot

A mikrokeménységi vizsgálatokat a 150s kapcsolási (fékezési) idejű darabokon végeztük el, mert ez kellően hosszú idejű fékezést jelent ahhoz, hogy a felkeményedési, illetve a szövetszerkezeti változások megjelenjenek. Metszetet készítettünk a darab durvábban kopott zónájából [2]. Ezeket a 25x10x15mm-es mintákat vizes csiszolás és polírozás után 3%-os nitalal marattuk. Ezáltal

nem csak a mérési helyeket készítettük elő, hanem a szövetelem vizsgálatok elvégzése is lehetővé vált. A metszetek helyét az 1. ábra mutatja.



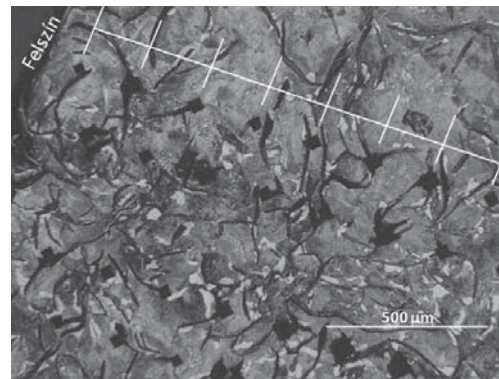
1. ábra Vizsgált próbatestek

Korábban pásztázó elektronmikroszkóppal (SEM) tanulmányoztuk a koptatott felületeket [1], ám ezek csak vizuális kétdimenziós segítséget nyújtanak az elemzések során. Ezeket kiegészítve a mikrotopográfiákkal már háromdimenziós felületet vizsgálhatunk. Ezt követően már nemcsak a kopások síkbeli kiterjedésének pontos méretét kaphatjuk meg, hanem azok mélységi értékét is.

A felületekről számos mikrotopográfia készült mind az átmeneti, mind az erősen kopott zónákról [2]. A mérések nagy része 1x1mm kiterjedésű és 2x2 μ m lépésközzel készültek. Ez a felbontás elegendőnek bizonyult a kopásformák és azok méreteinek a meghatározásához.

3.1. Szövetszerkezet és mikrokeménységmérési eredmények

A méréseket kétszer végeztük el a 150s kapcsolási idejű darabon. A két sorozat egymástól ~600 μ m távolságban helyezkedett el, így ezek nem befolyásolták egymást. Az egy mérési sorozatban az egyes lenyomatok közti távolságot 50 μ m-re határoztuk meg, mert ez a távolság elegendőnek bizonyult ahhoz, hogy az egyes méréseket függetlennek tekinthessük, ahogy azt a 2. ábrán láthatjuk.



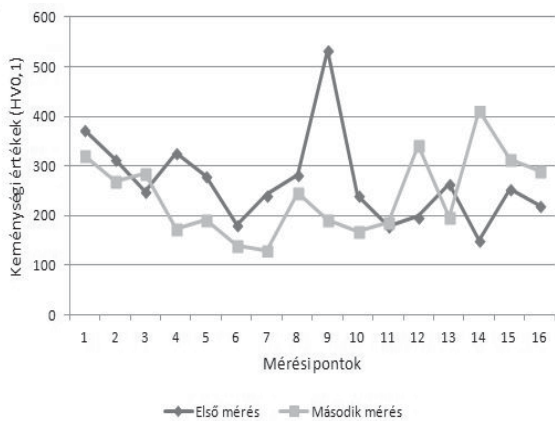
2. ábra. Mérési pontok elhelyezkedése a felülettől. (Kép bal oldala a metszet felülete)

Az első és a második mérési sorozat eredményeit az 1. táblázat tartalmazza Vickers dimenzióban.

1. táblázat Mikrokeménység mérési eredmények

Mérési pontok	Felülettől mért távolság (μ m)	Első sorozat (HV _{0,1})	Második sorozat (HV _{0,1})
1	25	372,9	321,9
2	75	314	269,1
3	125	248,8	285,2
4	175	327,4	173,4
5	225	279,7	191,1
6	275	181,7	140
7	325	242,6	130,1
8	375	283	246,1
9	425	533,1	191,1
10	475	241,7	169,1
11	525	179,4	186,3
12	575	198,7	341,6
13	625	264,1	197,4
14	675	150,1	410,7
15	725	254,4	314
16	775	220,5	290,9

Könnyebb elemzés és megértés érdekében a 3. ábrán látható diagramon áttekinthetőbb képet kaphatunk a keménységi értékek alakulásáról a kopott felülettől az anyag belseje felé haladva. A diagramon a vízszintes tengelyen a felülettől mérve az egyes mérési pontok láthatóak, a függőleges tengelyen pedig a mérési pontokhoz tartozó keménységi értékek helyezkednek el.



3. ábra Mikrokeménység mérés során kapott eredmények.

Az első három pontot megfigyelve a felülettől az anyag belseje felé haladva a keménység csökkent, de tovább vizsgálva az értékek véletlenszerűen változnak.

A második mérési sorozat értékei az első sorozathoz képest már a 6-os mérési pontig csökkennek, ám a 7. mérési pontot követően az értékek egymástól való eltérése nagymértékű.

A diagramok alapján kismértékű felkeményedés a felület közelében valószínűsíthető, viszont felvetődik a kérdés, hogy a különböző mérési pontok kiugró értékeire mi adhat magyarázatot.

A különböző kiugró értékek felkutatása végett a mikrokeménységi vizsgálatokat a minták maratása, majd fénymikroszkóppal történő tanulmányozása követte.

3.2 Fénymikroszkópos vizsgálatok

A mikrokeménység méréseknél tapasztalt kiugró értékek közül az első sorozat 9. mérési pontjának környezetét vizsgáltuk meg elsőként, mivel ez a pont adta a diagram maximumát is, ami szinte hibászerűen mutatkozik a vizsgálat során. A mikroszkópos vizsgálat során láthatóvá vált, hogy az igencsak magasnak mondható 533,1 HV-s érték a foszfidos eutektikumba történő mérésnek volt köszönhető, ahogy azt a 4. ábra mutatja. A többi nagyobb értéket is foszfidos eutektikum környezetében mértük

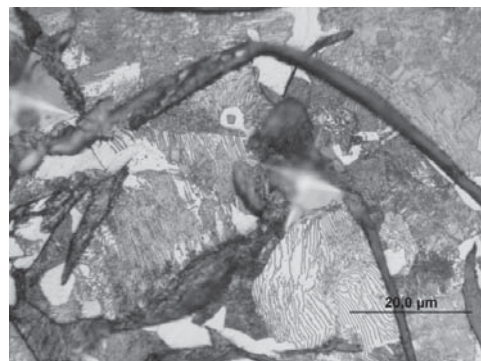
Érdeemesnek találtuk megvizsgálni az kisebb (120-150 HV) értékeket adó lenyomatok

környezetét is. A sorozat minimum értéke a második sorozat 7-es mérési pontjához tartozik.



4. ábra Első mérési sorozat 9. mérési pontja foszfidos eutektikum környezetében

Az 5. ábra közepén az előbb említett minimum ponthoz tartozó gyémántgúla lenyomata látható. Amint azt az 5. ábrán láthatjuk ez lenyomat a grafitban van. Ezen a helyen 130,1 HV keménységi értéket mértünk, ami pontosan egyezik a grafit keménységi értékével [3]



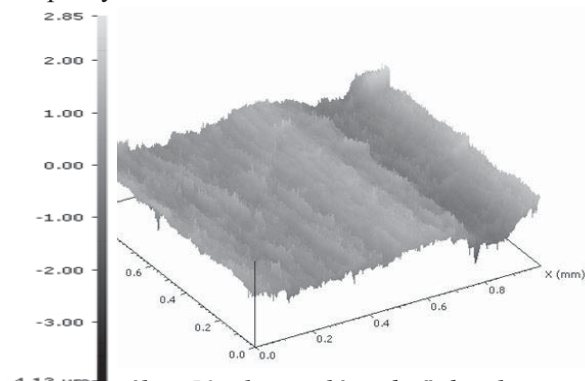
5. ábra HV lenyomat grafitban. 2. sorozat 7-es mérési pont.

3.3 Topográfiai összehasonlítása

Korábban [1] már bemutattunk a különböző ideig koptatott felületek a mikrotopográfiait, ám a kapcsolási (fékezési) idők összehasonlítására még nem került sor. A mikrotopográfiai ábráin a sötétebb árnyalatok völgyekre, míg a világosabbak a csúcsokra utalnak.

Úgy az 50 s, mint a 150s kapcsolási idejű darab mikrotopográfiján (6-7.ábra) jól láthatóak az egyes kopási jellegzetességek. A topográfiai a korábbi makroszkopikus

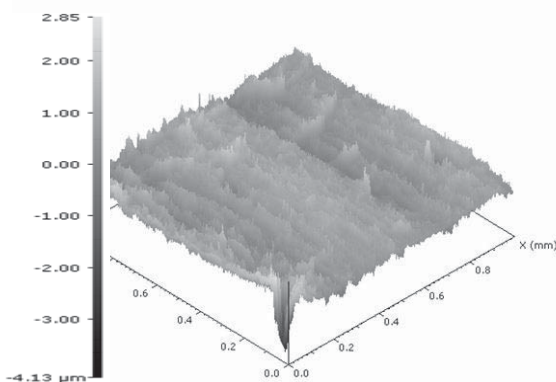
sajátosságokat megőrzik, erre utalhat az ábrák jobb szélén húzódó 0,2mm szélességű abrazív kopásnyom.



6. ábra 50 s kapcsolási idejű darab mikrotopografikus képe

Az 50 s-os darabnál a felületen a csúcsok dominanciáját fedeztük fel, valamint a kisebb lokális anyagiányokat (0,02 mm szélesség [2]), amikre akár a gyártástechnológia, vagy akár esetleges szemcsekiválás adhat magyarázatot.

A 7. ábrán már a 150 s-os darab mikrotopografikus képe látható. Itt már sokkal határozottabb felszíni elkenődés jelei tűnnek fel és ezt igazolja az Ssk paraméter -0,001-ről -0,674-re történő csökkenése is. (Paraméterek értelmezése [4] szerint.)



7. ábra 150 s kapcsolási idejű darab mikrotopografikus képe

A korábbi $0,02 \text{ mm}^2$ területű anyagiányok a folyamat során tovább nőhetnek, így elérhetik a $0,1 \text{ mm}^2$ területet is.

A fékezésben eltöltött idő növekedésével a felületen már sokkal inkább az elkenődések jellemzőek, mintsem a karcok. Ez a 6. ábra felületén szépen látszódik és nyomon

követhető az Sa paraméter közel $0,1 \mu\text{m}$ -es csökkenésén valamint az Sku paraméter 3,205-ről 5,288-ra [2] növekedett értéke, aminek oka lehet a képlékeny anyagváltozás valamint a korábbi kiszakadások méretnövekedése.

Az elkenődések utalhatnak a felszíni képlékeny alakváltozásra, ami a korábbi mérések [2] alapján feltehetőleg a mechanikai behatásoknak köszönhető, melyet az idő előrehaladtával az emelkedő hőmérséklet ($\sim 360^\circ\text{C}$ -os) [5] támogat.

4. KÖVETKEZTETÉSEK

A mikrokeménység mérések, valamint a különböző kapcsolási idők közti változások alapján a következő megállapításokat tesszük:

- Felszíni felkeményedés $125 \mu\text{m}$ -ig valószínűsíthető.
- A kapott keménységi értékek az adott szövetelem keménységét adták vissza.
- Jelentős anyagszerkezeti változás nem jött létre,
- Kezdetben a karcosodás a jellemző, majd az idő előrehaladásával a képlékeny alakváltozásokkal dominánssá válnak az elkenődések.
- A kopásokat elsősorban a mechanikai viszonyok (tangenciális erők) befolyásolták, de az emelkedő hőmérséklet is hatással volt a folyamatra.

5. IRODALOM

- [1] Czifra Árpád, Fábrián Réka, Kozma Mihály: Vasúti féktuskó kopásának vizsgálata, GÉP 7.szám, p. 82-85 LXIV.évfolyam, 2013.
- [2] Ács Dániel: P10-es öntöttvas féktuskó kopás analízise, XXXIX: TDK, Óbudai Egyetem 2014
- [3] Kisfaludy Antal–Réger Mihály–Tóth László: Szerkezeti anyagok II., ÓE BL 299
- [4] ISO/DIS 25178: Geometrical product specification (GPS) – Surface texture
- [5] Nándor Békési, Károly Váradi: Contact Thermal Analysis and Wear Simulation of a Brake Block, ADVANCES IN TRIBOLOGY 2013: Paper 878274.(2013)

FOGAZATOK BURKOLÓGÖRBÉINEK NUMERIKUS MEGHATÁROZÁSA MÁTRIXOS MÓDSZERREL

MATRIX-METHODE ZUR NUMERISCHE BERECHNUNG DER HÜLLKURVEN VON VERZÄHNUNGEN

Bendefy András, PhD hallgató, BME Gépészmérnöki Kar, Gép- és Terméktervezés Tanszék
Horák Péter, PhD, egyetemi docens, BME Gépészmérnöki Kar, Gép- és Terméktervezés Tanszék

INHALT

Der Aufsatz beschäftigt sich mit der numerischen Berechnung der Hüllkurven von 2D-Verzahnungen. Der ausgearbeitete Algorithmus in Matlab ermöglicht unter Berücksichtigung einer vorgegebenen Fehlergrenze die Bestimmung von Hüllkurven durch die Anwendung von Matrix-Operationen. Die Behandlung von Interferenzen wie z.B. Zahnunterschnitt erfordern weitere Forschungen.

1. BEVEZETÉS

Gyakran előfordul a mérnöki gyakorlatban, hogy egy meghatározott alakzat mozgása során végigsöpört forma burkológörbéjének leírása szükséges. Tipikus példa erre a különböző megmunkáló szerszámok és szerszám pályák által meghatározott alakzatok definiálása [5], speciális esetben a fogaskerek geometriai származtatása [2, 4, 5]. Ez utóbbi az esetben a lefejtő szerszámprofil és annak mozgása ismeretében meghatározhatjuk az adott fogaskerék geometriáját.

Léteznek analitikus módszerek ennek a problémának a megoldására, amelyek az egyszerűbben leírható esetekben megbízhatóan működnek. Bizonyos esetekben előfordulhat viszont, hogy a geometria zárt alakban, függvényekkel nehezen definiálható vagy folytonossági problémákkal rendelkezik. Ezekben az esetekben az analitikus módszerek alkalmazása nehézségekbe ütközik.

Jelen cikk az analitikus módszer rövid összefoglalása után, bemutat egy mátrixos módszerre alapuló numerikus megoldást kétdimenziós esetre. A numerikus módszer könnyen algoritmizálható és a legtöbb esetben gyors, és beállítható pontosságú megoldást eredményez.

2. A BURKOLÓ GÖRBÉK EGYENLETE

A síkbeli burkológörbe egy síkidom körvonala. E síkidom kétváltozós függvénnyel definiálható, úgy, hogy az egyik (q) paraméter a fogprofil-görbe egyenletének változója, a másik (p) pedig a lefejtést modellező transzformáció vál-

tozója. Ha az $E(p, q)$ síkidomon csak a q (fogprofil-görbe) paraméter változását vizsgáljuk, állandó p (transzformációs) paraméterértékek mellett, akkor a transzformáció különböző állapotában lévő profil-görbékét kapjuk vissza. Ha ugyanezt fordítva tesszük, tehát állandó q mellett vizsgáljuk a p változásának hatását, akkor a profil pontjainak a transzformációból eredő pályagörbéit kapjuk.

Belátható, hogy ha egy adott pont a burkoló pontja, a hozzá tartozó pályagörbe és a profil-görbe érintői párhuzamosak. Feladatunk egy olyan $p(q)$ egyenlet felírása, aminek eredményeképpen megkapjuk azokat a p és q paraméterértékeket, melyek a kétváltozós $E(p, q)$ függvénybe visszahelyettesítve a keresett burkológörbét adják.

2.1 Analitikus megoldás általános esetben

Napjainkban a kapcsolódó fogprofilok tervezésének általánosan használt eljárása a F. L. Litvin által kidolgozott kinematikai módszer [1, 3] amely az aktuálisan érintkező profilpontok \bar{n}_{12} közös felületi normálvektorának és \bar{v}_{12} viszonylagos sebességvektorának $\bar{n}_{12} \cdot \bar{v}_{12} = 0$ ortogonalitási feltételét alkalmazza.

Általános (háromdimenziós) esetben, ha egy kétváltozós $\bar{g}(\mu, \theta)$ függvényén végezzük el az egy paraméterrel (t) definiálható transzformációt, egy 3 paraméterrel leírható, 3 dimenziós térfogatot ($\bar{r}(t, \mu, \theta)$) kapunk [1, 3]:

$$\bar{n} \cdot \bar{v} = 0 \quad (1)$$

A fenti (1) egyenlet vektorait, a normálvektort és a viszonylagos sebességvektort az alábbi (2, 3) egyenletekkel kaphatjuk meg.

$$\bar{n} = \frac{\partial \bar{r}}{\partial \mu} \times \frac{\partial \bar{r}}{\partial \theta} = \begin{bmatrix} \frac{\partial r_x}{\partial \mu} \\ \frac{\partial r_y}{\partial \mu} \\ \frac{\partial r_z}{\partial \mu} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \frac{\partial r_x}{\partial \theta} \\ \frac{\partial r_y}{\partial \theta} \\ \frac{\partial r_z}{\partial \theta} \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$\bar{v} = \frac{\partial \bar{r}}{\partial t} = \begin{bmatrix} \frac{\partial r_x}{\partial t} \\ \frac{\partial r_y}{\partial t} \\ \frac{\partial r_z}{\partial t} \end{bmatrix} \quad (3)$$

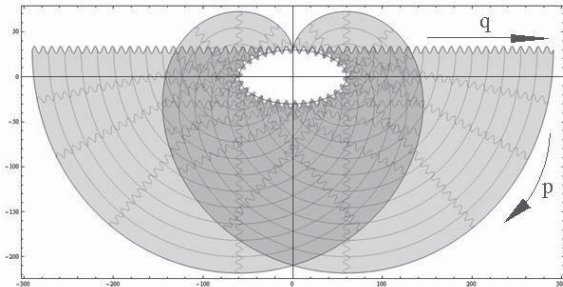
Ha mind a transzformáció, mind a profil zárt alakban felírható, az (1) egyenlet átrendezésével kapunk egy $t = f(\mu, \theta)$ kétváltozós függvényt, melyet visszahelyettesítve az $\bar{r}(t, \mu, \theta)$ –ba, megkapjuk a burkolófelületet.

$$\bar{r} = \bar{r}(t, \mu, \theta) = \begin{bmatrix} r_x(t, \mu, \theta) \\ r_y(t, \mu, \theta) \\ r_z(t, \mu, \theta) \end{bmatrix} \quad (4)$$

2.2 Síkbeli numerikus megoldás

A numerikus megoldás során az $E(p, q)$ kétváltozós síkidom egyenletébe diszkrét p és q paraméterértékeket helyettesítünk be. A diszkrétizálás mértéke, azaz a felbontás tetszőlegesen növelhető. Az eredményeket egy E_{dx} és E_{dy} mátrixokban tároljuk, amelyek méretei $n_p \times n_q$, ahol n_p és n_q a p és q paraméterek felbontásának mérőszámai. Azért van szükség két mátrixra, mert kétdimenziós problémával foglalkozunk. Az E függvény eredményeinek x értékeit az E_{dx} mátrix, az y értékeket az E_{dy} mátrix tartalmazza. A mátrixokat az eredményekkel úgy töltjük fel, hogy a behelyettesített értékeket tekintve, vízszintesen jobbra haladva az adott sornak megfelelő, állandó q érték mellett p növekszik, függőlegesen lefele meg az adott oszlopnak megfelelő, állandó p érték mellett q növekszik. (5) (1. ábra)

$$E_{dx} = \begin{bmatrix} \rightarrow p \\ \downarrow q \end{bmatrix} \quad E_{dy} = \begin{bmatrix} \rightarrow p \\ \downarrow q \end{bmatrix} \quad (5)$$



1. ábra. Az E_{dx} és E_{dy} mátrix elemeinek ábrázolása

Az ilyen formában való felírás lényege, hogy a kétváltozós függvény eredményén el tudjuk végezni külön a két változó szerinti par-

ciális deriválásokat, numerikus módszerekkel. A cél az előbbieknél megfelelően a profilgörbe és a pályagörbe érintőinek meghatározása.

Az érintők meredekségéhez szükségünk van a parciális deriváltakra (2, 3), melyeket numerikus módszer segítségével határozhatunk meg. (6)

$$\frac{\partial E_{dx}}{\partial p} = \begin{bmatrix} \text{gradient}[E_{dx}^1] \\ \text{gradient}[E_{dx}^2] \\ \vdots \\ \text{gradient}[E_{dx}^{n_q}] \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$\frac{\partial E_{dy}}{\partial p} = \begin{bmatrix} \text{gradient}[E_{dy}^1] \\ \text{gradient}[E_{dy}^2] \\ \vdots \\ \text{gradient}[E_{dy}^{n_q}] \end{bmatrix}$$

A fenti (6) egyenletben E_{dx}^i az E_{dx} mátrix i -edik sorát jelenti, mint sorvektor.

A *gradient* numerikus művelet az adott vektor elemeinek a változását mutatja. Egy n elemű vektorból n elemű vektort kapunk. A *gradient* művelet definíciója vektorokra:

$$(\text{gradient}[V])_1 = V_2 - V_1 \quad (7)$$

$$(\text{gradient}[V])_i = \frac{V_{i+1} - V_{i-1}}{2}, \quad 1 < i < n \quad (8)$$

$$(\text{gradient}[V])_n = V_n - V_{n-1} \quad (9)$$

Ezen operátort az alkalmazott Matlab [6] program tartalmazza és pontosabb közelítést ad, mint a hasonló működésű *diff* operátor. (A *diff* operátor a szomszédos elemek különbségét adja vissza, így az eredményvektor elemszáma egyel kevesebb lesz [6].)

A q szerinti parciális deriválás hasonlóképpen elvégezhető. (10, 11)

$$\frac{\partial E_{dx}}{\partial q} = \begin{bmatrix} \left[\text{gradient}[(E_{dx1})^T] \right]^T \left[\text{gradient}[(E_{dx2})^T] \right]^T \dots \\ \dots \left[\text{gradient}[(E_{dxn_q})^T] \right]^T \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$\frac{\partial E_{dy}}{\partial q} = \begin{bmatrix} \left[\text{gradient}[(E_{dy1})^T] \right]^T \left[\text{gradient}[(E_{dy2})^T] \right]^T \\ \dots \left[\text{gradient}[(E_{dyn_q})^T] \right]^T \end{bmatrix} \quad (11)$$

A (10, 11) egyenletekben $E_{dx i}$ az E_{dx} mátrix i -edik oszlopát jelenti, mint oszlopvektor.

Ezen értékek ismeretében felírhatjuk a két görbemeredekség mátrixot (12).

$$\mathbf{E}_p = \arctan \frac{\frac{\partial E_{dy}}{\partial p}}{\frac{\partial E_{dx}}{\partial p}} \quad \mathbf{E}_q = \arctan \frac{\frac{\partial E_{dy}}{\partial q}}{\frac{\partial E_{dx}}{\partial q}} \quad (12)$$

Meg kell jegyezni, hogy a fenti osztás (12) és egyéb műveletek nem mátrixosan értenődők, hanem egyforma nagyságú mátrixok lévén az azonos sorszámú elemek között végzendők el.

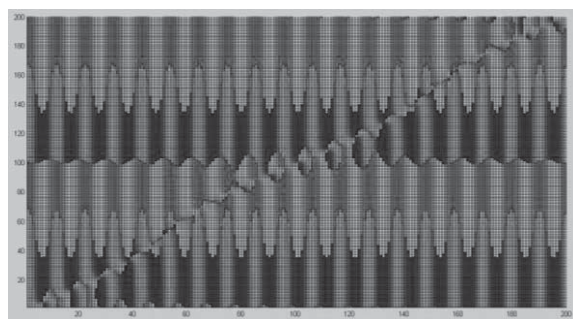
Ezen mátrixok tartalmazzák diszkrét pontokban a transzformáció pályagörbéjének és a profílgörbének a meredekségeit. A burkoló pontjai azon pontok lesznek, ahol ezek a meredekségek megegyeznek. Mivel numerikus módszer és diszkrétizált értékeket használtunk a meredekségek értékei hibával terheltek.

Létrehoztunk egy \mathbf{A} mátrixot, amely az \mathbf{E}_d és \mathbf{E}_p azonos elhelyezkedésű elemeinek különbségét tartalmazza (13).

$$\mathbf{A} = \mathbf{E}_d - \mathbf{E}_p \quad (13)$$

Feladatunk egy olyan hibahatár megadása, amely alatt az \mathbf{A} mátrix elemeinek abszolút értékeit zérusnak tekintjük. Ezen hibahatár mértéke a felbontással erősen összefügg, de ennek meghatározását jelen cikk terjedelmi korlátok miatt nem tartalmazza.

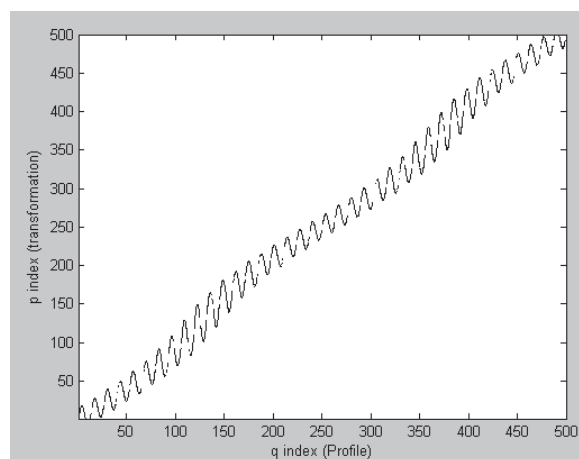
Kirajzoltatva az \mathbf{A} mátrixot (2. ábra) színskálás ábrázolással, jól látszik, hogy a zérus értékek átlósan helyezkednek el.



2. ábra. Az \mathbf{A} mátrix elemeinek színskálás ábrázolása

Miután definiáltuk a megfelelő hibahatárt, az \mathbf{A} mátrixból kiolvashatjuk, hogy mely p és q paraméterű pontok lesznek burkolópontok.

Ez azt jelenti, hogy az \mathbf{E}_{dx} és \mathbf{E}_{dy} mátrixok p és q indexű elemeit kiolvastva megkapjuk a burkológörbe pontjainak koordinátáit. Az eredményül kapott $p = f(q)$ megoldási görbe a klasszikus fogaskerék származtatási problémáknál folytonos, így a pontok sorrendjének meghatározása nem okoz gondot. Általános esetben viszont további nehézséget okozhat a helyes sorrend felállítása. Fogaskerekeknél például, ha a szerzőprofil nem rendelkezik fogtő-lekerékítéssel [2], a szingularitás az $p = f(q)$ görbében függőleges irányú szakadásokat eredményez (3. ábra).

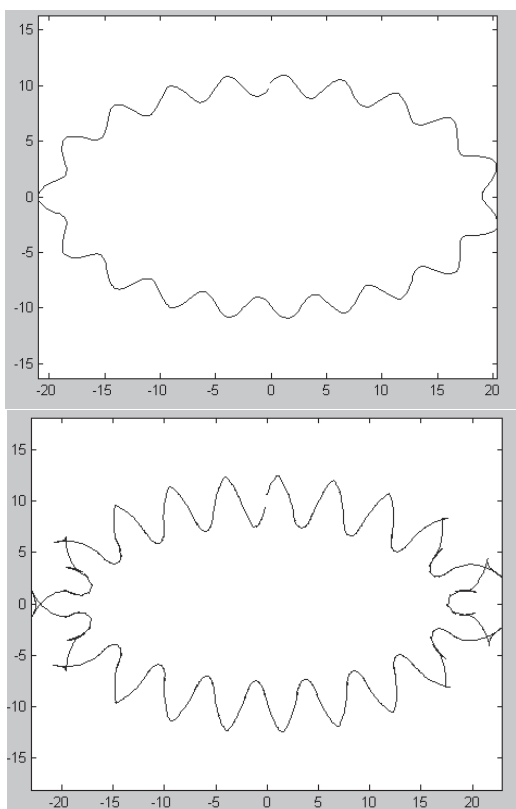


3. ábra $p=f(q)$ megoldásfüggvény ábrázolása

Egy algoritmussal kiszűrhető, hogy a kvázi diagonálisan elhelyezkedő eredménypontok hogyan követik egymást. A program az első ismert ponttól elindulva keresi a mátrixban a legközelebbi következő pontot. Ezek jól megválasztott hibahatár esetén szomszédosak. Túl tág hibahatárnál nem kapunk egyértelmű eredményt, túl szűknél meg kimaradhatnak burkolópontok.

A fentebb bemutatott műveletek túlnyomó többsége elvégezhető mátrixok összegzésével illetve szorzásával. Mivel a számítógépekben hasonló mátrix-operációs műveletekre külön számítógépség áll rendelkezésre, e módszer rendkívül gyorsan képes eredményt adni, még nagyobb felbontások mellett is.

A módszer hátránya, hogy a megfelelő hibahatár értékének megválasztásával kapcsolatban nehézségek adódhatnak illetve, hogy nagyobb görbületváltozásoknál, alámetszésnél olyan megoldásokat is kapunk, amelyek nem fogják részét képezni a valós geometriának (4. ábra). Ez további utómunkákat von maga után.



4. ábra. A végeredmények bemutatása nem kör alakú fogaskerekek példáján keresztül (felül alámetszés nélküli, alul alámetszett)

ÖSSZEFOGLALÁS

A szakirodalomból közismert analitikus számítási módszer a fogazatok burkológörbéinek meghatározására bizonyos geometriák esetében nehézségekbe ütközik. A Matlab programban kidolgozott algoritmus lehetővé teszi adott hibahatáron belül ilyen esetekben is a burkológörbe numerikus meghatározását. A hibahatár értékek megválasztásának és a fogazati interferenciák (pl. alámetszés) kezelésének problémája további kutatások tárgyát képezi.

IRODALOM

- [1] F. L. Litvin. A fogaskerékkapcsolódás elmélete. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1972.
- [2] Erney, György. Fogaskerekek. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1983.
- [3] Laczik, B., Zentay, P, Horváth, R.: Modeling the Gear Generating Process with Complex Functions, 7th International Conference on Mechanical Engineering, Budapest, Hungary (2010) pp. 496-501
- [4] Laczik, B.: Design and Manufacturing of Non-Circular Gears by Given Transfer

Function, ICT 2007Conference, Miskolc, Hungary(2007) pp. 101-109

- [5] Laczik, B.: Re-Discovery of the Non-Circular Gears, Manufacturing 2008 Conference, Budapest, Hungary(2008) pp. 21-28

- [6] MathWorks. (2014). Matlab. Forrás: <http://www.mathworks.com/products/matlab/?refresh=true>

TERMÉSZETI ANALÓGIÁK ADATBÁZISÁNAK STATISZTIKAI ELEMZÉSE

STATISTICAL ANALYSIS OF NATURAL ANALOGY CATALOGUE

*Dömötör Csaba, adjunktus
Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Intézet*

ABSTRACT In the methodical machine designing the analogy based design methods are very important ways to reach the optimal solution of a particular problem. In such cases intuition is significant tool for engineers which needs preexistent acquirements and experiences. Man knows for a long time past that the largest experience-collection is accumulated in the nature. This article will show how we can transform it to technical practice.

1. BEVEZETÉS

A környezet megfigyeléséből származó ismeretek minden történelmi kor és társadalmi kultúra meghatározó részét képezték már a kezdetektől. Ezen a modern gondolkodó ember természettől való folyamatos eltávolodása sem változtatott, pedig az elszakadást az informatikai forradalom által indukált jelenleg is zajló technológiai robbanás csak tovább erősítette. Ennek elsődleges oka, hogy a kutatás-fejlesztésben érdekelt szakemberek újra és újra felismerik, hogy az épített környezet fenntartásához szükséges technológiai fejlődés kulcsa a természet törvényszerűségeihez való alkalmazkodás, melynek időszerűsége az élővilág felismert megoldásainak adaptálásával lényegesen lerövidíthető.

2. ALKALMAZÁS FELTÉTELEI

A természetben található megoldások adaptálásához elengedhetetlen a növény- és állatvilág hatáshordozóinak célirányos vizsgálata, az így nyert ismeretek rendszerezése és az alkalmazási lehetőségek illetve módszerek megfogalmazása.

Napjainkra a különböző tudományterületeken feltárt és publikált természeti analógiák halmaza olyannyira kiterjedt és szerteágazóvá vált, hogy ezen adattömeg módszeres kezelése nélkül nem képzelhető el ezek műszaki gondolkodásba való beépítése.

A rendelkezésre álló irodalmak alapján azonban belátható, hogy a természeti adaptáció hiába rendelkezik a mérnökök körében már jelenleg is kiemelkedő támogatottsággal, a valós műszaki gyakorlatban is jól alkalmazható mérnöki szemlélettel felépített tudásbázis és módszer mégsem áll rendelkezésre. Ezen felismerés útján a cikkben vázolt kutatómunka során megkezdődött a természeti analógiák kifejezetten gépészmérnöki gyakorlatra optimált kategorizálása, mellyel a köztük történő módszeres keresés irányíthatóvá és egyszerűbbé válik.

3. ANALÓGIA KATALÓGUS

A természeti rendszerekből dokumentált ismeretanyag rendszerezése tehát javítja ezek felhasználhatóságát, hiszen egy ilyen konkrét megoldási elveket tartalmazó adatbázis - mint katalógus - már könnyebben beépíthető a tudatos tervezés ma ismert és alkalmazott folyamataiba.

3.1. Adatbázisok jellemzői

Az adatbázis definíciószerűen egy meghatározott témakör vagy cél köré csoportosuló információk összességét jelenti. Ennek egy konkrét követelményrendszerrel előírt formája a tervezői katalógus, aminek fogalmát a módszeres géptervezés számára *Karlheinz Roth* definiálta. Fontos és kötelező érvényű fő jellemzője, hogy tartalmát, felépítését és hozzáférhetőségét tekintve is módszeresen összeállított, átfogó, rendszerezett felosztású ismerettároló [1]. A fellelt természeti adaptációkból összeállított folyamatosan bővülő adatbázist ezért jelen publikáció analógia-katalógusnak vagy szinonimaként röviden katalógusnak is nevezi. Mivel az adatok tárolása általában táblázatos formában a leghatékonyabb, illetve ezáltal a későbbi információkinyerés, szűrés és rendezés is nagyban megkönnyíthető, az analógiák

katalógusának a kutatás során feltöltött elektronikus változata is ezt a formát követi.

3.2. A természeti analógiák tudásbázisa

Az analógiakatalógus multidiszciplináris jellege miatt szükségzerű az ezzel kapcsolatos alapvető elvárások megfogalmazása és betartása, melyek egyben a későbbi használatot is szolgálják.

A természeti analógiák adatbázisával szemben támasztott kritériumok:

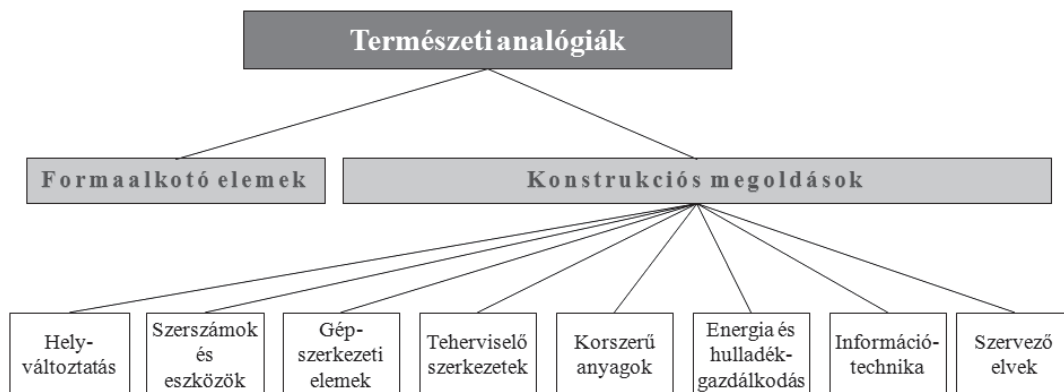
- nem igényel előzetes biológiai ismereteket,
- kezelése könnyen elsajátítható,
- elemei csoportosítottak, de igény szerint újracsoportosíthatók,
- alapvető összefüggéseiben meghatározott rendszert alkot, mely a matematika illetve logika nyelvezetével leírható,

- bármely új problémára könnyen alkalmazható,
- felhasználói szinten bővíthető.

Mivel a természetkutatók még a feltárt élőhelyeken is nagy számban bukkannak az adott flóra és fauna új fajaira, be kell látni, hogy egy a biológiai ismeretek által is nagyban befolyásolt adattömeg, bármilyen széleskörű, sohasem lesz teljes, így a bővítés lehetőségét minden felhasználó számára meg kell hagyni.

4. TERMÉSZETI ANALÓGIÁK CSOPORTOSÍTÁSI LEHETŐSÉGEI

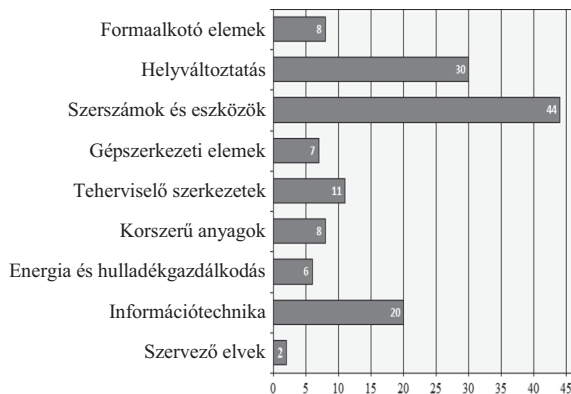
A bemutatott kutatás egyik jelentős része a természeti analógiák *mérnöki részterületek* szerinti rendszerezésével foglalkozik, amiben a *formaalkotó elemek* és a *konstrukciós megoldások* jelentik a két fő csoportot. (1.ábra)



1.ábra.

Természeti analógiák mérnöki részterület szerinti felosztása

A természeti adaptációk csoportosításával a lehetőség nyílik azok katalógusban való eloszlásának és darabszámának vizuális megjelenítésére is, amire a 2.ábra mutat példát.



2.ábra.

Analógiák darabszáma szakterület szerinti csoportosításban

A feltöltött számítógépes analógiakatalógust felhasználva a fellelt hasonlóságok rendszerezhetők a felkutatási módszerének *iránya*, azon belül pedig *tudatossága* szerint illetve a *hasonlóság tartalma* alapján is.

4.1. Osztályozás a tartalom mélysége szerint

A fellelt analógia-párokkal kapcsolatban fontos tisztázni, hogy a biomimetika tudománya nem tekinti két dolog alakjának pusztán hasonlóságát analógiának, hiszen a külső jegyek egyszerű egyezése még nem hordoz a mérnök számára ténylegesen felhasználható információt.

Meg kell említeni, hogy a *Német Mérnöki Egyesület (VDI)* ajánlásában a „biomimetikus termék” definiálásakor a besorolható adaptációk terét jól meghatározott kritériumok szerint szűkíti le. Egy adott termékre nem használható a biomimetikus jelző, ha az alábbiakban

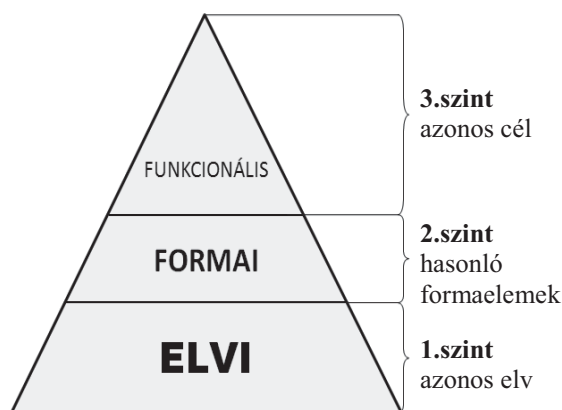
felsorolt előírások közül valamelyiknek nem felel meg egyértelműen [3]:

- Létezzen elérhető biológiai modell.
- Ez a modell legyen az absztrakció kiindulási alapja.
- Legalább prototípus szinten történjen meg a modell adaptációja a műszaki gyakorlatba.

Természetesen a párhuzamok elméleti hátterének tanulmányozásakor - a kézzelfogható gyártmányokkal ellentétben -, még nem feltétlenül létezik valós adaptáció, viszont a hasonlóság különböző szintjei már ekkor is megállapíthatók. A katalógusba foglalt analógiák ez alapján történő osztályozását *tartalom* szerinti besorolásnak nevezzük.

Az előzőeknek megfelelően tehát a rendszerezett analógiák legalább alapelveket tekintve hasonló megoldások kell, legyenek. A továbbiakban ez jelenti a legalacsonyabb szintű, *Elvi* egyezést. *Formai* analógiák esetén már geometriai hasonlóságok is definiálhatók, de szem előtt kell tartani, hogy a kimondottan formatervezéssel összefüggő adaptációk esetén is csak akkor érvényesül a biomimetika tudománya, ha a vizsgált geometria a biomimetika alapelvei szerint fejlesztett működés szerves részeként valósul meg. Ennél is komplexebb, határozott működésbeli párhuzamot realizálnak a *Funkcionális* analógiák, melyek a tartalmi csoportosítás legmagasabb szintjét jelentik.

A katalógusba rendezés során megállapítást nyert, hogy a tartalmi szintek hierarchikus egymásra épülést mutatnak, amit a *3.ábra* szemléltet.



3.ábra.

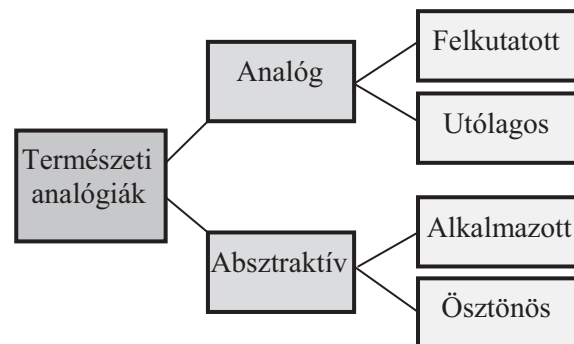
Tartalom szerinti hierarchia

4.2. Az adaptáció irányai

Egy adott természeti analógia műszaki és organikus megfelelője közötti kapcsolat

feltárásának a szakirodalom két módját különbözteti meg, amelyeknél az emberi alkotás és a természet megoldása közt bejárt út éppen ellentétes irányú. A műszaki feladatból kiinduló, a hagyományos analógiakereséshez hasonló folyamatot *analóg eljárásnak*, míg az ezzel ellentétes irányú, többnyire biológiai kutatások során fellelt hatáshordozók alkalmazásán nyugvó módszert *absztraktív eljárásnak* nevezzük [2].

A kutatás során világossá vált, hogy a biomimetika irányaihoz további alkategóriák rendelhetők, melyeket a *4.ábra* szemléltet. Az ezzel kapcsolatos átfogó elemzés fontos megállapítása az is, hogy nemcsak a tervezési folyamatban végbemenő tudatos keresés illetve adaptáció eredményeként születhet analógia, hanem a természetben felhalmozott ismeretanyag biomimetika eszközeivel való vizsgálata során utólag feltárt egyezések is ide sorolhatók és alapot szolgáltatnak a mérnöki megoldások tökéletesítéséhez.



4.ábra.

A biomimetika alkategóriái

4.3. A természeti analógiák tudatosság szerinti elkülönítése

Az analóg eljárás során meg kell különböztetni a műszaki feladatból induló, a természetben tudatos kutatással fellelt megoldásokat, melyek a *Felkutatott analógiák* elnevezést kapták utalva ezzel az irányított keresési folyamatra. Ezzel szemben sokkal gyakoribbak az *Utólagos analógiák*, amelyeknél egy mérnöki problémát hagyományos módon megoldva, annak végeredményében később nevezhető meg a természet egy ettől függetlenül felfedezett vagy utólag felismert megoldása.

Az absztraktív eljárásban is megkülönböztethető egy-egy szándékos és véletlenszerű alkategória. Előbbi esetén a természetből ismert elvből kiindulva tudatos kereséssel új műszaki megoldás születik, ezért az így adaptált megoldásokat az *Alkalmazott analógiák* közé

soroljuk. Azok a hasonlóságok, amelyeknél a műszaki feladat evidens megoldása egyezik meg a természetben megtalálható elvvel, az *Ösztönös analógia* elnevezést kapták [2].

5. STATISZTIKAI ELEMZÉS

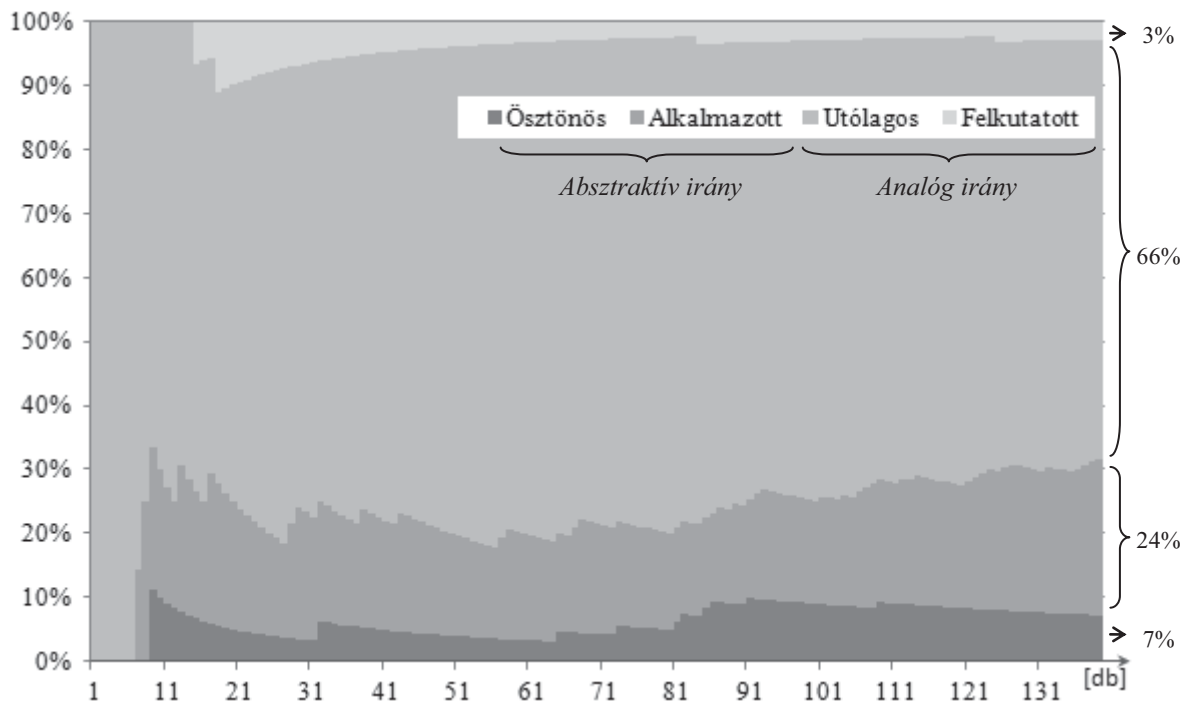
A rendelkezésre álló szakirodalmak segítségével minden természeti analógia besorolható a jelen cikk 4. részében ismertetett valamely alkategóriába, majd ezek után a *tartalom*, *irány* illetve *tudatosság* szerint megkülönböztetett párhuzamok statisztikai úton elemezhetők. Az így kapott információk alapján már egyértelműen definiálhatók azon hiányosságok, melyek napjainkban a természetben rendelkezésre álló megoldások alkalmazhatóságának legfőbb korlátait jelentik.

Ahhoz, hogy egy viszonylag szűk adattömeg alapján általános következtetéseket lehessen levonni, az adatbázis rekordjainak *reprezentatív mintát* kell alkotniuk [9]. A reprezentatív minta legfontosabb tulajdonsága, hogy tükrözi az alapsokaság jellemzőit és eloszlását. Ez úgy érhető el, ha minden elem egymástól függetlenül és azonos valószínűséggel kerül a mintába, hiszen ily módon kizárható az irányított kiválasztás esetén fennálló szisztematikus hiba, tehát a reprezentatív minta csak a mintavételi hibát

tartalmazza, aminek mértéke statisztikai módszerekkel meghatározható [10].

A természeti analógiák katalógusában elkülönülő *irány* és *tudatosság* szerinti alkategóriák statisztikai úton kapott eloszlását az 5. ábra diagramjának jobb oldalán lévő százalékos értékek jellemzik. A grafikonon feltüntetett értékekből egyértelműen megállapítható, hogy a *tudatos* analógiák mértékadó hányadát az absztrakt úton megvalósult *Alkalmazott analógiák* adják. Egészében vizsgálva az adathalmazt viszont az is nyilvánvalóvá válik, hogy a napjainkig fellelt természeti párhuzamok közül az utólag felismert, akaratlanul keletkező, de műszaki feladattól kiinduló *Utólagos analógiák* jelentik a minta elemeinek mértékadó 2/3-os többségét.

Tekintettel arra, hogy az 5. ábra százalékos értékei az adatbázis feltöltése során folyamatosan módosulnak, érdemes megvizsgálni ezek változását a katalóguselemek számának növekedése függvényében, mely adat ez esetben az analógiák fellelésének időrendiségét is magában hordozza. Az arányok változását az 5. ábra által bemutatott diagram szemlélteti. Ez alapján - az adatbázist reprezentatívnek tekintve - már az alapsokaságra nézve is következtetések vonhatók le, ami jó alapot biztosít a további feladatok kijelöléséhez.



5. ábra. Kategóriák eloszlásának változása az adatbázis feltöltése során

A grafikonon megfigyelhető, hogy az *Utólagos analógiák* már rögtön a mintavétel kezdetén túlsúlyba kerültek, ahogyan a másik legnagyobb számú példával rendelkező típust már ekkor is az *Alkalmazott analógiák* jelentik. Ennek szélesedő sávja jól alátámasztja azt a megfigyelést, miszerint egyre nő az igény a biológiai felfedezések tudatos mérnöki alkalmazására. A legkevesebb példával szolgáló *Felkutatott analógiák* aránya láthatóan hamar beállt egy 3% körüli állandónak tekinthető szintre, míg az *Ösztönös analógiák* aránya a feldolgozott párhuzamok számának növekedésével a feltöltési folyamat második felétől egyértelmű és folyamatos csökkenést mutat, ami leginkább az *Alkalmazott analógiák* utóbbi években valóban megfigyelhető térnyerésének tudható be.

6. KÖVETKEZTETÉSEK

A jelenlegi eloszlásból megállapítható, hogy kiemelten fontos az *Utólagos analógiákból* való tanulás folyamatának leírása, mert ezen kifejezetten tág ismerethalmaz alapján létező műszaki megoldások tökéletesítése illetve továbbfejlesztése válik lehetővé.

A különleges alapelveket hordozó biológiai felfedezésekre építő *absztraktív eljárás* módszerének irányíthatóbbá tételéhez is szükséges egy algoritmus, ami elősegíti a tudatosan *Alkalmazott analógiák* csoportjának további bővülését. Ugyanígy lehetőség van a katalógusban jelenleg elenyésző mértékben található tudatosan *Felkutatott analógiák* arányának növelésére is. Ehhez a már létező katalógust össze kell kötni egy hagyományosan mérnöki problémákból kiinduló analógia alapú problémamegoldó módszerrel [2]. A kapcsolat-teremtés egyik módja az adatbázisban való keresés folyamatának kiválasztott analógia alapú módszerbe való integrálása. Ezzel szemben, ha maga a katalógus igazodik felépítésében vagy adattartalmában egy megjelölt módszerhez, az szintén az adatbázis szélesebb körű alkalmazásának lehetőségét jelenti.

7. IRODALOMJEGYZÉK

- [1] ROTH, K.: Konstruieren mit Konstruktionskatalogen, VEB Verlag Technik, Berlin, 1982., ISBN 9631072460
- [2] DÖMÖTÖR, Cs.: A természeti intuíció hatása a termékfejlesztés gyakorlatára, GÉP, Vol.65, No.2., ISSN 0016-8572, Miskolc, 2014., pp.23-26

- [3] VDI 6220: 2011-06 Bionik; Konzeption und Strategie; Abgrenzung zwischen bionischen und konventionellen Verfahren/Produkten (Biomimetics; Conception and strategy; Differences between bionic and conventional methods/products). Berlin: Beuth Verlag
- [4] BENYUS, J. M.: Biomimicry: innovation inspired by nature, Harper Perennial, 2002, ISBN 0-06-053322-6
- [5] PAHL, G.; BEITZ, W.: Konstruktionslehre – Handbuch für Studium und Praxis, Springer-Verlag, Berlin, 1981., ISBN 963-10-3796-7
- [6] NACHTIGALL, W.: Bionik: Grundlagen und Beispiele für Ingenieure und Naturwissenschaftler Springer Berlin Heidelberg, 2002, ISBN 9783540436607
- [7] KOLLER, R.: Konstruktionslehre für den Maschinenbau, Springer-Verlag, Berlin, 1985., ISBN 3540630376
- [8] PÉTER, J.: A dizájn értelmezése, GÉP 9-10: pp. 71-76. (2010)
- [9] YULE, G.U.; KENDALL, M.G.: Bevezetés a statisztika elméletébe, Közgazdasági és Jogi könyvkiadó, Budapest, 1964.
- [10] SACHS, L.: Statisztikai módszerek, Mezőgazdasági Kiadó, Budapest, 1985. ISBN 963-231-979-6

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 "Járműipari felsőoktatási és kutatási együttműködés" projekt részeként – az Új Széchenyi Terv keretében – a Magyar Állam és az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósult meg."

ACKNOWLEDGEMENTS

The research work presented in this paper/study/etc. based on the results achieved within the TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 project and carried out as part of the TÁMOP-4.1.1.C-12/1/KONV-2012-0002"

Cooperation between higher education, research institutes and automotive industry" project in the framework of the New Széchenyi Plan. The realization of this project is supported by the Hungarian Government, by the European Union, and co-financed by the European Social Fund."

SÚRLÓDÓ FELÜLETEK ÚJ RONCSOLÁSMENTES VIZSGÁLATI MÓDSZERE

NEW NONDESTRUCTIVE MEASUREMENT FOR FRICTION SURFACES

*Eleőd András, egyetemi tanár, BME Járműelemek és Jármű-szerkezetanalízis Tanszék
Lovas Antal, c. egyetemi tanár, Szabó Attila tanársegéd, BME Gépjárművek és Járműgyártás Tanszék
Madarász János, egyetemi docens, BME Szervetlen és Analitikai Kémia Tanszék*

ABSTRACT

Thermopower measurement as a new non-destructive testing has been proposed to analyse the near-surface layer of friction surfaces under macroscopic conditions. The suitability of this measurement has been approved using comparative X-ray diffraction analysis of the wear tracks of titanium and carbon steel specimen.

1. BEVEZETÉS

Súrlódó felületek felületközeli rétegében olyan szerkezeti változások következnek be, amelyek esetenként pozitív, esetenként negatív irányban, de megváltoztatják a felület mikroszkopikus és makroszkopikus tulajdonságait, így pl. a kopásállóságát és a felületről kiinduló repedések kialakulását és terjedését. A súrlódás során kialakult felületközeli réteget maratási fehérretegnek [1], TTS-nek (Tribologically Transformed Surface-nek [2], korábban Tribologically Transformed Structure-nek [3]), ill. MMS-nek (Mechanically Modified Surface-nek [4]) nevezik.

A felületközeli réteg jelenlétét mikroszkópi, röntgen-diffrakciós, valamint mikrobennyomódás vizsgálatokkal lehet kimutatni, ezeket a vizsgálatokat viszont csak megfelelően előkészített próbatesteken, laboratóriumi körülmények között lehet elvégezni.

A termofeszültség mérés, mint a valós felületek makroszkopikus körülmények között végzett roncsolásmentes vizsgálata, lehetőséget nyújthat a felületközeli réteg időbeli kialakulásának nyomon követésére és a szerkezetváltozás mértékének megbecsülésére.

2. ELŐZMÉNYEK

A súrlódó felületek felületközeli rétegének szerkezetéről általánosan elterjedt, de

kellőképpen még nem bizonyított vélemény, hogy a maratási fehérreteg (továbbiakban TTS) nanoszemcsés szerkezetű [5], és hogy ez a szerkezetváltozás szemcsefinomodás (szemcseaprózódás) következtében, jelentős mértékű képlékeny alakváltozás hatására következik be [6]. Acélok esetében még azt is feltételezik, hogy a hővé alakuló súrlódási energia és az alakváltozás során felszabaduló hő hatására a szövetszerkezet martenzitessé alakul [7].

A TTS kialakulásának mechanizmusa nincs még teljesen feltárva, de az már bizonyos, hogy a felületközeli réteg feszültségi és alakváltozási állapota, azaz az alakváltozás mértéke és sebessége, a felületközeli réteg aktuális alakváltozóképesége és a lokális hőmérséklet nagymértékben befolyásolják [8]. Elméleti és kísérleti eredmények egybehangzóan igazolják, hogy az alakváltozóképeség (a törési határalakváltozás mértéke) a hőmérséklettel és a feszültségi állapot hidrosztatikus komponensével együtt nő [9]. Vitatott kérdés még, hogy az aktuális folyáshatár a jelentős hidrosztatikus nyomáskomponens jelenléte mellett létrejött képlékeny alakváltozás hatására nő [10], csökken [11], vagy változatlan marad [12]. A TTS alakváltozóképesége és aktuális folyáshatára együtt határozzák meg a felületközeli rétegnek a szerepét súrlódás során, nevezetesen, hogy ellenállóbbá válik-e a réteg a súrlódási igénybevétellel szemben, vagy megindulnak benne a repedések, amelyek jobb esetben a réteg delaminálódásához, rosszabb esetben a tömbi anyagon belül terjedve, töréséhez vezethetnek. A TTS kialakulásának és fejlődésének ismerete tehát létfontosságú a tömbi anyag tribológiai viselkedésének megbízhatósága szempontjából.

A Seebeck-effektuson (termodiffúzió) [13] alapuló termofeszültség mérést elterjedten alkalmazzák a tömbi anyagok szerkezetében

bekövetkezett változások kimutatására és összehasonlításra alapuló jellemzésére [14]. A legújabb kutatások szerint ez a roncsolásmentesen és makroszkópikus környezetben elvégezhető mérés a tömbi anyagok felületén képződött vékony rétegek vizsgálatára is alkalmas [15].

A termoelektromos jelenség lényege, hogy a két különböző fémből alkotott zárt hurok végpontjai közötti hőmérséklet különbség hatására $\mu\text{V/K}$ nagyságrendű feszültség, azaz elektromotoros erő jön létre. A termoelektromosságot, mint a fémek és félvezetők egyik transzport tulajdonságát, alapvetően a rendszerben lévő anyagok elektronszerkezete határozza meg [16]. A kristályrácsot alkotó atomok elektronszerkezete szoros összefüggésben van a fázisviszonyokkal, ill. a képződést irányító termodinamikai állapotfüggvények alakulásával. Ha a vizsgált fém egyik pontjának hőmérsékletét növeljük egy másik, állandó hőmérsékletű pontjához képest, akkor a két pont között mérhető feszültségváltozás a vizsgált fém szerkezetének aktuális állapotára (elektron sáv szerkezetére, feszültségi állapotára és allotróp módosulására) lesz jellemző. A mért feszültségváltozásnak a hőmérsékletkülönbségre vonatkoztatott értéke a Seebeck-együttható:

$$S = \lim_{\Delta T \rightarrow 0} \frac{\Delta U}{\Delta T} \quad (1)$$

A Seebeck-együttható változása a vizsgált szerkezetben bekövetkezett változásokat tükrözi. Mivel a feszültségváltozás lehet növekvő és csökkenő is, ezért a Seebeck-együttható értéke előjeles mennyiség. Azt tapasztalták [14], hogy ha a vizsgált fém rézzel alkotott ötvözetének kicsi vagy nullához közeli a képződéshője (pl. Pb, Bi, Ta, Co, Ni, Pd, Mn), akkor a Seebeck-együttható előjele negatív. Ezzel ellentétben, a Seebeck-együttható értéke pozitív, ha a vizsgált fém és a réz között kölcsönös az oldhatóság, azaz a képződéshő jelentős, mint pl. a Cd, Fe és Ti esetében. Tiszta fémekre nézve megállapították [14], hogy azoknál a fémeknél, amelyek vegyértékelektron-szerkezetében az s karakter dominál (pl. V, Ag, Ta, Pb, Cd, Al), a Seebeck-együttható nagyon kis abszolút értékű ($|S|=1\dots3$). A Seebeck-együttható abszolút értéke az előzőekhez képest növekszik ($|S|=8\dots16$) azoknál a fémeknél, amelyeknél a vegyértékelektron-struktúra kialakításában az

s mellett a d elektronok is részt vesznek (Ti, Fe, Zr, Cr.). Legnagyobb abszolút értéke ($|S|=38\dots69$) a Seebeck-együtthatónak azoknál a fémeknél van, amelyek nagyobb elektronegativitást mutatnak, mint a fémek átlag (Bi, Sb). Ezeknél az elemeknél a p elektronok is részt vesznek a vezetéshez.

Az összetételváltozás a termofeszültséget az elektronszerkezet megváltozásán keresztül befolyásolja. Az egyfázisú kristályos ötvözeteknél, amennyiben az ötvözet összetételváltozása fázisátalakulás nélkül történik és a d-elektronok száma növekszik a szilárd oldatok képződése során (pl. Fe-Ni ötvözeteknél), a Seebeck-együttható előjelet vált [17]. Amennyiben az összetételváltozás fázisátalakulással is jár (pl. ausztenites acél alakváltozása során megjelenő α -fázis), az új fázis megjelenésével a Seebeck-együttható abszolút értéke csökken a kiinduló állapothoz képest.

Tekintettel arra, hogy a termofeszültség mérése a vizsgált anyag felületén történik, a felületi jellemzőknek (az érdességnek és a felületközeli réteg vastagságának) a termofeszültségre gyakorolt hatását részletesen vizsgálták. Megállapították [17], hogy a technikai felületek átlagos érdességének ($R_a = 0,05\dots12,5 \mu\text{m}$) semmiféle hatása nincs a mért értékekre, mivel az érdességek átlagos geometriai méretei nem vehetők össze az elektronok szabad úthosszával, így nem befolyásolják az elektronok termikus gerjesztésének mechanizmusát, ennél fogva a termofeszültség értékét. A rétegvastagság hatását Si lapkák PVD-eljárással kialakított Cr, Ni és Ti rétegek esetében vizsgálták [18]. A mérési eredmények azt mutatják, hogy 500 nm felett a rétegek tömbi anyagnak tekinthetők.

3. VIZSGÁLT ANYAGOK

Vizsgálatainkhoz nagy tisztaságú titánt (Ti 99,93%, Grade 2) és normalizált állapotú C45 (EN 10277-2:2008 szerinti 1.0503 jelű, ~0,45% széntartalmú) ötvözetlen szerkezeti acélt választottunk. A próbatestek 28x14x6 mm méretű hasábok, amelyek felületén két-három, egyenként 15 mm hosszú kopásnyom helyezhető el egymás mellett.

4. VIZSGÁLATOK

A próbatesteken azonos terheléssel, de két különböző ciklusszámmal egyirányú koptatást végeztünk. A kopásnyomokat roncsolásmentesen Röntgen-diffrakciós (XRD)

vizsgálattal és termofeszültség-méréssel elemeztük.

4.1. SÚRLÓDÁSVIZSGÁLAT

A súrlódásvizsgálatokat a BME Járműelemek és Jármű-szerkezetanalízis Tanszékének berendezésével végeztük. A koptató próbatest 8 mm átmérőjű kerámia csapágygolyó, a normálerő 100 N (ami a Ti esetében 2274 MPa, a C45 esetében 2954 MPa Hertz-féle felületi nyomást jelent), az egyirányú elmozdulások ciklusszáma 200 és 1000 volt.

4.2. XRD-VIZSGÁLATOK

Az X'pert Pro MPD (PANalytical B.V., The Netherlands) röntgendiffraktométerrel végzett vizsgálatok paraméterei a következők: $\text{CuK}\alpha$ sugárzás, generátor feszültség 40 kV, áramerősség 35 mA, X'celerator 1D-detektor, lépésköz $0,0167^\circ$ (2Θ -ban), instrumentális félértékszélesség 0,1.

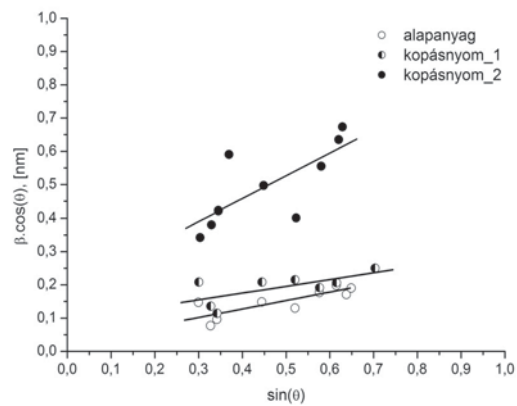
A 30° - 90° -os adatvételi szögterületben a mért spektrumokra történt görbeillesztés után a diffraktogramok kiértékelése a Williamson-Hall modell alkalmazásával történt [19]. Feltételezve, hogy a kristallitméret változása és a rácstorzulás hatása egymástól függetlenül, de lineáris kapcsolat formájában befolyásolja a mért β_{hkl} vonalszélességet, felírható, hogy:

$$\beta_{hkl} = \frac{K \cdot \lambda}{D \cdot \cos\Theta} + 4 \cdot \varepsilon \cdot \tan\Theta \quad (2)$$

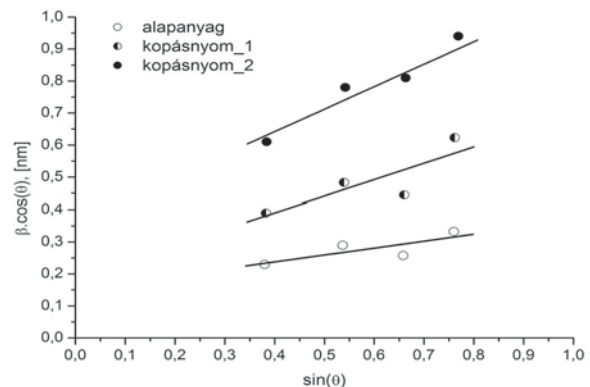
A (2) összefüggésben λ a röntgen-sugár hullámhossza 0,154 nm, K alaktényező ($\sim 0,9$), D az átlagos kristallitméret, ε a fajlagos kristálydeformáció mértéke. A (2) egyenlet átrendezve egy olyan egyenes egyenletét kapjuk, amelynek meredekségéből a kristallit átlagos deformációját, tengelymetszékéből pedig az átlagos kristallitméretet lehet kiszámítani:

$$\beta_{hkl} \cdot \cos\Theta = \frac{K \cdot \lambda}{D} + 4 \cdot \varepsilon \cdot \sin\Theta \quad (3)$$

A görbeillesztés után kapott csúcsok helyét (2Θ) és az instrumentális értékkel korrigált félértékszélességeket $y = \beta_{hkl} \cdot \cos\Theta$, $x = \sin\Theta$ koordináta-rendszerben ábrázolva (1. és 2. ábra), és a pontokra regressziós egyenest fektetve, megkapjuk a vizsgált alapanyagok és kopásnyomok felületközeli rétegének szerkezetére jellemző értékeket (1. táblázat).



1. ábra. Ti felületközeli rétegek W-H diagramja



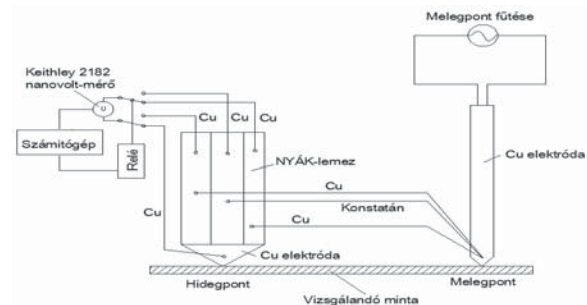
2. ábra. C45 felületközeli rétegek W-H diagramja

1. táblázat. XRG-vizsgálatok eredményei

Próbatessz anyaga	Ti (Grade 2)			C45 acél (normalizált)		
	Eredeti felület	Kopásnyom (200 ciklus)	Kopásnyom (1000 ciklus)	Eredeti felület	Kopásnyom (200 ciklus)	Kopásnyom (1000 ciklus)
Kristallit deformáció (ε)	0,063	0,075	0,19	0,063	0,13	0,29
Kristallit méret [nm]	5,54	1,39	0,69	0,93	0,7	0,4

4.3. TERMOFESZÜLTSG MÉRÉS

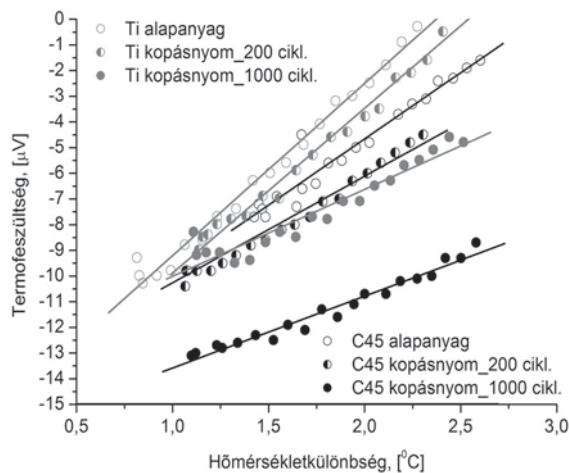
A mérés vázlatja és a mérőberendezés a 3. ábrán látható.



3. ábra. A termofeszültség mérés vázlatja

A melegpont hőmérsékletének a szobahőmérséklettől kezdve $2^\circ\text{C}/\text{min}$ sebességgel történő emelése a felületközeli rétegben μV nagyságrendű feszültséget

gerjeszt, amit nanovoltmérővel (Keithley 2182), 2 sec-onkénti mintavételezéssel, egy mérés esetében összesen 20 alkalommal mértünk. A mérési pontokra fektetett regressziós egyenesek (4. ábra) iránytangense által meghatározott Seebeck-együtthatókat a 2. táblázat tartalmazza.



4. ábra. A termofeszültség mérés eredményei

2. táblázat. Ti és C45 Seebeck-együtthatói

Próbatest anyaga	Ti (Grade 2)			C45 acél (normalizált)		
	Eredeti felület	Kopásnyom (200 ciklus)	Kopásnyom (1000 ciklus)	Eredeti felület	Kopásnyom (200 ciklus)	Kopásnyom (1000 ciklus)
Seebeck-együttható [$\mu\text{V/K}$]	6,9	6,5	3,2	5,0	4,0	2,8

5. ÉRTÉKELÉS

A vizsgálati eredmények összehasonlításával látszik, hogy mindkét vizsgálati módszer a felületközeli réteg kialakulásának azonos tendenciájára utal. A repedésképződés, ill. terjedés kimutatására egyelőre egyik módszer sem alkalmas, ehhez további vizsgálatokra van még szükség.

6. IRODALOM

[1] Eyre, T.S., Baxter, A.: The formation of white layers at rubbing surfaces, *Metals and Materials* (1972) pp. 435-439.
 [2] Berthier, Y.: Background on friction and wear, in *Lemaitre Handbook of Materials Behaviour Models*, Academic Press, (2001), Chapter 8.2, pp. 676-699.
 [3] Sauger, E., Fouvry, S., at al.: Tribologically transformed structure in fretting, *Wear* 245 (2000) pp. 39–52.
 [4] Eleőd, A., Berthier, Y., at al.: Friction-induced structural modifications of Mg and Ti surfaces, *Tribology Int.*, 42 (2009) pp. 690–698

[5] Newcomb, S.B. Stobbs, W.M.A.: A transmission electron microscopy study of the white-etching layer on a rail head, *Mater. Sci. Eng.* 66 (1984), pp. 195–204.
 [6] Rigney, D.A., Hirth, J.P.: Plastic deformation and sliding friction of metals, *Wear*, 53 (1979), pp. 345-370.
 [7] Vincent, L., at al.: Evolution plastique par fatigue d'une martensite alliée: role et influence des propriétés cristallographiques, *Scripta Metallurgica*, 13 (1979) pp. 183-186.
 [8] Bill, R.C., Wisander, D.: Recrystallisation as a controlling process in the wear, *Wear*, 41 (1977) pp. 9-19.
 [9] Eleőd, A.: A felületközeli réteg viselkedése száraz súrlódás esetén, MTA Budapest (2009).
 [10] Ponomarjov, Sz. D.: Szilárdsági számítások a gépészetben, MK Budapest (1963).
 [11] Eleőd, A., Baillet, L., Berthier, Y., Törköly, T.: Deformability of the near surface layer of the first body. *Tribology Series*, 41, Elsevier (2003) pp. 123-132.
 [12] Bridgman, P.W., *Studies in Large Plastic Flow and Fracture*, McGraw-Hill, (1952)
 [13] Blatt, F.J., Schroeder, P.A.: *Thermoelectric power of metals*, Plenum Press, New York (1976) pp. 1-6.
 [14] Szabó, A., Lovas, A.: Some basic observation and consideration for the thermopowder measurements used as non-destructive material testing. *Journal of Machine Manufacturing*, 49 (2009) pp. 43-45.
 [15] Szabó, A., Lovas, A.: The role surface and bulk structure in the thermopowder characterisation of pearlitic carbon steel. *Int. J. for Applied Mechanics and Engineering*, 15 (2010) pp. 343-348.
 [16] Cahn, R.W.: *Physical Metallurgy*, North Holland Publish. Comp. Asmsterdam (1970)
 [17] Szabó, A.: Összetétel, fázisviszonyok és feszültségállapot vizsgálata járműipari ötvözetekben termofeszültségméréssel. PhD értekezés, BME-KJK, Budapest (2014)
 [18] Szabó, A., Varga, R., Ujhelyi, F., Komanicky, V., Zorkovska, A., Lovas, A.: Thermopowder and surface magnetic characterisation of Ni thin layers. 15th Czech and Slovak Conference on Magnetism CSMAG'13 June 17-21, Kosice (2013) 175.
 [19] VD Mote1, Y Purushotham2 and BN Dole: Williamson-Hall analysis in estimation of lattice strain in nanometer-sized ZnO particles Mote et al. *Journal of Theoretical and Applied Physics* (2012), pp. 3-8.

KÖRMÖS TENGELYKAPCSOLÓ KAPCSOLHATÓSÁGÁNAK VIZSGÁLATA

STUDY OF THE SHIFTABILITY OF A DOG TEETH CLUTCH

Farkas Gergő**, Dr. Lovas László *

***demonstrátor*, * *egyetemi docens*, BME, Járműelemek és Jármű-szerkezetanalízis Tanszék

ABSTRACT. This paper deals with the shiftability of dog teeth clutches. Shiftability cases are described upon the literature, and a new case is proposed based on real phenomenon. Geometrical and operational parameters acting on dog teeth clutch shiftability are identified. Analytical description of the new shiftability case is realized, and first results of parameter study are shown.

1. BEVEZETÉS

Napjainkban a gépjárművek fejlesztésének fő iránya a fogyasztás, ezzel a CO₂ kibocsátás csökkentése. Ennek a fejlesztésnek az egyik eszköze, hogy mind több jármű kap elektronikus vezérelt kapcsolású sebességváltót, a motorkerékpároktól a személygépkocsikon át a tehergépkocsikig és a buszokig. A legköltséghatékonyabb megoldás a hagyományos kézi kapcsolású sebességváltó automatizálása, amely számos kihívás elé állítja a tervező szakembereket. Személygépkocsi sebességváltóknál szinkronszerkezetek kapcsolják az egyes fokozatokat. A szinkronszerkezetek körmös tengelykapcsolóból, kúpos tengelykapcsolóból és reteszelő mechanizmusból álló, igen összetett szerkezetek, nagyon komplex működéssel [1].

2. A TUDOMÁNY ÁLLÁSA

A szakirodalomban, talán a téma komplexitása miatt, kevés cikk foglalkozik általában a sebességváltók kapcsolhatóságával. Az első nagyobb összefoglalást Socin és Walters [2] készítette. A szinkronkapcsoló kúpos tengelykapcsolójának komplex hidrodinamikai működését Paffoni és Progridi modellezte [3]. A körmös tengelykapcsoló kapcsolhatóságát Laird vizsgálta [4]. A körmös kapcsolódás kapcsolhatósági viszonyait kis fordulatszám különbség esetén, tehergépkocsi sebességváltóra alkalmazva Bóka írta le részletesen [5]. A szerzők ismeretei alapján a körmös tengelykapcsoló kapcsolhatóságának kutatásá-

ban még ismeretlen terület a kapcsolhatóság nagy szögsebesség különbség esetén.

3. A VIZSGÁLT JELENSÉG

Jellemzően motorkerékpár sebességváltókban fordulnak elő olyan esetek, hogy adott járműsebesség felett, felfele kapcsoláskor egy-egy fokozat, általában a második nem kapcsolható. Klasszikus példa az egyhengeres Pannónia T5 motorkerékpár, de napjainkban a Yamaha YBR 125 motorkerékpár is valószínűsíthetően ilyen problémával küzd [6].

4. A KAPCSOLHATÓSÁG ESETEI

Bóka [5] a körmös tengelykapcsoló kapcsolhatóságának három alapesetét különbözteti meg:

- Első eset: A kapcsolódás nagyon kis szögsebesség különbség esetén. Ekkor a kapcsolókörmök állásig lefékezhetnek egymáson. A kapcsolódás valószínűsége a kiindulási relatív helyzettől függ.
- Második eset: A kapcsolódás kicsi, de a kapcsolódáshoz már megfelelő szögsebesség különbség esetén történik. A kapcsolódás valószínűsége a szögsebesség különbséggel arányos.
- Harmadik eset: A kapcsolódás adott szögsebesség különbség felett mindig bekövetkezik.

A fentieket a gyakorlati tapasztalatok alapján egy újabb esettel javasoljuk kiegészíteni:

- Negyedik eset: Létezik olyan szögsebesség különbség, amely felett a körmös tengelykapcsoló kapcsolása nem lehetséges.

A továbbiakban ezen eset bekövetkezésének a körülményeit szeretnénk vizsgálni.

5. A KÖRMÖS TENGELYKAPCSOLÓ KAPCSOLHATÓSÁGA

A vizsgált körmös tengelykapcsoló modelljét az *1. ábra* mutatja.



1. ábra: Körtös tengelykapcsoló modellje

A tengelykapcsoló geometriáját jellemző mennyiségeket az 1. táblázat tartalmazza:

1. táblázat: A körtös tengelykapcsoló geometriáját jellemző mennyiségek

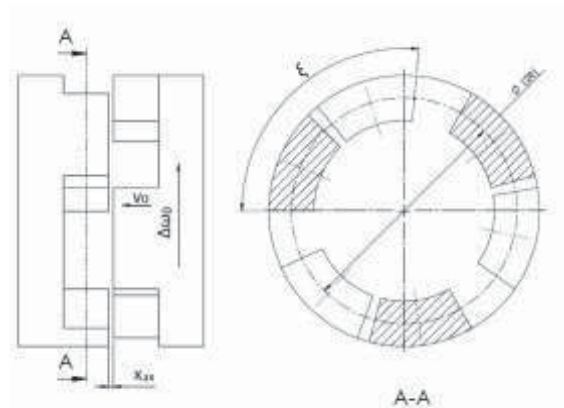
Jelölés	Megnevezés	Mértékegység	Jellemző érték
z	fogsám	-	3 – 10
Φ_b	játék szöge	$^\circ$	10 - 50
x_{ax}	axiális távolság a körtök között	mm	0,5 – 2
x_{fed}	a kapcsolt helyzet megmaradáshoz szükséges legkisebb átfedés	mm	0,5 – 2
ξ	relatív szöghelyzet	-	0 - 10π
r	körtök közepes sugara	mm	20 - 100

A tengelykapcsoló működését jellemző mennyiségeket a 2. táblázat tartalmazza.

2. táblázat: A körtös tengelykapcsoló működését jellemző mennyiségek

Jelölés	Megnevezés	Mértékegység	Jellemző érték
$\Delta\omega_0$	relatív szögsebesség	rad/s	0 – 500π
v_0	axiális kapcsolási sebesség	mm/s	0 – 2000

A kapcsolást jelen esetben kinematikai szempontból vizsgáljuk. A kapcsolás kezdetét a 3. ábra mutatja.



2. ábra: Körtös tengelykapcsoló vázlatja



3. ábra: Körtös tengelykapcsoló palástja kiterítve, a kapcsolás kiinduló helyzetében

A kapcsolás kezdetekor a körtök homloklapfelülete között x_{ax} axiális hézag van. A körtök relatív szöghelyzetét $\xi \in [0; P]$ jelzi, ahol

$$P = \frac{2\pi}{z} \quad (1)$$

az osztás. A v_0 axiális sebességet és a $\Delta\omega_0$ relatív szögsebességet a kapcsolás kezdetétől fogva állandónak vesszük.

A kapcsolás két lépésben zajlik le. Az első lépésben a mozgó rész megteszi az x_{ax} távolságot (3. ábra). Az ehhez szükséges idő:

$$t' = \frac{x_{ax}}{v_0} \quad (2)$$

Ez alatt az idő alatt a ξ kezdő relatív szöghelyzet ξ' értékre változik:

$$\xi' = \Delta\omega_0 \cdot t' + \xi = \Delta\omega_0 \cdot \frac{x_{ax}}{v_0} + \xi \quad (3)$$

Ezután, ha a szöghelyzet megfelelő, elkezdődik a körmök egymásba csúszása, egészen az x_{fed} helyzetig, az alábbi idő alatt:

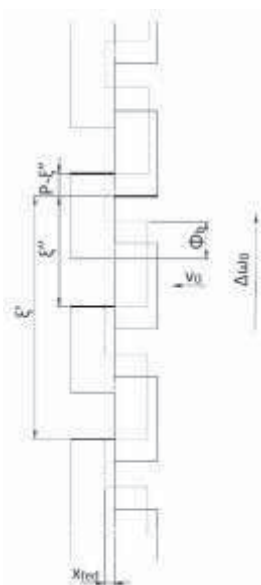
$$t'' = \frac{x_{fed}}{v_0} \quad (4)$$

Vezessük be a ξ'' értéket Ez nem más, mint a t' időpillanatbani relatív szöghelyzet egy osztáson belüli értéke (4. ábra):

$$\xi'' = \xi' - \text{int} \left(\frac{\xi'}{\left(\frac{2\pi}{z}\right)} \right) \cdot \frac{2\pi}{z} \quad (5)$$

Az egyenletben az int függvény a kifejezés egész részét jelenti. Behelyettesítve a (3) egyenletet:

$$\xi'' = \Delta\omega_0 \cdot \frac{x_{ax}}{v_0} + \xi - \text{int} \left(\frac{\Delta\omega_0 \cdot \frac{x_{ax}}{v_0} + \xi}{\left(\frac{2\pi}{z}\right)} \right) \cdot \frac{2\pi}{z} \quad (6)$$



4. ábra: A körmös tengelykapcsoló helyzete t' időpillanatban

A kapcsolódás a 4. ábra alapján akkor lehetséges, ha két feltétel teljesül. Az első, hogy a körmök ne legyenek fedésben:

$$\frac{2\pi}{z} - \Phi_b \leq \xi'' \quad (7)$$

A második, hogy maradjon elegendő hely az x_{fed} méretű átfedésre:

$$\Delta\omega_0 \cdot t'' \leq \frac{2\pi}{z} - \xi'' \quad (8)$$

A két feltétel egy egyenlőtlenségben:

$$\frac{2\pi}{z} - \Phi_b \leq \xi'' \leq \frac{2\pi}{z} - \Delta\omega_0 \cdot t'' \quad (9)$$

Behelyettesítve a (4) és (5) egyenleteket:

$$\begin{aligned} \frac{2\pi}{z} - \Phi_b &\leq \Delta\omega_0 \cdot \frac{x_{ax}}{v_0} + \xi - \text{int} \left(\frac{\Delta\omega_0 \cdot \frac{x_{ax}}{v_0} + \xi}{\left(\frac{2\pi}{z}\right)} \right) \cdot \frac{2\pi}{z} \\ \frac{2\pi}{z} &\leq \frac{2\pi}{z} - \Delta\omega_0 \cdot \frac{x_{fed}}{v_0} \end{aligned} \quad (10)$$

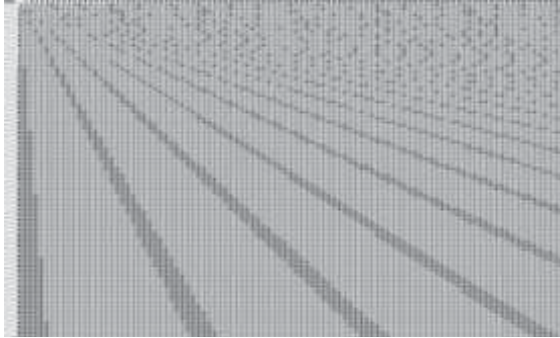
A fenti egyenlőtlenségben hét paraméter szerepel. A kapcsolhatóság vizsgálatához célszerű néhány paramétert konstansnak venni, és egyszerre egy-két paraméter hatását vizsgálni a kapcsolhatóságra. A konstans értékeket a 3. táblázat tartalmazza.

3. táblázat: Konstans paraméter értékek

Jelölés	Megnevezés	Mértékegység	Felvett érték
z	fogság	-	10
Φ_b	játék szöge	°	30
x_{ax}	axiális távolság a körmök között	mm	2
x_{fed}	a kapcsolt helyzet megmaradásához szükséges legkisebb átfedés	mm	0,5
ξ	relatív szöghelyzet	-	0

A mozgó paraméterek legyenek a $\Delta\omega_0$ relatív szögsebesség és a v_0 axiális kapcsolási sebesség. A relatív szögsebesség változzon 5-500 rad/s tartományban 5 rad/s lépéssel. Az axiális kapcsolási sebesség változzon 5-500 mm/s tartományban 5 mm/s lépéssel.

A következő ábrákon (5. ábra, 6. ábra, 7. ábra) a kapcsolhatósági jellemzők szerepelnek. A vízszintes tengelyen a relatív szögsebesség növekedik balról jobbra. A függőleges tengelyen az axiális kapcsolási sebesség növekedik fentről lefelé. A sötétebb zónákban nem lehetséges a kapcsolás. A világosabb zónákban lehetséges a kapcsolás.



5. ábra: Kapcsolhatóság csak az első feltétel (7) szerint



6. ábra: Kapcsolhatóság csak a második feltétel (8) szerint

Látszik, hogy a két geometriai feltétel közül az első (a körmök ne legyenek fedésben) a gyengébb, itt jelentős méretű a lehetséges kapcsolás zónája (5. ábra).

A második feltétel jóval szigorúbb. Itt a mező átlótól jobbra felfele eső részében egyáltalán nem lehetséges a kapcsolás (6. ábra).



7. ábra: Kapcsolhatóság együtt az első és a második feltétel (9) szerint

Az együttes feltétel szerinti kapcsolási valószínűség mező jellegzetes sávos eloszlást mutat. Úgy tűnik, hogy a nagyobb sebességű kapcsolhatóságot a relatív szögsebesség és az axiális kapcsolási sebesség aránya befolyásolja. A relatív szögsebesség növekedésével nagyon erősen növekedni kell az axiális kapcsolási sebességnek, hogy adott paraméterek (geomet-

ria és relatív szöghelyzet) esetén létrejöhessen a kapcsolódás.

5. ÖSSZEFOGLALÁS

Ebben a cikkben a gépjármű sebességváltókban széleskörűen használt körmös tengelykapcsoló kapcsolhatóságát vizsgáltuk. A köröm geometria és a kapcsolás folyamatának megvizsgálása után felállítottuk a kapcsolhatóság feltételeit. A kapcsolhatóságot a kutatás jelenlegi állapota szerint hét paraméter befolyásolja. A paraméterek közül elsőként a relatív szögsebesség és az axiális kapcsolási sebesség hatását vizsgáltuk. A jellegzők a kapcsolhatóság sávos eloszlását mutatják. Ezen paraméterek alapján a kapcsolhatóságnak felső fordulatszám korlátja egyelőre nem látszik.

A kutatást további paraméterek vizsgálatával tovább folytatjuk.

6. IRODALOM

- [1] L. Lovas, D. Play, J. Márialigeti, J.F. Rigal: Mechanical behaviour simulation for synchromesh mechanism improvements. Proc. Instn. Mech. Engrs, Part D: Journal of Automobile Engineering, 220/7, pp 919-945, 2006.
- [2] R. J. Socin, L. K. Walters: Manual Transmission Synchronizers. SAE Paper No. 68008.
- [3] B. Paffoni, R. Progri, R. Gras, J Blouet: The hydrodynamic phase of gearbox synchromesh operation: the influence of radial and circumferential grooves. Proc. Instn. Mech. Engrs, Part J: Journal of Engineering Tribology, vol. 211, pp 107-116, 1997.
- [4] M.P.B. Laird, B. Lawton, R.P. Gregory: Dog clutches for rapid gear changes in automotive gearboxes. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, First International Conference, Gearbox Noise and Vibrations. IMechE, pp 103-112, 1990.
- [5] G. Bóka, J. Márialigeti, L. Lovas, B. Trencsényi: Face dog clutch engagement at low mismatch speed. Periodica Polytechnica Transportation Engineering, 38/1, pp 29-35, 2010
- [6] http://totalbike.hu/tesztek/2014/10/07/yamaha_ybr125_2014/

A HAJTÁS BEÁLLÍTÁSI HIBA ÉS AZ ÉKSZÍJAK MELEGEDÉSI VISZONYAINAK KAPCSOLATA

RELATIONSHIP BETWEEN THE DRIVE MISALIGNMENT AND V-BELT TEMPERATURE CONDITIONS

Gárdonyi Péter, Dr. Kátai László Ph.D, Dr. Szabó István Ph.D., Szent István Egyetem, Gépészmérnöki Kar

ABSTRACT

Main objective of this paper is analyzing the temperature conditions of V-belt by infrared thermal camera depending on various drive misalignment parameters.

A certain V-belt cross section was analyzed on a self developed test equipment in various belt pulley parallel and angle misalignment.. It was stated that the temperature increase of V-belt is influenced by the geometrical misalignment. In case of angle misalignment above the allowable value, the loaded side of the belt has significantly higher temperature which reduces the expected belt lifetime.

Key words: V-belt, infrared thermal analysis, belt misalignment, temperature conditions

1. BEVEZETÉS

A mezőgazdasági gépeken elterjedten használnak ékszíjhajtásokat az előnyös tulajdonságaik miatt. Viszonylag bonyolult hajtáselrendezések valósíthatók meg, nagy tengelytávolságok hidalhatók át, alkalmazhatók párhuzamos és kitérő tengelyeknél és a hajtás kialakítása összetett szerkezeti elemeket nem igényel.

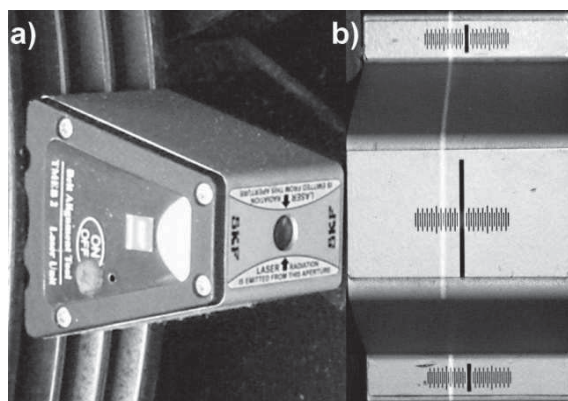
A mezőgazdasági gépeken alkalmazott szíjhajtások csak egy bizonyos pontossággal állíthatók be, mivel általában nagyméretű berendezésekről van szó, amelyeknek a vázszerkezete többnyire lemezelemekből épül fel. A hajtásban résztvevő tengelyek távolsága és szöghibái viszonylag nagy tűrésen belül mozognak, amelyek nagy tárcsaátmérők esetén akár a hajtásra megengedhető hibahatárt meg is haladhatják. Habár az ékszíjhajtások ilyen körülmények között is kielégítően működnek, viszont ezek a hibák kedvezőtlenek a szíjélettartam szempontjából, valamint a hajtás hatásfokcsökkenését eredményezik. A tárcsák egymáshoz képesti helyzet- és szögeltérése adódhat szerelési – lemezkonstrukcióból származó – bizonytalanságból, és az üzem közben fellépő vázszerkezet deformációjából.

Ezt alátámasztva a tapasztalatok és a méréseink is bizonyítják, hogy a mezőgazdasági betakarító gépek ékszíjtárcsái nem minden esetben a hajtás középsíkjában helyezkednek el. A 1. ábrán egy gabonabetakarító gép cséplőszerkezetének ékszíjhajtás-elrendezése látható.



1. ábra. A gabonabetakarító gép ékszíjhajtás-elrendezése, beállítási hibák vizsgálata

Az értékek, a lézeres ékszíjtárcsa beállító műszer skáláján leolvasva, 3,5 mm párhuzamossági hibát mutatnak (2. ábra). Ez az érték az adott tárcsa átmérő esetén megengedhető hiba közel 3-szorosa.



2. ábra. A Lézeres ékszíjtárcsa beállító TMEB 2
a) lézer jeladó; b) mérőskála

A vizsgálataink szerint terepjárásból adódóan, dinamikus terhelés hatására a vázszerkezet deformációjából, ezek a hibák tovább nőhetnek.

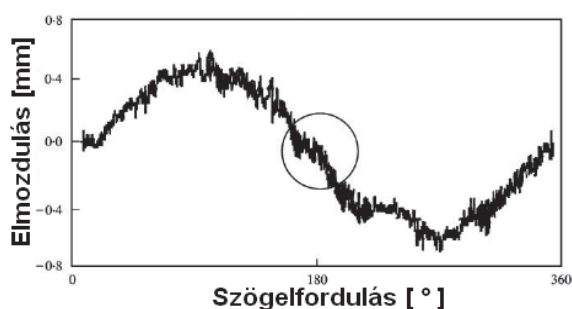
2. A GÉPBEÁLLÍTÁSI HIBÁK ELEMZÉSE

Az ékszíj és szíjtárcsa kapcsolódását, az elemi csúszásokat (relatívmozgásokat) a hajtás-

paraméterek mellett számos tényező befolyásolja, mint például a környezeti hőmérséklet, gépbeállítási hibák, stb.

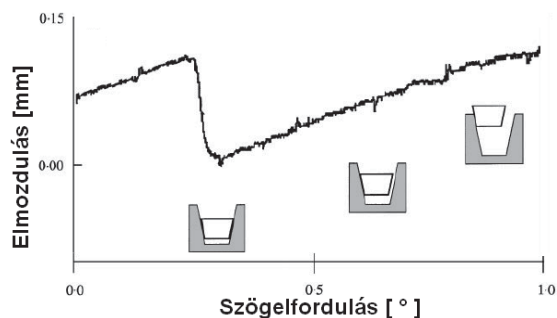
A laboratóriumi kísérletek igazolták, hogy a hajtás beállítási hibák, a szíjtárcsák gyártási pontatlansága és excentricitása fokozza a relatívmozgásokat. Ezek a makroszkopikus csúszások idézik elő a szíj kopását, kifáradását, és a súrlódás által rezgést, zajt keltenek, azaz az egész rendszerre nézve befolyásolják az egyenletes erőátadást, és az élettartamot.

A szíjfelfutás szakaszán mért sugárirányú szíjmozgások értékeit a 3. ábra mutatja az egymáshoz képest párhuzamosan eltolott szíjtárcsák beállítása esetén.



3. ábra. A hajtó tárcsán mért sugárirányú elmozdulások a szíjfelfutás szakaszán, egy körülfordulás alatt [2]

Az ábrán látható, hogy a mért mozgások két hatás szuperpozíciójaként jött létre. A szíjtárcsa excentricitásából és ütéséből adódó, egy körülfordulás alatt periodikusan változó radiális mozgásból, valamint egy teljesen eltérő, az előbbinél lényegesen nagyobb gyakorisággal ismétlődő mozgásokból tevődik össze. Az utóbbi mozgásjelenséget a tárcsák párhuzamossági hibája váltja ki. [2] A 4. ábra az ékszíj akadó súrlódó mozgását ábrázolja az ékhoronyban. Az akadó súrlódó mozgás (stick-slip) további vizsgálata kisminta kísérletekkel pontosabban leírhatóvá válhatna a szíj és szíjtárcsa közötti súrlódási kapcsolat [5, 6].



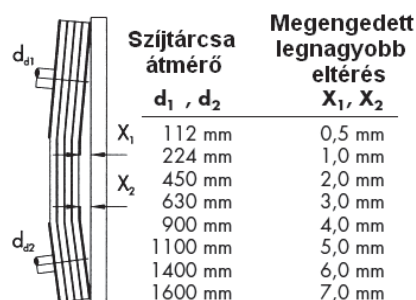
4. ábra. Az ékszíj mozgása egy akadó csúszás ciklusban [2]

Az ékszíjban keletkező hőmérséklet alapvetően két hatás eredménye. Az érintkező felületek

makroszkopikus súrlódása következtében fejlődő hő, és a szíj hajlítgatásakor fellépő hiszterézis veszteség hővé alakuló hányada.

3. A VIZSGÁLAT CÉLKITŰZÉSE, BEÁLLÍTÁSAI

Az ékszíjhajtás beállításaira vonatkozó megengedhető legnagyobb eltéréseket az 5. ábra szerint adják meg az ékszíjgyártók a szíjtárcsa átmérő függvényében.



5. ábra. A szíjgyártók által megadott legnagyobb eltérés [3]

A megengedett legnagyobb eltérés előállhat az ékszíjtárcsák párhuzamossági hibájából, és a tengelyek szöghibájából is (6. ábra). Mindkét esetben az ékszíj egyenes szíjágai plusz hajlítást, az oldalak nagyobb mértékű súrlódást szenvednek a tárcsára történő fel-, illetve lefutás szakaszán. A párhuzamossági hiba esetén inkább oldalon megnövekszik a súrlódás, a szöghiba esetében pedig csak az egyik oldal terhelődik jobban.

A következő vizsgálatokkal arra keressük a választ, hogy a szíjtárcsák párhuzamossági, vagy szöghibája veszélyesebb a hajtás működésére, illetve élettartamára. A vizsgált paraméternek az ékszíj hőmérsékletváltozását választottuk.

Az ékszíj hőmérsékletét a hajtás terhelése nélkül vizsgáltuk, így a hő fejlődésben csak az ékszíjhajtás geometriai viszonyai és anyagjellemzői játszanak szerepet. A kísérleti beállítások értékeit a 1. táblázatban tüntettük fel, a beállításokat a 6. ábra szemlélteti.

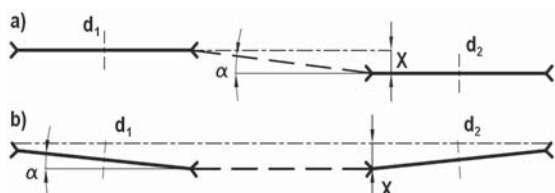
1. táblázat. Kísérleti beállítások értékei

A hajtás beállítási hibák értékei		
Nr.	A névleges átmérőn mért eltérés; X	A szabad szíjág és a tárcsa sík közötti szög; α
0.	0,1 mm-en belül*	$\sim 0^\circ$
1.	0,5 mm**	$0,12^\circ$
2.	5 mm***	$1,23^\circ$

*szíjtárcsák ütéséből adódóan (0,06 – 0,07 mm)

**megengedett legnagyobb eltérés $X=0,5$ mm

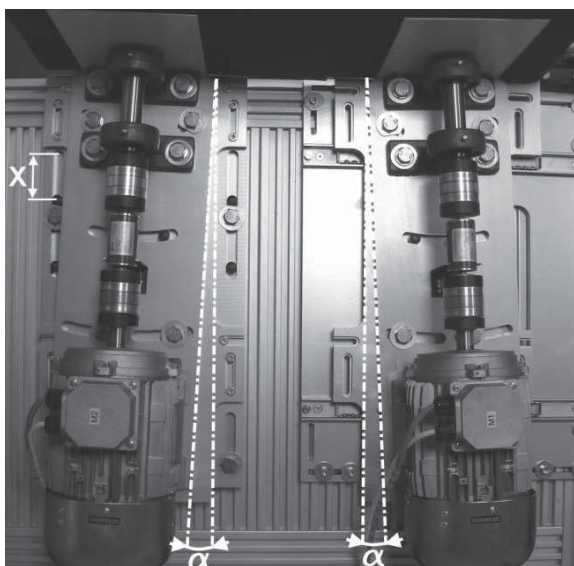
*** X -nél egy nagyságrenddel nagyobb



6. ábra. A hajtás vizsgálati beállításai, a) párhuzamossági, b) szöghiba (SPA profil, $i = 1$; $L_w = 1207$; $d_a = 112$; $F_H = 600$ N)

4. A VIZSGÁLATI BERENDEZÉS ÉS ESZKÖZEI

A méréseink során a SZIE Gépészmérnöki Kar, Mechanikai és Géptani Intézetében fejlesztett univerzális tesztpadot használtuk. A felépítéséből adódóan lehetőség van különböző mechanikus hajtások, tengelykapcsolók vizsgálatára. A próbapad hornyos asztalán a meghajtó- és a fékezőegység elhelyezése számtalan lehetőséget kínál. Ezeknek az egységeknek tengelyvégein többféle beállítási hiba hozható létre (7. ábra).



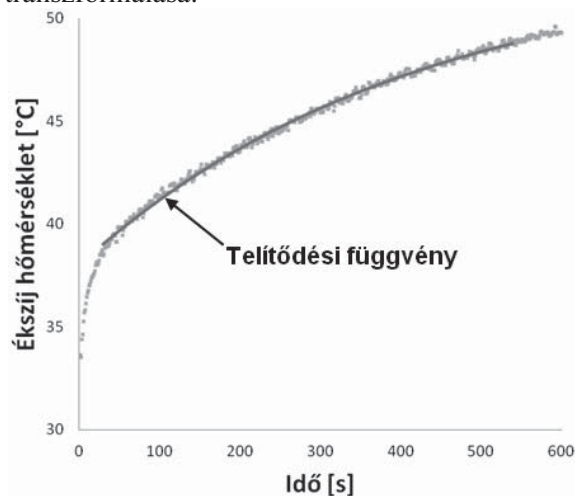
7. ábra. A geometriai hiba beállítása a tesztpadon

A hőmérséklet mérése NEC H2640 típusú infrakamerával történt. Az infravörös detektora nagy felbontású (640 x 480), a hőmérséklet mérési tartománya -40 °C-tól $+ 500$ °C-ig terjed. A mérendő objektumtól 250 mm-es távolságban helyeztük el, így a minimálisan érzékelt mérési pont (felület) $0,15 \times 0,15$ mm. A kísérlet folyamán 10 perc időtartamig 1 Hz frekvenciával készítettünk felvételeket az ékszij oldaláról.

5. A VIZSGÁLAT ÉRTÉKELÉSE, EREDMÉNYEK

Az ékszij hőmérsékletváltozása telítődési függvény szerint alakul (8. ábra), amelyet

igazolt a telítődési görbéknek $\log m' = a + b \cdot X$ egyenlet szerinti lineáris regresszióvá transzformálása.



8. ábra. Az ékszij hőmérsékletváltozása, adatsorból meghatározott fv.

A telítődési függvény általános összefüggése:

$$Y = A \cdot (1 - e^{-z+c \cdot X})$$

Az egyszerűsített forma:

$$Y = A \cdot (1 - m),$$

a képletben:

$$m = e^{-z+c \cdot X} = ae^{-c \cdot X} = ab^X; \quad X := t$$

$$a = e^{-z}; \quad b = e^c$$

m : relatív telítetlenség,

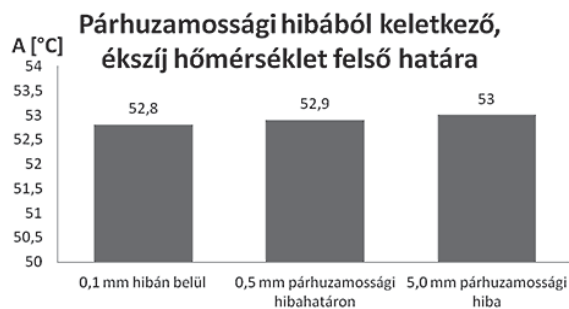
A : telítődési függvény felső határa.

A mérésekből meghatározott függvény-paraméterek értékeit az 2. táblázat adja meg a beállítási hibákra vonatkozóan.

2. táblázat. Telítődési fv. paramétereinek értéke

Hiba	A [felső határ, telítettség]	c [telítődés relatív sebessége]	z [paraméter]
0,1 mm hibán belül	52,8	-0,00243	-1,27079
0,5 mm párhuzamossági hibahatáron	52,9	-0,00257	-1,08088
5,0 mm párhuzamossági hiba	53	-0,00263	-1,54884
$x=0,5$ -hez tartozó szöghiba, az ékszij terhelt oldala	52,1	-0,00328	-1,37575
$x=0,5$ -hez tartozó szöghiba, az ékszij terheletlen oldala	52,1	-0,00314	-1,31518
$x=5,0$ -hez tartozó szöghiba, az ékszij terhelt oldala	53,2	-0,00340	-1,16961
$x=5,0$ -hez tartozó szöghiba, az ékszij terheletlen oldala	51,2	-0,00307	-1,42401

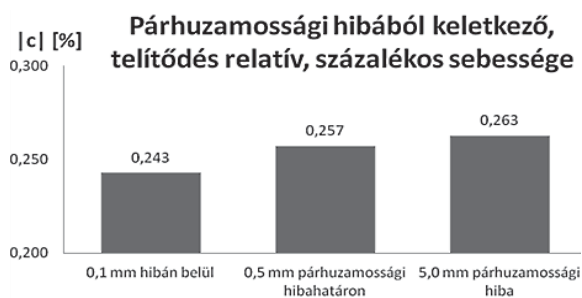
A beállítási hibák összehasonlítása az ékszj hőmérsékletváltozását leíró függvények paraméterein keresztül történhet.



9. ábra. A párhuzamossági hibák hatására keletkező telítődési hőmérsékletek

A 9. ábrán látható, hogy a párhuzamossági hibák változtatásával az ékszj hőmérsékletek felső határa csak kis mértékben tér el.

A „c” paraméter a telítődés relatív sebességét adja meg. A növekedés százalékos sebességét a 10. ábra mutatja abszolút értékben.

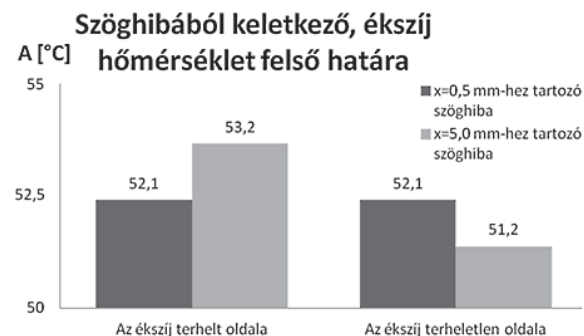


10. ábra. A hőmérsékletemelkedés relatív sebességének százalékos, abszolút értéke

Például a 0,1 mm pontossággal beállított szíjhajtás esetén az ékszj hőmérsékletemelkedése bármely t pontban (s) 0,243 %.

A tárcsák párhuzamossági hibáinak hatására, a hajtás terhelése nélkül az ékszj közel azonos hőmérsékleten állandósul, viszont a hőfejlődés nagyobb sebességgel megy végbe.

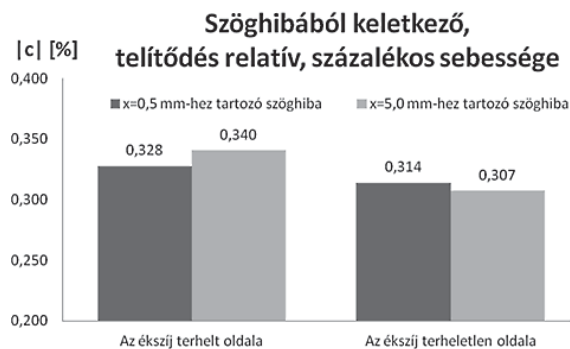
A szíjhajtás beállítási hibája nem csak az ékszj tárcsák párhuzamos eltolódásából adódhat, hanem a tengelyek szöghibájából is.



11. ábra. A tengelyek szöghibái hatására keletkező telítődési hőmérsékletek

Ilyenkor az ékszj egyik érintkező oldala terhelődik jobban. A gyártók által megadott hibahatáron belül nem tapasztalható eltérés a telítődési hőmérsékletekben. A megengedett hibaértéket meghaladva az ékszj oldalfelületei eltérő hőmérsékletre tartanak (11. ábra).

A hőmérsékletemelkedés sebessége is eltérő attól függően, hogy a terhelt vagy a terheletlen ékszjoldalt vizsgáltuk (12. ábra).



12. ábra. A hőmérsékletemelkedés relatív sebességének százalékos, abszolút értéke

A vizsgálati eredmények alapján megállapítható, hogy a megengedett geometriai hibahatáron belül az ékszj hőmérséklete eltérő sebességgel, de közel azonos értéken állandósul, míg a hibahatárt meghaladó beállításnál az ékszj ún. terhelt oldalán jelentősebb a hőfejlődés, amely határfok romlást és élettartam csökkenést eredményez.

FELHASZNÁLT IRODALOM

- [1] KÁTAI L.: Kötő- és támasztóelemek, Hajtások 40-54 p. In: SZENDRŐ et al.: *Géptan*. Mezőgazda Kiadó, Budapest, 2003.
- [2] Moon, J., Wickert, J. A.: RADIAL BOUNDARY VIBRATION OF MISALIGNED V-BELT DRIVES, *Journal of Sound and vibration*, 1999. 225(3). pp. 527-541.
- [3] Arntz-Optibelt KG.: *Technisches Handbuch für Keilriemenantriebe*. H.n., I.k., É.n.
- [4] Lágymányosi A.- Tóth J.: Vehicle tire Profile Investigation with 3D Imaging, *Mechanical Engineering Letters*, 2012. Vol 7., Hungary, p.73-80. HU ISSN 2060-3789
- [5] Zsidai L., Kalácska G., Samyn Pieter: A hőmérséklet és a terhelés hatása poliészter/poliészter kompozit tribológiai viselkedésére henger/sík vizsgálati rendszerben. *Műanyag és gumi*, 2013. 50. évf. 12. szám, pp. 474-480.
- [6] L. Zsidai, Z. Szakál: Development of tribology model system for research of PA6 and PEEK polymer composites. *Mechanical Engineering Letters*, 2013. Vol. 10. pp. 130-139. HU ISSN 2060-3789

GÉPÉSZETI ÁBRÁZOLÁSTECHNIKA KÓDRENDSZERÉNEK ÁTALAKÍTÁSA A 3D MODELLEZÉS PRIORITÁSAINAK FIGYELEMBEVÉTELÉVEL

TRANSFORMATION OF THE ENGINEERING DRAWING CODE SYSTEM REGARDING TO THE PRIORITIES OF THE 3D MODELLING

Győri Márk*, Dr. Lovas László**, Dr. Eleőd András***

*doktorandusz, ** egyetemi docens, *** egyetemi tanár, BME, Járműelemek és Jármű-szerkezetanalízis
Tanszék

ABSTRACT. The traditional 2D drawing code is not fully included in modern 3D CAD softwares. Automatical 2D drawing generation from 3D models results in drawing problems, for example in sections, cuts and break-outs. This paper shows the most common problems and tries to conciliate manual and automatical 2D drawing through harmonisation of the codes.

1. BEVEZETÉS

A jelenleg használt gépészeti ábrázolástechnika szabályrendszerének alapjai a XX. század elején alakultak ki. Ekkor terjedtek el az első monokróm rajzmásolási eljárások, és a szabályokat ehhez igazították. A vonalak színe az addigi többféle helyett kizárólag fekete lett. A funkciók különbözőségét a vonalvastagsággal és a vonaltípusok többféleségével jelezték. A nézetek alapvetően sík vetületek, a kívülről nem látható részek bemutatásának szabályrendszere kézi rajzkészítésre van szabva. Ez a szabályrendszer végigkísérte az elmúlt 100 év jelentős részét.

Az elmúlt húsz évben a korszerű 3D CAD rendszerek megjelenésével, a színes nyomtatás és sokszorosítás elterjedésével ez a szabályrendszer [1] kezd szűknek bizonyulni.

A mai rajzkészítés során a tervezendő gépelemek kézi vázlat szinten kerülnek megtervezésre, és a fő alak és funkció kialakulása után azonnal CAD rendszerben, térbeli modellként lesznek kialakítva [2]. A teljes kidolgozás számítógépen történik, és a gyártáshoz gyakran egyáltalán nincs szükség 2D rajzra (CNC gépek, 3D nyomtatási eljárások). Ezzel felmerül a kérdés, szükség van-e még egyáltalán a hagyományos

2D rajzoló szabályrendszerre? Ha igen, milyen részei korszerűek és milyen részeit nem érdemes tovább alkalmazni?

Elsőként megvizsgáljuk a rajzdokumentációval kapcsolatos fő követelményeket. Utána bemutatjuk a CAD rendszerekkel készült (generált) 2D rajzok fő problémáit. Végül javaslatokat teszünk a 2D rajzi szabályok módosítására mind kézi rajz, mind CAD rajz esetére.

2. A RAJZDOKUMENTÁCIÓVAL SZEMBENI ÁLTALÁNOS KÖVETELMÉNYEK

A tervezés három alapszabálya: az **egyértelműség**, az **egyszerűség** és a **biztonság** a műszaki rajzokra nézve az alábbiakat jelenti:

- egyértelmű dokumentáció készítés (rajz + darabjegyzék + műszaki leírás),
- egyszerű áttekinthetősége (olvashatóságot)
- és minden információ (lehetőleg átfedés nélküli) biztonságos rendelkezésre állása.

Az alkatrészeknek vagy szerkezeteknek a rajz alapján biztonságosan elkészíthetőnek kell lenniük, az alkatrészek összeállításával kialakult konstrukciónak pedig működőképesnek kell lennie.

A modellezés során generált 2D rajz lehet alkatrészrajz vagy összeállítási rajz. Az elvárások a kétféle rajzdokumentációval kapcsolatban részben azonosak, részben különbözőek.

Az alkatrészrajzzal kapcsolatos fő követelmény a gyárthatóság. Ez ellenőrizhetőséget jelent és az alábbi jellemzők megadását: vetületek, metsetek, szimmetriák, méretháló, felületi minőség, alak- és helyzetűrések.

Az összeállítási rajzzal kapcsolatos követelmények az alábbiak:

- kapcsolódó alkatrészek kapcsolatának egyértelmű definiálása,
- kapcsolódó felületek funkciójának egyértelmű követhetősége,
- összeszerelt állapot áttekinthetősége, szerelhetőség kérdésének eldönthetősége,
- határállapotok (helyzetek, méretek, igénybevételek) ellenőrizhetősége.

A 2D rajzok készítésénél a fenti szempontokat maximálisan szem előtt kell tartani.

3. A 2D-BEN RAJZOLT ÉS A 3D MODELL ALAPJÁN GENERÁLT 2D-S RAJZOK KÖZÖTTI KÜLÖNBBSÉGEK

Ha az alkatrész vagy szerkezet rendelkezik 3D modellel, a 2D rajzok elkészítésének legegyszerűbb módja a vetületek generálása az adott szoftver beépített algoritmusai segítségével. Ez általában a rajzi szabályok tiszteletben tartásával történik. Kivételt jelent, ha olyan elem van az alkatrészen, amelyre 2D-ben az egyszerűsített ábrázolás szabályai vonatkoznak:

- menet
- bordázat
- fogazat

Csavarmenet esetén általában egyszerűsített az ábrázolás már térben is (ábra), hogy takarékoskodjanak grafikus memóriával és gépidővel. Ekkor a vetületi megjelenítés is egyszerűsített lesz.

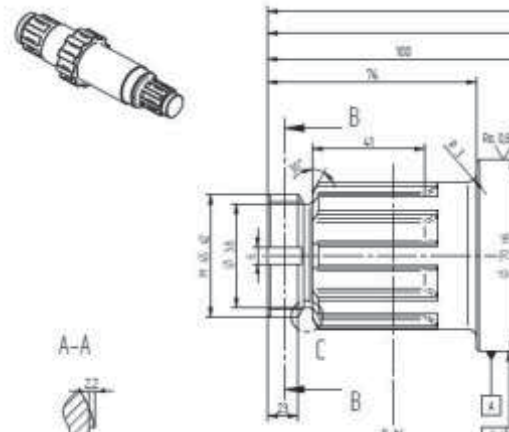


1. ábra: Csavar 3D ábrázolása menet egyszerűsítéssel

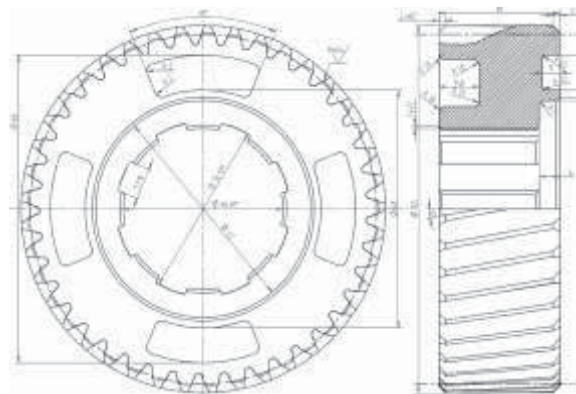
Bordázat esetén a szoftverek a bordákat nem egyszerűsítik a vetületben (2. ábra).

Fogaskerék, fogazat esetén szintén nem történik egyszerűsítés (3. ábra), a tervezőrendszer a valóság hű megjelenítésre törekszik (pl. ferde fogazatnál), és az ebből keletkező vetített képi ábrázolás nem csak géprajzilag helytelen,

hanem határozottan megnehezíti a rajzolvást is.



2. ábra: Bordástengely vetületi ábrázolása egyszerűsítés nélkül

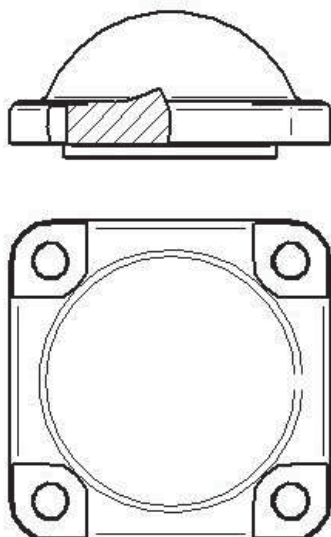


3. ábra: Fogaskerék rajza fogazat és borda egyszerűsítés nélkül



4. ábra: Fogaskerék ábrázolása fogazat egyszerűsítéssel

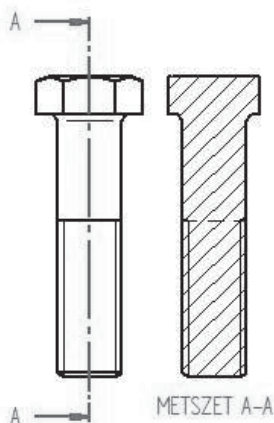
További problémát jelent a metszetek fajtáinak kezelése. Befordított valamint kifordított szelvény generálása, amely gyors és egyszerű metszet típust jelent, nem kérhető automatikusan. Kitérés esetén a kitérés határának vonalfajta sem felel meg a jelenleg érvényes géprajzi szabványnak (5. ábra).



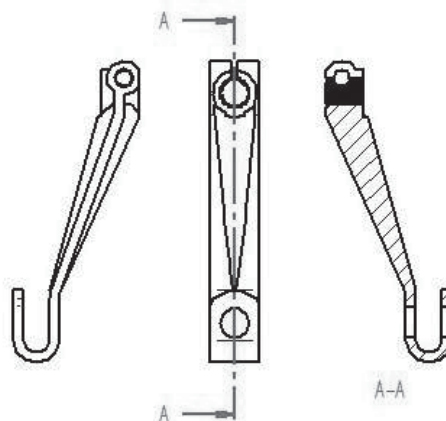
5. ábra: Kitörés határvonalának ábrázolási problémája

A szimmetriasíkokban történt metszetek rajzi szabályai sincsenek figyelembe véve. A szoftverek kizárólag a kitörést és a teljes metszetet ismerik, így írták meg a programot. Egyértelmű, hogy ezzel a két eszközzel is teljes mértékben megmutathatóak a kívánt részletek, de sok esetben sokkal nehezebben, és nagyobb papírigénnyel, mint kézi rajz esetén.

Általában véve a szoftverek nem ismerik azokat az eseteket, amikor bizonyos dolgokat nem metszünk, hogy elkerüljük a tömeghatást: csapokat, bordákat, küllőket hosszában (6. ábra).



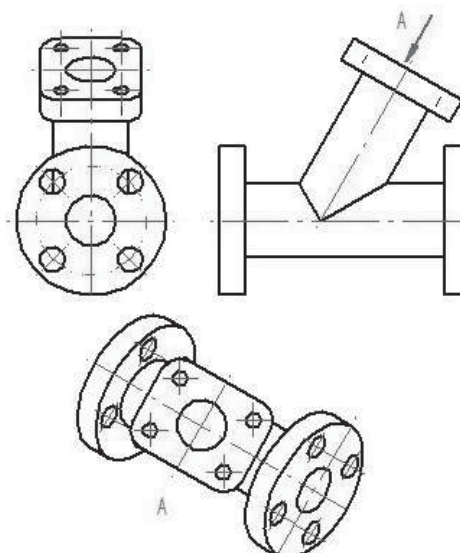
6. ábra: Tömör hengeres alkatrész metszés ábrázolási problémája



7. ábra: Bordás alkatrész metszés ábrázolási problémája

Külön probléma a fogaskerek metszése. Egyenes vagy ferde fog esetén a metszősík mindig a 3D modellt metszi. Gyakran alakul úgy a helyzet, hogy páratlan fogszám esetén az egyik oldalon fogfelület látszik, a másik oldalon pedig egy telibe metszett fogtest. Ferde fogazatnál ez fokozottan nehezíti a rajz megértését (3. ábra).

Nem szabványos síkra vett vetületek esetén nehézkes a furat középvonalak és lyukkörök rajzolhatósága. Általában a furat középvonalaknak követni kell a vetület két fő szimmetria irányát. Ez a legtöbbször nincs beprogramozva, a középvonalak a rajzlap vízszintes és függőleges irányát követik (8. ábra).



8. ábra: Középvonalak és lyukkör ábrázolási problémája

Amikor a hallgatók egyszerre tanulnak szoftveres és kézi rajzot, hajlamosak a szoftverben látottat kritika nélkül helyesnek elfogadni.

4. SZÁMÍTÓGÉPES RAJZI SZOKÁSOK ÉS KÉZI RAJZI SZABÁLYOK ÖSSZEHANGOLÁSA, VÁLTOZTATÁSI JAVASLATOK

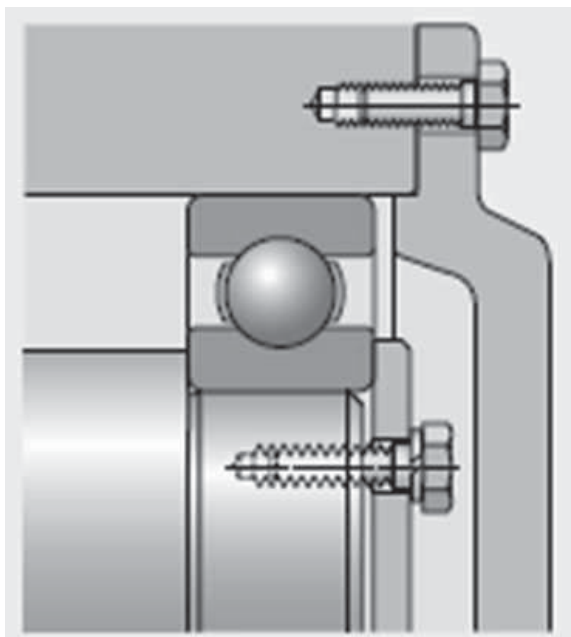
Ahhoz, hogy a rajzolt 2D dokumentációról az átállás a generált 3D dokumentációra ne jelent sen törést sem a tervezőnél sem a felhasználónál, ha kicsit késve is, de célszerű lenne ajánlásokat megfogalmazni a géprajzi szabványok átalakítására, valamint a CAD tervezőrendszerek fejlesztői számára. Az alábbiakban – saját tapasztalatokból kiindulva – a következő módosításokra teszünk javaslatot:

4.1. Színek alkalmazása

Javasoljuk a vonalvastagságok helyett ismét különböző vonalszínek alkalmazását. Ez 2D tervezőrendszereknél (pl.: AutoCAD) már régen működik. Felület sraffozás helyett, illetve alkatrészek megkülönböztetésénél javasoljuk a felületek eltérő színnel történő kitöltését a kontúrön belül.

4.2. Rajzi egyszerűsítések alkalmazása

Menetes alkatrész és borda esetén az egyszerűsített és valóság-hű ábrázolás egyaránt legyen elfogadott nézetben és metszetben. Az SKF magyarító ábráiban már évtizedek óta így szerepelnek a menetes alkatrészek (9. ábra).



9. ábra: Orsómenet és menetes furat ábrázolása valóság-hűen (SKF)

4.3. Javasolt módosítások CAD szoftver készítőik számára

A valóság-hű 3D ábrázolás és megjelenítés alapján generált képeken a megjelenítés lehetőleg egyszerűsített ábrázolással történjen (fogazatok, menetek, stb.). Bizonyos szoftverek (pl. Solid Edge) már rendelkeznek valamilyen szintű egyszerűsített ábrázolási lehetőséggel (menetek, fogazatok), de ez nem minden esetben felel meg a géprajzi szabványoknak.

Legyenek a metszetek, kitörések határai könnyebben definiálhatók, a határoló vonaltípusok könnyebben alakíthatóak.

Bordák és fogaskerekek hosszmetsetének generálása esetén javasoljuk azt a szabályt alkalmazni, hogy a fogazatok vagy borda nézetben látsszon, a metszősík helyétől függetlenül.

5. ÖSSZEFOGLALÁS

A 2D műszaki ábrázolás hagyományosan oktató szabályrendszerét a 3D CAD modellről történő 2D rajzgenerálás erősen erodálja. Cikkünkben a fő problémákat próbáltuk megvilágítani. Javasoljuk a kétféle rajzkészítési módszer szabályrendszerének harmonizálását a józan ész és a mai műszaki lehetőségek kihasználásának okán

6. IRODALOM

- [1] Lovas L. szerk.: Műszaki ábrázolás I. egyetemi BSc jegyzet, 2010. http://www.tankonyvtar.hu/hu/tartalom/tamop412A/0018_Muszeki_abrazolas_1/adatok.html
- [2] Company P., Contero M., Varley P. Aleixos N., Naya F.: Computer-aided sketching as a tool to promote innovation in the new product development process. Computers in Industry, vol. 60, pp592-603, 2009.

KÍSÉRLETEK AZ IPARIFORMA TERVEZÉS TERMÉKFEJLESZTÉSBE TÖRTÉNŐ BEKAPCSOLÁSÁRA

EXPERIMENTS TO INCORPORATE INDUSTRIAL DESIGN INTO THE PRODUCT DEVELOPMENT PROCESS

dr. Hegedűs József, a műszaki tudományok kandidátusa, c. egyetemi tanár

ABSTRACT

Alongside the culture of industrial design coexists the culture of form design. This latter one embraces a wide range of art forms and directions, starting from handicrafts. It appears that both strands of designs have been developing side by side during the past years and both are equally important. While industrial design is significant in the field of industrial manufacture, form design has a populist appeal in the field of small and craft industries. This lecture discusses the above mentioned points, the innovations of industrial design, and its incorporation into the product development process.

1. BEVEZETÉS

A termékvilág szakadatlanul változik, fejlődik. Mivel a TERMÉK jelentéstartalma szerint emberi igényeket elégít ki, fejlődése szorosan összefügg az emberi igények változásával. Ismertes, hogy az emberi igények változásának egyik fő oka a szokások szakadatlan változása. Ebben az életfolyamatban a hagyománynak és a megújulásnak egyaránt szerepe van.

A legújabb terméktervezési-előállítási-eladási gyakorlatban azt valljuk, hogy az emberi igényeket a termékek tulajdonságai, paraméterei elégítik ki, ezt nevezzük TERMÉKFUNKCIÓ-knak. Kutatásainkban és a gyakorlati termékfejlesztéseinkben a funkciók játsszák a fő szerepet, mivel az értékelemzés módszertanát alkalmazzuk.

Az értékelemzés tanítása szerint [1] a VEVŐ álmait, elképzeléseit, igényeit FUNKCIÓK-kal elégítjük ki. Ez önmagában absztrakciót jelent, mivel a funkciók

segítségével az absztrakt terméket fogalmazzuk meg. A funkciók elemeihez sorra valós ötleteket (megoldásokat) rendelünk. Az ötleteket kombinálva nagyszámú termékváltozathoz jutunk, amelyből nagy biztonsággal választhatjuk ki a legjobbat (az optimális értékkombinációt) [2]. Minden terméktervezési folyamatban – de különösen az ipari termék tervezésekor – a TEAM egyik meghatározó tagja az IPARIFORMA TERVEZŐ. Előadásunkban azt szeretnénk bemutatni, hogy miként lehet az ipariforma tervezőt leghasznosabban bevonni az értékelemzéssel segített terméktervezési folyamatba.

Már a bevezetőben leírjuk, hogy mit várunk ettől a lépéstől:

- növekszik a team- munka hatékonysága, főleg az 'ötlettermelés', ugyanis az ipariforma tervezőt emelkedett 'ötlet-készsége' eleve jellemzi,
- az ipariforma tervező a teamban szakadatlanul 'rajzolgat', vázlatokat készít, ez önmagában is emeli a team ötletadó készségét,
- a teamben kialakult versenyszellem az ipariforma tervezőt az eredményesség fokozására ösztönzi,
- az ipariforma tervező alkalmazása 2-3%-kal növeli az értékelemzéssel általánosan elérhető értékesességet.

Előadásunkban mindezekről rövid áttekintést kívánunk adni. A GÉPTERVEZŐK- és TERMÉKFEJLESZTŐK eddigi 29 Szemináriumán az értékelemzésről már többször, bővebben szoltunk, ezért itt az ipariforma tervezés részletesebb kifejtésére törekszünk.

2. AZ IPARIFORMA TERVEZÉS INNOVÁCIÓJA, ENNEK ELMÉLETI, GYAKORLATI HÁTTERE

Mindenek előtt összefoglaljuk az ipariforma tervezés, az ipariforma tervezési tevékenység innovációjának megvalósítását.

Az ipariforma tervező a terméktervezési team tagjaként tervezi meg az ipariforma tervezés által létrehozandó innovációkat. A vizuális kultúra, konkrétan az esztétika eszköz- és jelrendszerét alkalmazva megtervezi az adott termék esztétikai (érvényesülési) és használati értékeinek optimális arányát, ennek az arálynak a megvalósulását, megjelenítését.

Az ipariforma tervezés innovációja az egymáshoz szervesen kapcsolódó három folyamatban valósul meg:

- a terméktervezési folyamat során a használati-esztétikai értékarány megállapításában, új termék esetén ennek megtervezésében, a formaalkotó termékrészek esztétikai funkcióit hordozó elemek tervezésében,
- a termék-előállítás, a forgalmazás folyamatában a megtervezett esztétikai funkciók és a megtervezett formaalkotó elemek mozgatása (csomagolása), megóvása révén,
- a környezet-tervezésben: az általános-, a kulturális-, az ipari-, a tárgyi világ formálása, a formaalkotó elemek harmóniája, munkaesztétika stb. terén, a munka esztétikájának javításában, a vizuális jelrendszer fejlesztésében, az ipariforma tervezésben, továbbá a formakultúrát, a közízlést formáló hatásának fokozásában.

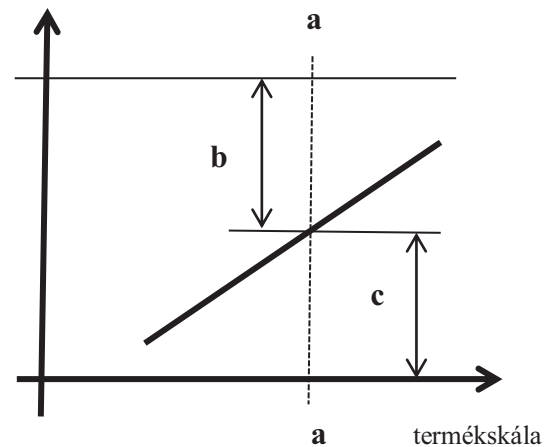
3. AZ IPARIFORMA TERVEZÉS BEKAPCSOLÁSA A TERMÉKTERVEZÉSI FOLYAMATBA

Elsőként a TERMÉK érvényesülésének lényegét mutatjuk be. Nem szorul bizonyításra, hogy ez minden terméknél előtérbe kerül, különösen a VEVŐI ÉRTÉK tartalmának mai értelmezése során (1. ábra).

Meggyőző bizonyítást nyert, hogy egy termék optimális esztétikai minősége az 'a' metszetben leolvasható b-c aránytól függ,

vagyis a metszetek nagyságával jellemezhető, mérhető (az úgynevezett 'design-érték'-re, ennek mérésére még visszatérünk).

használati + esztétikai
funkciók



b=használati funkciók területe

c= esztétikai funkciók területe

/Forrás:

D. Miles ötlete alapján a szerző szerkesztése/

1. ábra. A használati és esztétikai funkciók arányainak szemléltetése

Itt nem részletezzük, de kidolgozást nyertek a következő részfunkciók meghatározásai is (e helyen csak felsoroljuk ezeket) [3].

Az ipariforma tervezés részfunkció rendszere:

iparvállalati,	nevelési,
kreativitási,	környezetformáló,
termékformáló,	gazdasági,
technológia-formáló,	minőségformáló,
piaci,	hatékonyságnövelő,
jelleg- és arculat hordozó,	értékalakító,
iparesztétikai,	integráló stb.

Nem szorul bizonyításra, hogy a részfunkció rendszer elemeinek szempontjai mellett még a következő elemzések közül is választhatunk, ha a magyar nyelvű szinonimával kifejezett design-értéket kívánjuk meghatározni. Az elemzés csoportosítása az alábbiak szerint alakul:

Piaci információk szerint:

piaci növekedés, árhelyzet,	versenyszerkezet,
piaci részesedés, a piac vonzóereje,	jogi tényezők,
a piac szerkezete,	emberi tényezők,
társadalmi szempontok,	környezeti tényezők,
technika, technológia állása stb.	

A kiválasztott stratégiai szempontok szerint (ez lehet egy ágazat, vállalati egység, vállalati technológia stb.):
 tevékenységi egység mérete,
 tevékenységi egység növekedése,
 tevékenységi egység piaci részesedése,
 az eladók között elfoglalt pozíció,
 jövedelmezőség, fedezet,
 technológia, technológiai pozíció,
 image,
 személyzet szakmai színvonala,
 vertikális integráció mértéke,
 értékesítési rendszer színvonala stb.

Végezhetünk még elemzést például a következőkre:
 értékesítés volumenének alakulása, nyereség-hordozó egységek (termékcsaládok) meghatározása, gyenge egységek stratégiájának meghatározása, divizionális egységek jövedelmezőségének alakulása, tőkejövedelmezőség alakulása, termékminőség, marketingköltségek alakulása, optimális stratégia meghatározása stb.

A termékvilág egy másik metszetében a következő funkciókat találhatjuk: gazdasági, technikai, pszichológiai, szociológiai és dokumentáris funkciókat hordoz valamennyi termék. Az ipariforma tervezési tevékenységgel biztosítjuk azt, hogy a felsorolt funkciókat párosítjuk az ipariforma illetve az esztétikai funkciókkal. Ezt szemlélteti a 2. ábra

alapvető termékfunkciók	esztétikai	ergonómiai
gazdasági	=====	=====
technikai	=====	=====
pszichológiai	=====	=====
szociológiai	=====	=====
dokumentáris	=====	=====

/Forrás: szerző saját szerkesztése/

2. ábra Termékfunkciók 'házasítása'

Ezen a ponton érdemes bekapcsolnunk a value-management tanácsait (e helyen részletezés nélkül). Az ergonómiai funkciókat azért tüntettük fel az ábrán, mert az esztétikai-ergonómiai funkciók együtt szerepelnek. Az ipariforma tervező kompetenciái között az ergonómiai szempontok készségi készlete is jelen van. Másfelől ismert, hogy az ergonómiai-esztétikai funkciókat a legtöbb esetben „egy ceruzával kell berajzolnunk” (például: téralkotó, formaalkotó dimenzionális

összhangot biztosító látványelemek, ergonómiai mérnök stb.), a gyakorlatban ezek együtt jelennek meg.

Összefoglalva gondolatmenetünket azt kell rögzítenünk, hogy minden számítás alapja – ami a design-érték mérésére vonatkozik – az értékesség összefüggése lesz:

$$É = \frac{F}{Fk}$$
, ahol F a funkció (értéke), Fk a funkcióköltség (ez nem azonos az általánosan értelmezett költségekkel).

Ha az értékesség az egész termékre vonatkozik, akkor valamennyi funkciót figyelembe kell venni. Ha csak egy-egy funkcióra vagy funkció-csoportra, akkor természetesen az F és az Fk is a vizsgált funkció szerint alakul. Így jutottunk el a DESIGN-ÉRTÉK-hez [4].

4. ÖSSZEFOGLALÁS

A jelen négy oldalas tanulmány előadásunk tömörített változata. Az előadásban bemutattuk az ipariforma tervezés meghatározását. Megfogalmazzuk a DESIGN – innováció fogalma szerinti – definícióját, amelyet célszerű lenne a 2006-ban kiadott OSLO Kézikönyv [5] harmadik kiadásában közölt innováció-fogalmak közé beépíteni. Részletesebben szövegtünk az ipariforma tervezés terméktervezési folyamatba történő beépítéséről (3. ábra), amely nemcsak az ötletiparba való bekapcsolódásunkat szolgálná, hanem a napirenden lévő DESIGN-ÉRTÉK megfogalmazását is.

5. IRODALOM

- [1] Miles, D.L. Értékelemzés. Közgazdasági és Jogi Könyvkiadó, Budapest, 1973.
- [2] Hegedűs J.-Kő F.: Az értékelemzésre alapozott terméktervezés módszertana. Kecskeméti Főiskola, Kecskemét, 2001.
- [3] Hegedűs J.: Az ipariforma tervezés funkciója, helye az ipari termelésben. PRODINFORM Műszaki Tanácsadó Váll., Budapest, 1985.
- [4] Hegedűs J.: A DESIGN-ÉRTÉK meghatározása (a szerző kutatásai alapján készült tanulmány). Budapest, 2013.
- [5] Az Oslo Kézikönyv 3. kiadásának értékelése. Katona J., Magyar Innovációs Szövetség, Budapest 2006.

VASÚTI KERÉKPÁRTENGELY-CSAPÁGYAK NEMLINEÁRIS ELLENÁLLÁS NYOMATÉKÁNAK MÉRÉSI LEHETŐSÉGEI

METHODS OF MEASURING RAILWAY WHEELSET BEARINGS' NON-LINEAR RESISTANCE TORQUE

Hegedűs Ferenc^{}, Farkas Ajtony Béla^{*}, Leposa Norbert Krisztián^{*}, Dr. Lovas László^{**}*
** demonstrátor, ** egyetemi docens, BME, Járműelemek és Jármű-szerkezetanalízis Tanszék*

ABSTRACT. Energy efficiency improvement is an important task in the railway industry. A possible way is the decrease of the wheelset bearings' resistance. Several approximative methods are known in the literature for estimating this resistance. In this paper a new measuring method for wheelset rolling bearings' rolling resistance is presented. A test rig layout is proposed and data acquisition and treatment methods are described.

1. BEVEZETÉS

Vasúti járművek fordulójának tervezése során többszörösen visszatérő probléma a többtényezős menetellenállás-függvények meghatározása. Különösen a mai, egyre gyorsuló meneteknél kell jelentősebb figyelmet fordítani a fellépő ellenállásokat övező bizonytalanságok csökkentésére, mivel nagy sebesség mellett már igen komoly energiaveszteségekkel kell számolni.

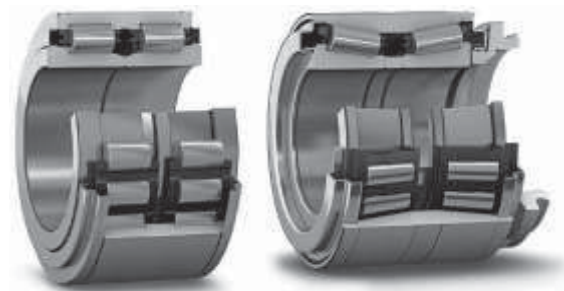
A sztochasztikusan változó - legtöbbször ismeretlen - paraméterektől függő valóságos ellenállások becslési bizonytalansága csökkenthető az üzemi paramétertartományon végzett mérésekkel. A veszteség-függvény lehető legpontosabb ismeretében optimálható a vonóerő jelleggörbe, minimalizálhatóak a veszteségek. A veszteségek egyik jelentős forrása a kerékpártengely csapágyaiban fellépő gördülési ellenállás. Itt a csapágy funkciója szerint közvetíti a járműszerkevény és a kerékpár között a jármű súlyát, a pályán tartáshoz szükséges terelőerőket illetve a kerék-sín kapcsolatban fellépő vonó és fékezőerőket. Ezek a nagy igénybevételek jelentős radiális és axiális terhelést jelentenek a csapágnak, amely ezért nagy belső súrlódással, azaz veszteséggel üzemel.

Ahhoz hogy egy adott jármű csapágyain meg lehessen határozni a keletkező veszteségeket, olyan mérési módszert kell alkalmazni, amellyel a nagy terhelésű csapágyak a teljes üzemi fordulatszám és terhelés tartományban

vizsgálhatóak. A méréssel kapott két paraméteres ellenállás-függvény jellegfelület ismeretében már elegendő pontossággal közelíthető a csapágy valós gördülési ellenállása.

2. AZ ELLENÁLLÁS NYOMATÉK MÉRÉSE A SZAKIRODALOMBAN

A szakirodalomban több módszer található csapágyak súrlódási veszteségének mérésére [1],[2]. Ezek a módszerek jellemzően kisméretű, kis terhelésű siklócsapágyak mérésére szolgálnak (N nagyságrend). A vasúti járművek kerékpártengely-csapágyai (1. ábra) egyrészt henger- és kúpörgős egységek, így a perselynél szereplő egyszerű súrlódásmérő módszerek itt nem használhatóak. Másrészt a terhelések és sebességek nagyságrendekkel nagyobbak (kN nagyságrend).



1. ábra. Vasúti keréktengely csapágyegységek [3]

A gördülőcsapágyak fordulatszám függvényében vett gördülési ellenállásánál erős nemlinearitás figyelhető meg [4], amely kezelésére a mérési módszernek alkalmasnak kell lennie.

A gördülőcsapágyak súrlódási nyomatékának analitikus meghatározására többféle módszer ismert. Ezek közül a legegyszerűbb a Coulomb-súrlódást meghatározó egyenlet, mely azonban jelentős elhanyagolásokat tartalmaz:

$$T = \mu \cdot \sqrt{F_{ax}^2 + F_{rad}^2} \cdot \frac{d_M}{2} \quad (1)$$

ahol T a csapágy súrlódási veszteség nyomatéka, μ a súrlódási együttható, F_{rad} a radiális, F_{ax} az axiális terhelőerő, d_M pedig a csapágy közepes átmérője. Az összefüggés szerint az súrlódási ellenállás nyomaték-függvény egyedüli változói a terhelő erők, így a képlet a valószínűleg létező fordulatszám függést nem veszi figyelembe. Ez az elhanyagolás jelentős, így a módszer alkalmazhatósága is erősen korlátozott: csak nagyon jó kenési körülmények, tömítés nélküli csapágyak, és kis terhelések (a maximális kb. 10%-a), és közepes fordulatszámok esetén használatos.

A napjainkban leginkább használatos számítási módszert az SKF mérnökei fejlesztették ki [5]. Az összefüggés a csapágyak egyes kontaktfelületein ébredő súrlódási nyomatékokat egyenként számítja, majd ezek összegeként határozza meg a veszteség nyomatékot:

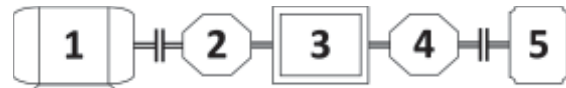
$$T = T_g + T_{cs} + T_t + T_{ke} \quad (2)$$

A teljes ellenállás nyomaték a modell szerint négy összetevőből áll, ezek a gördülési ellenállás (T_g), a mikrosúszásból adódó súrlódási ellenállás (T_{cs}), a tömítés és a csapágy közötti súrlódási ellenállás (T_t), valamint közegeellenállás (T_{ke}). Az egyes tényezők számításánál az SKF modell figyelembe veszi többek között a csapágyak geometriáját, a kenőanyag viszkozitását, a csapágy és tömítések közti súrlódási tényezőt, valamint a gördülési- és közegeellenállások fordulatszámfüggését is. Mindezek ellenére a felhasznált számítási módszerek még mindig túl nagy bizonytalansággal dolgoznak, aminek leküzdését tűztük ki célul az újfajta mérési eljárás kidolgozása során.

3. A MÉRÉS ELVE

A tervezett mérőberendezés elvi vázlatát a 2. ábrán látható. A 3 doboz tartalmazza az axiálisan és radiálisan egyaránt terhelte mérendő csapágyat. A behajtó fordulatszámot és nyomatékot az 1 motor biztosítja, a terhelést az 5 fék. A motor és a fék tengelykapcsolókon keresztül kapcsolódik a mérendő egységhez. A mérendő csapágy gördülési ellenállás nyomatéka a 2 és 4

nyomatékmérők által mért értékek különbségéből adódik.



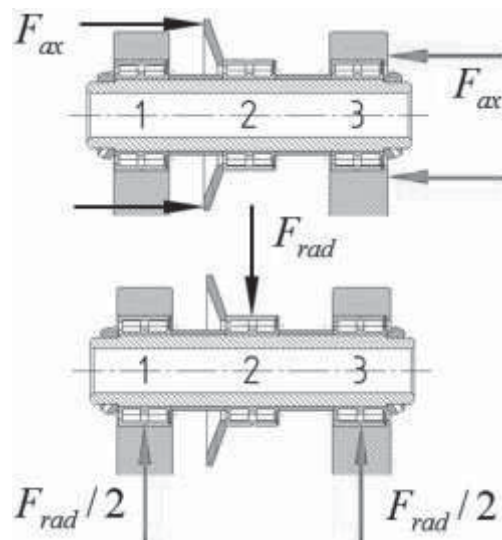
2. ábra. A mérőberendezés elvi vázlatát

Ha egy adott fordulatszámon forgó gördülőcsapágyat radiálisan és axiálisan egyaránt megterhelünk, a terheléseket a csapágyat tartó tengely megtámasztásain, további csapágyakon keresztül kell felvenni. A mért gördülési ellenállás tartalmazza az ezekben a támasztó csapágyakban ébredő, ugyanígy erő- és fordulatszám függő, ismeretlen, nem lineáris gördülési ellenállást is, azaz legalább a három csapágy összellenállását.

Hogy egyetlen csapágy gördülési ellenállását ki lehessen számítani a mért ellenállás nyomaték értékéből, célszerű a terhelte csapágyal megegyező csapágyakat alkalmazni a tartótengely megtámasztására (3. ábra), szimmetrikus elrendezésben két oldalon.



3. ábra. A tartótengely (3.) térbeli modellje



4. ábra. Csapágyterhelések szimmetrikus elrendezésű megtámasztás esetén

Ha középső csapágyat radiálisan terheljük, a két szélső egyenlő mértékben veszi fel a radiális terhelést. Így a három csapágy közül lesz kettő, amelynek a terhelése megegyezik (4. ábra).

Ha a középső csapágyat axiálisan terheljük, akkor az egyik támasztó csapágy veszi fel a teljes axiális terhelést. Így is lesz a három csapágy közül kettő, amelynek megegyezik a terhelése (4. ábra).

Tehát a rendszerben mindkét esetben megjelenik két egyforma terhelésű csapágy, melyek ellenállás nyomatéka azonos lesz.

4. A MÉRÉS KIÉRTÉKELÉSE

Ha az egyéb befolyásoló tényezőket (csapágy geometria, kenőanyag viszkozitás) állandó értékűnek vesszük, akkor egyetlen gördülőcsapágy ellenállás nyomatéka felírható a fordulatszám (n) valamint az axiális (F_{ax}) és radiális (F_{rad}) terhelések háromváltozós függvényeként. A teljes ellenállás nyomaték megadható egy terheléstől függő T_T , és egy terhelés független $T_{\dot{U}}$ ellenállás nyomaték összegeként:

$$T(F_{rad}, F_{ax}, n) = T_T(F_{rad}, F_{ax}) + T_{\dot{U}}(n) \quad (3)$$

A terhelésfüggő ellenállás nyomaték (T_T) a terhelő erők megszűnése esetén ($F_{rad}/2 = 0$, $F_{ax} = 0$) értelemszerűen zérus értéket vesz fel. Az ellenállás nyomaték számítására használatos szokásos eljárások (Coulomb-súrlódás, SKF módszer, Palmgren módszer [6]) ugyanilyen módon épülnek fel.

Az ismertett mérőelrendezés esetén a mérés eredményeként egy adott fordulatszám mellett ($n = const.$) a három csapágy veszteségnyomatékának összegét kapjuk.

Nulla külső terhelés esetén, ha a saját tömegből adódó terhelések jelentette csekély ellenállás-növekedéstől eltekintünk, a mérési eredmény (T_{M0}) a teljes ellenállás nyomaték terhelés független, azaz üresjáratú részét fogja szolgáltatni, azaz a 3 egyenlet figyelembe vételével:

$$T_{M0} = T_{\dot{U}1} + T_{\dot{U}2} + T_{\dot{U}3} = T_{\dot{U}}(n) \quad (4)$$

Ez az érték önmagában mérhető, ezért a továbbiakban ismertnek feltételezzük, és az egyenletekben ezt a tagot nem tüntetjük fel.

Tisztán axiális terhelés esetén az egyes csapágyak terhelései a 4. ábrán látható módon

alakulnak. A mérési eredmény a terhelés független rész kivonása után a következő:

$$T_{M,ax} = T_{T2}(0, F_{ax}) + T_{T3}(0, F_{ax}) \quad (5)$$

A csapágyak azonosak, így azonos terhelés esetén:

$$T_{T1} = 0; \quad T_{T2} = T_{T3} = T_T; \quad T_{M,ax} = 2 \cdot T_T \quad (6)$$

Az egy csapágyhoz tartozó axiális erő okozta ellenállás nyomaték ezáltal könnyen meghatározható:

$$T_T(0, F_{ax}) = \frac{T_{M,ax}}{2} \quad (7)$$

Tisztán radiális terhelés esetén az egyes csapágyak terhelései szintén a 4. ábrán láthatóak. A mérési eredmény a terhelés független rész levonása után a következőképpen alakul:

$$T_{M,rad,1} = T_T(F_{rad}, 0) + 2T_T\left(\frac{F_{rad}}{2}, 0\right) \quad (8)$$

A terhelőerőtől való nemlineáris függés miatt az egy csapágy F_{rad} terheléshez tartozó ellenállás nyomatékának meghatározásához további mérésekre van szükség. Végezzünk el egy N elemű mérés sorozatot úgy, hogy a terhelőerőt minden egyes újabb méréshez megfelezzük. Így például a második mérés eredménye az alábbi lesz:

$$T_{M,rad,2} = T_T\left(\frac{F_{rad}}{2}, 0\right) + 2T_T\left(\frac{F_{rad}}{4}, 0\right) \quad (9)$$

A terhelőerő felezését addig érdemes folytatni, amíg az alkalmazott terhelés esetében mért ellenállás nyomaték kellően nem közelíti a terhelés független veszteség értékét, hiszen ekkor a terhelés hatása minimálisra csökken. A kapott mérési eredményekből a következő alternáló összeg képezhető:

$$S_N = \sum_{i=1}^N (-1)^{i-1} \cdot 2^{i-1} \cdot T_{M,rad,i} \quad (10)$$

Az összeget kifejtve a következő összefüggést kapjuk:

$$S_N = +1 \left[T_T(F_{rad}, 0) + 2T_T\left(\frac{F_{rad}}{2}, 0\right) \right] - 2 \left[T_T\left(\frac{F_{rad}}{2}, 0\right) + 2T_T\left(\frac{F_{rad}}{4}, 0\right) \right] + 4 \left[T_T\left(\frac{F_{rad}}{4}, 0\right) + 2T_T\left(\frac{F_{rad}}{8}, 0\right) \right] \quad (11)$$

A kapott összegben a középső tagok rendre kiesnek, így az összeg csak egy rendkívül kis terhelőerőhöz ($F_{rad}/2^N$) tartozó veszteségyomatétkban tér el az általunk keresett, egyetlen csapágyhoz, F_{rad} terhelés esetén tartozó ellenállástól:

$$S_N = T_T(F_{rad}, 0) + (-1)^{N-1} \cdot 2^N \cdot T_T\left(\frac{F_{rad}}{2^N}, 0\right) \quad (12)$$

A már említett, gyakorlatban használatos modelleknek megfelelő, tehát valamilyen polinom alakú terhelésfüggést feltételezve ez az eltérés elhanyagolható, így a keresett érték a mérési eredményekből jó közelítéssel meghatározható:

$$T_T(F_{rad}, 0) \approx S_N \quad (13)$$

A módszer hibája tovább csökkenthető, az alábbi – az ismertett modellekre szintén érvényes – összefüggés figyelembe vételével:

$$2^{N-1} \cdot T_T\left(\frac{F_{rad}}{2^{N-1}}, 0\right) \approx 2^N \cdot T_T\left(\frac{F_{rad}}{2^N}, 0\right) \quad (14)$$

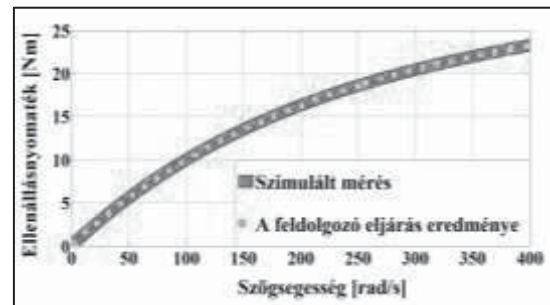
A hiba tovább csökkentése érdekében az egyenlet információtartalmát szem előtt tartva képezzük az N -edik és az $(N-1)$ -edik mérés után képzett S_N összegek számtani közepét:

$$A_S = \frac{S_N + S_{N-1}}{2} \approx T_T(F_{rad}, 0) \quad (15)$$

A (15) egyenlettel leírt átlagolás során tehát az eljárás hibája az S_N alternáló összegnél jelentkező – már egyébként is rendkívül kismértékű – maradéktagok különbségének felével megegyező, elhanyagolható értékre csökken.

Az 5. ábra az ismertett mérési adatfeldolgozó eljárás szimulációs eredményeit mutat-

ja. A sötét görbe a szimulált nyers mérési eredményeket mutatja, a világos pöttyök a feldolgozott értékeket. Látható, hogy a módszer hibája gyakorlatilag elhanyagolható mértékű.



5. ábra. A kiértékelő algoritmus

Kombinált axiális és radiális terhelések esetén a terhelés okozta ellenállás kiszámítása állandó értékű axiális terhelések mellett a radiális terhelések felezésével végzett méréssorozattal lehetséges.

5. ÖSSZEFOGLALÁS

A kidolgozott módszerrel lehetséges gördülőcsapágyak gördülési ellenállás nyomatékának gyors és pontos kimérése, széles radiális/axiális terhelés- és fordulatszám-tartományokban. Ebből egyszerűen számítható a vasúti járművek tengelycsapágyain keletkező veszteség. Az eddig állandónak vett tényezők hatása a kimért jellegfelületre tovább vizsgálható, amelyek segítségével a gördülési ellenállás fő okai feltárhatóak és a veszteségek tovább csökkenthetőek.

6. IRODALOM

- [1] B.S. Ünlü, E. Atik: Determination of friction coefficient in journal bearings. Mater. Design, vol. 28, pp 973–977, 2007.
- [2] J. Takabi M.M. Khonsari: Experimental testing and thermal analysis of ball bearings, Int J Tribol vol. 60, pp 93–103, 2013.
- [3] Handbuch Schienenfahrzeuge Band 1, SKF, 2012
- [4] Using a friction model as an engineering tool, Evolution - the business and technology magazine from SKF, 2006
- [5] SKF rolling bearings catalogue PUB BU/P1 10000/2 EN, 2013
- [6] J. Brandlein, P. Eshmann, L. Hasbargen, K. Weigand (1999); Ball and roller bearings, Theory, Design and Application, West Sussey P0191UD, England

NUMERIKUS ELJÁRÁSOK ALKALMAZÁSA PLM RENDSZEREK- REK BEN

APPLYING OF NUMERICAL ALGORITHMS IN PLM SYSTEMS

Hegedűs György, egyetemi docens
Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Intézeti Tanszéke

ABSTRACT

This article presents a numerical method based collision avoidance between the toolholder (quill) and workpiece on ball nut grinding in CAD environment. Beside the collision avoidance the procedure is capable of the determination of proper grinding angle with the prescribed safety gap between the toolholder and work piece. Maple mathematical software will be used for the numerical computations with Newton-Raphson, Broyden, and built-in Maple fsolve command. The assembly model of manufacturing environment were prepared with Siemens PLM NX system. The interoperating between the assembly model of CAD system and the mathematical software (parameter transfer and retrieving) were performed by Maple NX CAD package. The procedures were analysed for different tool holder and ball nut dimensions, results demonstrate that it is possible to perform accurate manufacturing parameters specification in interactive way.

1. BEVEZETÉS

Az ütközési és érintkezési feltételek meghatározása különböző testek között alapvető feladat a számítógépi grafikában vagy szimulált környezetben, mozgáspálya tervezésben, robottechnikában, szerszámgépeknél és különböző mechanizmusoknál. A mozgás pályatervezés a leggyakrabban előforduló feladat a robotikában és az ütközésfelügyelettel meghatározhatók a potenciális ütközési pontok a robot manipulátor vagy megfogó és a robotcellában elhelyezkedő tárgyak között. Habár teljes megoldás nem áll rendelkezésre a mozgás tervezésekor az ütközés elkerüléséhez, azonban gyakran alkalmazható az ütközések érzékeléséhez és lehetőséget ad arra, hogy a robotot az aktuális ütközési pont előtt megállítsuk, és a tárgytól eltávolítsuk. A legtöbb CAD/CAM rendszerben alkalmazott szoftver megoldások csak korlátozott lehetőségeket biztosítanak a felhasználók számára. A GAMMA (*Geometric Algorithms for Modeling, Motion*

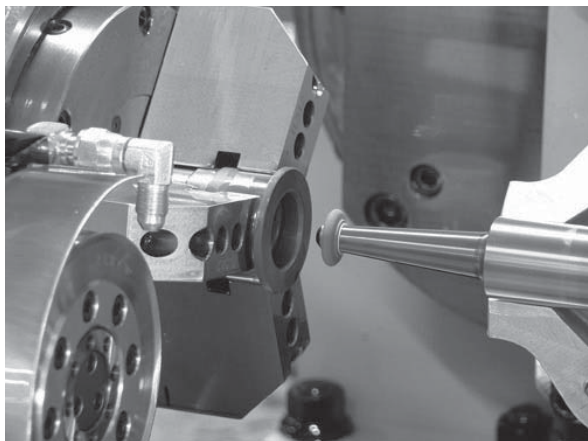
and Animation) kutatócsoport évek óta fejleszt különböző célokra alkalmas ütközés érzékelő alkalmazásokat. Ilyenek például az *I-COLLIDE* konvex poliéderekhez, *CULLIDE* komplex modellek között és a *V-COLLIDE* a sokszög testeknél [1,2]. A rugalmas testek közötti ütközés érzékeléséhez szintén rendelkezésre állnak különböző algoritmusok és szoftver csomagok [3-5]. Nagyméretű CAD összeállítási modellek – melyek több ezer geometriai primitívet tartalmaznak – hatékony interferencia érzékelő eljárás szükséges [6]. Az ütközés érzékelés igen fontos területe a CNC megmunkálási folyamatoknak és a szerszám-munkadarab környezetének, számos módszert dolgoztak ki a probléma megoldására, mint például a felületek tulajdonságait vizsgáló módszer, a konvex burkon alapuló módszer, vektor alapú távolságok meghatározásának módszere, befoglaló hasáb módszer [7-9].

2. GOLYÓSANYA MEGMUNKÁLÁSA

A gótikus körívprofilú golyós-menetes mozgásátalakító mechanizmusokat széleskörűen alkalmazzák a szerszámgépekben. A nagy-menetemelkedésű golyósorsók iránti igény a mellékidők csökkentése következtében az utóbbi években megnőtt. Ezeket a golyósorsókat általában alakos köszörülő szerszámokkal munkálják készre, ahol a szerszámot az előzőleg meghatározott profillal alakítják ki [10], ultraprecíziós golyósorsóknál befejező műveletként leppelési eljárást is alkalmazhatnak [11]. Újszerű gyártástechnológiai megoldásokat is kidolgoztak, ahol keménysztergálással állítják elő a kívánt golyósanyát [12,13].

Hagyományos köszörülési eljárásokkal a munkadarab belső menetfelületét – profilos abrazív szerszámokkal – furatköszörűgépen munkálják meg. Nagymenetemelkedésű golyósanyáknál a szerszám tengelye nem dönthető be az ideális menetemelkedési szögre, az ütközés elkerülése érdekében a korongdöntési szöget csökkenteni kell. A korongdöntési paraméter változása hatással van az alakos szerszámprofilra

az alámetszés miatt, ezért a szerszámprofilot módosítani kell [14].



1. ábra. Belső menetfelület köszörülése CNC szerszámgepen

Az alámetszés problémája a különböző fogaske- rék- és csigahajtásoknál régóta ismert, a megoldásra többféle módszert is kidolgoztak [15-17]. A teljes – ütközés nélküli – megmunkálási folyamat alatt beállított korongdöntési szöget numerikus módszerekkel határozzuk meg, és a kapott eredményeket CAD rendszerben szimultán ellenőrizzük.

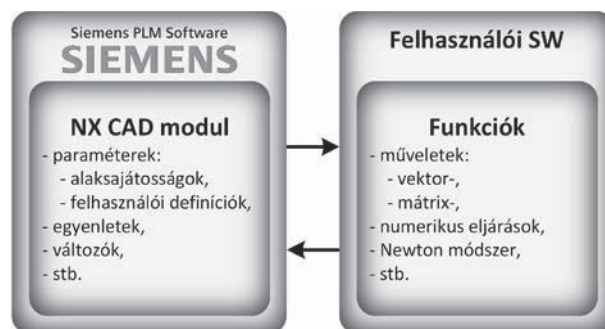
3. NUMERIKUS ELJÁRÁSOK IMPLEMENTÁCIÓJA

Nemlineáris egyenletek és egyenletrendszerek megoldására több eljárás ismert (zárt- és nyílt módszerek), egyenletrendszereknél vagy többszörös gyököknél a hatékonyabb nyílt eljárásokat alkalmazzák. Ezek közül az egyik legismertebb a *Newton* módszer. Előnye, hogy olyan feladatoknál is hatékonyan alkalmazható, ahol a zárt módszerek nem találnak megoldást, valamint konvergenciája kvadratikussá, hátránya, hogy szükség van az egyenlet, vagy egyenletrendszer első deriváltjára is. A függvény deriváltjának analitikus meghatározása nem minden esetben könnyű és számításgépes feladat, ekkor a közelítő deriváltat a függvény pontjában annak érintőjével helyettesítjük, ekkor azonban a konvergencia sebesség csökkenhet (az iterációk száma növekszik). A numerikus számítások implementációja több módon is megoldható, a következő alfejezetekben ezt vesszük sorra.

3.1. Implementáció felhasználói programmal

A legtöbb számítógépi tervezést támogató szoftver lehetőséget ad a felhasználó által – különböző programozási nyelveken (pl. *C/C*, *C++*, *VB*, *Java*) – megírt programok alkalmazására a CAD rendszerben. Így gyakran ismétlődő feladatok, vagy nagyméretű adatok feldolgozásával végre-

hajtandó feladatok könnyen automatizálhatók. A felhasználói program a CAD rendszer adatait, paramétereit, egyenleteit feldolgozva elvégzi a numerikus számításokat és eljárásokat, majd a kapott eredményeket a CAD rendszerben érvényesíti (lásd 2. ábra).

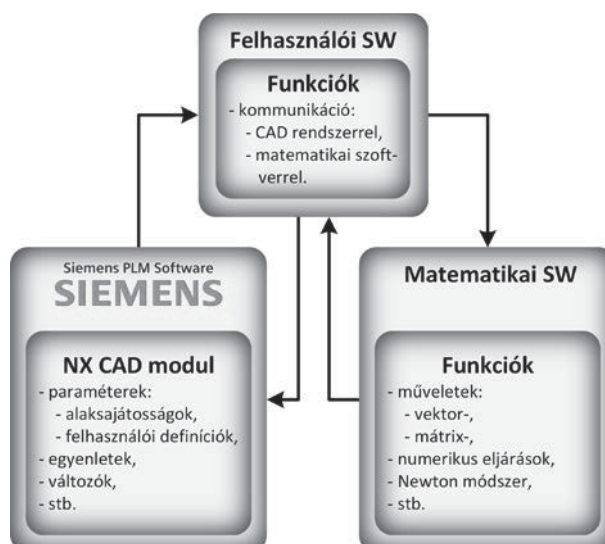


2. ábra. CAD rendszer és felhasználói szoftver együttműködése

Hátránya ennek a megoldásnak, hogy a minden mátrix-vektor számítást, numerikus eljárást és a programok közötti adatcserét a felhasználónak kell definiálnia (magas szintű matematikai és programozói tudás szükséges).

3.2. Implementáció harmadik fél programjával

A magas szintű vektor-mátrix műveletek, matematikai számítások, numerikus eljárások programozásának elkerülésére használhatunk harmadik fél által programozott matematikai csomagokat és függvénykönyvtárakat. Ekkor a felhasználó által létrehozott program csak a kommunikációt valósítja meg a CAD rendszer és a matematikai szoftver között (lásd 3. ábra).

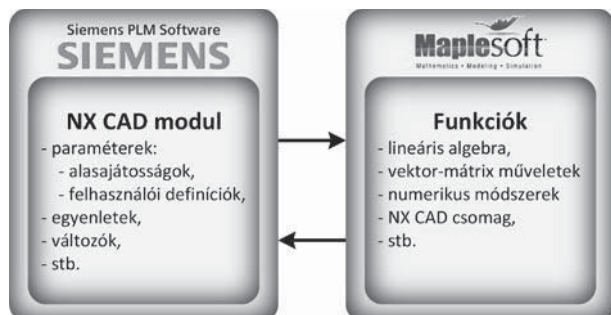


3. ábra. Együttműködés a CAD rendszer, a felhasználói- és a matematikai szoftverek között

Hátránya az ilyen megoldásnak, hogy a szoftverek közötti kommunikáció megvalósításához magas szintű programozói tudás szükséges.

3.3. Maplesoft Maple NX CAD csomag

Piacvezető integrált CAD rendszerek támogatják bizonyos matematikai szoftverek integrációját, mint például a PTC/Creo a PTC MathCAD szoftvert, a Siemens PLM NX a Maplesoft Maple matematikai szoftvert. Az ilyen megoldásokkal a mérnökök és kutatók bonyolult matematikai és numerikus számításokat végezhetnek a matematikai alkalmazásokkal és az eredményeket ellenőrizhetik a CAD rendszerben a fejlesztési fázisban (lásd 4. ábra).



4. ábra. Együttműködés a CAD rendszer, a felhasználói- és a matematikai szoftverek között

A fontosabb előnyei ennek a megoldásnak:

- a felhasználók a CAD modell paramétereit átvéve optimalizálhatják azokat és a felülvizsgált adatokkal frissíthetik a CAD modellt a Maple környezetben,
- a csomag lehetővé teszi a gyors és interaktív adatmegosztást a programok között, bonyolult programozás nélkül,
- lehetőséget biztosít a CAD rendszer paramétereinek tallózására,
- a programozói nyelv és a beépített Maple API parancsok lehetővé teszik a felhasználóknak, hogy egyedi programokat hozzanak létre különböző feladatok megoldására (pl. optimalizálás).

4. ALKALMAZÁSI PÉLDÁK

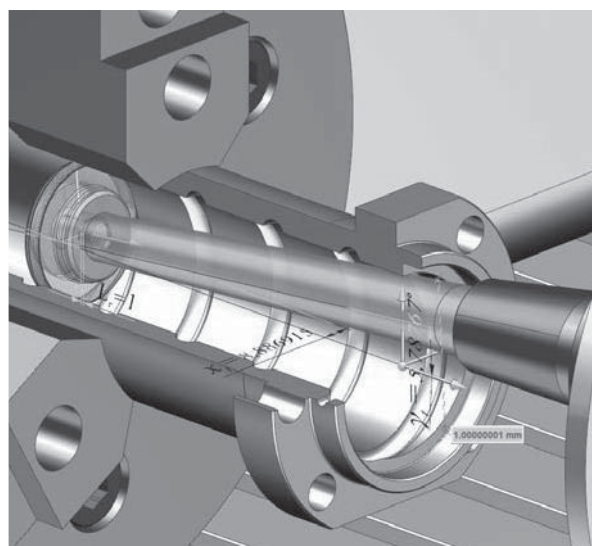
A Siemens PLM rendszer és a Maple CAD csomag hatékony működésének vizsgálatát szerszám-munkadarab ütközés elkerülésénél vizsgáltuk. A példákban különböző méretű munkadarabok és az azokhoz előzőleg meghatározott méretű szerszámok közötti távolságok egyértelmű megadása volt a cél. A feladat megoldása két felület közötti minimális távolság meghatározására vezethető vissza, ahol a távolság minimuma egy általunk megadott érték. A szerszám és a munkadarab felületeit megvizsgálva megállapítható, hogy a keresett távolság meghatározása két kvadratikusan felület távolságának minimumával egyenlő. A feladatok közelítő megoldását a klasszikus Newton-módszer, a Broyden-módszer

numerikus eljárásokat és a beépített Maple *fsolve* parancsot alkalmazva állítottuk elő. A Newton- és Broyden módszerek alapjai és implementációja a [18] irodalomban részletesen megtalálható. Az *fsolve* parancs lebegőpontos aritmetikát használ az egyenlet, vagy egyenletrendszer közelítő megoldásának előállításához. A parancs első közelítésben a többdimenziós Newton-módszert alkalmazza, azonban ha ez nem vezet eredményre, akkor a közelítő megoldást a többdimenziós szelőmódszerrel állítja elő [19]. A példákban alkalmazott munkadarab és szerszám méretei az 1. táblázatban találhatóak, ahol D_3 a golyósanya belső átmérője, L_m a menet hossza, D_{02} a golyóközépponti átmérő, R_{pr} a profilsugár, c a körívek középpontjai közötti távolság, D_w a golyóátmérő.

1. táblázat. Munkadarab és szerszám méretek

	D_3	L_m	D_{02}	R_{pr}	c	D_w
1	34	60	32,71	2,68	0,25	5
2	43,5	90	41,69	3,77	0,28	7,144
3	42	100	39,47	3,38	0,255	6,35
4	54	133	51,69	4,22	0,264	8
	b_{sz}	D_k	d_k	d_{szl}	D_{szl}	l_{\triangleleft}
1	7	26,5	12	12	12	-
2	10	37	12	14	16,5	100
3	10	31,5	12	14	16,5	100
4	12	42	12	14	20	140

A szerszámnál b_{sz} a szélesség, D_k ; d_k a korong nagy és kis átmérője, d_{szl} ; D_{szl} a szár kis és nagy átmérője, l_{\triangleleft} a kúp hossza.



5. ábra. Maple számítások eredményeinek vizuális megjelenítése Siemens NX rendszerben

Az 5. ábra egy 50x30 méretű golyósanya és egy kúpos felületű szerszámszár ütközés elkerülésének eredményét mutatja, ahol a minimális biztonsági távolság 1mm.

5. SUMMARY

Collision avoidance is an important part of the manufacturing design process. In case of profiled internal grinding tools the toolholder axis has to be tilted on high threaded ball nuts to avoid the collision. This modification effects on the tool profile, the higher deflection of the tilt angle from the optimum, the higher modification is required. The method was presented applied numerical approximations to find minimum distances. The computed parameters in mathematical software were updated immediately in CAD system, due to the associativity of part model parameters designers can check and modify it in the design process if required, before the determination of the final tool profile parameters.

6. KÖSZÖNETNYÍLVÁNÍTÁS

A kutatás a TÁMOP 4.2.4.A/2-11-1-2012-0001 Nemzeti Kiválóság Program című kiemelt projekt keretében zajlott. A kutatáshoz előzményként kapcsolódik a Miskolci Egyetem stratégiai kutatási területén működő, Mechatronikai és Logisztikai Kiválósági Központ keretében, a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt. A projekt az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

7. IRODALOM

- [1] J. D. Cohen, M. C. Lin, D. Manocha, M. Ponamgi, "I-COLLIDE: An interactive and exact collision detection system for large-scale environments," in Proceedings of the 1995 Symposium on Interactive 3D Graphics, 1995, p. 189–ff.
- [2] T. C. Hudson, M. C. Lin, J. Cohen, S. Gottschalk, D. Manocha, "V-COLLIDE: Accelerated collision detection for VRML," in Proceedings of the Second Symposium on Virtual Reality Modeling Language, 1997, p. 117–ff.
- [3] N. K. Govindaraju, I. Kabul, M. C. Lin, D. Manocha, "Fast continuous collision detection among deformable models using graphics processors," *Comput. Graph.*, vol. 31, no. 1, pp. 5–14, 2007.
- [4] A. Sud, N. Govindaraju, R. Gayle, I. Kabul, D. Manocha, "Fast proximity computation among deformable models using discrete Voronoi diagrams," *ACM Trans. Graph.*, pp. 1144–1153, 2006.
- [5] M. Tang, D. Manocha, S.-E. Yoon, P. Du, J.-P. Heo, R.-F. Tong, "VolCCD: Fast continuous collision culling between deforming volume meshes," *ACM Trans. Graph.*, vol. 30, pp. 111:1–111:15, 2011.
- [6] A. Wilson, E. Larsen, D. Manocha, M. C. Lin, "IMMPACT: Partitioning and handling

massive models for interactive collision detection," in of Eurographics, 1999, pp. 319–329.

- [7] J. Basch, J. Erickson, L. J. Guibas, J. Hersberger, L. Zhang, "Kinetic collision detection between two simple polygons," *Comput. Geom.*, vol. 27, no. 3, pp. 211–235, 2004.
- [8] J. Ketchel, P. Larochelle, "Collision detection of cylindrical rigid bodies for motion planning," in Proceedings 2006 IEEE International Conference on Robotics and Automation, 2006. ICRA 2006., 2006, pp. 1530–1535.
- [9] Y. Wang, Y.-J. Hu, J.-C. Fan, Y.-F. Zhang, Q.-J. Zhang, "Collision detection based on bounding box for NC machining simulation," *Phys. Procedia*, vol. 24, Part A, no. 0, pp. 247–252, 2012.
- [10] H. Harada, T. Kagiwada, "Grinding of high-lead and gothic-arc profile ball-nuts with free quill-inclination," *Precis. Eng.*, vol. 28, no. 2, pp. 143–151, 2004.
- [11] D. S. Guevarra, A. Kyusojin, H. Isobe, Y. Kaneko, "Development of a new lapping method for high precision ball screw (1st report)-feasibility study of a prototyped lapping tool for automatic lapping process," *J. Int. Soc. Precis. Eng. Nanotechnol.*, vol. 25, no. 1, pp. 63–69, 2001.
- [12] B. Alexander, "Hard Thread Turning Shortens The Process Chain," *Fabr. Metalwork. F M.*, vol. 13, no. 3, pp. 32–34, 2014.
- [13] Csáki, T., Makó, I., Kiss, D., "Nagy menetemelkedésű golyósanya CNC esztergán történő megmunkálási lehetőségeinek vizsgálata", *GÉP* 63:(3) pp. 19-22, 2012.
- [14] G. Hegedűs, G. Takács, "Tool profile generation by boolean operations on ball nuts," *Key Eng. Mater.*, vol. 581, no. 2014, pp. 462–465, 2014.
- [15] F. L. Litvin, *Gear Geometry and Applied Theory*. 2004, p. 801.
- [16] I. Dudás, S. Bodzás, Z. Mándy, "Solving the pitch fluctuation problem during the manufacturing process of conical thread surfaces with lathe center displacement," *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 69, no. 5–8, pp. 1025–1031, 2013.
- [17] L. Dudás, "Modelling and simulation of a new worm gear drive having point-like contact," *Eng. Comput.*, vol. 29, no. 3, pp. 251–272, 2013.
- [18] W. H. Press, S. A. Teukolsky, W. T. Vetterling, B. P. Flannery, *Numerical Recipes 3rd Edition: The Art of Scientific Computing*, 3rd ed. New York, NY, USA: Cambridge University Press, 2007.
- [19] A. Heck, *Introduction to Maple*. New York: Springer, 2003.

KÁDLIFT KONCEPCIONÁLIS TERVEZÉSE

SYSTEMATIC DESIGN OF A BATH LIFT

Dr Horváth Péter, Hajdu Flóra, Dr Rácz Péter

ABSTRACT

Population is getting older and older and having bath is sometimes difficult for old and fat people. This paper presents some details of the design process of a bath lift. This construction differs from the known solutions because it solves the problem of getting in and out of the bath thanks to the systematic design methodology.

1. BEVEZETÉS

A népesség várható élettartama egyre növekszik. Hazánkban 2008 elején a népesség 22%-a, 2 millió 194 ezer ember volt 60 év feletti. Egy, az Idősek Akadémiájának 2010-es, az idősek magyarországi helyzetére vonatkozó összeállítása szerint Magyarországon a 65 éven felüli férfiak és nők várhatóan csupán 30–40%-a számíthat hátralévő életéveiben korlátozásmentes évekre, ellenben a 60 év feletti személyek 65%-a, azaz 1.426.000 ember nagy valószínűséggel érintett lesz a mozgását korlátozó élethelyzetben. Az emberhez méltó, szép idősor biztosítása a társadalom fontos feladata.

Jelenleg minden negyedik háztartás csak időskorú személyekből áll, ezen belül közel 150 ezer az olyan háztartás, ahol 80 év feletti ember él egyedül. Sajnos a betegségek száma és súlyossága az életkor előre haladtával egyre növekszik. A mozgásszervi betegségek, valamint az ezzel gyakran párosuló elhízás nagyon megnehezíti az idősek tisztálkodását. A Széchenyi István Egyetem Mechatronika és Gépszerkezettan Tanszékén fejlesztett kádlift tervezésének fontosabb lépéseit mutatjuk be ebben a tanulmányban.

2. LÉTEZŐ MEGOLDÁSOK

A fejlesztés első lépéseként célszerű áttekinteni a piacon létező megoldásokat (1. ábra).

Az egyik elterjedt megoldás a fürdőkádba helyezhető, motoros mozgatószék. A szerkezet egyszerű, ám nem oldja meg a kádba való be- és kiszállás problémáját, mely a csúszásveszély miatt

különösen balesetveszélyes. Mozgáskorlátozottak számára a láb áttemelése a kád peremén szinte megoldhatatlan feladat. A hasonló egyszerű szerkezetek (víznyomással felfújható ballonok, valamint a kádon keresztbe kifeszített heveder) szintén nem nyújtanak megoldást a kádból való kiszállásra.

A lényegesen bonyolultabb, falra, illetve mennyezetre rögzített vezetékkel rendelkező berendezések az emelésen kívül a kádba juttatást is megoldják. Előnyük, hogy nem foglal el helyet sem a padlón, sem a kádból, azonban ezek a megoldások csak prémium kategóriás kórházakban jöhetnek számításba.

Léteznek továbbá mobil, villástargoncához hasonló emelőszerkezetek is, melyek akár az ágyból is képesek a kádba juttatni a rászoruló személyt. Elsősorban kórházakban,



1. ábra: Létező megoldások kádba való beemeléshez [1],[2],[3]

idősek otthonában jöhetnek számításba, ahol elegendő mozgástér áll rendelkezésre a szerkezet számára és kiépített infrastruktúra, emelt kád áll rendelkezésre.

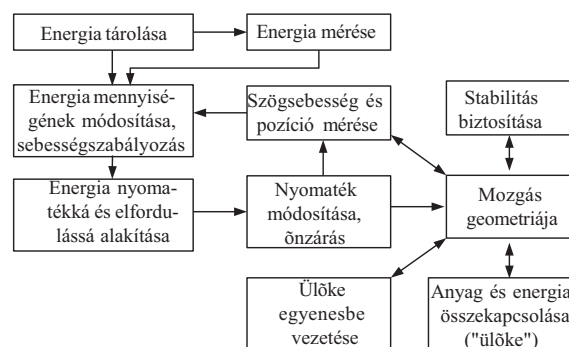
Az ismertett fűrdőkádliftetek tehát vagy nem támogatják a kádba való bejutást, vagy túlságosan bonyolultak és költségesek.

Célunk tehát egy olyan közbülső megoldás keresése, mely utólagosan beépíthető egy átlagos méretű fűrdőszobába és külső segítség nélkül is lehetővé teszi a biztonságos kádba való jutást - mindezt a hazai viszonyok között megfizethető áron.

3. KÖVETELMÉNYEK

A követelményjegyzék kidolgozása során a berendezés működésével szemben támasztott követelmények közül először tekintsük át a mindenképp teljesítendő feladatokat. Célunk egy legfeljebb 80 kg tömegű személyt ülő, vagy fekvő helyzetből a kádba juttatni, illetve onnan kiemelni emberi közreműködés nélkül, körülbelül 30 másodperc alatt. A vízzel érintkezésben lévő szerkezetek legfeljebb 12V feszültségről üzemeltetők, ezért a villamos energiát akkumulátornak kell biztosítani. Ki kell zárni azonban annak a lehetőségét, hogy az akkumulátor emelés közben merüljön le, és az emelt személy például a felső holtponthoz maradjon. A berendezést tehát csak abban az esetben lehessen elindítani, ha az akkumulátor töltöttségi szintje megfelelő. A berendezés irányítását illetően számos további követelményt kell kielégíteni. A berendezés be- és kikapcsolását olyan távirányítóval kell megoldani, melynek nyomógombját állandóan nyomva kell tartani működés közben. A pozíció mérésével kapcsolatos feladat a véghelyzetek érzékelése, megakadályozva az ülőke kád aljába való ütközését, ha a kezelő nem állítaná le időben a mozgást. Szintén az irányító egység feladata a mozgatás sebességének állandó értéken tartása, hiszen e nélkül emeléskor a teher mozgása lassabb, süllyesztéskor viszont gyorsabb lenne. A motor jellemzőit is át kell alakítani, mivel a lift mozgása a biztonságérzet fokozása és a teljesítményigény csökkentése érdekében lassú. A személy kádba történő juttatása ellenben lassú és igen nagy (kb. 310 Nm) nyomatékot igényel. A mozgás átalakítónak célszerűen önzárónak kell lenni, kizárva ezzel annak lehetőségét, hogy egy villamos hiba az éppen emelt személy lezuhanását okozza. A személy ülőkén való biztonságos rögzítésére, illetve az ülőke emelés közbeni oldalirányú lengéseinek kiküszöbölésére szintén gondot kell fordítani. Nem mellékes követelmény a szerkezet

állékonyosságának biztosítása, a kényszerek helyes megválasztása annak érdekében, hogy az emelt személy súlypontja semmilyen körülmények között se kerüljön kívül az alátámasztási pontokon. A fontosabb feladatokat és azok kapcsolatát a funkció struktúra tartalmazza [4] (2. ábra).



2. ábra: A kádlift funkcióstruktúrája

Az alapvető követelmények kielégítésén kívül számos egyéb elvárásnak is eleget kell tenni a szerkezetnek, úgymint könnyű telepíthetőség a legkülönbözőbb kádakhoz és fűrdőszobákhoz, ergonomikus kialakítás, tetszetős kivitel, könnyű tisztíthatóság, nedvesség és párasodás elleni védelem, gazdaságosság, stb.

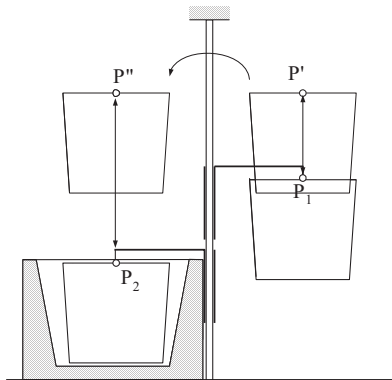
Az egyes részfunkciókat teljesítő megoldások keresését területi korlátok miatt nem tárgyaljuk, csupán a mozgásrendszer unikális geometriájával és a hajtásrendszerrel foglalkozunk részletesebben.

4. A MOZGÁSRENDSZER LEHETSÉGES MEGOLDÁSI VÁLTOZATAI

Az ülőkét egy $P_1(x_1, y_1)$ koordinátájú pontból egy $P_2(x_2, y_2)$ pontba kell mozgatni, miközben a kád szélét, mint akadályt ki kell kerülni, hogy se az ülőke sarka, se az emelt személy lábfeje ne ütközzön a kád peremébe.

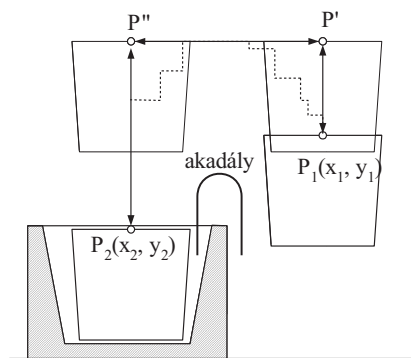
Egy oszlopos emelő képes megoldani a feladatot, amennyiben biztosítjuk, hogy a felső holtponthoz az ülőke el tudjon fordulni az oszlop hossz tengelye körül 180 fokkal (3. ábra). Az ülőke egy hengerpalást mentén mozog. A szerkezet tartó oszlopot célszerűen az aljathoz és a mennyezethez lehetséges rögzíteni. A mozgatáshoz két hajtásrendszer szükséges, egy az emeléshez, egy a fordításhoz. További hátrányos tulajdonsága a megoldásnak, hogy az emelt személy háttal ül az emelés kezdetén,

valamint a pálya felső pontján történő fordítás bizonytalanság érzetet, szédülést okozhat.



3. ábra: Kádlift oszlopos emelővel

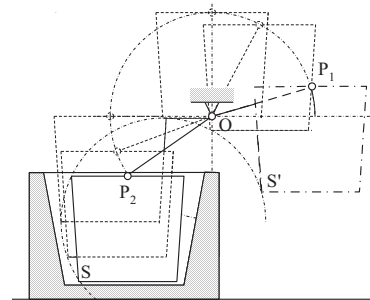
Az ülőke, mint tömegpont, síkban is mozgatható. Ekkor a test két koordinátájának összehangolt változtatásával tetszőleges görbe mentén mozgathatjuk a testet. Célszerű egy x és egy y irányú mozgást létrehozni. Az ülőke rögzítési pontjának mozgása történhet „vonalsan”, a P_1 - P' - P'' - P_2 útvonalon, vagy a két mozgáskomponens finomabb összehangolásával lépcsős vonalban is (4. ábra). Bármelyik megoldást választanánk is, két hajtásrendszert kellene alkalmazni. A két vezeték a falhoz rögzíthető, amennyiben elegendő hely és teherbíró fal áll rendelkezésre. Ellenkező esetben a szerkezet stabil rögzítése komoly kihívást jelenthet.



4. ábra. Mozgatás két vezeték mentén

A törtvonalú pálya finomítása vezet el a könnyen megvalósítható körpálya menti mozgatáshoz (5. ábra). Alkalmasan megválasztott forgáspont (O) körüli mozgattal az ülőke egyetlen hajtásrendszerrel juttatható a P_1 pontból a P_2 pontba, mely egyúttal a megoldás legnagyobb előnye. A kompakt felépítésű szerke-

zet kevés helyet vesz el a környezetből. Hátrányaként a stabil rögzítés megoldásának viszonylagos nehézsége, valamint az emelés magasságának korlátozott volta említhető.



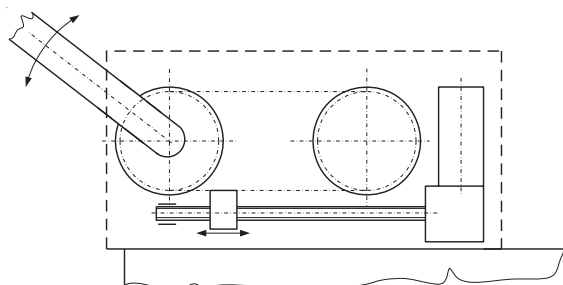
5. ábra. Mozgatás körpályán

A továbbiakban nem részletezzük az elméletileg még számításba jöhető állandó, vagy változó hosszúságú karos mechanizmusokat, mivel a külpontos terhelés miatt a mozgás síkjára merőleges irányban a karos szerkezetek merevsége nem megfelelő. A megoldásváltozatok közül a körpályás mozgattás került kiválasztásra költség, bonyolultság, megbízhatóság és helyigény szempontjainak figyelembe vételével.

5. A HAJTÁSRENDSZER

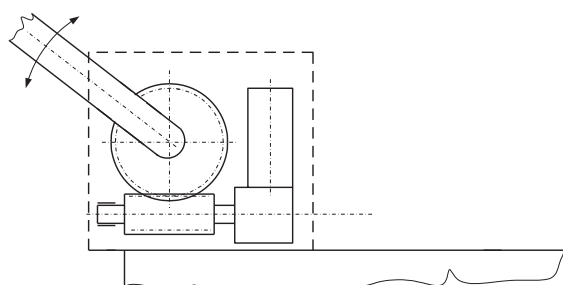
A hajtásrendszer tekintetében szintén számos megoldás közül választhatunk. A mozgattandó személy tömegét 80 kilogrammban maximálva, a geometriai vizsgálatokból adódó 380mm hosszú hajtókarral számolva a kifejtendő maximális forgatónyomaték 304 Nm. Kiindulási adottságként elfogadjuk, hogy az elérhető áron beszerezhető 12V tápfeszültségű, csigahajtóműves DC motor kimenő üzemi fordulatszáma 30 ford/perc, nyomatéka pedig 27 Nm. A követelményekben rögzítettük, hogy a szerkezet karja fél perc alatt tesz meg a kb. fél fordulatot az emelés kezdetétől végéig, ami 1 ford/perc fordulatszámra felel meg. A fordulatszámok arányából következően tehát még legalább harmincszoros lassító áttétel beépítése szükséges. Első gondolatként egy második csigahajtás alkalmazása tűnik kézenfekvőnek, azonban a költség és határfok szempontokat is mérlegelve további megoldásokat is megvizsgálunk. A lift karját mozgattathatnánk csavarorsóval, vagy kereskedelemben kapható elektromos hengerrel is. A megoldás sajnos csak fél fordulatnál kisebb

mozgatásra lenne alkalmazható, sőt a véghelyzetek környezetében a hajtás erőszükséglete irreálisan nagy lenne. További megoldás lehetne az orsó-anya áttétel, kiegészítve az anyához rögzített lánccal, mely egy, a karhoz kapcsolt lánckereket hajt meg (6. ábra). A megoldás előnye, hogy alig nyúlik túl a kád oldalán.



6. ábra. Mozgatás orsó-anya-lánckerék elemekkel

Bár az említett megoldás rendelkezik néhány előnyös tulajdonsággal, bonyolultsága miatt elvetettük. Végül lassító áttételként önzáró csigahajtást alkalmaztunk (7. ábra), mely a legtömörebb felépítést eredményezi, ugyanakkor vállalni kellett az ezzel járó rosszabb hatásfokot és a nagyobb költségeket.



7. ábra. Mozgatás csigahajtással

A kádlift 1:2 méretarányú modellje elkészült és néhány innovációs kiállításon sikert aratott. Ez a modell csupán a működési elv bemutatására szolgált, elsősorban nem szakavatott közönség számára. Jelenleg a prototípus gyártása folyik. Ezen kerül majd kipróbálásra a víz alatt is működőképes végállás kapcsoló, a sebesség-szabályozás, valamint a szerkezet rögzítése. Külön említést érdemel a kihúzható lábtartóval rendelkező ülés kialakítása, melynek feladata egyrészt a láb kád peremén való biztonságos átjuttatása a korlátozott emelési magasság

miatt, másrészt a láb ülés alá való beszorulásának megakadályozása. Az emelendő személy így kényelmes, félig ülő, félig fekvő helyzetben jut a kádba (8. ábra).



8. ábra. A kádlift 3D modellje

6. ÖSSZEFOGLALÁS

A bemutatott módszeres tervezési folyamat eredményeként egy újszerű megoldást találtunk idős és mozgáskorlátozott embertársaink életét megkönnyítő, tisztálkodásukat segítő kádlift megalkotásához. A berendezés egyszerű kinematikája ellenére sokkal biztonságosabbá teszi a fürdőkád használatát.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A szerzők köszönetüket fejezik ki a Széchenyi István Egyetem Tudásmenedzsment Központjának a Széchenyi Duó pályázat keretében nyújtott anyagi támogatásért és a „Segédeszköz mozgásban korlátozott személy célhelyre juttatására” című magyar használati mintaoltalmi bejelentés ügyintézéséért.

IRODALOM

- [1]. GoReha termékkatalógus
<http://www.goreha.hu/>
- [2]. Universal Design Co. weboldal
http://www.universaldesign.jp/english/index_e.html
- [3]. Medical Expo honlap:
<http://www.medicalexpo.com/>
- [4]. G. Pahl-W. Beitz: A géptervezés elmélete és gyakorlata. MK, Budapest, 1981

ÚJ ERŐMODELL FINOMESZTERGÁLÁS ESETÉN

A NEW MODEL FOR FINE TURNING FORCES

Horváth Richárd*, Dr. Sipos Sándor**, Dr. Mátyási Gyula***

*tanársegéd, Óbudai egyetem Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki kar,
e-mail: horvath.richard@bgk.uni-obuda.hu

** egyetemi docens, Óbudai egyetem Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki kar,
e-mail: sipos.sandor@bgk.uni-obuda.hu

*** egyetemi docens, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, e-mail: matyas@manuf.bme.hu

ABSTRACT Forces during turning depend not only on material properties and cutting parameters but to a great extent on the edge geometry of the tool as well, which determines the shape of the shavings (thickness and width). In fine turning it is almost exclusively the nose radius of the tool that does the cutting. The study reviews the main directions and results of research in recent years concerning cutting force. It also presents the technology and geometry of fine cutting. Due to geometric considerations, shavings characteristics are used that allow for an exact description of cutting at nose radius as a function of the cutting parameters used. Dynamic examinations are performed on various characteristic types of materials and a mathematical model is constructed specifically for fine turning, using which expected forces can be estimated quite well during technological process planning.

JELMAGYARÁZAT

A – forgácskeresztmetszet, mm^2

a_p – fogásmélység, mm

$AS12$ – nyomásosan öntött eutektikus alumínium ötvözet

$AS17$ – nyomásosan öntött hipereutektikus alumínium ötvözet

b – forgács szélesség, mm

f – előtolás, mm

F_c – forgácsoló erő fő komponense, N

h – forgácsvastagság, mm

h_{eq} – közepes forgácsvastagság, mm

k_c – fajlagos forgácsoló erő, N/mm^2

$k_{c1,0,1}$ – fajlagos forgácsoló erő fő értéke, N/mm^2 ($h_{eq}=0,1$ mm ; $l_{eff}=1$ mm)

$k_{c1,1}$ – fajlagos forgácsoló erő fő értéke, N/mm^2 ($b=1$ mm ; $h=1$ mm)

l_{eff} – szerszám fogásban lévő élszakaszának hossza, mm

v_c – forgácsoló sebesség, m/min

ε_r – szerszám csúcssugara, mm

κ_r – szerszám főélelhelyezési szöge, $^\circ$

$C, q_c, y_c - k_c$ regressziós egyenlet konstansai

1. BEVEZETÉS

A forgácsolási folyamatok erőtani viselkedésének vizsgálatára alapvetően kétféle módszer lehetséges, mégpedig a mechanikai számításokból levezethető modellek, illetve az ún. empirikus képletek. Az előbbire Merchant [1] munkássága az első fő kezdeti példa, akinek szabadforgácsolásra kidolgozott erőtani modellje még ma is szerepel forgácsolással foglalkozó kutatásokban. A másik módszer célja reprodukálható kísérleti eredmények létrehozása, rendszerezése és matematikai képletekkel (lineáris modellekkel, hatványfüggvény regresszióval, stb.) történő leírása. Az utóbbi években megjelenő újabb felhasználású anyagok, technológiák és szerszámok ismeretében ez kiemelten fontos kutatási terület. Az utóbbi években számos kutató végzett különféle anyagok forgácsolhatóságával kapcsolatos vizsgálatokat. (A

forgácsolhatóság a munkadarab anyagminőségével összefüggő komplex jellemző, amely a forgácsolás közbeni viselkedésének és a műveletben előállított felület minőségének megítélésére vagy minősítésére szolgál.)

R. Suresh és társai AISI 4340 acél erőtani esztergálás viszonyait vizsgálták CVD (kémiai réteg felvitelű) bevonatos (TiC/TiCN/Al₂O₃) keményfém szerszámmal. Eredményeik alapján lineáris egyenleteket kaptak a forgácsoló erő eredője és a fajlagos forgácsoló erő számítására. Azt is megállapították, hogy a forgácsolóerőre és a fajlagos forgácsolóerőre legnagyobb hatása az előtolás, ezt követi a fogásmélység míg a forgácsolósebesség legkevésbé volt befolyásoló tényező [2]. C. J. Rao és társai kutatásukban AISI 1050 nemesített állapotú acél (keménység: 484 HV) esztergálását vizsgálták, kerámia szerszámmal (Al₂O₃+TiC; - KY1615 -). Empirikus képletekkel írták le a fő hatásokat, sőt a forgácsoló erőre a beállított adatok szignifikancia vizsgálatát is elvégezték, illetve az optimumról tettek megállapításokat [3].

Az utóbbi években számos kutató foglalkozott a keménymegmunkálás erőviszonyainak vizsgálatával. Hamdi Aouici és társai például különböző keménységű (40, 45 és 50 HRC) AISI H11 acél esztergálását végezték polikristályos kőbős bórnitrid (CBN) szerszámmal. Az egyes erőkomponensek számítására olyan másodfokú egyenletet használtak, amelyben a szokásos adatokon (v_c, f, a_p) kívül a munkadarab HRC keménysége is szerepel. Vizsgálataikból az is kiderült, hogy az erő komponensekre a forgácsolósebességnek volt a legkisebb hatása [4]. Szintén keményesztergálás vizsgálatát végezték D. I. Lavlani és társai. Kutatásukban MDN250 anyagot (amely megfelel a 18Ni(250) maraging acélnak) bevonatos kerámia szerszámmal (TNMA 160408S01525 - CC6050) esztergáltak. A három mért erőkomponensre lineáris modellt hoztak létre, majd ők is megállapították, hogy a legnagyobb hatása a forgácsolóerőre az előtolásnak és a fogásmélységnek volt, míg a forgácsolósebesség nem volt hatással [5]. Khaider Bouacha és társai AISI 52100 csapágyacél (64 HRC) keményesztergálását végezték CBN szerszámmal. Másodfokú fenomenológiai modelleket hoztak létre az egyes erőkomponensek becslésére [6]. AISI D2 hidegalakító szerszámacél forgácsolhatóságát vizsgálták V.N. Gaitonde és társai. Kísérleteiket hagyományos és ún. Wiper geometriájú kerámia szerszámokkal (CC650, CC650WG és GC6050WH) végezték el. Vizsgálataukban csak a fogásmélységet és a forgácsolásban eltöltött időt vették figyelembe. Megállapítják, hogy Wiper geometriájú szerszámok esetében a forgácsolási erő lineárisan növekszik a fogásmélység növelésével. Másrészt, a hagyományos geometriájú kerámia szerszám erőigénye $a_p=0,45$ mm fogásmélység értékig növekszik, majd afölött hirtelen csökkeni kezd [7]. Kundrák és társai keményesztergálással megmunkált felületek mikro keménységének változását vizsgálták. Megállapítják, hogy bár közvetlenül nincs hatással a forgácsoló erő a felület keménységére a szakirodalom szerint, közvetve azonban a rendszerbe bevezetett mechanikus energia hőenergiává való átalakulása

miatt mégis hatással van [8]. A hagyományos hosszsztergálástól gyakran eltérő kinematikai, geometriai és technológiai viszonyok miatt a forgácsoló erő tapasztalati képletekkel történő meghatározásához további vizsgálatok szükségesek keménysztergálásnál és finomforgácsolásnál. Így például Sztankovics és társai munkájukban bemutatta, hogy rotációs sztergálásnál hogyan lehet meghatározni a forgácskeresztmetszetet jellemző paramétereket [9, 10].

Ahhoz, hogy megértsük az anyag forgácsolási viselkedését, erőtani viszonyait az ún. HSC (nagysebességű forgácsolás) technológiájánál R.S. Pawade és társai végeztek vizsgálatokat lágyított Inconel 718 acélon. Bemutatnak egy olyan analitikus modellt, ami megjósolja a fajlagos nyírási energiát a nyírási zónában. Azt találták, hogy a nyírási távolságok lineárisan növekednek az előtolás növelésével. A kidolgozott modelljük kiváló egyezést mutatott az általuk végzett kísérleti értékekkel [11].

Az utóbbi években az iparban egyre inkább felhasznált nem vasalapú, illetve nemfemes anyagok forgácsolhatósági vizsgálata is előtérbe került. A mikroforgácsolás Waldorf-féle erőmodellje a legkisebb forgácsvastagságokra vonatkozik, mert a deformálatlan (elméleti) forgácsvastagság kisebb, mint $50 \mu\text{m}$ és amely összemérhető a szerszám éllekerekedésével [12, 13]. M. Annoni és társai keményfém szerszámmal (DCGX 070202-ALH10) C38500 (CuZn39Pb3) anyagjelű, ($81,5 \text{ HRB}$) keménységű sárgaréz forgácsolhatóságának vizsgálatát végezték el. A mikroforgácsolás tartományában a forgácsolóerő és az előtolási erő számítására szolgáló összefüggéseket sikeresen módosították, mert eredményeik szerint a módosított modell jobban illeszkedik a mikroeszttergáláskor kapott értékekre [14]. Szintén réz (CuZn39Pb3) alapanyag (66 HRB) forgácsolhatóságát vizsgálta V.N. Gaitonde és társai. Minimálkenési körülmények (MQL) között végrehajtott kísérleteiket K10 anyagú, (TCGX 16 T3 08-AI H10) keményfém szerszámmal végezték. Vizsgálataikban változtatták a forgácsolósebességet, az előtolást és a minimálkenés mennyiségét (ml/h), míg a fogásmélységet állandó, 2 mm értéken tartották. Megállapították, hogy a kenőanyag mennyiség és forgácsolósebesség között jelentős a kölcsönhatás. A forgácsolhatóság nagyon érzékeny az előtolás változására függetlenül a kenőanyag mennyiségétől. Olyan optimális forgácsolási körülményeket állapítottak meg, ahol a fajlagos forgácsoló erő (és az átlagos felületi érdesség, Ra) értéke minimális [15].

Az erősített műanyagok és műanyagalapú kompozitok körében is intenzív kutatás folyik. Issam Hanafi és társai PEEK CF30 anyag sztergálásának vizsgálatát végezték el TiN bevonatos szerszámmal (WNMG 080408-TF) száraz körülmények között. Kísérleteikben mérték az erő három komponensét, míg az eredőerőt és a fajlagos forgácsolóerő értékét számítással határozták meg. A forgácsolási adatoktól függő empirikus modelleket dolgoztak ki mindkét számított jellemző leírására. A kapott eredményeket a válasz felületek módszerével (RSM) és Fuzzy algoritmussal is vizsgálták, majd összehasonlították a két módszer alkalmazhatóságát [16]. Catalin Fetecau és Felicia Stan kétféle polytetrafluoroethylene (PTFE) alapú kompozit anyagot sztergáltak: egyrészt 32% szén és 3% grafit tartalmú - PTFE CG 32-3, másrészt 15% újraképződött grafitot tartalmazó - PTFE GR 15. Vizsgálataikban a forgácsolási paraméterek változtatása mellett (v_c , f , a_p) háromféle csúcscsugarú polikristályos gyémánt (PCD) szerszámot használtak. Kutatásaik eredményeként kiderült, hogy a forgácsoló erőre az előtolás és a fogásmélység volt nagy hatással, míg a forgácsolóerő fő összetevője szinte állandó értékű a forgácsolósebesség és a lapka csúcscsugara függvényében. Mindkét vizsgált anyagra

külön-külön empirikus egyenletet közöltek, amely csak a fő hatásokat (előtolás, fogásmélység) tartalmazza [17].

A könnyűfémek felhasználása is egyre gyakoribb. B. de Agustina és társai alumíniumötvözetet (UNS A97075) vizsgáltak szárazon végzett sztergáláskor. Kétféle csúcscsugarú szerszámmal (DCMT11T304-F2, DCMT11T308-F2) dolgozva mérték a forgácsolási erőkomponenseket, majd összehasonlították a két csúcscsugarú szerszám erőtani viselkedését. Azt a megállapítást tették, hogy kis előtoláson a különböző rádiuszú szerszám erő igénye igen hasonló volt [18]. SiC-dal erősített alumínium kompozitokat (LM6) sztergáltak H. Joardar és társai száraz körülmények között. Vizsgálataikhoz polikristályos gyémánt (PCD) szerszámot használtak. Olyan másodfokú modellt építettek a forgácsoló erő becslésére, melyben a forgácsolási sebességen kívül a szilícium tartalom is szerepel bemenő paraméterként [19].

A szerzők az iparban elterjedt, nyomásöntéssel készített alumínium alkatrészek forgácsolhatóságával már foglalkoztak. Finomeszttergálás körülményei között részletesen vizsgálták a különféle élyanyagú és élgeometriájú gyémánt szerszámok érdességelölőítő képességét. Fenomenológiai modelleket építettek a felületi érdességi paraméterek becslésére, illetve optimum pontot határoztak meg [20, 21]. Ebben a cikkben egy új – a finomeszttergálás körülményeit leíró erőmodellt mutatnak be.

2. ANYAGOK ÉS MÓDSZEREK

A vas- és acél gyártmányok után az ipar az alumíniumot és az alumíniumötvözeteket használja fel legnagyobb mennyiségben. A felhasználás részaránya napjainkban is növekszik. A sokrétű konstrukciós és gyártási előnyök miatt főleg a szilíciummal, (rézzel, magnéziummal) ötvözött, öntéssel készült alumíniumötvözeteket alkalmazzák.) Ebben a kutatásban kétféle, az iparban gyakran használt, nyomásosan öntött alumíniumötvözet finomeszttergálásának erőtani vizsgálatát mutatjuk be.

2.1. FELHASZNÁLT ALAPANYAGOK

Vizsgálatunkat az iparban tömeggyártásban elterjedt két típuson végezzük. Ezek az ötvözetek igen jól egyesítik a kiváló mechanikai tulajdonságokat a megfelelő technológiai előnyükkel. A vizsgálatba vont AS12 jelű eutektikus alumíniumötvözet legfőbb előnye kiváló önthetősége, míg az AS17 típusé pedig a nagyobb keménység és kopásállóság.

Az AS12 jelzésű eutektikus ötvözet összetétele (tömeg %): $Al = 88.54 \%$; $Si = 11.46 \%$, keménysége pedig $67 \pm 2 \text{ HB}_{2,5/62,5/30}$.

Az AS12-es eutektikus ötvözet összetétele (tömeg %): $Al = 74.35 \%$; $Si = 20.03 \%$; $Cu = 4.57 \%$; $Fe = 1.06 \%$. A keménysége $114 \pm 3 \text{ HB}_{2,5/62,5/30}$.

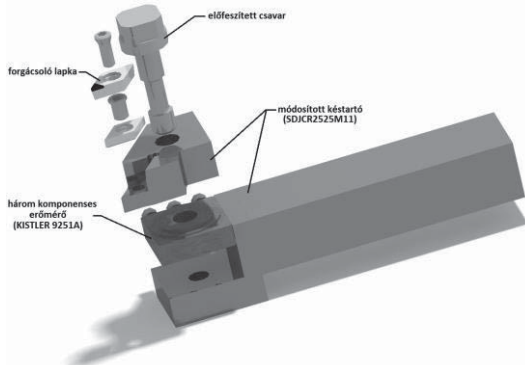
A forgácsolási kísérletre használt munkadarab mérete $\varnothing 110 \times 40 \text{ mm}$.

2.2. FELHASZNÁLT SZERSZÁMOK, SZERSZÁMGÉP

A szerzők eddigi kutatásai során úgy határozták meg az optimumot hogy, a szokásos forgácsolási paramétereken kívül a felhasznált szerszámok élyanyagát és élgeometriáját is bevonták az optimum keresésbe [20, 21]. Ezek alapján az erőtani vizsgálatához felhasznált szerszám a következő: polikristályos gyémánt (PCD), lapka kód: DCGW 11T304, élgeometria: ISO, gyártó: TiroTool. A kísérletbe vont szerszám gép EuroTurn 12B CNC sztertega 7 kW főorsó teljesítménnyel, maximum 6000 1/min főorsó fordulattal.

2.3 FORGÁCSOLÁSI ERŐMÉRÉS

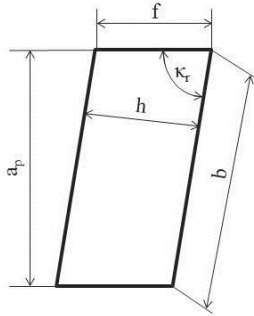
A finomesztergálás forgácsleválasztási körülményeiből és az alapanyagok kis keménységéből adódik, hogy a fellépő forgácsolóerők várhatóan viszonylag kis értékeket vesznek fel. A szerzők az ilyen kis erők mérésére fejlesztették ki és adaptálták a háromkomponenses erőmérőrendszert [22], amelynek szétvetett képét az 1. ábra mutatja. A következő forgácsolási kísérleteket is ezzel, az erőmérésre speciálisan átalakított késszárral végeztük.



1. ábra. Erőmérő rendszer szétvetett modellje

2.4. FINOMESZTERGÁLÁS TECHNOLÓGIÁJÁRA ALKALMAZOTT ÚJ ERŐMODELL

Elterjedt és a forgácsoló erő komponenseinek számítására máig kiválóan alkalmas módszer az ún. Kienzle és Victor-féle erőmodell [23]. Munkájukban bevezették és mérési eredmények sorozatával határozták meg a fajlagos forgácsoló erőt (k), amely értéke függ a forgácskeresztmetszet jellemzőitől, azaz az elméleti (deformálatlan) forgács szélességtől (b) és a forgácsvastagságtól (h). Nagy keresztmetszetű forgács (2. ábra) leválasztásakor a szerszám főélelhelyezési szöge (κ_r) kapcsolatot teremt a b és h forgácsjellemzők valamint a fogásmélység (a_p) és az előtolás (f) mint forgácsolási adatok között (1, 2).



2. ábra. Forgácskeresztmetszet a Kienzle és Victor féle erőmodellhez

$$h = f \cdot \sin \kappa_r \quad (1)$$

$$b = \frac{a}{\sin \kappa_r} \quad (2)$$

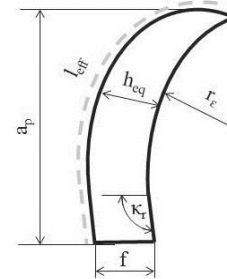
Munkájukban kísérleti úton állapították meg a fajlagos forgácsoló erő főértékét ($k_{c1.1}$) és a forgácsvastagság kitevőjét (q_c). Az előbbi a munkadarab anyagától és állapotától függ elsősorban, és $b=1 \text{ mm}$ és $h=1 \text{ mm}$ forgácsméretekre vonatkozik. A kitevő szintén anyagfüggő, de a forgácsolási körülmények is hatással vannak rá. Így a forgácsolóerő fő komponense az alábbi egyenlettel számítható:

$$F_c = k_{c1.1} \cdot h^{1-q_c} \cdot b \quad (3)$$

Megjegyezzük, hogy a képletet minden olyan esetben helyesbítő tényezőkkel szabad alkalmazni,

amennyiben a kísérleti körülményektől eltérés mutatkozik (szerszámanyag, élszög, kopás stb.)

Kienzle és Victor módszere igen jól használható a nagyoló forgácsolási adatok tartományában, mikor a fogásvétel lényegesen nagyobb, mint a szerszám csúcscsugara ($a_p \gg r_e$). A finomesztergálás körülményei között a fogásban lévő élszakasznak kisebb részét képezi a főél, a szerszám csúcscsugara viszont teljes egészében részt vesz a forgácsleválasztásban. Ezért a Kienzle és Victor által használt h és b forgácsgeometriai adatok értelmüket veszítik (2. ábra). Ennek az is a következménye, hogy a $k_{c1.1}$ jellemző sem alkalmazható finomesztergáláskor. Ezért két olyan forgács jellemzőt alkalmazunk (3. ábra), amelyekkel a finomesztergáláskor adódó forgácsgeometriai jellemzők egzakt módon tárgyalhatóak.



3. ábra. Jellemző forgácskeresztmetszet finomesztergálásnál

A beállított forgácsolási adatok, a szerszám főélszöge (κ_r), valamint a szerszám csúcscsugara (r_e) döntő mértékben meghatározzák a szerszámnak a forgácsolásban résztvevő élvonalhosszának (l_{eff}) nagyságát. Ez alapján tehát a forgácskeresztmetszet a következőképp írható fel:

$$A = a \cdot f = h \cdot b = h_{eq} \cdot l_{eff} \quad (4)$$

A különböző forgácsolási körülmények (a, f, κ_r és κ_r) 5 alapesetbe sorolhatók. Finomesztergáláskor (ahol érvényesül az $a > r_e$ reláció) a működő élvonalhossz az alábbi képlet segítségével számítható [24, 25]:

$$l_{eff} = \frac{a - r_e \cdot (1 - \cos \kappa_r)}{\sin \kappa_r} + \frac{2 \cdot r_e \cdot \pi}{360^\circ} \cdot \left(\kappa_r + \arcsin \frac{f}{2 \cdot r_e} \right) \quad (5)$$

Az esztergáláskor beállított adatokból és az effektív élvonalhosszból az ekvivalens forgácsvastagság tehát a következő formulával számolható:

$$h_{eq} = \frac{a \cdot f}{l_{eff}} \quad (6)$$

Finomesztergáláskor minden esetben teljesül a $h_{eq} \ll 1 \text{ mm}$ reláció, ezért $k_{c1.1}$ nem használható. Erdemes tehát bevezetni a forgácsgeometriát jobban leíró számítási módszert. Ez pedig a finomesztergálás technológiájára jellemző fajlagos forgácsoló erő főértéke, amely $l_{eff} = 1 \text{ mm}$ és $h_{eq} = 0,1 \text{ mm}$ vonatkozik, jele pedig $k_{c1.0.1}$.

Az általunk bevezetett forgácsolóerő modell az erőméréssel megállapított fajlagos forgácsolóerő számítását igényli, amely a következő alakban írható fel:

$$k_c = \frac{F_c}{A} = \frac{F_c}{h_{eq} \cdot l_{eff}} \quad (7)$$

A kapott k_c értékek azonban függenek a h_{eq} és a l_{eff} értékeitől, ezért ezeket kétfaktoros, hatványfüggvény regresszióval érdemes modellezni az alábbiak szerint:

$$k_c = C \cdot h_{eq}^{q_c} \cdot l_{eff}^{y_c} \quad (8)$$

A regressziószámítás eredményeként kapott mindkét kitevő szignifikáns, a q_c kitevő természetesen éppúgy negatív, mint a nagy keresztmetszetű forgácsok esetén, a választott hatványfüggvény modell pedig (a Fisher-

kritérium szerint) adekvát. Ha alkalmazzuk a $h_{eq}=0,1$ mm behelyettesítést, akkor a megállapítandó $k_{c1,0.1}$ értéke a következő:

$$k_{c1,0.1} = C \cdot 0,1^{q_c} \quad (9)$$

Ebből pedig a keresett forgácsolóerő modell:

$$F_c = k_c \cdot h_{eq} \cdot l_{eff} = k_{c1,0.1} \cdot 10^{q_c} \cdot h_{eq}^{1+q_c} \cdot l_{eff}^{1+q_c} \quad (10)$$

2.4. KÍSÉRLETTERV

Ebben a munkában olyan kísérlettervet hajtottunk végre, mely a finomesztérgálás technológiai tartományát átöleli ($f=0,03-0,15$ mm; $a_p=0,25-0,7$ mm). Megjegyezzük, hogy az $a_p=0,25$ mm fogásmélység értéknél rádiuszon történik a forgácsolás ($a_p < r_\epsilon$), míg a legnagyobb érték beállításakor a főél kis szakasza is részt vesz a forgácsolásban.

Az eddigi kutatások arról számoltak be, hogy a forgácsoló sebességnek elhanyagolhatóan kis hatása van a forgácsoló erő alakulására [4,5,17], ezért a sebességet megfelelően nagy, de konstans ($v_c=1000$ m/min) értéken tartottuk.

Az elvégzendő kísérleteknél célszerű kiszámítani azt a nevezetes forgácskeresztmetszetet, ahol $l_{eff}=1$ mm és $h_{eq}=0,1$ mm, másrészt pedig meghatározni azokat a beállítandó f és a_p értéket, amelyekkel ez elérhető. Az (5) és (6) egyenleteket felhasználva:

$$1mm = \frac{a-0,4mm \cdot (1-\cos 93^\circ)}{\sin 93^\circ} + \frac{2 \cdot 0,4mm \cdot \pi}{360^\circ} \cdot (93^\circ + \arcsin \frac{f}{2 \cdot 0,4mm}) \quad (11)$$

$$1mm = \frac{a \cdot f}{0,1mm} \quad (12)$$

A fenti két egyenletből az alábbi megoldás párokat kaptuk: $a_p=0,699415$ mm; $f=0,142976$ mm illetve $a_p=0,125135$ mm; $f=0,799133$ mm. A forgácsolási gyakorlat szempontjából a két megoldás közül fontos műszaki tartalma csak az egyik megoldásnak van. Tehát az $A=0,1$ mm² forgácskeresztmetszethez tartozó előtolás és fogásmélység értékek: $a_p=0,7$ mm és $f=0,143$ mm. Az elvégzendő kísérleti beállításokat mutatja mindkét anyagnál 1. táblázat. A kísérletsorozatot úgy alakítottuk ki, hogy a 22. mérési pont a $k_{c1,0.1}$ érték meghatározására (ellenőrzésére) szolgál.

1. táblázat Kísérleti pontok

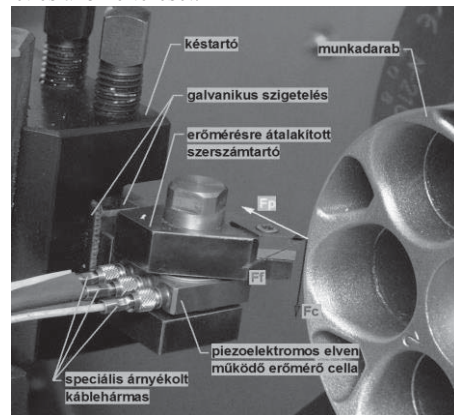
Mérési pont	a_p , mm	f , mm	l_{eff} , mm	h_{eq} , mm	A , mm ²
1.	0,25	0,03	0,493	0,015	0,0075
2.	0,25	0,05	0,503	0,025	0,0125
3.	0,25	0,07	0,513	0,034	0,0175
4.	0,25	0,09	0,523	0,043	0,0225
5.	0,25	0,11	0,533	0,052	0,0275
6.	0,25	0,13	0,543	0,060	0,0325
7.	0,25	0,15	0,554	0,068	0,0375
9.	0,5	0,03	0,743	0,020	0,015
10.	0,5	0,05	0,753	0,033	0,025
11.	0,5	0,07	0,763	0,046	0,035
12.	0,5	0,09	0,774	0,058	0,045
13.	0,5	0,11	0,784	0,070	0,055
14.	0,5	0,13	0,794	0,082	0,065
15.	0,5	0,15	0,804	0,093	0,075
16.	0,7	0,03	0,944	0,022	0,021
17.	0,7	0,05	0,954	0,037	0,035
18.	0,7	0,07	0,964	0,051	0,049
19.	0,7	0,09	0,974	0,065	0,063
20.	0,7	0,11	0,984	0,078	0,077
21.	0,7	0,13	0,994	0,092	0,091
($k_{c1,0.1}$) 22.	0,7	0,143	1,001	0,100	0,1001
23.	0,7	0,15	1,004	0,105	0,105

3. EREDMÉNYEK

3.1 ERŐMÉRÉS EREDMÉNYEIE

A kísérleteket kétszer ismételtük meg (az erőmérés képét mutatja az 4. ábra), illetve a mért adatokat kompenzáltuk az erőmérő felvett hibagörbéjével [22]. Az 2. és 3. táblázat ezeknek a kompenzált, valós értékeknek az átlagait

ismerteti, illetve az épített modell által (3.2. fejezet) jósolt értékeket és azok eltéréseit.



4. ábra Az erőmérési vizsgálat elrendezése [22]

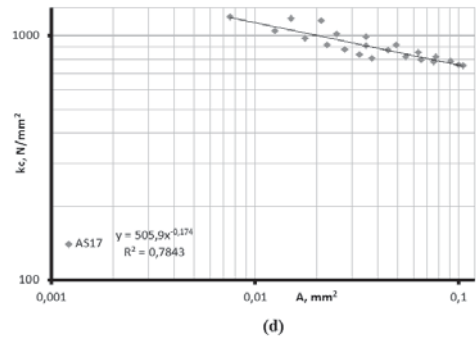
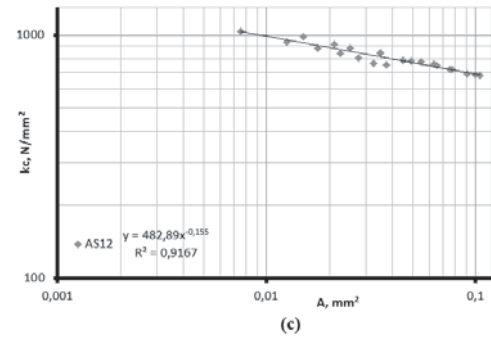
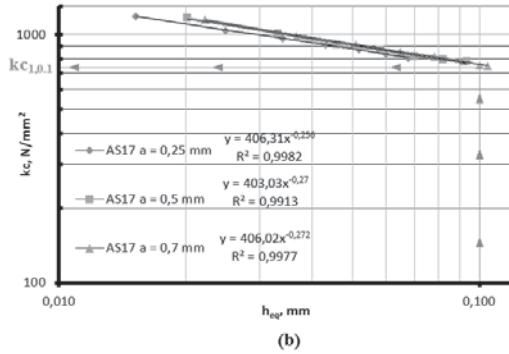
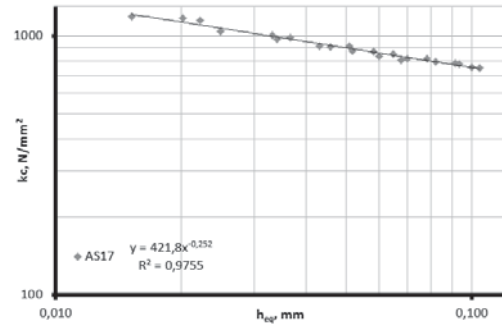
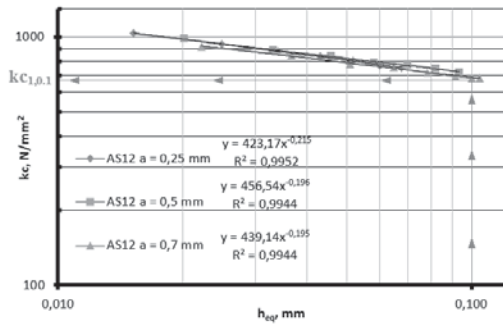
2. táblázat Az AS12-es ötvözetek forgácsoló erő értékei

Mérési pont	$F_{Cmért}$, N	k_c , N/mm ²	$F_{Csámolt}$, N	Hiba, %
1.	7,77	1036,66	7,82	0,53
2.	11,73	938,24	11,80	0,61
3.	15,40	880,17	15,49	0,59
4.	18,95	842,36	19,00	0,26
5.	22,18	806,66	22,38	0,89
6.	24,92	766,70	25,66	2,97
7.	28,23	752,75	28,86	2,22
9.	14,74	982,95	14,54	-1,40
10.	22,03	881,23	21,92	-0,48
11.	29,43	840,96	28,76	-2,30
12.	35,50	788,98	35,24	-0,76
13.	42,65	775,43	41,46	-2,79
14.	48,58	747,39	47,48	-2,26
15.	54,15	721,97	53,35	-1,47
16.	19,22	915,10	19,77	2,90
17.	29,63	846,63	29,81	0,59
18.	38,34	782,41	39,08	1,93
19.	47,76	758,06	47,86	0,22
20.	55,46	720,22	56,29	1,50
21.	63,14	693,85	64,44	2,06
($k_{c1,0.1}$) 22.	68,78	687,07	69,62	1,23
23.	71,79	683,74	72,38	0,82

3. táblázat Az AS17-es ötvözetek forgácsoló erő értékei

Mérési pont	$F_{Cmért}$, N	k_c , N/mm ²	$F_{Csámolt}$, N	Hiba, %
1.	8,89	1185,26	8,97	0,91
2.	12,99	1039,00	13,11	0,92
3.	16,94	968,23	16,86	-0,47
4.	20,54	912,77	20,39	-0,71
5.	24,05	874,49	23,76	-1,19
6.	27,01	831,01	27,02	0,04
7.	30,17	804,56	30,19	0,05
9.	17,55	1169,84	17,23	-1,80
10.	25,22	1008,92	25,12	-0,42
11.	31,79	908,23	32,24	1,42
12.	38,99	866,39	38,90	-0,23
13.	44,76	813,82	45,23	1,04
14.	51,67	794,99	51,31	-0,70
15.	58,45	779,39	57,21	-2,13
16.	24,15	1150,01	24,00	-0,64
17.	34,54	986,81	34,94	1,15
18.	44,73	912,96	44,80	0,15
19.	53,53	849,68	54,00	0,88
20.	63,04	818,66	62,73	-0,49
21.	71,29	783,39	71,10	-0,26
($k_{c1,0.1}$) 22.	75,52	754,43	76,39	1,16
23.	78,74	749,88	79,20	0,58

A táblázatokból jól látszik, hogy az AS17-es alumínium ötvözet forgácsolási erőigénye nagyobb, mint az AS12-esé. Ez adódhat a keménység különbségből, illetve az AS17-es hipereutektikus ötvözetben lévő kivált kemény primér szilícium szemcsékből. Az 5. ábra az ekvivalens forgácsvastagság függvényében mutatja a fajlagos forgácsoló erő értékét. Jól látható, hogy a mért pontsorok logaritmus skálázású diagramban ábrázolva egyenesre illeszkednek.

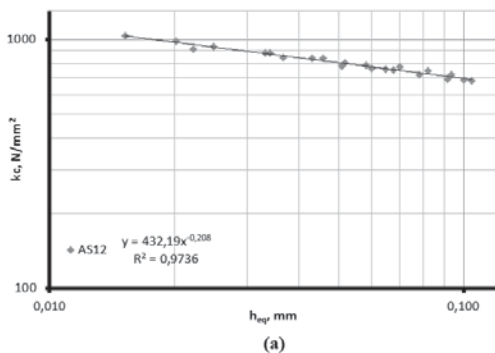


5. ábra Fajlagos forgácsoló erő az ekvivalens forgácsvastagság függvényében
 a) AS12-es anyag esetén; b) AS17-es anyag esetén

3.2 ERŐMODELL ALUMÍNIUM FINOMESZTERGÁLÁSRA

Az 6. a) b) ábra a fajlagos forgácsoló erő értékeit összesítve, logaritmusos skálázású diagramban ábrázolja az ekvivalens forgácsvastagság függvényében. Az ábrán látható, hogy az összes mérési pont halmazként kezelve is nagyon jó illeszkedéssel egyenest ad. Az 6. c) d) ábrán szintén minden mérési pont egyben van kezelve. De a fajlagos forgácsoló erő a forgácskeresztmetszet függvényében van vizsgálva. Jól látszik, hogy a k_c értékei mindkét anyag esetében nagy szórást mutatnak. Kijelenthető, hogy fajlagos forgácsoló erő az erőmodellben bevezetett h_{eq} paramétertől sokkal szignifikánsabban függ. Ez magyarázza a h_{eq} használatának létjogosultságát is.

6. ábra Fajlagos forgácsoló erő változása az ekvivalens forgácsvastagság, illetve a forgácskeresztmetszet függvényében



A (8) egyenletnek megfelelően az ekvivalens forgácsvastagságtól és a fogásban lévő élhossztól függő fajlagos forgácsoló erő egyenlete a két alapanyagra a következő:

$$k_{c_AS12} = 438,9 \cdot h_{eq}^{-0,198} \cdot l_{eff}^{-0,039} \quad (13)$$

$$k_{c_AS17} = 407,57 \cdot h_{eq}^{-0,272} \cdot l_{eff}^{-0,088} \quad (14)$$

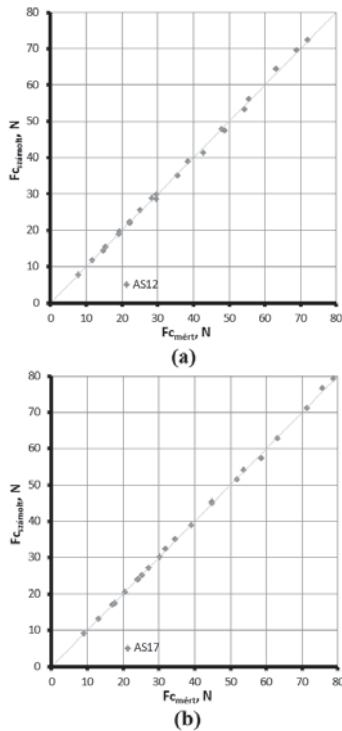
A (13), (14) egyenletekből adódik, hogy: $k_{c1,0,1_AS12} = 692 \text{ N/mm}^2$ illetve $k_{c1,0,1_AS17} = 763 \text{ N/mm}^2$. Ezekből a (7-10) levezetés után, forgácsoló erő számítására a következő egyenleteket kapjuk:

$$F_{c_AS12} = k_{c1,0,1} \cdot 10^{-0,198} \cdot h_{eq}^{0,8} \cdot l_{eff}^{0,961} \quad (15)$$

$$F_{c_AS17} = k_{c1,0,1} \cdot 10^{-0,272} \cdot h_{eq}^{0,728} \cdot l_{eff}^{1,089} \quad (16)$$

3.3 EGYENLETEK ELLENŐRZÉSE

Az egyenletek ellenőrzését úgy végeztük, hogy a számolt, becült érdességi értékeket ábrázoltuk a mért értékek függvényében. Az ábrázolt pontok eltérése az $x = y$ egyenestől megmutatja az egyenletek jóságát, használhatóságát. A kísérleti pontokban mért, és a kísérleti pontokra számolt értékeket mutatja az 7. ábra. Az ábrából megállapítható, hogy mindkét vizsgált alapanyag esetében a létrehozott egyenletek (eq. 15, 16) nagyon jó közelítéssel becsülik a mért értékeket.



7. ábra A mért és a számított érdességi értékek összehasonlítása (a) AS12-es anyag és (b) AS17-es anyag esetében

4. KONKLÚZIÓ

Ebben a cikkben egy tömeggyártásban használt eutektikus illetve hiper-eutektikus alumínium ötvözet forgácsolási erőtan viszonyait vizsgálatuk gyémánt szerszámmal. Bevezettünk egy új erőmodellt. Az erőmodellről és a vizsgálati eredményekből a következők vonhatóak le:

- az erőmodell alakilag nem tér el jelentősen a más területeken elterjedten alkalmazott Kienzle-Victor formulától, azonban a finomesztergáláskor megszokott forgácsolóerőkkel operál;
- általunk bevezetett a fajlagos forgácsolóerő (8) formulával jellemzett modellje igen szoros determináltságú;
- a fajlagos forgácsolóerő főértéke finomesztergálás technológiájára a (9) összefüggéssel egyszerűen számítható;
- a vizsgálatok szerint a forgácsolóerő (10) egyenlete nagy pontossággal leírja és modellezi a mérésrel meghatározott erőértékeket;
- a reziduum vizsgálatok bizonyították, hogy az épített új modellek jó közelítéssel írják le a várható forgácsoló erőértékeket a vizsgált paraméter tartományon;
- bizonyítottuk, hogy a fajlagos forgácsoló erő az ekvivalens forgácsvastagságtól függ (szemben a forgácskeresztmetszettel);

5. IRODALOM

[1] Merchant ME. Basic mechanics of the metal cutting process, *Journal of Applied Mechanics* 1944;11:A168–75.
 [2] R. Suresh, S. Basavarajappa, G.L. Samuel: Some studies on hard turning of AISI 4340 steel using multilayer coated carbide tool, *Measurement* 45 (2012) 1872–1884.
 [3] C. J. Rao, D. Nageswara Rao, P. Srihari: Influence of cutting parameters on cutting force and surface finish in turning operation, *Procedia Engineering* 64 (2013) 1405 – 1415.
 [4] H. Aouici, M. A. Yallese, K. Chaoui, T. Mabrouki, J.-F. Rigal: Analysis of surface roughness and cutting force components in hard turning with CBN tool: Prediction model and cutting conditions optimization, *Measurement* 45 (2012) 344–353.

[5] D.I. Lalwani, N.K. Mehta, P.K. Jain: Experimental investigations of cutting parameters influence on cutting forces and surface roughness in finish hard turning of MDN250 steel, *Journal of materials processing technology* 206 (2008) 167–179.
 [6] K. Bouacha, M. A. Yallese, T. Mabrouki, J.-F. Rigal: Statistical analysis of surface roughness and cutting forces using response surface methodology in hard turning of AISI 52100 bearing steel with CBN tool, *International Journal of Refractory Metals & Hard Materials* 28 (2010) 349–361.
 [7] V.N. Gaitonde, S.R. Karnik, Luis Figueira, J. Paulo Davim: Machinability investigations in hard turning of AISI D2 cold work tool steel with conventional and wiper ceramic inserts, *International Journal of Refractory Metals & Hard Materials* 27 (2009) 754–763.
 [8] J. Kundrak, A. G. Mamalis, K. Gyani, V. Bana: Surface layer microhardness changes with high-speed turning of hardened steels, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 53:(1-4) (2011) 105-112.
 [9] I. Sztankovics, J. Kundrak: Determination of the Chip Width and the Undeformed Chip Thickness in Rotational Turning, *Key Engineering Materials* 581 (2014) 131-136.
 [10] I. Sztankovics, J. Kundrak: Effect of the inclination angle on the defining parameters of chip removal in rotational turning, *Manufacturing Technology* 14:(1) (2014) 97-104.
 [11] R.S. Pawade, H. A. Sonawane, S. S. Joshi: An analytical model to predict specific shear energy in high-speed turning of Inconel 718, *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 49 (2009) 979–990.
 [12] D.-J. Waldorf, R.-E. DeVor, S.-G. Kapoor: 1998, Slip-line field for ploughing during orthogonal cutting, *J. Manuf. Sci. Eng.*, 120:693-698.
 [13] D.-J. Waldorf, R.-E. DeVor, S.-G. Kapoor:1999, An evaluation of ploughing models for orthogonal machining, *J. Manuf. Sci. Eng.*, 121, pp. 550-558.
 [14] M. Annoni, G. Biella, L. Rebaioli, Q. Semeraro: Microcutting force prediction by means of a slip-line field force model, *Procedia CIRP* 8 (2013) 558 – 563.
 [15] V.N. Gaitonde, S.R. Karnik, J. Paulo Davim: Selection of optimal MQL and cutting conditions for enhancing machinability in turning of brass, *Journal of Materials Processing Technology* 204 (2008) 459–464.
 [16] I. Hanafi, A. Khamlichi, F. M. Cabrera, P. J. N. Lopez, A. Jabbouri: Fuzzy rule based predictive model for cutting force in turning of reinforced PEEK composite, *Measurement* 45 (2012) 1424–1435.
 [17] C. Fetecau, F. Stan: Study of cutting force and surface roughness in the turning of polytetrafluoroethylene composites with a polycrystalline diamond tool, *Measurement* 45 (2012) 1367–1379.
 [18] B. de Agustina, C. Bernal, A.M. Camacho, E.M. Rubio: Experimental Analysis of the Cutting Forces Obtained in Dry Turning Processes of UNS A97075 Aluminium Alloys, *Procedia Engineering* 63 (2013) 694 – 699.
 [19] H. Joardar, N.S. Das, G. Sutradhar, S Singh: Application of response surface methodology for determining cutting force model in turning of LM6/SiC_p metal matrix composite, *Measurement* 47 (2014) 452–464.
 [20] R. Horvath, Á. Drégelyi-Kiss, Gy. Mátyási: Application of RSM Method for the Examination of Diamond Tools, *Acta Polytechnica Hungarica* 11:(2) (2014) 137-147.
 [21] R. Horváth, Gy. Mátyási, Á. Drégelyi-Kiss: Optimization of machining parameters for fine turning operations based on the response surface method, *ANZIAM Journal* 55 (2014) C250-C265.
 [22] R. Horváth, T. Pálkás, Gy. Mátyási: Erőmérő rendszer tervezése, kivitelezése és adaptációja finomesztergáláskor fellépő kis erők méréséhez, *GÉP* 59:(6) (2013) 48-53.
 [23] O. Kienzle, H. Victor: Die bestimmung von kräften und leistung an spanenden werkzeugmaschinen, *VDI-Z* 94 (1952) 299–305.
 [24] S.R. Frey: Repetitorium: Spanende Formung Schweizer Maschinenmarkt, Nr. 32/1980. 26-29.
 [25] C. Bus, N. A. L. Touwen, P. C. Veenstra, A. C. H. Van Der Wolf: On the Significance of Equivalent Chip Thickness, *Annals of the CIRP*, Vol. XIV. (1971) 121-124.

KÚSZÁSNAK KITETT SZERKEZET ELEMZÉSE

ANALYSIS OF A CREEP EXPOSED STRUCTURE

Jónás Szabolcs, Dr. Szávai Szabolcs, Bézi Zoltán

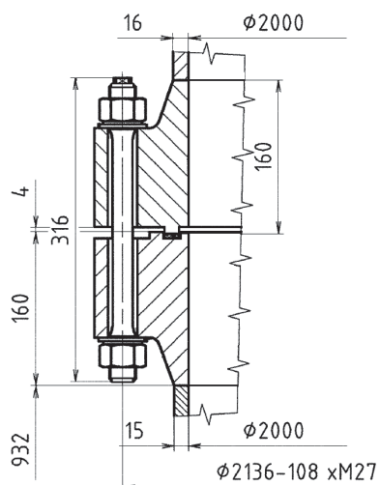
ABSTRACT

In case of petrochemical industries equipment often operates under elevated temperature. Creep based degradation can occur due to the high level of operational temperature and stresses. Since leakage has been detected at a flange of a RPV that can be caused by leak tightness of bolted joints due to the creep, the structure of the flange has been analysed deeply. The goal of the simulation was to determine the remaining time and strain values till the sealing conditions are acceptable.

1. BEVEZETÉS

Egy vegyipari üzem reaktor fedelénél a karbantartásokat követően kb. 6 hónappal szivárgást észleltek. A probléma oka, feltételezhetően a reaktor fedelét leszorító csavarok kúszása.

Az 1. ábra mutatja a reaktor karimás kötésének geometriáját.

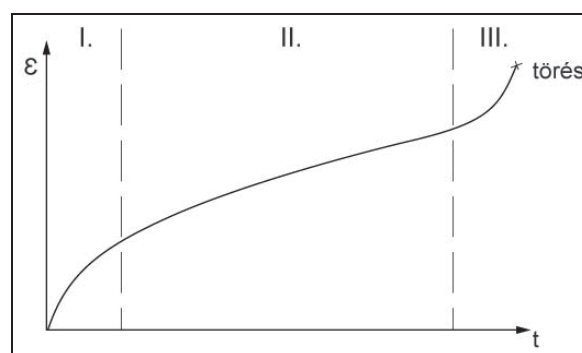


1. ábra A vizsgált karimás kötés geometriája

Az emelt hőmérsékleten üzemelő szerkezetek egyik, szerkezetintegritás szempontjából kritikus jellemzője a kúszási tulajdonságuk. A kúszás egy időfüggő, hő és mechanikai terhelés hatására bekövetkező folyamat, amely során a szerkezet alakváltozást szenved, legáltalánosabban az (1) írja le a folyamatot.

$$\varepsilon = f(\sigma, t, T) \quad (1)$$

A kúszási alakváltozás tönkremenetelhez vezethet, mely lehet funkcionális hiba vagy akár törés is. A kúszási folyamat időfüggését szematikusan az 2. ábra mutatja. A kúszási folyamatot leíró görbék három fő részre tagolhatóak: elsődleges, másodlagos és harmadlagos kúszási szakaszra. Az elsődleges szakaszban a pillanatnyi alakváltozást követően egy lassuló alakváltozási szakasszal jellemezhető az állapot, a másodlagos szakaszban állandósul a nyúlás mértéke, majd egy gyorsuló szakaszba ér a folyamat, ami tönkremenetelhez (töréshez) vezet [1].



2. ábra Kúszás görbe

Ha a feszültség állandónak tekinthető, akkor a kúszási görbe leírható az Evans, Parker és Wilshire által kidolgozott összefüggéssel (2):

$$\varepsilon = \Theta_1 [1 - \exp(-\Theta_2 t)] + \Theta_3 [\exp(\Theta_4 t) - 1] \quad (2)$$

Ahol a Θ_1 , Θ_2 , Θ_3 és Θ_4 tapasztalati úton nyert hőmérséklet- és feszültségfüggő konstansok [1].

2. MÉRNÖKI SZERKEZETEK KÚSZÁSA

A mérnöki, tervezői gyakorlat számára a kúszási görbe első és második szakasza lényeges, így méretezés során ezeket vesszük figyelembe. A méretezés során ismert a fellépő terhelés és az üzemelési hőmérséklet. Lényeges paraméterek továbbá a kúszási sebesség és a törés bekövetkezéséhez tartozó idő. Adott hőmérsékletre és terhelési esetre a Norton-féle hatványtörvény a legegyszerűbb összefüggés, amely a kúszás sebessége és a mechanikai feszültség között teremt kapcsolatot (3):

$$\dot{\varepsilon} = \frac{d\varepsilon}{dt} = A\sigma^n \quad (3)$$

Ha figyelembe vesszük, hogy az anyag felkeményedik az időben előre haladva, akkor a *Bailey* által kibővített formáját lehet használni, a *Norton-Bailey* törvény tehát a következőképpen módosul (4):

$$\dot{\varepsilon} = \frac{d\varepsilon}{dt} = A\sigma^n t^m \quad (4)$$

Az összefüggésekben szereplő A , n és m paraméterek anyagtól függő állandók. Mivel a kúszás termikusan aktivált folyamat, figyelembe vehető a leírásánál a hőmérsékletre való érzékenysége is a következő exponenciális alakú összefüggés szerint (5):

$$\dot{\varepsilon} = A_0\sigma^n \exp\left(\frac{-Q}{RT}\right) \quad (5)$$

Ahol a Q az aktiváláshoz szükséges energia mennyisége, R az univerzális gázállandó, T pedig a hőmérséklet.

3. PARAMETRIKUS EXTRAPOLÁCIÓS TECHNIKÁK

A kúszásnak kitett szerkezetek üzemelési ideje, jellemzően több mint 100.000 h, azonban a laboratóriumi vizsgálatok rövid idejűek, gyakorta még az 1000 h-t sem érik el. Ahhoz, hogy a szerkezet hosszú távú viselkedését becsülni lehessen eltérő hőmérsékleteken, különféle extrapolációs technikákat dolgoztak ki. Ezek a módszerek egyetlen kifejezésben magukba foglalják az üzemelési időt, hőmérsékletet és a feszültséget. Ha ábrázoljuk a különféle módszerekből származó adatokat, akkor az ún. mester görbéket kapjuk meg, amelyből leolvashatóak az adott körülményekre vonatkozó állapotjellemzők. Az extrapolációs módszerek közül néhányat kiemelve [2]:

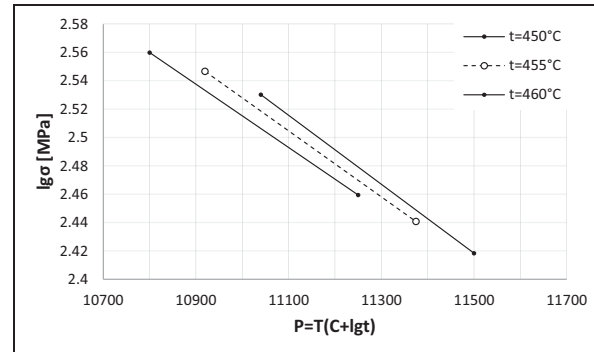
- Larson-Miller
- Manson-Brown
- Graham-Walles
- Rabotnov

Jelen cikkben a *Larson-Miller* féle lineáris extrapolációs technikát mutatjuk be egy példán keresztül. A *Larson-Miller* paraméter (LMP) a következő alakban értelmezhető:

$$LMP = T(C + \lg t) \quad (6)$$

A (6) összefüggésben szereplő $C=17-23$ közötti értékeket vehet fel, a $C=20$ jó közelítéssel alkalmazható [3].

A példát a 21CrMoV 5-7 Q+T hőálló acélminőségen keresztül ismertetjük. Az acélminőséget emelt hőmérsékleteken üzemelő szerkezetekben, mint csavar használják. Az anyagra jellemző 1%-os kúszási alakváltozásokat az EQUIST acélkatalógus tartalmazza, az 1% többnyire, mint kúszáshatár ismert.



3. ábra 21CrMoV 5-7 Q+T LMP becslés

A 3. ábra. mutatja az extrapolációt. A folyamatos vonalakkal jelzett értékek az ismert hőmérsékletű és vizsgálati idejű értékeket mutatják, míg a szaggatott egyenes az üzemelési hőmérsékletre extrapolált értékeket mutatja. Ha ismert a kritikusnak számító feszültség értéke, akkor ahhoz meghatározható az 1%-os alakváltozás eléréséhez szükséges idő. Ez fordítva is igaz, tehát az extrapoláció pillanatában, ha ismert az üzemelési idő, akkor meghatározható a szerkezetben ébredő feszültség mértéke a (6) megfelelő alakúra alakítását követően.

4. BEMENŐ PARAMÉTEREK MEGHATÁROZÁSA

A szimulációs feladat, hogy meghatározzuk egy kúszásnak kitett üzemelő szerkezet viselkedését. A szerkezet jelen esetben egy ammónia reaktor, amely 455°C-on üzemel. A reaktor tartály fedelét 108 db M27-es, könnyített kivitelű csavar rögzíti karimás kötésen keresztül. A karima két fele között tömítő anyag van.

A szimulációhoz számos paramétert meg kellett határozni vagy esetenként vizsgálni, hogy a lehető legjobban közelítsük a valós üzemi körülményeket. A végeelem modellbe beállított rugalmas anyagjellemzőket a Mechanikai Anyagvizsgáló Laboratóriumban mérték meg. Szükséges volt egyrészt a csavar anyagának vizsgálata, a tartály anyagának üzemi hőmérsékleten igaz jellemzőinek meghatározása, másrészt a karimák között lévő tömítés

viselkedésének elemzése, továbbá a kúszási sebességek meghatározása.

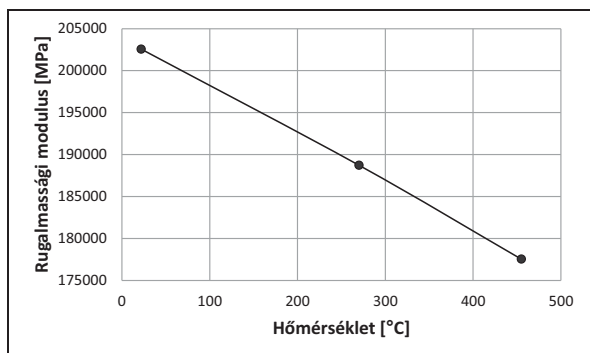
A szimulációt megelőzően a tömítő erő meghatározását végeztük el. A tömítő erő megmutatja, hogy mennyi az a legkisebb erő, amely esetén a szerkezet még a tervezésnek megfelelően üzemel. A számításhoz az ASME szabvány megfelelő részét használtuk [4]. A szabvány tartalmazza a szükséges összefüggéseket, ezek közül a tömítő erő és a fedél leszorító erő meghatározására szolgáló összefüggést közöljük (7):

$$W_{m1} = 0,785G^2 P + (2b \times 3,14GmP) \quad (7)$$

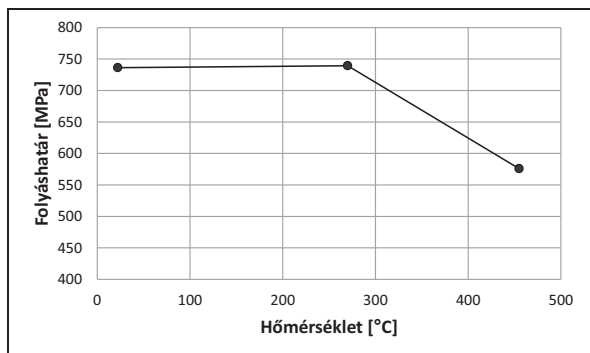
A (7) összefüggésben szereplő G a karima geometriai paramétere, a P a belső nyomásterhelés, b a tömítés effektív szélessége, m pedig a tömítés paramétere. Az összefüggés második tagja írja le a tömítéshez szükséges minimális erő értékét. A W_{m1} összeg pedig megadja a teljes csavarterhelés mértékét. Az így meghatározott értékeket a szimuláció során figyelembe vettük.

4.1. Anyagjellemzők meghatározása

A csavar rugalmassági modulusa és folyáshatára három különböző hőmérsékleten lett meghatározva (4. ábra és 5. ábra).

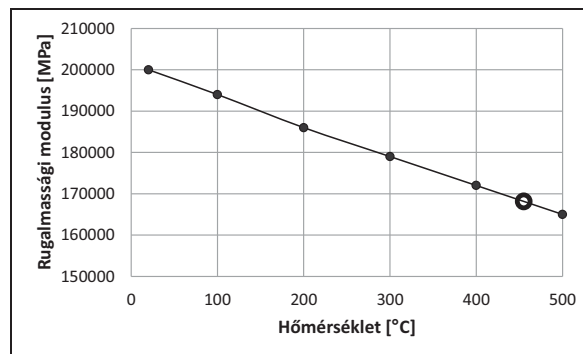


4. ábra 21CrMoV 5-7 Q+T hőmérsékletfüggő rugalmassági modulusa

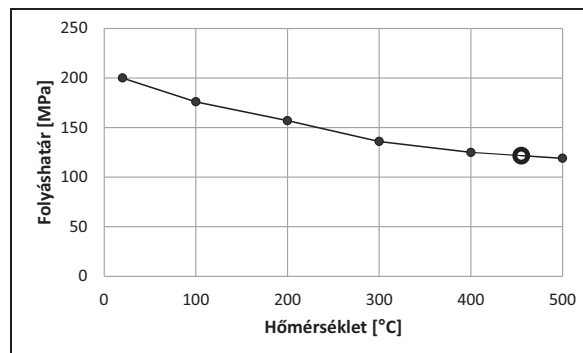


5. ábra 21CrMoV 5-7 Q+T hőmérsékletfüggő folyáshatára

A tartály anyaga X6CrNiTi 18-10 minőségű, austenites acél. Ebben az esetben az EQUIST-ben található hőmérsékletfüggő anyagjellemzőket alkalmaztuk, lineáris interpolációval meghatározva az üzemi hőmérsékletre igaz értékeket (6. ábra és 7. ábra).



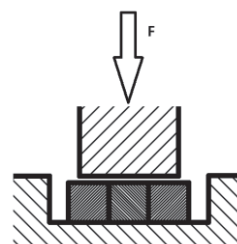
6. ábra X6CrNiTi18-10 hőmérsékletfüggő rugalmassági modulusa



7. ábra X6CrNiTi18-10 hőmérsékletfüggő folyáshatára

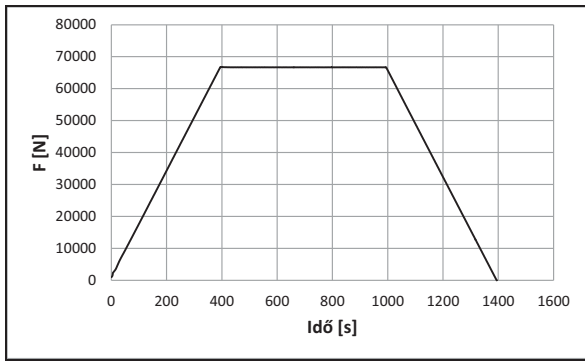
4.2. Tömítőanyag vizsgálata

A tömítés viselkedését egy technológiai próba segítségével elemeztük. A vizsgálat célja, hogy ismert legyen a tömítés összeszorító erőre adott válasza, így a végeselem modellben a valóságos állapothoz közelebbi karakterisztikájú tömítőelem építhető be. A vizsgálatot sematikusan a 8. ábra mutatja. A reaktor karimájában egymás mellett 3 db tömítőgyűrű található, ezt a technológiai vizsgálatnál is figyelembe vettük úgy, mint a hézagokat. A szerszám 100 mm hosszúságú, így az F terhelő erőt erre a szakaszra vonatkoztatva kellett meghatározni.



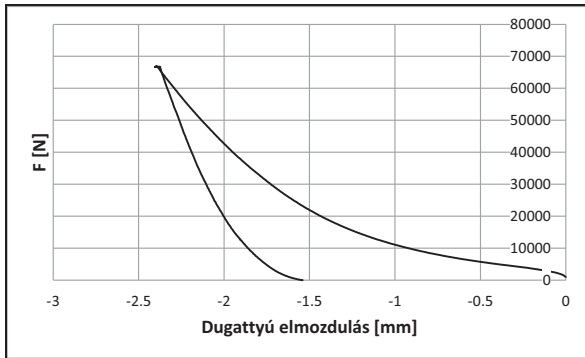
8. ábra Tömítés vizsgálati elrendezése

A vizsgálat során az alábbi terhelési függvény lett alkalmazva (9. ábra).



9. ábra Terhelés-idő függvény

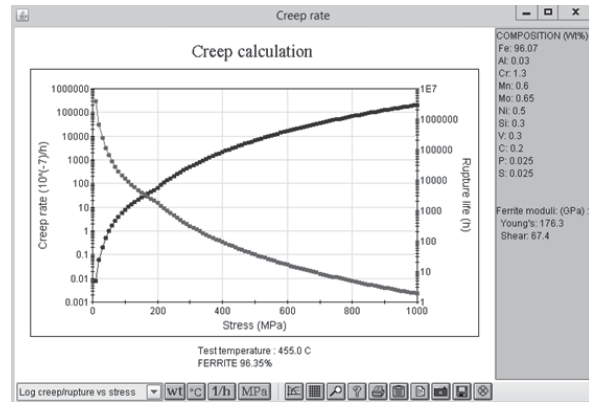
A vizsgálat eredményeként egy erő-dugattyú elmozdulás függvényt (10. ábra) kaptunk, amit változatlan formában be lehet építeni a tömítő elemekbe.



10. ábra Tömítés karakterisztikája

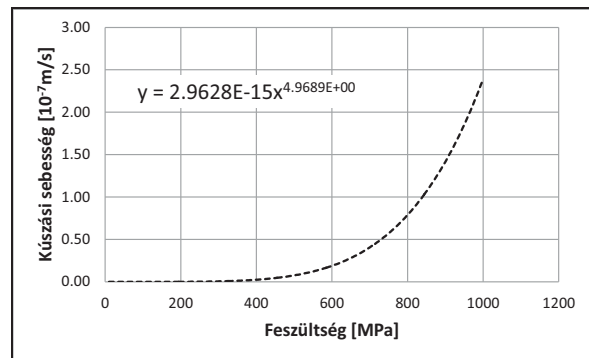
4.3. Kúszás sebesség meghatározása

A kúszás sebesség értékeket a végelem szoftverben a Norton-törvénynek megfelelő alakú módon lehet megadni. Az irodalmakban ezeket az összefüggéseket csak korlátozott számban lehet megtalálni, ezért a JMatPro nevű szoftvert alkalmaztuk. A szoftver képes arra, hogy vegyi összetétel alapján meghatározza számos anyagminőség bizonyos anyagjellemzőit, így folyásgörbéket, CCT/TTT görbéket, hőmérséklettől függő anyagjellemzőket, szemcsemérettől függő jellemzőket [5]. A kezelőfelületen ki lehet választani, hogy milyen anyagcsoporttal szeretnénk dolgozni, majd ezen belül a szűkebb kérdéskört lehet megválasztani. A szoftverbe a tömegszázalékos összetételt kellett megadni, illetve a vizsgálat hőmérsékletét és egy terhelési tartományt, amelyre meghatározza a kúszási sebesség görbét (11. ábra). A paraméterek meghatározása a tartály esetén is megtörtént. A tartály anyaga nem hőálló acélminőség, így várhatóan nagyobb mértékben szenved alakváltozást, mint a csavar.



11. ábra JMatPro számítás eredménye

Az eredményekre egy exponenciális alakú görbét lehet illeszteni, aminek a szorzója illetve a kitevője a Norton-törvény A és n paramétereinek felelnek meg (12. ábra).



12. ábra Norton-törvény paramétereinek meghatározása (csavar anyaga)

5. KÚSZÁS SZIMULÁCIÓ

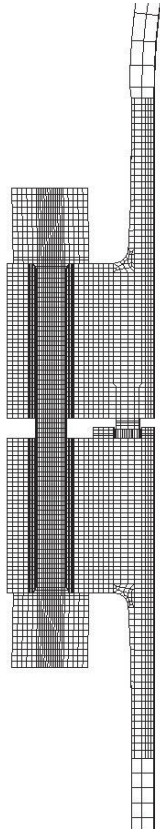
Az 1. ábra szerint megépítettük a végelem hálót, majd a mérési és számítási eredményeknek megfelelő anyagjellemzőket állítottuk be.

5.1. Modellépítés

A geometriai kialakítás sajátosságai miatt a ciklikus szimmetria kihasználható, a csavar esetében pedig fél modellt lehet alkalmazni. A végelem hálót 13. ábra mutatja.

A modell 3, egymást követő terhelési esetből áll. Az első terhelési esetben a csavar előfeszítése történik, az üzemi meghúzásnak megfelelően. Ehhez a programban létezik egy speciális, direkt csavar előfeszítésre kitalált módszer. A módszer lényege, hogy a végelem hálót elvágjuk, majd merev kapcsolóelemekkel egy külső csomópontozhoz kötjük a metszeten lévő csomópontokat. A külső csomóponton keresztül lehet definiálni a terhelést, jelen esetben az előfeszítő erőt. A csavar szimmetria síkján történő megfogáson kívül a külső, kontroll csomópontot is meg kellett gátolni, hogy a csavar tengelyvonalára merőleges síkban el

tudjon mozdulni, illetve a második terhelési eset után függőlegesen se tudjon elmozdulni.



13. ábra A karimás kötés végeelem hálója (részlet)

Ezt követően a belső nyomásból származó terhelések megadása történik. A tartály falán, a belső nyomásból származó erőt kell figyelembe venni. A hengercikket alkotó elemek felületére át kell számolni a nyomást, hogy ott egy húzóterhelést lehessen definiálni, az erőegyensúly miatt. Végül a 3. terhelési esetben a kúszás zajlik le. A kúszás idejét 87600 h-ra állítottuk be, ez közel 10 évnek felel meg.

A modellbe a tömítés helyére egy speciális, ún. *GASKET* (tömítő) elemet építettünk be. Az elem nagy képlékeny alakváltozásokat képes elszorítani. Ezek a speciális elemek úgy lettek kifejlesztve, hogy csak egyetlen réteg vastagságban kell létrehozni azokat. A mérési adatokat könnyen az elemekhez lehet rendelni.

5.2. Kúszás számítása a MARC-ban

A MARC végelem szoftverben két féle módon lehet a kúszást szimulálni. Ezek közül az explicit módszert használtuk. Lehetőség van szubrutinokon keresztül is megadni a kúszási jellemzőket, de direkt módon is be lehet vinni az adatokat. A kúszási jellemzőket a *Norton*-törvény szerint állítottuk be.

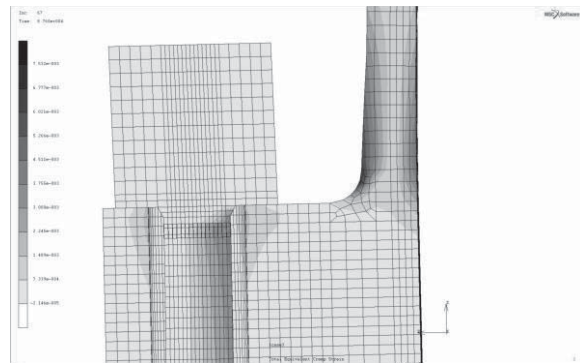
Az explicit kúszás modellezés során a MARC a (8) egyenletet oldja meg:

$$K\Delta u = \Delta P + \int_V \beta^T D \varepsilon^{cr} dv \quad (8)$$

Az egyenletben szereplő tagok rendre a következők, K a merevségi mátrix, Δu és ΔP az inkrementális elmozdulás és csomóponti erővektor. Az integrál kifejezés a kúszási alakváltozás által okozott pszeudo-terhelésvektor, ahol β az alakváltozás és az elmozdulás viszonya, a D a feszültség és alakváltozás viszonya. Amennyiben az anyagegyenletek tartalmazzák a képlékeny anyagjellemzőket is, akkor a MARC azt implicit módon fogja kezelni, míg a kúszást explicit [6].

5.3. Kúszás számítás eredményei

A szimulációból nyert kúszási alakváltozásnak az eloszlását a 14. ábra mutatja.



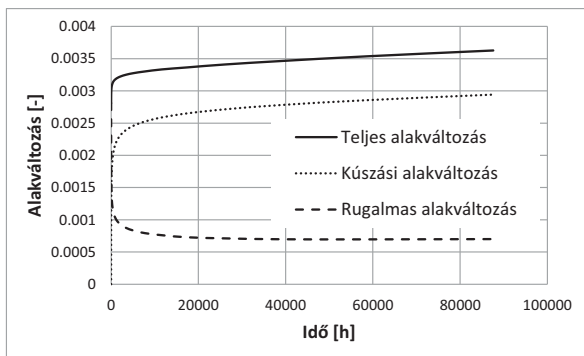
14. ábra A kúszási alakváltozás eloszlása (részlet)

A csavar tartályhoz közelebb eső felületén alakul ki a legnagyobb mértékben a kúszás, ez az igénybevételek miatt van.

Az alakváltozást szét lehet bontani (9) több komponensre, ezt a MARC automatikusan el tudja végezni.

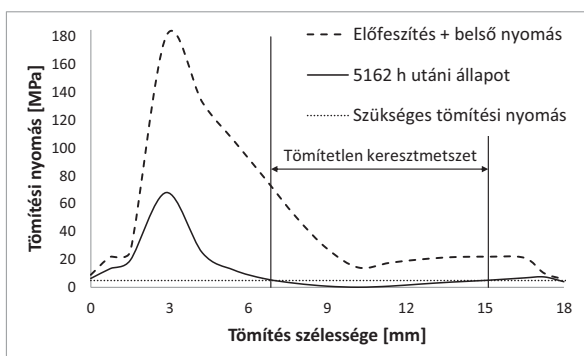
$$\varepsilon_{tot} = \varepsilon_{el} + \varepsilon_{pl} + \varepsilon_{thermal} + \varepsilon_{crp} \quad (9)$$

A 15. ábra az így szétbontott alakváltozásokat mutatja. Jól látszik, hogy a rugalmas alakváltozás miként csökken a kúszási alakváltozás megjelenésével. Ezek közül a teljes alakváltozást lehet mérni is. A csavarban a még megengedhető alakváltozás mértéke a számítások alapján $\varepsilon_{max}=0,32\%$. Ennél magasabb alakváltozás nem üzemszerű működést eredményez. Ezt a csavarok újbóli meghúzásával korrigálni lehet, de csak a csavarok teherbírásáig.



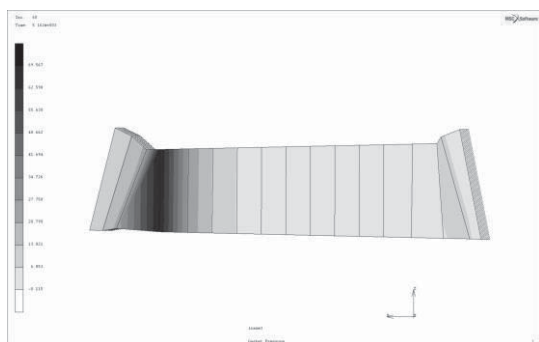
15. ábra A csavar alakváltozása az idő függvényében

A tömítőelem vizsgálata során a tapasztalat, hogy kb. 7 hónappal a kúszás megindulása után olyan mértékben lecsökken a tömítési nyomás az elemekben, hogy a tartály eresztenei kezd. Ez az üzemi tapasztalattal jó összhangban van, tehát megállapítható, hogy kúszás okoz hibás működést a rendszerben. A 16. ábra a tömítés szélessége mentén értelmezett nyomáseloszlást mutatja. A szükséges tömítési nyomás értéke alá eső szakaszon a tömítés nem megfelelően működik. A folytonos vonallal jelölt értékek a kritikusnak mondható 7 hónap után alakult ki, leolvasható hogy kb. a tömítés fele nem éri el a szükséges értéket, így ott a szivárgás felléphet.



16. ábra A nyomáseloszlás a tömítés szélessége mentén

A 17. ábra a tömítő elemet mutatja kb. 7 hónap üzemelést követően



17. ábra A nyomáseloszlás a tömítőelemen 5162 h után (kb. 7 hónap) ($p_{Cmax.} = 69,5 \text{ MPa}$)

6. ÖSSZEFOGLALÁS

A fejlett numerikus eljárásokat sikerrel alkalmaztuk egy emelt hőmérsékleten üzemelő nyomástartó tartály komplex karimás kötésének részletes kúszás elemzésére. Ennek során felállítottuk a megfelelő anyagmodelleket, melyeket implementáltuk a végesesemes környezetbe, majd elvégeztük a szükséges számításokat. A szimulációs eredmények alátámasztják az eredeti feltevést, miszerint a reaktor tartály szivárgását a kúszás jelensége okozhatja. Meghatároztuk azt az alakváltozást, amely kúszás szempontjából kritikus, így előre lehet jelezni bizonyos időközi karbantartási folyamatokat.

7. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutatás a TÁMOP-4.2.2-A-11/1/KONV-2012-0029 Új Széchenyi Terv Társadalmi Megújulás Operatív Program (TÁMOP) és a VIRTILAB HUSK/1101/1.2.1/0039 számú projekt keretében az Európai Unió és az Európai Regionális Fejlesztési Alap támogatásával valósult meg.

8. IRODALOM

- [1] R. Viswanathan: Damage Mechanisms and Life Assessment of High-Temperature Components, ASM International, 1989
- [2] R. K. Penny, D. L. Marriott: Design for Creep, Chapman&Hall, 2nd edition, 1995
- [3] G. Webster, R.A. Ainsworth: High Temperature Component Life Assessment, Springer Science & Business Media, 1994
- [4] ASME BPVC III. Div. 1. App. XI.
- [5] U. Diekmann: Calculation of Steel Data using JMatPro, COMAT 2012
- [6] MSC.Marc&Mentat – Theory and User Information (Vol. A)

REVERSE ENGINEERING A GYAKORLATBAN

REVERSE ENIGEERING IN PRACTICE

Kiss Dániel¹, Dr. Tomori Zoltán², Csorba Dezső³, Dr. Csáki Tibor⁴

ABSTRACT: An industrial project will be presented in this paper about reverse engineering. We have to reproduce the blades of a mixing turbine without drawing. After 3D scanning and model creating we generated toolpath using CAM software to produce the component, and manufacture the workpiece.

1. BEVEZETÉS

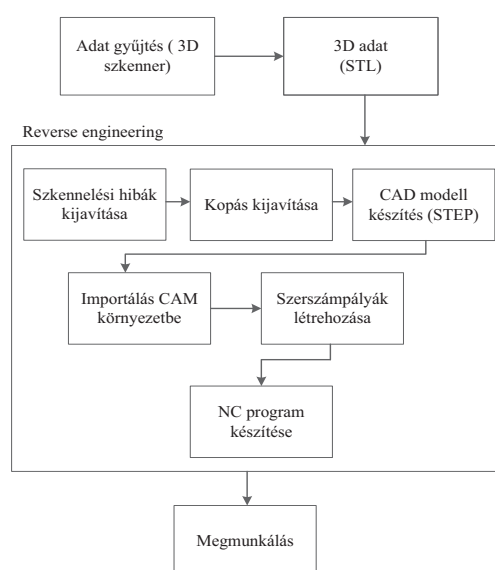
Olyan alkatrészek melyek durva körülmények között hosszú ideig üzemelnek a kopás különböző formáit szenvedik el. Ez problémát okozhat olyan alkatrészek esetén, melyek szabadfelületekkel rendelkeznek, melyek előállítása az eredeti dokumentáció hiányában majdhogynem lehetetlen. Ha ezen alkatrészeket egy 3D szkennelők segítségével be tudjuk szkennelni és a kopásokat kijavítjuk, kapunk egy olyan CAD modellt mely alapján a problémás alkatrész újra tudjuk gyártani [1], [4].

Jelen esetben a problémás alkatrészek egy keverő turbina lapátjai, melyek savas környezetben, hosszú időn keresztül oly mértékű kopást szenvedtek el, hogy újra kell gyártani.



1. ábra. A meghibásodott turbina

Az újragyártási problémával a Borsodchem Zrt. és a Nordker-M Kft kereste fel a Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszékét, melyre a jelen cikkben leírt megoldást alkalmazva reprodukáltuk a szükséges alkatrészeket.



2. ábra. Reverse engineering folyamatábrája

¹PhD hallgató, Miskolci Egyetem

²ügyvezető igazgató, Nordker-M Kft.

³TDI gyártás igazgató, Borsodchem Zrt.

⁴egyetemi docens, Miskolci Egyetem

A következőkben bemutatjuk a reverse engineering folyamat egyes lépéseit, a használt eszközökkel együtt.

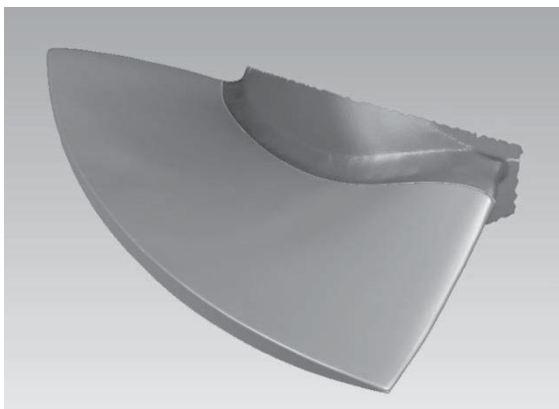
2. SZKENNELÉS

A digitalizálást egy BREUCKMANN SMART SCAN 3D-HE típusú mobil szkennerral végeztük, melyhez az OPTOCAT 2009 adatgyűjtő szoftvert kaptunk, kimenetként pedig egy STL fájlt a szkennelt modellről [2].



3. ábra A 3D szkennер

Mivel a digitalizált felület hibákat is tartalmazhat (lyukak, tüskék) így a kapott felületen még utómunkát kellett végeznünk melyet a GEOMAGIC STUDIO 2012 szoftverrel végeztünk el [1].

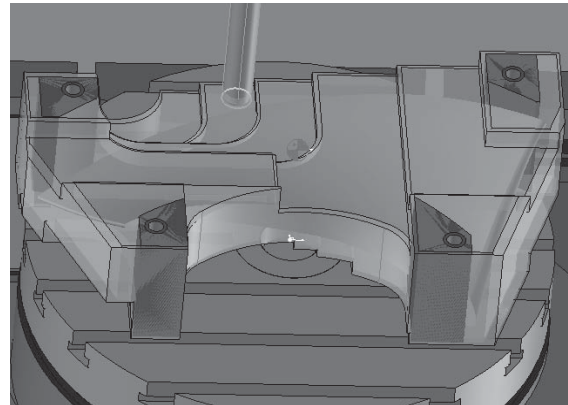


4. ábra. Hegesztési varrat eltávolítása a javított felületről

Miután a szkennelési hibák kijavításra kerültek, eltávolítottuk a hegesztési varratot és egy NURBS felületekből álló STEP fájlt hoztunk létre, melynek segítségével a további munkát UGS NX 9.0 szoftverben alakítottuk tovább a modell felületeit. Végül egy olyan modellt kaptunk, mely alkalmassá vált a CAM szoftverbe történő megmunkálások létrehozásához [5].

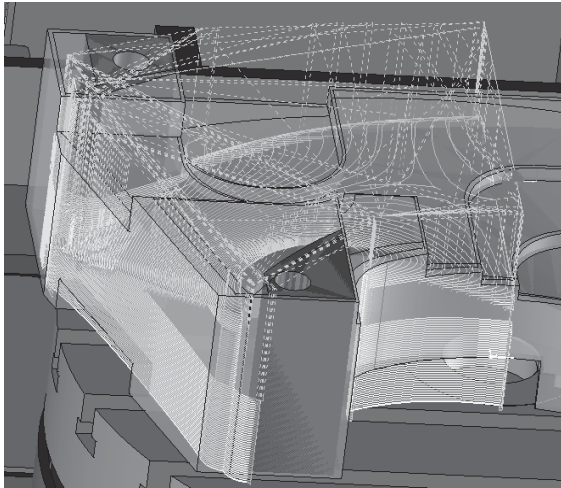
3. SZERSZÁMPÁLYA GENERÁLÁSA

A megmunkáláshoz szükséges szerszámok előállításához a TOPSOLID 2012 szoftver CAM modulját használtuk. Itt még a felfogatáshoz szükséges segéd oszlopokat kellett illeszteni a megmunkálandó darabhoz [3].



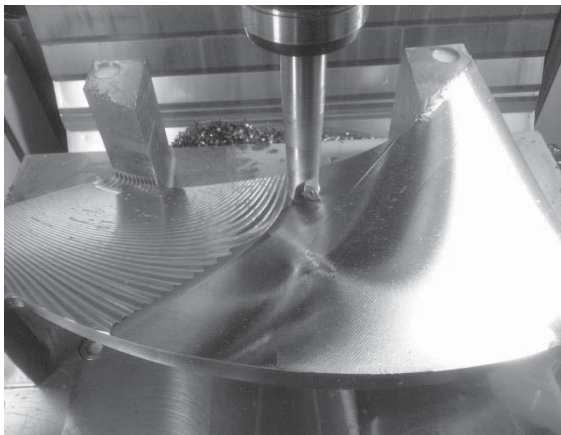
5. ábra. A CAM szoftver virtuális környezete

Mivel a DMG DMU40 MONOBLOCK marógép esetében célszerű volt több megmunkálásra felosztani a testet, és így kellett az elvégzendő megmunkálásokat is elkészíteni. A megmunkálás egy 2,5D nagyolási illetve elősimítási, melyek szintenkénti fogásvételekkel történtek és 3D simítási műveletből állt, melyre a lapát alakja miatt volt szükség. Miután az említett megmunkálási műveleteket megfelelően paramétereztük, előálltak a szerszámok, így a marógéphez illesztett posztprocesszor segítségével generáltuk az NC kódokat.



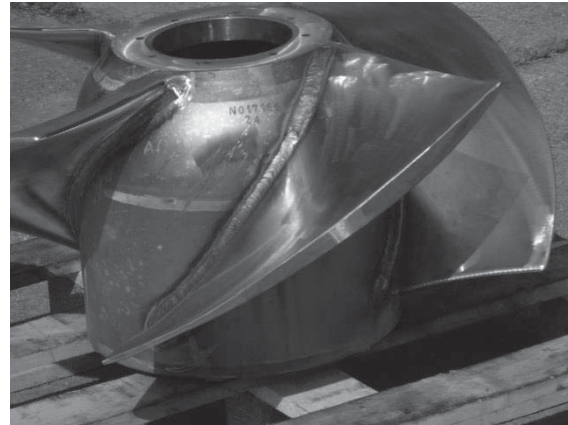
6. ábra. Szerszám pályák

A megmunkáláshoz Walter F4041 típusú oldal és homlokmarót, valamint Korloy FMRS2000 váltólapkás szerszámokat használtunk az alapanyaghoz ajánlott lapkákkal. A munkadarab anyaga 1.4404 megjelölésű saválló acél volt.



7. ábra. Simítási művelet

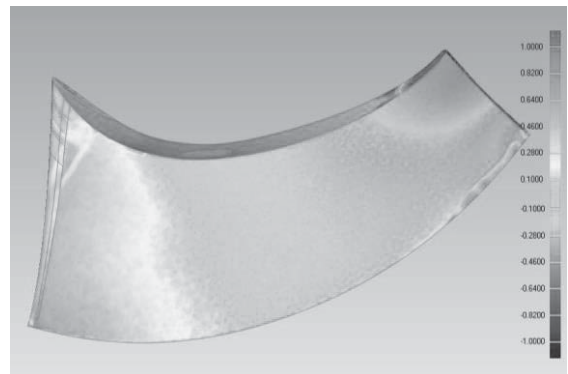
Miután a lapátok elkészültek a segédoszlopokat manuálisan kellett eltávolítani. Az így kapott lapátokat végül felhegesztették az agyra.



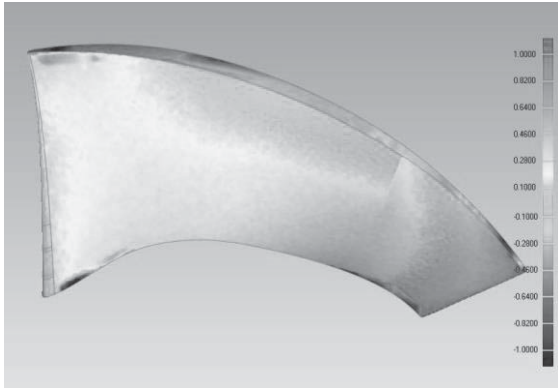
8. ábra. Az elkészült turbina

4. A MODELL ÉS AZ ELKÉSZÜLT DARAB ÖSSZEHAJONLÍTÁSA

A legelső darabot, mint próbadarabot, műanyagból munkáltuk ki, majd újra digitalizáltuk és összehasonlítottuk az eredetileg megalkotott CAD modellel. A digitalizált modellen ismét ki kellett javítani a szkennelési hibákat, majd a GEOMAGIC STUDIO segítségével egymáshoz illeszteni az eredeti modellel és a digitalizált felületeket így el tudtuk végezni az összehasonlítást [2].



9. ábra. Az első oldal összehasonlítása



10. ábra. A második oldal összehasonlítása

Az átlagos eltérés az eredeti modelltől 0.233mm volt, ami a könnyen vetemedő poliamid alapanyagot illetve a munkadarab formáját tekintve igen jó eredmény.

5. ÖSSZEFoglalás

Az elvégzett projekt során fény derült arra, hogy a rendelkezésre álló eszközök és szoftverek megfelelő felhasználással alkalmasak szabadfelületek létrehozására. Az elkészült alkatrészek azóta üzembe álltak és teljes mértékben ellátják a funkciójukat

6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

"A bemutatott kutatómunka a Miskolci Egyetem stratégiai kutatási területén működő, Mechatronikai és Logisztikai Kiválósági Központ keretében, a Támop-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű project részeként, az Európai Unió támogatásával, az Európai szociális alap társfinanszírozásával valósult meg."

7. FELHASZNÁLT IRODALOM

- [1.] Jian Gao, Xin Chen, Detao Zheng, Oguzhan Yilmaz, Nabil Gindy: Adaptive restoration of complex geometry parts through reverse engineering application, *Advances in Engineering Software* 37 (2006), pp:592-600.
- [2.] Szilágyi Attila, Dr. Csáki Tibor, Dr. Makó Ildikó: An up-to-date method of dimension control of freeform surfaces., *microCAD 2012, L section: XXVI. international Scientific Conference*, ISBN:978-963-661-773-8
- [3.] Chen-Hua She, Chun-Chi Chang: Study of applying reverse engineering to turbine blade manufacture, *Journal of Mechanical Science and Technology*, October 2007, Volume 21, Issue 10, pp 1580-1584
- [4.] C. Bandera, S. Filippi, B. Moty :CISM International Centre for Mechanical Sciences Reverse Engineering of a Turbine Blade: Comparison Between two Different Acquisition Techniques, *AMST'05 Advanced Manufacturing Systems and Technology*, Volume 486, 2005, pp 635-644
- [5.] K. Mohaghegh, M. H. Sadeghi, A. Abdullah : Reverse engineering of turbine blades based on design intent, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, April 2007, Volume 32, Issue 9-10, pp 1009-1020 Date: 23 May 2006

AB- ÉS ADSZORPCIÓS HŰTÉSI ELJÁRÁSOK ÁTTEKINTÉSE ÉS ÖSSZEHAISONLÍTÁSA

A REVIEW AND COMPARISON OF AB- AND ADSORPTION COOLING METHODS

Krámer Gyula¹, Dr. Siménfalvi Zoltán², Dr. Szepesi L. Gábor²

ABSTRACT

Basically there are three different ab- and adsorption cooling methods. In this article, I attempt to compare their energetical feature and economical features. I also attempt to make an order among the used refrigerants.

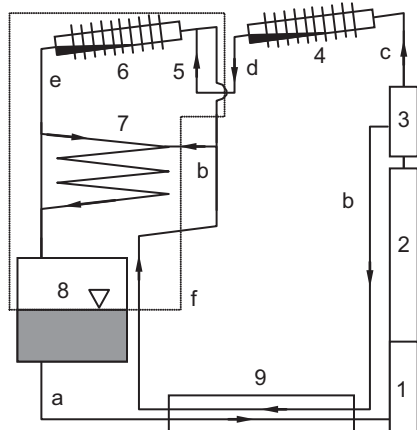
1. BEVEZETÉS

Alapvetően 3-féle ab- és adszorpciós hűtési eljárás létezik. Jelen cikk során összefoglalom, és összehasonlítom őket, illetve összevetem az egyes eljárásokban használt hűtőközegeket.

Az összehasonlítás alapja az energetikai hatékonyság (1), ami meghatározza az üzemeltetési költséget, a hűtőközegeknél pedig megvizsgálom a környezeti szempontokat.

$$COP = \frac{Q_{hasznos}}{W_{befektetett}} \quad (1)$$

2. ÁLLANDÓ NYOMÁSÚ ABSZORPCIÓS RENDSZEREK (Platen-Munters-féle folyamat)



1. ábra: A berendezés elvi vázlatja

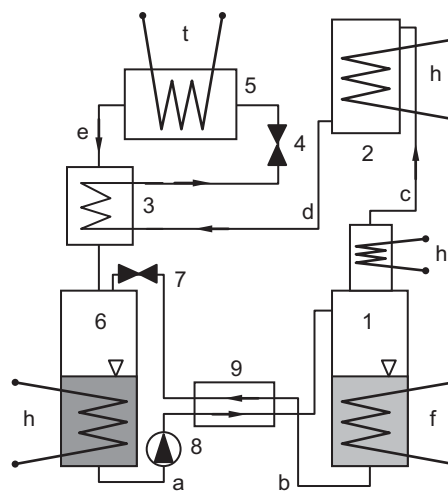
1. forraló, 2. buborékszivattyú, 3. rektifikátor, 4. kondenzátor, 5. folyadékzár, 6. elpárolgató, 7. oldó, 8. tartály, 9. hőcserélő. a. ammónia vizes oldata, b. híg oldat, c. ammónia gáz, d. folyékony ammónia, e. ammónia-hidrogén elegy, f. hidrogén atmoszféra határa

A működés rövid leírása:

A forralóban kb. 150-180 fokra hevítjük az ammónia oldatot, ekkor az egész rendszer nyomása 20-25 bar lesz. Az ammónia gáz a kondenzátorban lehül, és a folyadékzárán keresztül áthalad az elpárolgatóba, ahol hidrogén atmoszférába kerül. Itt elkezd gőzölni, és a parciális nyomása 4-4.5 bar lesz. Az ammónia-hidrogén elegy az oldóban találkozik a buborékszivattyúval felemelt, híg vizes oldattal, ami az ammóniát magával viszi a tartályba. Így zárul a hűtőkör.

A hűtőközeg ammónia-víz elegye, a segédgáz hidrogén, esetleg hélium. Ennek a típusnak rendkívül alacsony a COP-ja, különböző forrásokban 0,2...0,3 értéket lehet találni. Ez azt is jelenti, hogy ezt a típust nem lehet eredményesen továbbfejleszteni. Érdemes megjegyezni, hogy a legnagyobb ilyen típusú hűtő is csak néhány száz watt teljesítményű.

3. OLDATSZIVATTÚS ABSZORPCIÓS RENDSZEREK (Carré-féle folyamat)

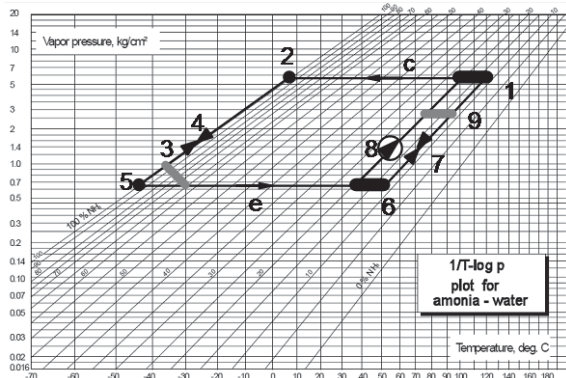


2. ábra: Oldatszivattyús abszorpciós rendszer

1. generátor, 2. kondenzátor, 3. utóhűtő, 4. a hűtőközeg fojtószelepe, 5. elpárolgató, 6. abszorber, 7. az oldat fojtószelepe, 8. oldatszivattyú, 9. oldat hőcserélője. a. hűtőközegben gazdag oldat, b. szegény oldat, c. hűtőközeg gőze, d. folyékony hűtőközeg, e. elpárolgott hűtőközeg, f. fűtés, h. hűtés, t. a hűtött tér terhelése

¹ PhD hallgató, Miskolci Egyetem, Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet

² egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet



3. ábra: Körfolyamat [1]

A generátorban 80-120 °C -on kiűzzük a hűtőközeget az oldatból, ami a kondenzátorban lehűl 20-40 °C-ra. A generátor hőmérséklete adja ezen oldal nyomását. Ezután, a magasanomású hűtőközeg a fojtószelepen keresztül belép az alacsony nyomású térbe, és hőelvonás kíséretében elpárolog. Az innen kilépő közeg szolgáltatja az utóhűtést, majd a 20-40 °C-os abszorberben a hűtőközeg újra elnyelődik. A generátor és az abszorber között szivattyú keringeti az oldatot, itt is van egy hőcserélő, és egy fojtószelep.

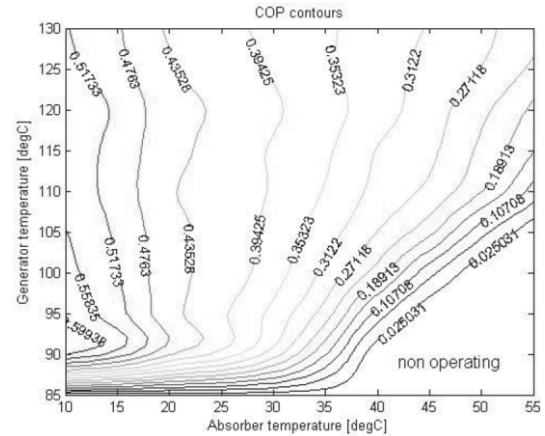
Ez a típus sokkal hatékonyabb, mint az előző. A COP értéke egy fokozat esetén is 0,5-0,8 között van. A berendezések teljesítménye a több ezer kW-ot is elérheti. [2]

1. táblázat: munkaközegpárok:[3]

Hűtőközeg	Abszorber
ammónia	víz
víz	LiBr
ammónia	LiNO ₃
metanol	LiBr ₃
aceton	ZnBr ₂
H ₂ SO ₄	víz
HCl	víz

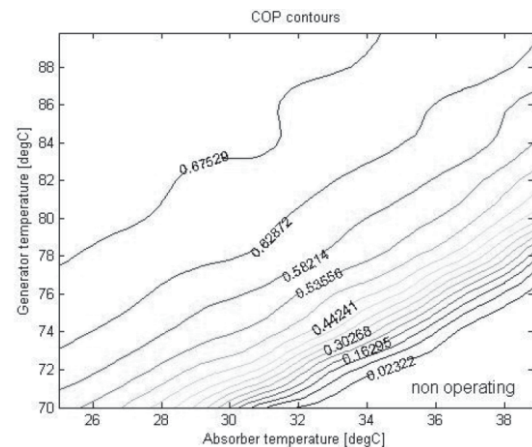
Az első két közegpár a legelterjedtebb. A LiBr-os rendszer alacsonyabb hőmérsékletű fűtést igényel, és kicsit magasabb a hatékonysága is (4. 5. ábra), viszont az ammóniás rendszerrel alacsonyabb elpárologtatási hőmérséklet érhető el.

A 4-es ábra mutatja a modellszámítás eredményeit a NH₃-H₂O rendszer működési tartományára, valamint a COP értékeket az abszorber és generátor hőmérsékletének függvényében. (elpárologtatató 0 °C, kondenzátor 50 °C) [4]



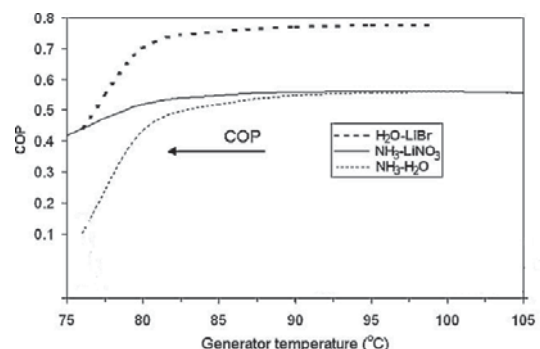
4. ábra COP értékek NH₃-H₂O esetén

Az 5-ös ábra mutatja a modellszámítás eredményeit a H₂O-LiBr rendszer működési tartományára, valamint a COP értékei láthatóak az abszorber és generátor hőmérsékletének függvényében. (elpárologtatató 5 °C, kondenzátor 40 °C) [4]



5. ábra COP értékek H₂O-LiBr esetén

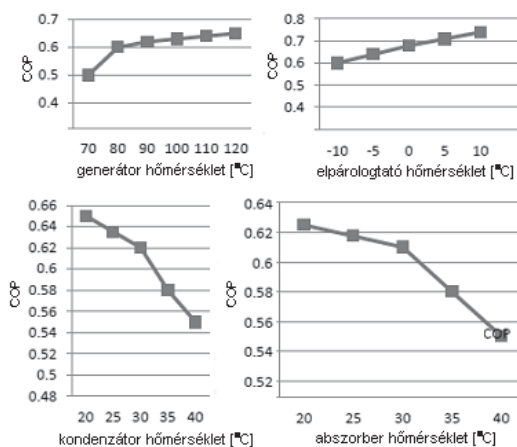
A NH₃-LiNO₃ rendszerrel is folynak kutatások, mert alacsonyabb generátorhőmérsékleten is ígéretesen működik.



6. ábra Rendszerek összetevése. [3]

Számos további lehetséges közegpár is található, azonban az alábbi feltételeknek meg kell felelniük [5]:

1. Nagy gőznyomásbeli különbség, forráspont-ban legalább 200 °C eltérés (közeg szétválaszthatóság).
2. Mindehhez ne kelljen túl nagy és túl kis hőmérséklet, és ne álljon elő túl nagy nyomás.
3. Jó hővezetés, kis viszkozitás, kis oldat fajhő, és nagy gőz fajhő, valamint nem túl nagy oldódási entalpia (ez utóbbi ellentét az 1. ponttal, de csökkenti a COP-t).
4. Az előálló hőmérsékleten és nyomáson ne kristályosodjon, ne szilárduljon meg, és ne bomoljon el.
5. Ne legyen agresszív, korrozív, mérgező, környezetszennyező, és ne legyen drága.



6. ábra COP függése a hőcserélők hőmérsékletétől. [6]

Mint ahogy az a fenti ábrákból látható, A COP érték függ a hűtőközegtől, a rendszer hőcserélőinek hőmérsékletétől, de jelentős mértékben függ az oldat-hőcserélőtől és a szivattyú teljesítményétől.

A befektetett energiát 3 részre lehet osztani:

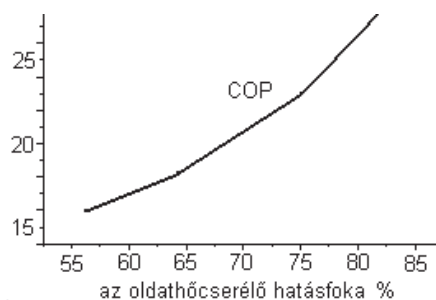
$$COP = \frac{Q_{hasznos}}{Q_{gen} + Q_{FR} + W_{sziv}} \quad (2)$$

A COP nem más, mint a hasznos hőelvonás vetítve a hűtőközeg elpárolgatásához szükséges hő, a keringő oldat felfűtéséhez szükséges hő, valamint a szivattyú munkájának összegére.

Ideális esetben egyenlő a generátor és abszorber hűtőközeg koncentrációja, de ez növeli a keringetési arányt (FR), így, ha az oldathőcserélő hatásfoka gyenge, az lerontja a folyamat hatásosságát. (5. diagram)

$$FR = \frac{m_{abs}}{m_{hkz}} \quad (3)$$

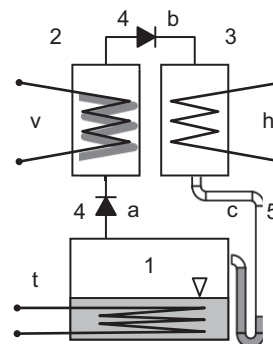
A keringetési arány (FR) a szivattyúzott oldat vetítve a keringetett munka-közeg tömegére.



7. ábra: Oldathőcserélő hatásfok összefüggése. [7]

4. ADSZORPCIÓS RENDSZEREK

Az első adszorpciós elven működő berendezést 1986-ban japánban építették, melynek elvi vázlatát a 8. ábrán látható.



8. ábra: A berendezés elvi vázlatát

1. elpárolgató, 2. adszorber blokk (adszorber-rel bevont hőcserélő), 3. kondenzátor, 4. visszacsapószelepek, 5. vízzár, a. alacsony nyomású gőz, b. magashozású gőz, c. lekondenzált folyadék, v. váltott üzemi hűtés és fűtés, h. hűtés, t. hűtött tér terhelése.

A hűtőközeg többnyire víz. Az adszorber, ami egy többnyire szilikagéllal bevont hőcserélő, váltott üzemi működik, hűtés esetén (20-30 °C-os vízzel), elnyeli az elpárolgatóban lévő vizet, fűtés esetén (50-90 °C-os vízzel) regenerálódik, vagyis leadja azt, ami a visszacsapó-szelep miatt csak a kondenzátorba jutott, ahol visszahűl. A kondenzátum, a vízzáron keresztül visszajut az elpárolgatóba (mivel nem alakul ki nagy nyomáskülönbség, elég 1,5-2 m magas vízzár). Az adszorber üzemmód váltásakor (20-25 perc múlva) indul az újabb ciklus. A hűtési körfolyamathoz nem kell segédenergia, csak a szelepek nyitáshoz/záráshoz, illetve a hőcserélőkben lévő víz keringetéséhez.

Ipari méretekben 3500 kW-os berendezés is működik, 3-5 °C-os víz előállítására

használják. Tapasztalat szerint 2:5:1-es fűtő-, hűtő- hűtött-víz aránnyal dolgoznak. [8]

A 2. táblázatban feltüntettük a lehetséges munkaközvegeket adszorpciós gépek esetében.

2. táblázat: Lehetséges munkaközveg párok [9]

Hűtőközeg	Adszorber
kén-dioxid	szilikagél
ammónia	szilikagél
víz	szilikagél
metanol	aktív szén
ammónia	aktív szén
ammónia	kalcium-klorid
víz	zeolit

Ezek közül a legtöbbet alkalmazott a víz-szilikagél közvegpár. A többi hűtőközeg mind a hőelvonás hőmérsékletének csökkentésére szolgál. A kéndioxid és az ammónia mérgező ezért különös biztonságtechnikai figyelmet igényel, a metanol pedig szilikagéllal nem használható. A szilikagél tulajdonságai alapján a legjobb adszorber. Fajlagos felülete $800 \text{ m}^2/\text{g}$, $400 \text{ }^\circ\text{C}$ -ig hőálló, nem mérgező (SiO_2), nem gyúlékony, nagy szilárdságú anyag.

A vizes adszorpciós rendszer nagy előnye az olcsó, környezetbarát munkaközveg, de hátránya, hogy csak hűtésre használható. A COP-je (azonos fokozatszám mellett) jelentősen nem tér el (0.5-0.6), előnye, hogy a jóság fokát a fűtővíz hőmérséklete sokkal kevésbé befolyásolja.

5. ÖSSZEFOGLALÁS

Jelen cikkben összefoglaltuk a leggyakrabban alkalmazott eljárásokat a hőszivattyús rendszereke kialakítására. Megállapítható, hogy a legszélesebb körben az adszorpciós rendszer alkalmazható, ezért a továbbiakban a kutatási munkánk során e rendszer COP értékének növelését tűztük ki célul különböző technológiai kapcsolások vizsgálatával.

Köszönetnyilvánítás

A kutatói tanulmány a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként - az Új Magyarország Fejlesztési Terv keretében - az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósult meg.

HIVATKOZÁSOK

- [1] Carl G Almén: Gas Absorption refrigeration, 2009
- [2] <http://www.regale.hu/hu/abszorpcios-folyadekhotok.html>
- [3] Karamangil, M.I. & Coskun, S. & Kaynakli, O. & Yamankaradeniz, N., A simulation study of performance evaluation of single-stage absorption refrigeration system using conventional working fluids and alternatives, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Elsevier, vol. 14(7), pages 1969-1978, September. 2010
- [4] Micallef D, Micallef C., Mahemathical model of a vapor absorption refrigeration unit. Int j simul model 9 (2010) 2, 86-97
- [5] Jitendra Singh, Refrigeration Chapters, Vapour Absorption Refrigeration Systems, IIT, Kharagpur
- [6] Rahul Singh, Dr. Rajesh Kumar, Theoretical Analysis of $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ Refrigeration System Coupled With Diesel Engine: A Thermodynamic Study. e-ISSN: 2278-1684, p-ISSN: 2320-334X. Volume 11, Issue 3
- [7] Satish Raghuvanshi, Govind Maheshwari: Analysis of Ammonia –Water ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) Vapor Absorption Refrigeration System based on First Law of Thermodynamics, International Journal of Scientific and Engineering Research. Volume 2, Issue 9, September 2011
- [8], GBU mbH, Deutshland, Bensheim, Wiesenstraße 5, <http://www.adsorption.de>
- [9] Johann Geyer, Klaus Paar: Development of low capacity adsorption chiller
- [10] Dr Horváth József: Adszorpciós hőátvitel a környezettudatos energiateljesítményért

JELÖLÉSJEGYZÉK

Jel	Megnevezés	Mértékegység.
COP	Coefficient of Performance	-
Q_{gen}	Gőzgenerálás hőszükséglete	J
Q_{FR}	Oldatkeringetés hőszükséglete	J
W_{sziv}	Szivattyú munkája	J
FR	Flow Ratio	-
m_{abs}	Abszorber tömegáram	kg/s
m_{hkz}	hűtőközeg tömegárama	kg/s

KARMANTYÚ HEGESZTÉSI VARRATÁNAK VIZSGÁLATA

ANALYSIS OF WELDED JOINT OF SLEEVE JOINT

Dr Orbán Ferenc Ph.D.

PTE Pollack Mihály Műszaki Informatika Kar

ABSTRACT

The SMU sleeve joints are produced at a german firm and used at pressure gas pipe. Two ends of sleeve joints are welded to the pipeline. The type of welded joint is fillet weld. The working life of pipeline is very important for the quality of welding and strength of welded joints. The nominal pressure of fitting is 16 bar. At the pressure test of the fitting 24 bar are used. The welding joints are controlled theoretically and by FEM analysis.

1. BEVEZETÉS

Az úgynevezett SMU áttoló karmantyúkat egy német cég gyártja és a gázvezetékknél kerül felhasználásra. A vezeték összerakása úgy történik, hogy ezen karmantyút a vezetékhez rátoljuk és a beépített tömítőgyűrűk a gázt tömören elzárják a külső tértől, majd a karmantyú két végénél sarokvarrattal kötik a vezetékhez [1.ábra] Ezután a gumi tömítőgyűrűt elégetik.

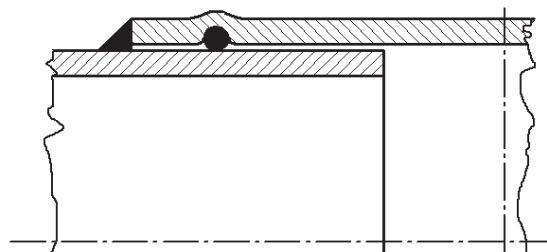
Az áttoló karmantyú fő funkciója, hogy a beépített gördülő gyűrűk révén az összerakított csővezeték belső térét a gáz tömören elzárja a külső tértől és így a hegesztés biztonságosan elvégezhető. A felhasznált cső mérete DN 80 – DN 300-ig változik.

A szerelhetőség miatt a karmantyú és az un. haszoncső között egy illesztési hézag keletkezik. A hegesztési varrat két varrat sorban készül. A sarokvarrat jellemző mérete (a) a karmantyú falvastagságának 80 %-ával egyenlő.

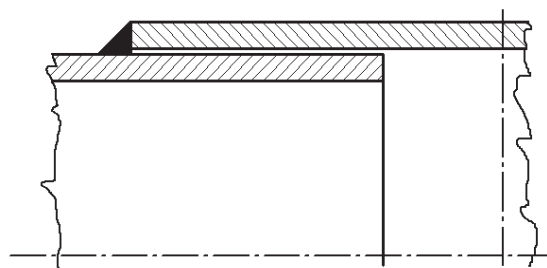
A vezeték élettartama szempontjából a varratok minősége és terhelhetősége meghatározó.

A vizsgálat során varrat ellenőrzésére egy képletet kívánunk adni. A vizsgálatok számításait a DN 150 méretű csőre végeztük. A haszoncső mérete: $\square 17,5 \times 5$.

A cső mérete: S235



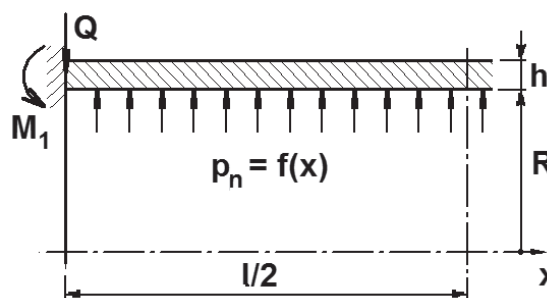
1. ábra. Karmantyú kivitel



2. ábra. Közelítő modell

2. ELMÉLETI KÖZELÍTÉS

A varratban keletkező feszültségek meghatározásához, a karmantyú méretével megegyező cső reakcióit határozzuk meg.



3. ábra. Tengely szimmetrikus megoszló terhelés alatt álló hengered héj.

A hengeres héjban ébredő hajlító feszültségek meghatározását a Ponomarjov 3. kötet alapján végeztük.

A hengeralkotó differenciál egyenlete:

$$w^{(IV)} + 4k^4 \cdot w = \frac{p_n}{D} - \frac{\mu T_1}{R \cdot D} \quad (1)$$

$$k = \sqrt[4]{\frac{3(1-\nu^2)}{R^2 \cdot h^2}}; D = \frac{E \cdot h^3}{12(1-\nu^2)} \quad (2)$$

A T_1 erő axiális irányban ébred, a jelen esetben 0.

A differenciál egyenlet megoldása:

$$w = e^{kx} (C_1 \cdot \sin kx + C_2 \cdot \cos kx) + e^{kx} (C_3 \cdot \sin kx + C_4 \cdot \cos kx) + \frac{P_n}{4k^4 D} \quad (3)$$

A $x = 0$ környezetében elegendő vizsgálni mivel a henger elég hosszú, az x koordináta kezdőpontjául az egyik véget választva C_3 és C_4 állandók zérusnak tekinthetők.

$$w = e^{-kx} (C_1 \cdot \sin kx + C_2 \cdot \cos kx) + \frac{P_n}{4k^4 D} \quad (4)$$

A C_1 és C_2 állandók a peremfeltételekből meghatározhatók.

$$x = 0; \quad w = 0$$

$$C_2 = -\frac{P_n}{4 \cdot k^4 D} \quad (5)$$

$$x = 0; \quad w' = 0$$

$$w' = k \cdot e^{-kx} [-(C_1 + C_2) \sin kx + (C_1 - C_2) \cos kx] \quad (6)$$

$$C_1 = C_2$$

$$w'' = 2 \cdot k^2 \cdot e^{-kx} (C_2 \cdot \sin kx - C_1 \cdot \cos kx) \quad (7)$$

$x = 0$ helyen.

$$w'' = 2k^2 \cdot \frac{P_n}{4k^4} \quad (8)$$

$$M_1 = D \cdot w'' = \frac{P_n}{2k^2} \quad (9)$$

$$w'''' = 2 \cdot k^3 \cdot e^{-kx} [(C_1 + C_2) \sin kx + (C_1 - C_2) \cos kx] \quad (10)$$

$$x = 0; \quad \text{helyen}$$

$$w'''' = \frac{P_n}{kD} \quad (11)$$

$$Q = D \cdot w'''' = \frac{P_n}{k} \quad (12)$$

3. VARRAT ELLENŐRZÉSE

Első közelítésben a karmantyút csőként modellezzük. A méretek: $R = 81,25$ mm; $h = 5$ mm; $l = 500$ mm. Az üzemi nyomás 16 bar.

$$f_m = \frac{f_u}{2,4} = 150 \text{ MPa. A varrat mérete}$$

$a = 4$ mm. Az Eurocode $a = 3,5$ mm varratméretet javasol.

$$M_1 = \frac{p}{2k^2} = \frac{1,6}{2 \cdot 3,946 \cdot 10^{-3}} = 202,75 \text{ N}$$

$$Q = \frac{p}{k} = \frac{1,6}{0,0628} = 25,47 \text{ N/mm}$$

A varratban keletkező feszültségek:

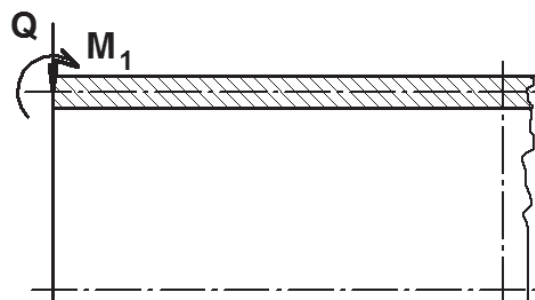
$$\sigma'_\perp = \tau'_\perp = \frac{6 \cdot M_1}{\sqrt{2} \cdot a^2} = 53,76 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma''_\perp = \tau''_\perp = \frac{Q}{\sqrt{2} \cdot a^2} = 4,5 \text{ N/mm}^2$$

A redukált varratfeszültség:

$$\sqrt{(\sigma'_\perp + \sigma''_\perp)^2 + 3(\tau'_\perp - \tau''_\perp)^2} = 103,3 \text{ N/mm}^2 < f_m$$

A hosszegységre eső hajlító nyomaték (M_1) és a hosszegységre eső nyíróerő (Q) értékeit végeselem módszerrel is meghatároztuk. Az elem típus vastag héjelem volt.



4. ábra. A végeselem módszerrel kapott reakciók értelmezése.

A végeelem módszerrel meghatározott reakciók nagyságrendileg megegyeznek az elméletileg kapott értékekkel, de a karmantyú két végének befogása miatt axiális erő is ébred.

1. táblázat. A reakció erők és nyomaték értékei.

	Elméleti	Héj modell
Q	25,47	31,2
M ₁	202,75	194

A varrat üzemi nyomásra megfelel, de a próbanyomásra nem, ugyanis az értékek így 1,5-ször nagyobbak lennének.

A statikus terhelésre az Eurocode nagyobb értéket ad, ugyanis a redukált feszültség nem lehet nagyobb mint:

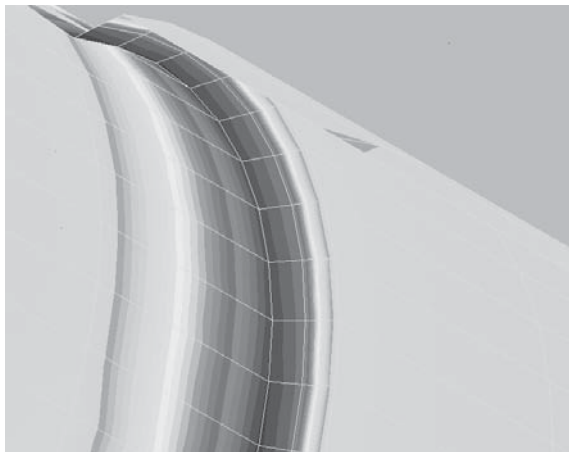
$$\frac{f_u}{\beta_w \cdot \gamma_{M2}}$$

A csővezeték terhelése a nyomásváltozásoknak köszönhetően nem statikus az $f_m = 150$ MPa realisabbnak tűnik.

4. VÉGESELEMES VIZSGÁLATOK

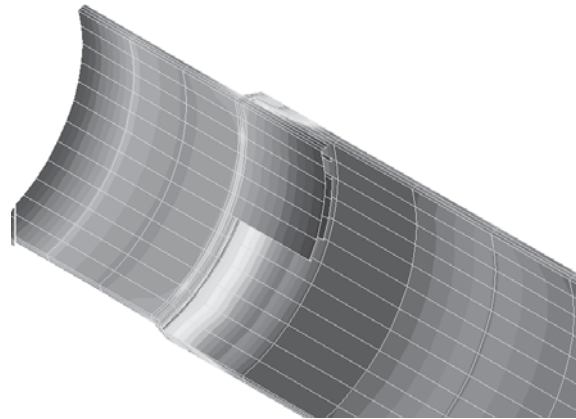
A karmantyú hegesztési varratát továbbiakban végeelem modellel vizsgáltuk.

Először vékony héj elemet választottunk és így a varrat is héj elemmel lett modellezve. (5. ábra)



5. ábra. A karmantyús kötés vizsgálata héj elemmel.

A vizsgálatokban a kötés egynegyedét vizsgáltuk a szimmetria viszonyok miatt. A redukált feszültségre kapott érték lényegesen kisebb, értéke 42,94 MPa. A választott másik modell esetén az elem típusa SOLID elem volt (6. ábra).



6. ábra. A karmantyús kötés vizsgálata solid elemmel.

A redukált feszültség értéke ebben az esetben: 41 MPa volt.

Elméletileg kapott érték és a VEM vizsgálatokból kapott eredmények értékei közötti nagy különbség azért lehet, mert a cső esetében a befogás merev volt, a végeelem modellekben a varrat rugalmas deformációja megtörténhet. Továbbá magyarázat lehet az is, hogy a haszoncsövet is terheli nyomás, ezért nem csak a karmantyú átmérője változik, hanem a haszoncsőé is.

A karmantyút gyártó cég azon félelme, hogy a karmantyú varratának a tönkremenetele a karmantyú kihajlásából következik be, ilyen kis nyomásokkal és 5 mm-es falvastagságnál nem következik be.

5. IRODALOM

[1] SZ.D. Ponomarjov: Szilárdsági számítások a gépészetben. 3. kötet. Műszaki Könyvkiadó, Budapest 1965.

[2] Eurocode 3. Design of steel structures. Part 1.1. Brussels, CEN European Committee for Standardization

A HULLÁMKERÉK ALAKVÁLTOZÁSA SHAPE CHANGE OF FLEXIBLE GEAR

Dr. Péter József, a műszaki tudomány kandidátusa, egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet, 3515 Miskolc-Egyetemváros

ABSTRACT

The constraint of the reliable operation of a gear drive is the proper stiffness of the structural elements, so the stiffness of the gears. One of the version of the planetary gear drives is the harmonic gear drive, which essence is the flexibility of one or both elements of the gear pair. The flexible gear body changes its shape due to the structure of wave generator and gear pair, and also due to the external loads of the drive.

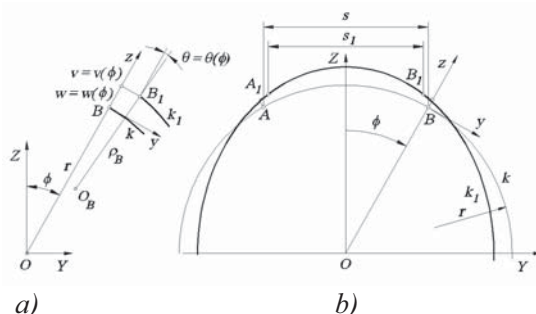
1. BEVEZETÉS

A Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézetén (korábban Gépelemek Tanszéke) az alapítása óta foglalkozunk a fogaskerék-bolygóművel. A fogaskerék bolygómű egyik változatát, a fogaskerék-hullámhajtóműt az 1970-es évek közepétől kutatjuk és oktatjuk. A működőképes fogaskerék-hullámhajtómű (továbbiakban hullámhajtómű) tervezésének és gyártásának feltétele a hajlékony-merev fogaskerékpár alakváltozásának és

kapcsolódásának ismerete. Az [2,3]-ban további cikkek mellett a fogaskerék-hullámhajtómű és a hullámzó fogasgyűrűs tengelykapcsoló elméleti és laboratóriumi vizsgálatával foglalkoztunk. A cikkünkben a hajlékony fogaskerék, más néven hullámkerék alakváltozásával összefüggő tudnivalókat foglaljuk össze.

2. HULLÁMHAJTÓMŰ

A testek rugalmas alakváltozásán alapuló szerkezetekkel C. W. Musser az [1]-ben foglalkozott részletesen. Musser elvei: az 1. ívhajlás (Arcuation), 2. integrálás (Integration), 3. szélhajlás (Scalloping), 4. differenciálás (Differential), 5. felületi nyúlás (Interfacial strain), 6. Poisson hatás (Poisson's wedge), 7. torziós emelő (Torsion level) és 8. csavart szalag (Twisted strip). A fogaskerék-hullámhajtómű más elvekkel kiegészülve az ívhajlítás, az integrálás és a szélhajlás elvén nyugszik.



1. ábra. Ívhajlítás. a) A tetszőleges pont elmozdulása és b) a középvonal alakváltozása

2.1. Az ívhajlítás.

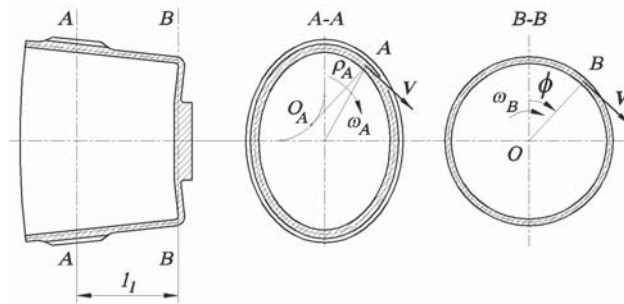
Az 1. ábrán látható állandó keresztmetszetű síkgörbe rúd k középvonala egy r sugarú körív, terhelés ami hatására a k_1 vonalba megy át. A középvonal tetszőleges pontjának sugár irányú elmozdulása $w = w(\varphi)$, érintő irányú elmozdulása $v = v(\varphi)$. Feltételezzük, hogy a középvonal tetszőleges pontjának normálisa a deformált rúd középvonalának is normálisa marad. A középvonal tetszőleges pontja

normálisának elfordulása $\vartheta = \vartheta(\varphi)$, ebben a pontban a görbületi sugár $\rho = \rho(\varphi)$, a görbület $\kappa(\varphi) = \frac{1}{\rho(\varphi)}$. Az AB húr hosszváltozása $s_1 - s = f(\rho(\varphi) - r)$. Ha a rúd görbület nő, a húr hossza csökken, és a 2.a ábrán látható fogaskerék-hajtómű fogakadását elkerüljük, amint a 2.b) ábra mutatja.

2.2. Az integrálás

A hullámkerék középfelülete a generátor bebújtatása előtt egy r sugarú egyenes körhenger, mely a generátor hatására a

nyitott homlokfelületnél oválisra alakváltozik, zárt végén a körtől való eltérése viszont elhanyagolhatóan kicsi.



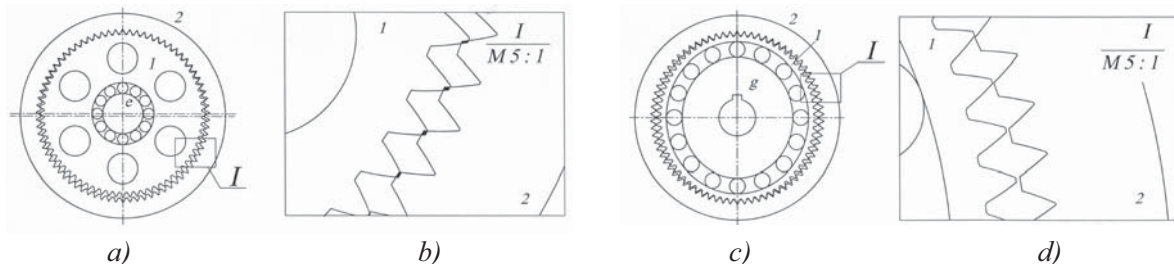
2. ábra. Integrálás

Tételezzük fel, hogy a hullámkerék hossz tengelyére merőleges tetszőleges $A-A$ metszetében a középvonal pontjai érintőirányban v sebességgel mozognak. A középvonal tetszőleges A pontjában a középvonal görbületi sugara $\rho_A(\varphi)$, a görbületi középpont a középvonal evolútáján O_A . A v sebességgel mozgó A pont az O_A pont körül $\omega_A(\varphi) = \frac{v}{\rho_A}$ szögsebességgel forgó mozgást végez. A hullámkerék zárt végén a $B-B$ metszetben a középvonal pontjai r sugarú kör mentén v

sebességgel mozognak, ill.

$\omega_B = \frac{v}{r}$ szögsebességgel forognak. A fogaskoszorút követő héj az állandó hosszúságú középfelület pontjainak változó szögsebességét integrálja, és a hullámkerék szögsebessége $\omega = \frac{v}{r} = \frac{1}{2\pi} \int_{\varphi=0}^{2\pi} \frac{v}{\rho_A(\varphi)} d\varphi$.

2.3. A fogaskerék-hullámhajtómű a b típusú fogaskerék-bolygómű változata



2. ábra. a) és b) b típusú fogaskerék-bolygómű, c) és d) fogaskerék-hullámhajtómű

A 2.a) ábrán belső fogazatú kerékpárból álló b típusú fogaskerék-bolygómű látható. A fogaskerékpárt az e excenter hozza kapcsolatba. A hajtómű elemek házhöz viszonyított szögsebessége ω_1 , ω_2 és ω_e . A fogaskerékpár excenterhez viszonyított $\omega_{1e} = \omega_1 - \omega_e$ és $\omega_{2g} = \omega_2 - \omega_g$ szögsebességének arányát a fogszámok határozzák meg. Ha az 1 kerék hajtja a 2 kereket ($1 \rightarrow 2$), az excenterhez viszonyított

szögsebességek hányadosa, az áttétel

$$i_{12} = \frac{\omega_{1e}}{\omega_{2e}} = \frac{\omega_1 - \omega_e}{\omega_2 - \omega_e} = \frac{z_2}{z_1}. \text{ Az áttétel } \omega_2 = 0$$

$$\text{és } e \rightarrow 1 \text{ esetben } i_{e1} = \frac{\omega_e}{\omega_1} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1},$$

nagyágát a z_1 fogszámmal arányos méretek növekedése és a kis fogszám különbséggel együtt járó fogakadás (2.b) ábra) korlátozza.

generátor oválisra deformálja, a fogaskerékpár kapcsolódásának lehetséges ívén a görbületi

sugár csökken, $\rho(\varphi) < r$, a fogfejek között a húr hosszak kisebbek lesznek, $s > s_1$, és a fogak nem akadnak, 2.d) ábra.

3. A FOGASKERÉK-HULLÁMHAJTÓMŰ ÉS A FOGASKERÉK-HAJTÓMŰ ÜZEMMÓD KAPCSOLATA

A 2.a) ábrán látható hajtómű fogaskerék-hajtómű vagy fogaskerék-bolygómű üzemmódban vizsgálható. Fogaskerék-hajtómű üzemmódban vonatkozási rendszerünket az e excenterhez rögzítjük, melyhez viszonyítva az 1,2 fogaskerékpár pontjai körpályán mozognak. Fogaskerék-bolygómű üzemmódban pl. a 2 gyűrűkerékhez rögzített

vonatkozási rendszerben az 1 kerék pontjai ciklois pályán haladnak. A fogaskerék-hullámhajtómű kapcsolódását fogaskerék-hajtómű üzemmódban a vonatkozási rendszert a g generátorhoz rögzítve, vagy fogaskerék-hullámhajtómű üzemmódban a 2 gyűrűkerékhez rögzített vonatkozási rendszerben vizsgálhatjuk. A könnyebb megértés és az áttekinthetőség érdekében a fogaskerékpár kapcsolódásával és a generátor – hullámkerék - gyűrűkerék rendszer egymásra hatásával összefüggő vizsgálatokat fogaskerék-hajtómű üzemmódban a g generátorhoz rögzített vonatkozási rendszerben végezzük.

1. táblázat. A fogaskerék-hullámhajtómű és a fogaskerék-hajtómű kapcsolata

Teljesítményviszony		Teljesítményfolyam	
		Fogaskerék-hajtómű	Fogaskerék-hullámhajtómű
(1)	$\frac{P_{1g}}{P_1} = \frac{M_1(\omega_1 - \omega_g)}{M_1\omega_1} = \frac{u}{u-1} > 0$	$1 \rightarrow 2$	$1 \rightarrow g$
		$2 \rightarrow 1$	$g \rightarrow 1$
(2)	$\frac{P_{2g}}{P_2} = \frac{M_2(\omega_2 - \omega_g)}{M_2\omega_2} = \frac{1}{1-u} < 0$	$1 \rightarrow 2$	$2 \rightarrow g$
		$2 \rightarrow 1$	$g \rightarrow 2$

A fogaskerék-hullámhajtómű lassít, vagy gyorsít. Az első esetben a g generátor a hajtó, az 1 hullámkerék a hajtott, és a 2 gyűrűkerék az állványhoz rögzített elem. A hajtás iránya $g \rightarrow 1$. Ha a g generátor a hajtó, a 2 gyűrűkerék a hajtott, az 1 hullámkerék az állványhoz rögzített elem, a hajtás iránya $g \rightarrow 2$. A fogaskerék-hullámhajtómű gyorsít, ha a hajtás iránya $1 \rightarrow g$, vagy $2 \rightarrow g$. Fogaskerék-hajtómű üzemmódban a hajtómű az $1 \rightarrow 2$ esetben lassít, a $2 \rightarrow 1$ esetben gyorsít. Azt, hogy a fogaskerék-hajtómű $1 \rightarrow 2$ vagy a $2 \rightarrow 1$ hajtásirányának hullámhajtómű-üzemmódban melyik hajtásirány felel meg, a teljesítmények összehasonlításával dönthetjük el. A módszer alapja a hajtómű egyensúlya, vagyis a $g, 1$ és 2 elemekre ható M_g, M_1 és M_2 nyomatékok nagysága és iránya a vonatkozási rendszertől független.

Az 1. táblázat alapján az (1) esetben az 1 keréken a generátorhoz viszonyított $\omega_{1g} = \omega_1 - \omega_g$ szögsebességgel átmenő P_{1g} teljesítmény és az 1 keréken az állványhoz

viszonyított ω_1 szögsebességgel átmenő P_1 teljesítmény hányadosa nagyobb, mint egy. Ekkor fogaskerék-hajtómű üzemmódban és fogaskerék-hullámhajtómű üzemmódban az 1 kerék a hajtó vagy a hajtott elem. A hajtás iránya $1 \rightarrow 2$ és $1 \rightarrow g$, vagy $2 \rightarrow 1$ és $g \rightarrow 1$. Hasonló módon járunk el a (2) esetben.

4. A HULLÁMKEREKET GYŰRŰ HELYETTESÍTI

A hullámkerék része a külső (vagy belső) fogazatú, végetlenített lánchoz hasonlóan alakváltozó lánc, a fogaknak a láncszemek, a fogároknak a lánc csapok felelnek meg. A alakváltozó fogaskoszorút rugalmas vagy fogasgyűrűs stb. tengelykapcsoló köti a tengelyhez. A feladat egyszerűsítése érdekében a hullámkereket egy h vastagságú, r középkör sugarú és b szélességű gyűrűvel helyettesítjük.

5. A GYŰRŰ ELMOZDULÁSÁLLAPOTA

A gyűrű elmozdulás állapotát három egyenletrendszer segítségével határozzuk meg:

5.1. Az egyensúlyi egyenletrendszer a belső és a külső erőrendszer között teremt kapcsolatot. A hullámkeréket helyettesítő gyűrű elemi részének egyensúlyi állapotát az elhagyott részek hatását helyettesítő belső és külső erők, valamint nyomatékok biztosítják. Az összefüggésben N_φ a normál irányú élerő, Q_φ a nyíró élerő, M_φ a hajlító élnyomaték. p_φ , p_z és m_x a középvonalra redukált külső

$$\frac{d^3 M_\varphi}{d\varphi^3} + \frac{dM_\varphi}{d\varphi} = -r^2 \left(\frac{dp_z}{d\varphi} + p_\varphi \right) + r \left(\frac{d^2 m_x}{d\varphi^2} + m_x \right)$$

összefüggéshez jutunk.

5.2. A geometriai egyenletrendszer az elmozdulásokat és a deformációkat köti össze

A középvonal fajlagos nyúlása

$$\varepsilon_\varphi = \frac{1}{r} \left(\frac{dv}{d\varphi} + w \right). \quad \varepsilon_\varphi \approx 0 \text{ esetben } w = -\frac{dv}{d\varphi},$$

$$\kappa_\varphi = -\frac{1}{r} \left(\frac{d\vartheta}{d\varphi} + \varepsilon_\varphi \right) = -\frac{1}{r} \left(\frac{d^2 w}{d\varphi^2} + w \right)$$

5.3. A rugalmasságtan egyenletei a deformációkat és a belső erőrendszert hozzák kapcsolatba

A görbület $\kappa_\varphi = \kappa_\varphi(\varphi)$ változása, az $M_\varphi = M_\varphi(\varphi)$ nyomaték, a hullámkeréket

$$E I_x \left(\frac{d^5 w}{d\varphi^5} + 2 \frac{d^3 w}{d\varphi^3} + \frac{dw}{d\varphi} \right) = r^4 \left(\frac{dp_z}{d\varphi} + p_\varphi \right) - r^3 \left(\frac{d^2 m_x}{d\varphi^2} - m_x \right)$$

egy hiányos ötöd rendű lineáris inhomogén differenciálegyenletet kapunk. A megoldással meghatározható a középvonal tetszőleges pontja sugárirányú és érintő irányú elmozdulása valamint a normális elfordulása. A fogaskerék-hullámhajtómű rendszerint kéthullámú. Szimmetria okok miatt a gyűrűkerék $2o$ számú fogon, a generátor $2p$ számú ponton hat sugár irányban és érintő irányban a hullámkerékre. A hullámkerék tengelyére ható M_c nyomatékot az r sugarú középkör mentén elhelyezett $2q$ számú erővel helyettesítjük. A megoldáshoz q F_{fji} sugár irányú, F_{fji} érintő irányú fogerő összetevők ($i=1, \dots, o$), az F_{grj} sugár irányú és érintő irányú generátor erő ($j=1, \dots, p$) és az $\frac{M_c}{2}$ nyomatékot helyettesítő F_{mjk} ($k=1, \dots, q$) erők felírt három egyensúlyi egyenlet segítségével teremtjük meg a kapcsolatot.

erő és nyomaték. A három egyensúlyi egyenlet:

$$\frac{dN_\varphi}{d\varphi} - Q_\varphi + r p_\varphi = 0,$$

$$\frac{dQ_\varphi}{d\varphi} + N_\varphi - r p_z = 0, \text{ és } \frac{dM_\varphi}{r d\varphi} + Q_\varphi - m_x = 0,$$

melyekből N_φ -t és Q_φ -t kiküszöbölve

vagy $v = -r \int w(\varphi) d\varphi$. A középvonal

normálisának elfordulása $\vartheta = \frac{1}{r} \left(\frac{dw}{d\varphi} - v \right)$, a

görbület változása

helyettesítő gyűrű keresztmetszetének I_x másodrendű nyomatéka és a hullámkerék anyagának E rugalmassági tényezője között a

$$\kappa_\varphi = \kappa_\varphi(\varphi) = \frac{M_\varphi(\varphi)}{I_x E} \text{ összefüggést használva}$$

6. Felhasznált irodalom

- [1] Musser C.W.: Elastic-Body Mechanics. Machine Design. 1961. No. 6. 150-156 p.
- [2] Péter József: Fogaskerék-hullámhajtómű és tengelykapcsoló kapcsolódásának vizsgálata. MTA TMB által elfogadott kandidátusi értekezés. 1992. 111 p.
- [3] Péter József, Drágár Zsuzsa: A fogaskerék-kapcsolódás különleges esete. Gép LXIV. évfolyam. 2013/7. p.

A bemutatott kutató munka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként az EU támogatásával, az ESZA társfinanszírozásával valósult meg This research was carried out as part of the TAMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 project with support by the European Union, co financed by the European Social Fund.

FOGASKEREKES HAJTÓMŰHÁZ VIZSGÁLATA

STUDY OF GEARBOX HOUSING

*Pintér Ervin doktorandusz, Dr. Kátai László Ph.D, Dr. Szabó István Ph.D.,
Szent István Egyetem, Gépészmérnöki Kar*

ÖSSZEFOGLALÁS (ABSTRACT)

The design of gearbox important parameters are choice of materials, the geometry of the design and construction design. The basic objective of the research topic is to carry out studies that primarily serves the construction design optimization using an infrared camera diagnostic procedures

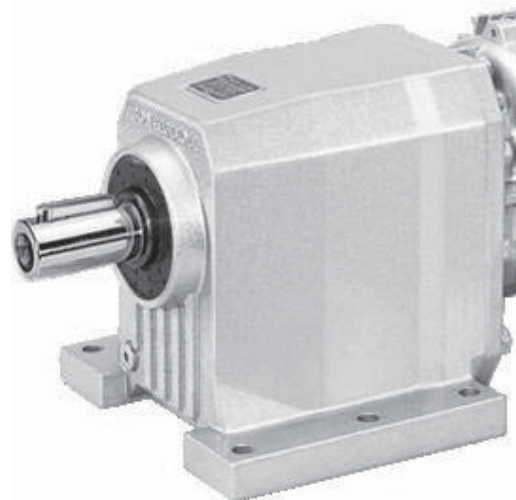
1. BEVEZETÉS

A fogaskerekes hajtások házainak szilárdságtani és hőtani vizsgálataival a kutatók főként a 90-es években foglalkoztak, azóta viszonylag keveset publikálnak. Azonban az eltelt 20 év alatt új hajtómű ház típusok és alapanyagok jelentek meg a fogaskerekes hajtástechnikában.

Ma a 21. században is, még sokan az előző évszázadban nyert tapasztalati összefüggéseket használják fel. például a hajtóműházak falvastagságának a meghatározásánál.

Célszerű lenne vizsgálatokkal meghatározni a hajtóműházaknál ma alkalmazott anyagok esetében használható összefüggéseket. Irodalom kutatásaink során pl. eddig még nem talákoztunk olyan szakirodalommal, amely foglalkozott volna az alumíniumból készült hajtóműházak optimális falvastagságát leíró összefüggéssel, mintahogyan ez ismert például öntöttvasból készült hajtóműházak esetében [1].

A kis terhelhetőségű (a bemenő teljesítmény kisebb mint 10 kW) hajtóműveket, ma már fajlagos szilárdságuk miatt alumínium házzal készítik. A fajlagos szilárdság alatt a szilárdság és a fajlagos súly hánadosát értjük. Minél nagyobb egy anyag fajlagos szilárdsága, annál kisebb súlyú a belőle készített szerkezeti elem. A könnyűfémek elérik, illetve meg is haladják a nemesített ötvözött acélok fajlagos szilárdságát. Fajlagos szilárdságuk a többszöröse a különböző öntöttvasakéhoz képest. Ez az oka annak, hogy egyre több öntvényt készítenek öntöttvas, illetve acél helyett könnyűfém ötvözetekből. [2]



1. ábra Alumíniumházas hajtómű

2. ANYAG ÉS MÓDSZER

A hajtásrendszerekben ideális esetben a rendszerbe belépő és az onnan távozó teljesítmény megegyezne, azonban ez az ideális állapotot előállítani nem lehet.

Minden rendszerben keletkezik teljesítmény veszteség, amely hő formájában jelenik meg, és csökkenti a rendszerből kijuttatható teljesítmény mértékét [3].

A hajtásrendszereken belül a fogaskerekes hajtásoknál is a hőmérséklet vizsgálata által közvetetten tudunk megállapítást tenni a teljesítményvesztésre. Ezenkívül a hőmérséklet megfelelő módszerekkel történő vizsgálata által, következtetni tudunk a hajtásrendszert alkotó egyes alkatrészek állapotára[4][5].

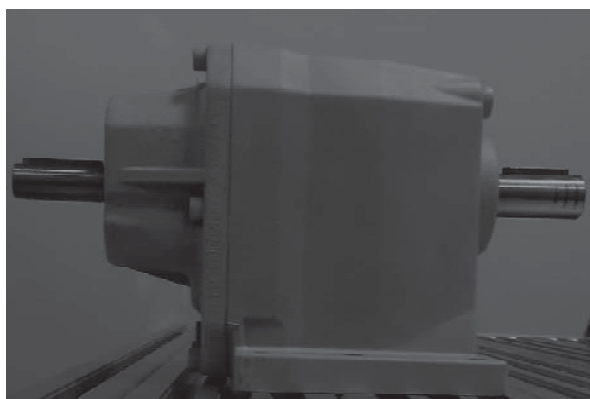
A vizsgálatainkat hőkamerával végeztük, amelynek a működését az emberi szemhez lehet hasonlítani. A szemlencse képviseli az optikát, amin keresztül a sugárzás (fotonok áramlata) a merendő objektumról érkeve eléri a fényérzékeny felületet (retina) [6]. Itt átalakul egy olyan jellé, amit fogad az agy. Minden anyag bocsát ki infravörös sugárzást, amennyiben a hőmérséklete abszolút 0 fok (-273°C) felett van, és a sugárzás mértéke függ a test hőmérsékletétől.

Fémek vizsgálata esetében olyan műszert kell választani, amelyik az infravörös sugárzást egy bizonyos hullámhosszon és olyan hőmérséklet tartományon belül képes mérni, ahol az adott fém a lehető legnagyobb emissziós tényezővel rendelkezik. Számos fém esetében a mérési hiba nő a hullámhossz függvényében, így a mérésnél az alkalmazható legkisebb hullámhosszt kell alkalmazni.



2. ábra Hőkamera

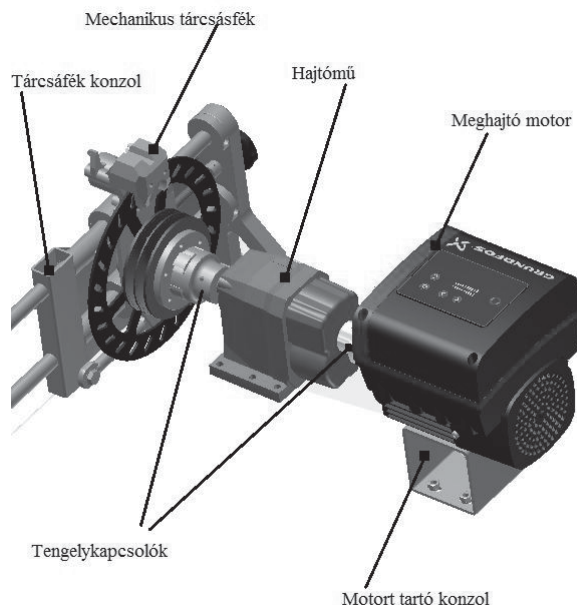
Alumínium hőkamerás vizsgálatánál viszonylag nehéz a kutatók dolga, az alacsony emissziós tényező miatt. Ezért célszerű a vizsgált alumíniumból készült eszközt vagy berendezést befesteni vagy más felületkezelő eljárást alkalmazni. Esetünkben a festés mellett döntöttünk.



3. ábra A befestett alumíniumházas hajtómű

A vizsgálatainknál a SZIE Gépészmérnöki Kar Mechanikai és Géptani Intézet Gépszerkezettan Tanszékén tervezett és készült egyedi mérőpadot használtuk (4. ábra). A méréseinket egy Bonfiglioli gyártmányú kétfokozatú, 1:10,1-es áttételű alumíniumházas hajtóművön végeztük. A hajtást egy Grundfos gyártmányú 1,1 kW frekvenciaváltós elektromotor adta.

A mérőpadon a terhelést egy nagy teljesítményű sport motorkerékpár fékberendezésével valósítottuk meg.

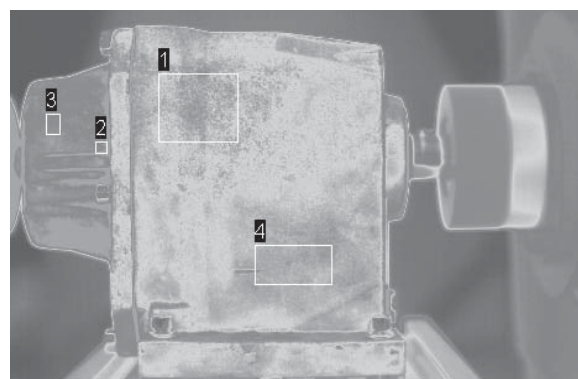


4. ábra Gépszerkezettani mérőpad

A vizsgálatok során a hajtóművet az elektromotor maximális 2840 fordulat/perc-es fordulatszámával hajtottuk meg és 20 Nm-es fékező nyomatékot alkalmaztunk. Minden egyes vizsgálatot 25 percig futtattuk és hőkamerával 15 másodpercenként történt mintavételezés hőfénykép készítés történt.

3. EREDMÉNYEK

A vizsgálatok lefutása után szoftveres támogatás által el lehetett készíteni a festett alumíniumházas hajtómű hőterképét, amely a 5. ábrán látható.

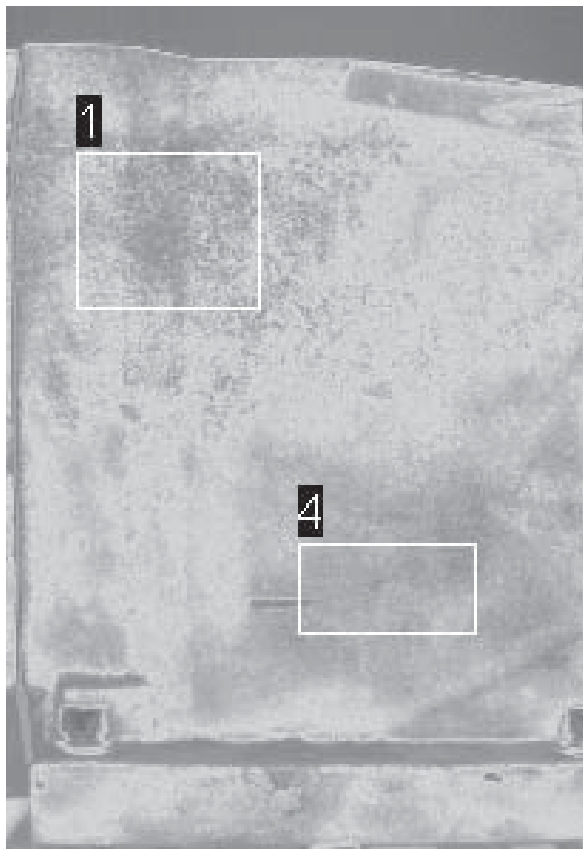


5. ábra Alumíniumházas hajtómű hőterképe

Az alumínium házas hajtómű hőterképének elemzése során 4 vizsgálati területet határoztam meg, és ezen 4 területről gyűjtöttem adatokat a hőmérséklet emelkedéséről a további elemzésekhez (5. ábra).

A hőterképen a különböző hőmérséklet szinteket különböző szintekkel jelöljük. Az elemzéseknél

a színskálát 20 és 60 °C között állítottuk be, méghozzá úgy hogy a kék szín jelöli a 20 °C körüli hőmérsékletet. A tőle melegebb területeket zölddel, majd sárgával, narancssárgával, pirossal színeztük. Végül a forróbb területeket vörössel, majd a legmelegebb (60°C körüli) területeket fehérrel jelöltük.

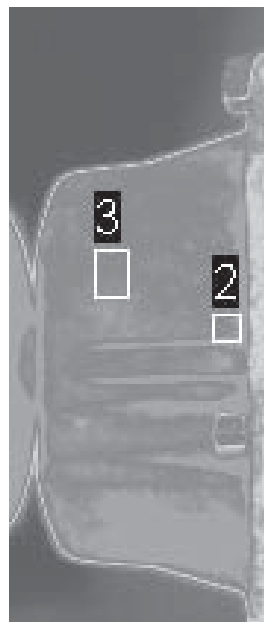


6. ábra Hajtóműház középső részének hőterképe a vizsgált területekkel

Az egyessel jelölt területen belül foglal helyet a hajtómű gyorstengelyén lévő kis fogas kerék. Ennek a hajtáselemnek az elhelyezkedése közvetve tudunk következtetni a fogaskerék magas hőmérsékletére (6. ábra).

A 2-sel jelölt terület a behajtó csonkon, az egyik merevítő borda mellett lett elhelyezve. Ezen terület vizsgálata azért jelentős, mert vizsgálataink során megállítottuk, hogy a merevítő bordák tövében jóval nagyobbak a hőmérsékletek, mint a behajtó csont többi részén. Feltételezéseink szerint a hajtóműből érkező hő a merevítő bordák tövében alacsony légáramlás miatt tapasztalható magasabb hőmérséklet.

A 3-sal egy a behajtó csonkon lévő általános területet jelöltünk, amely alkalmas a behajtó tengelyén lévő csapágy hőmérsékletének a megállapítására.

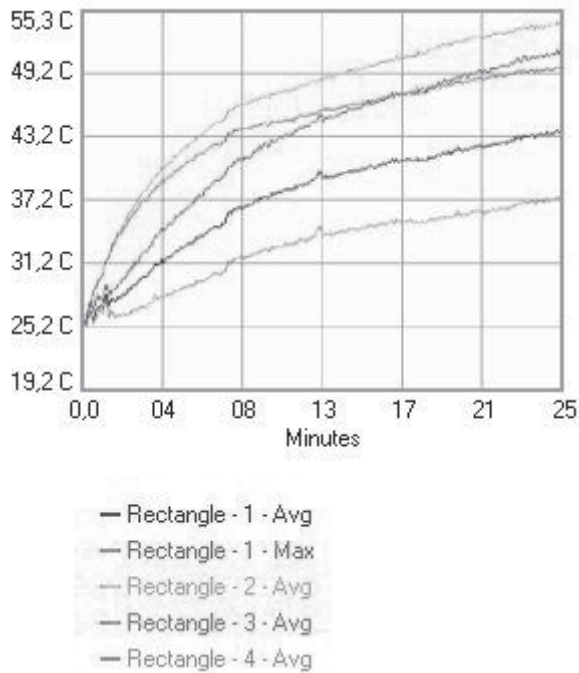


7. ábra Hajtóműház behajtó tengelyének hőterképe

A 4-es terület, pedig a hajtóműházon elhelyezkedő általánosan melegedő terület, amely terület mögött nem található fontos gépelem, amely hőfejlődést eredményezne. A hajtómű belsejében ezen területen elhelyezkedő kenő anyag (az adott esetben kenőzsír) hűtő hatása jut kifejezésre. Ezért tapasztalható a 4-essel jelölt területen viszonylag alacsony hőmérséklet.

A 25 percig tartó vizsgálatoknál 15 másodpercenként mintavételeztünk. Ezáltal minden vizsgálatnál 100 hőfénykép készítettünk. Az összegyűjtött adatokat a 8. ábrán látható diagramon szemléltetjük.

A 8. ábrán látható az előbb bemutatott 4 terület átlag hőmérséklete, valamint plusz információ szerzés gyanánt a diagramon felrajzolásra került az 1-es területen mért maximális hőmérséklet alakulása. Ezen terület legnagyobb hőmérsékleteinek a kirajzolása azért fontos, mert így következtetni tudunk a behajtó tengelyen lévő csapágy hőmérsékletére, ami zsírkenésű csapágy esetében fontos paraméter.



8. ábra A hajtóműházon mért hőmérsékletek alakulása a hőmérséklet függvényében.

4. TOVÁBBI CÉLOK

A további céljaink alapját egy a Gépszerkezettan Tanszéken elkészült komplex hajtásrendszer vizsgáló mérőpad képezi. Ezen új mérőpadon jóval összetettebb és pontosabb vizsgálatokat lehet, majd végezni, mint a már meglévő mérőpadunkon.

Az új mérőpadon egyidőben vizsgálnánk a hajtóműházon a deformáció, a hőmérséklet és zaj alakulását. A deformáció alakulására nyúlásmérő bélyeget alkalmaznánk, míg a hőmérséklet mérésre, a már eddig is alkalmazott hőkamerát.

5. ÖSSZEFOGLALÁS

A vizsgálatainkat a Mechanikai és Géptani Intézetben összeállított egyedi mérőpadon végeztük. A vizsgálatainkkal sikerült egyszerű módon mérni a alumíniumházas hajtóművek melegedését hőkamerával. Ezen vizsgálatok alkalmával sikerült meghatározni egy kétfokozatú hajtómű hőtérképét és gépelemeinek elhelyezkedését.

6. IRODALOM

- [1] Szendrő P.: Gépelem, Mezőgazda Kiadó, Budapest, 2007
- [2] Zhan H.; Lin G.; Peng D.; Yang, L.; Lin Q.: Manufacturing of aluminium alloy ultra-thick plates by multidirectional forging and subsequent rolling, Transactions of Nonferrous Metals Society of China, vol 12, pp. 218-221 (2002)

- [3] M. Csizmadia B. és Nándori E.: Modellalkotás, Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 2003
- [4] Horvát Á., Csík Z., Jacob S., Patric N., Andó M.: Development of brake caliper for rally-car. Sustainable Construction and Design, 2012
- [5] Rosenman M.; Gero, J.: Purpose and function in design: from the sociocultural to the techno-physical Design Studies, 19, Issue 2 April, 161-186, 1998
- [6] Keresztes János: Hőfényképezés. Magyar Kémikusok Lapja, 1998/12. 575-578.p. (BME)

SAJÁTFREKVENCIÁK HANGOLÁSA DUPLAKÉSES SZERSZÁMBEFOGÓ-SZERKEZET TERVEZÉSÉNÉL

TUNING NATURAL FREQUENCIES – DESIGN OF A MULTI-CUTTER TURNING CLAMPER

Reith Márta Janka, MSc, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, 1111 Budapest, Műegyetem rkp. 5.
Stépán Gábor, MTA doktora, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, 1111 Budapest, Műegyetem rkp. 5.

ABSTRACT

Multi-cutter turning systems bear huge potential in increasing cutting performance, since the material removal rate can be increased directly proportional to the number of cutters. In the present study we give a possible solution for the elimination of adverse chatter vibrations for a system of 2 cutters by means of optimal tuning of the mechanical system parameters. Experimentally validated results show, that the value of depth of cut ensuring stable machining for arbitrary workpiece spindle speed can be multiplied even by a factor of 4.

1. BEVEZETÉS

Forgácsolási technológiák hatékonyságának és pontosságának növelése az egyre szigorodó ipari követelmények mellett egymással karöltve kell megjelenniük. Ez csak akkor lehetséges, ha stabil megmunkálási folyamatról beszélhetünk. A munkadarabon a felületi regeneratív hatásra visszavezethető öngerjesztett (chatter) rezgés a stabil megmunkálás egyik legfontosabb korlátja. Hagyományos, egy késes esztergálási folyamat mechanikai modellezésével és stabilitásának számításával számos szakember és kutató foglalkozik a mai napig [1, 2, 3]. Több kés szimultán alkalmazása számos elrendezésű szerkezettel lehetséges; az iparban leginkább elterjedt típus a többkéses esztergafej, amelyben a munkadarab kerülete mentén tetszőleges számú kés helyezkedik el. Léteznek továbbá párhuzamos elrendezésű késeket is, melyeket például [4] tárgyal. Több szerszám szimultán használatára az ikerorsós gépek is képesek, bár ezekben az esetekben a szerszámok általában egymástól független műveleteket hajtanak végre és nem azonos felületet vágják.

Esztergálási folyamatok stabilitási határait a munkadarab Ω fordulatszama és a w fogásmélység által kifeszített síkon ábrázoljuk (lásd például 2. ábra). A stabilitási határgörbe stabil és instabil tartományokra osztja a paraméter síkot, a görbe alatt stabil munkapontok találhatóak. A megmunkálás hatékonyságának növelése szorosan összefügg a stabil tartományok által kínált lehetőségek maximális kihasználásával. Ez azt jelenti, hogy adott dinamikájú technológiák esetén nincs más választásunk, mint az úgynevezett stabilitási zsebeken található forgácsolási paraméterekkel végezni a megmunkálást, elfogadhatóan nagy fogásmélységet alkalmazva a hozzátartozó szűk fordulatszám tartományokon. Az anyagleválasztási hányad (MRR = material removal rate) maximalizálása érdekében a konstans MRR értékekhez tartozó hiperbolák közül a rendelkezésre álló munkapontok leghatékonyabbikat kell választanunk [5, 6].

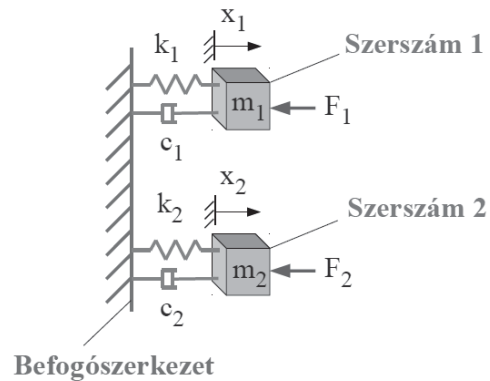
Az adott dinamikájú szerszámgepek által meghatározott stabilitási határokhoz történő alkalmazkodás mellett gépek tervezésekor lehetőség van a csillapítási paraméterek növelésére is, ez ugyanis eltolja a stabilitási görbéket a nagyobb fogásmélység értékek felé, ezzel kiterjesztve a stabil munkapontok tartományát.

Jelen tanulmányban egy további módszert mutatunk be a stabil megmunkálási tartomány jelentős kiterjesztésére: egy két db, egymástól független, csupán a munkadarab felületén keresztül csatolt esztergaként tartalmazó rendszer dinamikai paramétereit hangoljuk.

2. DUPLAKÉSES ESZTERGÁLÁSI FOLYAMAT STABILITÁSA

A legegyszerűbb esztergálási folyamatot leíró modell egy ortogonális, 1 szabadságfokú, kizárólag előtolás irányban rugalmas szerszámra írható fel. Ennek általánosításával levezethető a többkéses esztergálás mechanikai modellje [7]. Az általános, n kést tartalmazó modell levezetése [8]-ben található, amelyre jelen tanulmány is támaszkodik. A két fizikailag csatolatlan szerszámból álló rendszer mechanikai modellje az 1. ábrán látható.

A folyamat stabilitásvesztéséhez társítható öngerjesztett rezgési jelenség a felületi regeneratív hatásra vezethető vissza. Tekintve, hogy a forgácsvastagság nem csupán a pillanatnyi, hanem az egy fordulattal korábbi szerszámpozíciótól is függ, a rendszer dinamikai viselkedése egy késleltetett differenciálegyenlettel írható le.



1. ábra: Két késes esztergálás mechanikai modellje

A két kést tartalmazó rendszer mozgásegyenlete a következő mátrixos alakban írható fel:

$$M \begin{pmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \end{pmatrix} + C \begin{pmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{pmatrix} + K \begin{pmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{pmatrix} = k_w \begin{pmatrix} v_f \tau_1 \\ v_f \tau_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} x_2(t-\tau_1) \\ x_1(t-\tau_2) \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{pmatrix} \quad (1)$$

ahol $\mathbf{x} = [x_1 \ x_2]^T$ az egyes kések előtolás irányában definiált helyzeteit tartalmazó vektor, \mathbf{M} a tömegmátrix, \mathbf{C} a csillapítási mátrix, \mathbf{K} a merevségi mátrix, $k_w = k_f w$ az úgynevezett vágási tényező, amelyben w a forgács vastagsága, k_f pedig a forgácsolóerő w szerinti deriváltja stacionárius forgácsolási paraméterek esetén, \mathbf{I} az egységmátrix, v_f az előtolási sebesség és τ_i az adott késhez tartozó időkéésés, ami fordítottan arányos a vágási sebességgel. Az elméletben alkalmazott feltételezés alapján, miszerint a kések között nem áll fenn fizikai kapcsolat és egymástól függetlenül mozognak, az \mathbf{M} , \mathbf{C} és \mathbf{K} modális paramétereket tartalmazó mátrixok diagonálisak.

A stacionárius helyzet körül perturbálva a rendszert a szerszámpozíciókat tartalmazó vektor felírható $\mathbf{x}(t) = \bar{\mathbf{x}} + \mathbf{u}(t)$ alakban, ahol az $\bar{\mathbf{x}}$ a stacionárius helyzetet jelöli. Ez az összefüggés behelyettesíthető a mozgásegyenletbe, majd az egyszerűsítések és az $\mathbf{u}(t)$ perturbációra felírt exponenciális próbafüggvény visszahelyettesítésével a mozgásegyenlet Laplace transzformáltját kapjuk:

$$\det \left(M \lambda^2 + C \lambda + K + k_w I - k_w \begin{pmatrix} 0 & e^{-\lambda \tau_2} \\ e^{-\lambda \tau_1} & 0 \end{pmatrix} \right) = 0 \quad (2)$$

ami egyszerűbb alakban a következőképpen írható fel:

$$\det \begin{pmatrix} s_1(\lambda) & -k_w e^{-\lambda \tau_2} \\ -k_w e^{-\lambda \tau_1} & s_2(\lambda) \end{pmatrix} = 0 \quad (3)$$

ahol $s_1(\lambda) = m_1 \lambda^2 + c_1 \lambda + k_1 + k_w$ és

$$s_2(\lambda) = m_2 \lambda^2 + c_2 \lambda + k_2 + k_w .$$

Figyelembe véve, hogy a késések összege egyenlő a T periódus idővel, a következő egyszerűsítést lehet alkalmazni: $e^{-\lambda \tau_1} e^{-\lambda \tau_2} = e^{-\lambda T}$, amivel a determinánst kiírva és rendezve:

$$\left(m_1 \lambda^2 + c_1 \lambda + k_1 + k_w \right) \left(m_2 \lambda^2 + c_2 \lambda + k_2 + k_w \right) = k_w^2 e^{-\lambda T} . \quad (4)$$

A stabil és instabil területeket egymástól elválasztó határon a karakterisztikus kitevő pusztán képzetes részből áll: $\lambda = i\omega$, ahol ω a stabilitási határon kialakuló rezgés körfrekvenciája. Az exponenciális függvény trigonometrikus függvényekre való felbontása révén alkalmazhatóvá válik a D-szétválasztás módszere [7], amelynek alkalmazása során a valós és képzetes részek egyenlővé tétele az alábbi egyenletrendszerhez vezet:

$$k_w^2 \cos(\omega T) = A \omega^4 + B \omega^2 + C \quad (5)$$

$$-k_w^2 \sin(\omega T) = E \omega^3 + G \omega . \quad (6)$$

Itt A, B, C, E és G a modális paraméterek és k_w vágási tényező függvényei.

Az egyenletek négyzetre emelése és összeadása egy polinomot szolgáltat a vágási tényezőre:

$$p_0(\omega) + p_1(\omega) k_w + p_2(\omega) k_w^2 + p_3(\omega) k_w^3 = 0 . \quad (7)$$

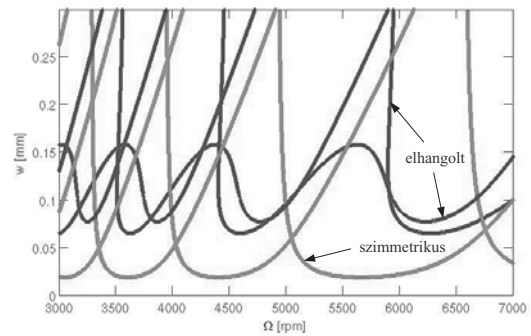
A (2) algebrai egyenlet különböző ω értékekre megadja a hozzátartozó megoldást a k_w vágási tényezőre. Ennek ismeretében alábbiak szerint kiszámítható az ω paraméteres görbesereg a munkadarab fordulatszáma $\Omega = 2\pi/T$ és a forgácsvastagság $w = k_w/k_f$ síkján:

$$-\tan(\omega T) = \frac{E \omega^3 + G \omega}{A \omega^4 + B \omega^2 + C} \quad (8)$$

amiből a munkadarab forgásának periódusideje számítható:

$$T = \frac{1}{\omega} \arctan \left(\frac{-E \omega^3 - G \omega}{A \omega^4 + B \omega^2 + C} \right) + l\pi . \quad (9)$$

Egy szimmetrikus és egy elhangolt, 2 kést tartalmazó rendszer esetén a 2. ábra szerinti stabilitási diagramokat kapjuk. Amennyiben az egyik kés sajátfrekvenciáját elhangoljuk a másikhoz képest határgörbét kapjuk. Elméleti számítások alapján optimális merevség arányok beállításával akár 4-szeresére is emelkedhet a stabilitási határok vízszintes burkolója. Ezzel rendkívül nagy stabil megmunkálási tartományt nyerünk.



2. ábra: Két késes szimmetrikus és elhangolt rendszer stabilitási határai

Az esztergaszerszámok modális paramétereit a szimmetrikus rendszerben a következők: $k_1 = k_2 = 2.483 \cdot 10^5$ [N/mm] merevség, $\zeta_1 = \zeta_2 = 0.87$ % relatív csillapítás és sajátkörfrekvencia $\omega_{h1} = \omega_{h2} = 2060.2$ [Hz] [4], az elhangolt rendszerben $k_2 = 1.783 \cdot 10^5$ [N/mm]. Az eredmények összevetése alapján megállapítható, hogy az elhangolás több tekintetben is módosítja a stabilitási görbéket a szimmetrikus rendszeréhez képest. A merevség elhangolásával torzul az „lebeny”-struktúra és az alsó vízszintes aszimptota is feljebb tolódik. Ez nagyobb stabil tartományt eredményez, így nagyobb fogásmélység értékek mellett is stabil lehet a megmunkálás, ami növeli a technológia hatékonyságát és pontosságát.

3. KÍSÉRLETI BEFOGÓSZERKEZET TERVEZÉSE

Az elméleti eredmények igazolására egy két kést befogadni képes kísérleti befogószerkezet tervezése és gyártása vált szükségessé. Az elméletből levezethető szempontrendszer egy sor olyan követelményt támaszt a szerkezettel szemben, melyeket a megvalósult szerkezet egyes elemeinek maradéktalanul ki kell elégítenie.

A többkéses esztergálási folyamat stabilitásának javulását egy dinamikus lengésojtó hatásához hasonló jelenségtől várjuk. Ezt a csillapító hatást a többkéses esztergálás esetében az egymástól független, mechanikailag csatlakozatlan, de a munkadarab felületén keresztül csatolt szerszámok mozgásától várjuk. Ennek értelmében olyan befogószerkezetet kellett építeni, amelyben az esztergakések rögzítése egymástól relatíve független mozgást végző, viszonylag lágy, elnyújtott alkatrészek végére történik.

Alapkövetelmény, hogy az esztergálási folyamatokra jellemző öngerjesztett rezgések okozta stabilitásvesztés határát mérésrel is meghatározzuk egy szimmetrikus és egy elhangolt szerkezet esetén. Mivel a regeneratív határból származó stabilitásvesztés regisztrálása a cél, ezért elengedhetetlen volt, hogy a két kés azonos kinyúlással rendelkezzen és ugyanazt a felületet vágja egy fordulaton belül.

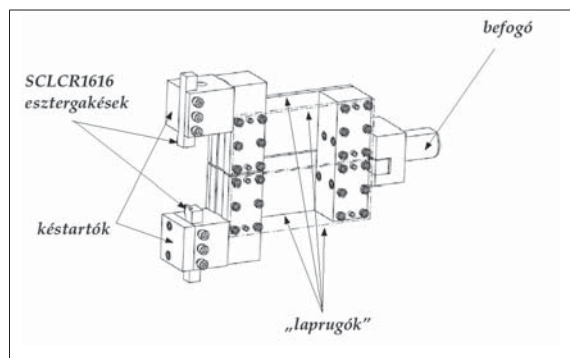
A befogóberendezés szimmetriája a két lengő ág sajátfrekvenciájának az egyenlőségét feltételezi. Azonos tömeg, valamint merevség elérése esetén ez a követelmény teljesül. Fontos feltétel, hogy az ágak elhangolása a merevségen, ezáltal a sajátfrekvencián keresztül történjen, miközben a szerkezet modális tömege csak elhanyagolható mértékben módosul. További fontos követelmény a befogószerkezettel szemben, hogy az egyik kést tartó rész merevsége reprodukálható módon elhangolható legyen. Törekedtünk a befogószerkezet minél egyszerűbb geometriai kialakítására is annak érdekében, hogy a modális paraméterek előzetes analitikus becslése, valamint végesesemes szoftverek segítségével történő kiszámítása könnyen megoldható legyen. A befogószerkezet ágait ezért téglalap keresztmetszetű laposacélokából készített, laprugóként szolgáló alkatrészekből építettük meg a 3.

ábrán látható módon. A laprugók vastagságának változtatása biztosította az aszimmetrikus szerkezet merevségi viszonyainak és ezáltal sajátfrekvenciáinak hangolását.

Előzetes elméleti számítások alapján az elhangolás a stabilitási határ minimumának akár négyszeres növekedését is eredményezheti, ami azt jelenti, hogy a stabilitási határ magasabb fogásmélység értékek felé mozdul el. A nagy fogásmélységek által okozott kiszámíthatatlan folyamatok és az esetlegesen magas szerszámkopás elkerülése érdekében a kísérlet szempontjából számunkra az a kedvező, ha a szimmetrikus esetben a stabilitásvesztés már kis fogásmélység értékek mellett bekövetkezik. Ennek egyik feltétele, hogy a befogószerkezet ágai eltolás irányba legalább egy nagyságrenddel lágyabbak legyenek, mint a munkadarab radiális és tangenciális irányába. Tekintve, hogy ezáltal az első módus az ágak eltolás irányába történő lengése lesz, így az ehhez a módushoz tartozó sajátfrekvencia értéke lesz a legkisebb.

A csillapítással szemben támasztott fontos követelmény, hogy a különböző alkatrészek között fellépő száraz súrlódást minimálisra csökkentsük annak érdekében, hogy a szerkezeti kialakításból származó csillapítás domináljon. Az alkatrészek egymáshoz képesti mozgását ágaként több mint 25 nagy nyomatékkel meghúzott csavarral gátoltuk, valamint a lapok pontos helyzetét 4 csappal biztosítottuk merev kapcsolatot létesítve az érintkező alkatrészek között.

A legyártott szimmetrikus befogószerkezet (lásd 3. ábra) lengő ágai 8 x 80 mm keresztmetszetű laprugó párokból állnak. Az elhangolás az említett módon az egyik laprugó pár vastagságának módosításával valósult meg: a vizsgált aszimmetrikus szerkezet keresztmetszeti adatai 6 x 80 mm voltak.



3. ábra: Megépített befogó szerkezet sematikus ábrája

Ilyen módon eleget tudtunk tenni annak a követelménynek, hogy a módosítás által az ágak merevsége nagymértékben, viszont a tömege csak minimálisan változott. Szilárdságtani becslések alapján az ágak merevsége a laprugó vastagságok 8 milliméterről 6 milliméterre történő módosításával 60 %-kal, miközben a becsült modális tömege csupán 4 %-kal csökkent.

Annak érdekében, hogy a tervezési fázisban jól kezelhető szilárdságtani összefüggések segítségével megbecsülhetők legyenek a szerkezet modális paraméterei, egyszerű felépítésű és letisztult geometriájú befogószerkezet tervezésére volt szükség. A téglalap keresztmetszetű laprugó párok a szerszám végét egyenesbe vezetik, így a felső és alsó ágak modális merevsége az alábbi képlet segítségével becsülhető: $k = 12 IE/L^3$.

Az m modális tömeg meghatározásához szükség volt a szerkezet lengő tömegének hozzávetőleges meghatározására. A szerszám, a szerszámbe fogó, valamint a tartó ágak tömegének 40 %-ából számoltunk modális tömeget, amelynek segítségével a különböző ágak sajátfrekvenciája számolható az alábbiak szerint:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (10).$$

A szerkezet tervezése és gyártási rajzainak előállítására beépített végesselemez modulral rendelkező Solid Edge szoftverrel történt. A rendszerszimmetria fontos követelmény, ami a kések aszimmetrikus elhelyezkedése miatt sérül, ugyanis a kések 180 fokban, a meghatározott vágási irányból következően egymással szemben állnak. Ez azt eredményezi, hogy az alsó kés beljebb került rögzítésre egy kiegészítő lefogó elem segítségével mint a felső szerszám. A lengő ágak sajátfrekvenciájának egyenlőségét úgy sikerült megőrizni, hogy a felső kést tartó tömbre egy furatot helyeztünk el, így csökkentve annak tömegét.

Az ágak merevsége végesselemez számítások segítségével egy a kés élére helyezett terhelőerő értékből, valamint az ehhez tartozó elmozdulás értékből volt számítható. A szerkezet így meghatározott első sajátfrekvenciája ahhoz a lengésképhez tartozik, amelyben a rezgő ágak egymással fázisban rezegnek. Sajátfrekvencia és merevség értékekből a (10) képlet alapján számítható a modális tömeg.

4. A BEFOGÓSZERKEZET PARAMÉTEREINEK KÍSÉRLETI MEGHATÁROZÁSA

A Direct-Line Kft. Ultraprecíziós Kutató-Fejlesztő és Szolgáltató Laboratóriumában egy Gildemeister CTX – 420 lineáris megmunkáló központ revolverbe fogtuk be a kísérleti befogó szerkezetet és végeztük el a modális ütési, majd a későbbiekben a forgácsolási kísérleteket. Az átviteli függvények alapján a sajátfrekvenciák, a megfelelő görbe illesztést követően pedig a további modális paraméterek is meghatározhatóak voltak.

A két különböző ághoz tartozó sajátfrekvencia értéke (ütés és mérés azonos helyen) $f_1 = 182.72$ [Hz] és $f_2 = 182.71$ [Hz], ami mindössze 0.01% különbséget mutat egymáshoz viszonyítva, ami felülmúlja az előzetes várakozást. A kimutatott minimális különbség a megépített szerkezet szimmetriáját igazolta.

A két szerszám fizikai csatolása tökéletesen azonban nem küszöbölhető ki, a mért átviteli függvények is arról tanúskodnak, hogy a fent említett áglengéshez tartozó frekvencia mellett egy alacsony frekvencia érték is kivethető volt, ami valószínűsíthetően a revolverhez, a befogószerkezet rögzítő csomójához társítható. A jelenség leírása [9]-ben található.

f [Hz]	Analitikus becslés	VEM	Mért
felső ág	255.57	212.74	182.72
alsó ág	254	212.74	182.71

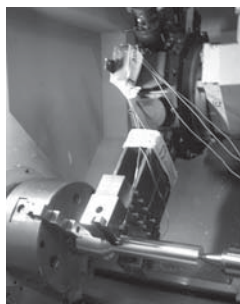
1. táblázat: Szimmetrikus rendszer saját frekvenciái

Az analitikus becsléssel, VEM számítással, valamint modális analízissel meghatározott sajátfrekvencia értékeket az 1. táblázat tartalmazza a szimmetrikus befogószerkezet felső és alsó ágához tartozóan.

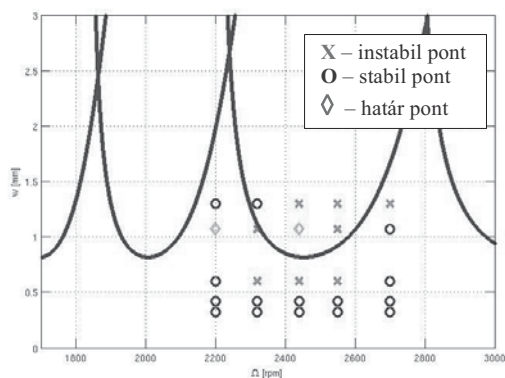
Mindhárom módszer igazolja a szerkezet szimmetriáját, a felső és alsó ágakhoz tartozó sajátfrekvencia közel azonos. Az analitikus becslés szolgáltatja a legmagasabb értéket, tekintve hogy a lengő ág végét végtelenül merevnek, befogottnak feltételezzük. A VEM számítással kapott f értékek is magasabbak a mért frekvenciáknál, mert a végesselemez modell merevebb kapcsolatokat feltételez a különböző alkatrészek között, mint amilyen a valóságban fennáll közöttük. Mindezek tükrében a sajátfrekvenciák számításakor a 15 %-os eltérés elfogadható mértékű. A stabilitási görbék számításánál a kísérleti modális analízisből kapott paramétereket alkalmaztuk.

5. FORGÁCSOLÁSI KÍSÉRLETEK A STABILITÁS VIZSGÁLATÁRA

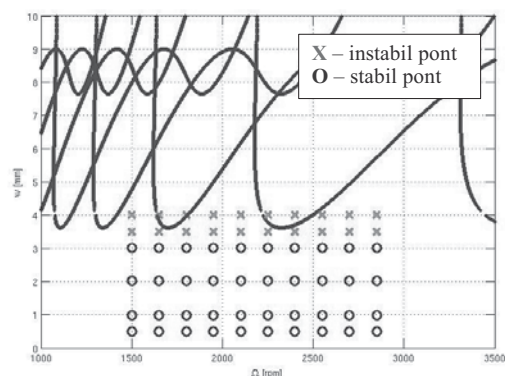
Stabil és instabil megmunkáláshoz tartozó mérési pontok a 6. és az 7. ábrán láthatók szimmetrikus és elhangolt rendszer esetére. Az elméleti görbék és a mérési pontok jó egyezést mutatnak. A tervezési lépések sorozata egy olyan befogószerkezetet eredményezett, amellyel meg tudtuk teremteni az elmélet igazolásához szükséges körülményeket.



4. ábra: Forgácsoló kísérletek két késes befogószerkezettel



5. ábra: Szimmetrikus duplakéses rendszer elméleti stabilitási határai és mért munkapontjai



6. ábra: Elhangolt duplakéses rendszer elméleti stabilitási határai és mért munkapontjai

A két kést nem sikerült fizikailag teljesen függetleníteni egymástól, így a kések csatolása nem csak a felületen keresztül valósult meg. Ennek következményeként az elhangolás hatására a befogószerkezet csillapítása is nőtt, ami befolyásolja a görbék függőleges helyzetét. A kések csatolása által egy dinamikus lengésfójtó hatást érünk el, akár a felületi regeneratív hatáson, akár fizikai csatoláson keresztül. Mindkét esetben a megmunkálási stabilitás nagymértékű javulása érhető el a többkéses esztergáló szerkezetek modális paramétereinek megfelelő hangolásával. Kísérleti úton így sikerült igazolnunk az általunk felállított modell helyességét.

6. ÖSSZEFOGLALÁS

Jelen tanulmányban egy két késes esztergálási folyamat stabilitását vizsgáltuk numerikus számítások, valamint mérések útján. Egy duplakéses befogószerkezetet terveztünk, amelyen a különböző alkatrészek modális paramétereinek állításával hangolhatók a sajátfrekvenciák. A szerkezet segítségével forgácsolási kísérleteket hajtottunk végre. A felvett mérési pontok igazolták az elméleti stabilitási eredményeket. Beigazolódtott, hogy az egyik kés mechanikai paramétereinek elhangolásával a stabil megmunkálási tartomány jelentős mértékben kiterjeszhető. A görbék vízszintes érintője akár négyszeresére is nőhet, ami nagyobb fogásmélység értékek alkalmazását teszi lehetővé, így növelve a technológia hatékonyságát. Nemzetközi partnereinkkel tervezzük olyan laboratóriumi kísérletek elvégzését, ahol a szimultán megmunkálás közben a szerszámok fizikai függetlensége tökéletesen biztosítható.

7. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A szerzők köszönetüket nyilvánítják ki Bogár Istvánnak, aki segítette a szerkezet megtervezését és hasznos tanácsokkal szolgált a kísérletek során. A kutatásokat támogatta az OTKA K101714.

8. IRODALOM

[1] - W F Taylor: On the art of cutting metals, Trans Am. Soc. Eng 28-, 31–350, 1907

[2] Tlusty, J., Polacek, M.: The Stability of Machine Tools Against Self Excited Vibrations in Machining, Int. Research in Production Engineering, ASME, 465 – 474, 1963

[3] S.A. Tobias: Machine Tool Vibration, Blackie & Son, Ltd, London, 1965

[4] E. Budak, E. Ozturk: Dynamics and stability of parallel turning operations, CIRP Annals, Manufacturing Technology 60, 2011, p. 383-386

[5] E. Budak: Maximizing Chatter Free Material Removal Rate

[6] - Marta J Reith, Gabor Stepan: Optimization of material removal rate for orthogonal cutting with vibration limits, Periodica Polytechnica – 2011 2. célszám (91 - 97 o.)

[7] G. Stepan: Retarded Dynamical Systems (Longman, Harlow), 1989

[8] M J Reith, D Bachrathy, G Stepan: Stability properties and optimization of multi-cutter turning operations, 9th International Conference on Multibody Systems, Nonlinear Dynamics, and Control, DETC2013-12347, 2013, Portland, Oregon, USA

[9] M J Reith, D Bachrathy, G Stepan: Mode coupling in multi-cutter turning: simulation and experiments, 30th Danubia-Adria, Symposium on advances in experimental mechanics, 7A09062, 2013, Primosten, Croatia

MÉRÉSI MÓDSZER BEMUTATÁSA FÉM HAB ANYAGOK REZGÉSCSILLAPÍTÓ TULAJDONSÁGÁNAK MEGHATÁROZÁSÁHOZ

MEASURING METHOD TO DETERMINE THE VIBRATION DAMPING ABILITY OF METALIC FOAMS

Sarka Ferenc*, Prof. Dr. Döbröczöni Ádám*, Dr. Szilágyi Attila**

ABSTRACT:

In this paper the authors describe a measuring method to determine the vibration damping ability of the metallic foams and try to determine which damping model is good to describe the behavior of metallic foams (coulomb damping or damped harmonic motion).

1. 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.

A fémhabok megnevezés olyan szilárd fémes anyagokat jelöl melyek porozitása 90% feletti (egy-egy gyártóknál ennél tömörebb szerkezetű kialakítások is fémhabként kerülnek forgalomba). Az ilyen anyagok sűrűsége a tömbfém sűrűségéhez képest egy nagyságrenddel kisebb. A fémhabok több olyan tulajdonsággal is bírnak, melyek vonzóvá tehetik használatukat a gépészet számára. Ilyenek az energiaelnyelő, hővezetési, csillapító, hangszigetelő és szűrési képességei. A fémhabok két nagy csoportba sorolhatók: lehetnek zártcellásak és nyitott cellásak. Fémhabok előállítására leggyakrabban alumínium ötvözetek kerülnek felhasználásra, de létezik más fémből (acél, réz, ezüst, titán) készült hab is. [1], [2]

A fémhabok különböző fizikai, kémiai, mechanikai mérőszámainak meghatározására sok kísérlet történt. Azonos minőségű fémből készült fémhabok tulajdonságait elsősorban a cellák mérete és alakja, illetve a cellák közti hidak vastagsága határozza meg. A fémhabok különböző tulajdonságainak közelítő meghatározására felhasználható a tömbfém és a fémhab sűrűsége

közti arány, kis módosítással. A számítási összefüggés a következő:

$$\frac{P}{P^0} = k \cdot \left(\frac{\rho}{\rho^0} \right)^n \quad (1)$$

ahol,

- P: valamely tulajdonság jelölése,
- ρ : sűrűség,
- 0: felső index a tömbfémre, míg az index nélküli jelölés a fémhabra vonatkozik,
- n, k: az 1. táblázat szerint választható, mérési eredményekből származó paraméterek.

1. táblázat. Az n és k tényezők megválasztása

Tulajdonság	k	n
R (Ω m)	1	-1,6-1,85
λ (W/mK)	1	1,6-1,85
E (GPa)	0,1-4	1,8-2,2
σ (MPa)	0,1-1	1,5-2

A fémhab anyagokra vonatkozó csillapítási tényezők tekintetében a szakirodalom nagyon szűkszavú. A tömör fém anyagok vonatkozásában viszont, több irodalom is közöl csillapítási tényező értékeket vagy logaritmusos dekrementum értékeket [3], [4].

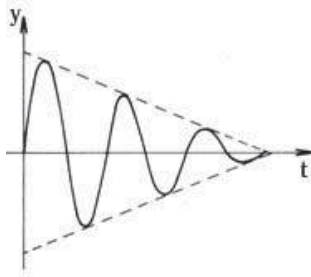
Kézenfekvő lenne az (1) összefüggés felhasználásával meghatározni a fémhab anyagok csillapítási tényezőjét. Ha elvégezzük a számítást, azt kapjuk eredményül, hogy a fémhabok csillapítási képessége rosszabb, mint a tömör fémeké. Ez viszont ellentétben állna azokkal az állításokkal, melyek pontosan jó rezgésszigetelő hatását említik.

A tömör fémek esetében az anyagok csillapítási tulajdonsága egy sebességgel arányos

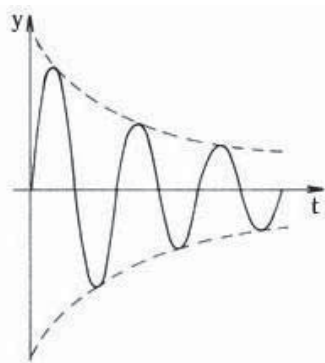
*ME., Gép-és Terméktervezési Intézet

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

csillapítási modell használatával írható le. Kérdéses, hogy a fémhab anyagok esetében is használható-e ez a modell vagy sem.



1. ábra Súrlódással arányos csillapítás rezgése és burkoló görbéje

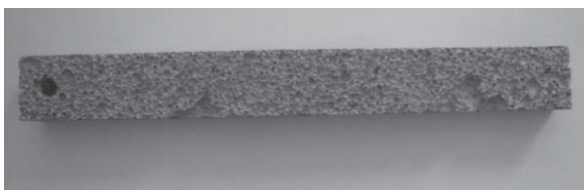


2. ábra Sebességgel arányos csillapítás rezgése és burkoló görbéje

A következő fejezetek egy olyan mérést mutatnak be, mely segítségével egy adott fémhab anyag esetére a csillapítást jellemző logaritmikus dekrementum értéke meghatározható, illetve, hogy a fémhab anyagok csillapítási modellje sebességgel arányos vagy a súrlódással arányos csillapodás e. E cikk a USING METAL FOAMS IN GEAR-DRIVES TO REDUCE THE EMMITED NOISE című publikációban bemutatott kutatás egy következő állomását írja le [1].

2. A PRÓBATEST KIALAKÍTÁSA ÉS, A MÉRÉS ELRENDEZÉSE

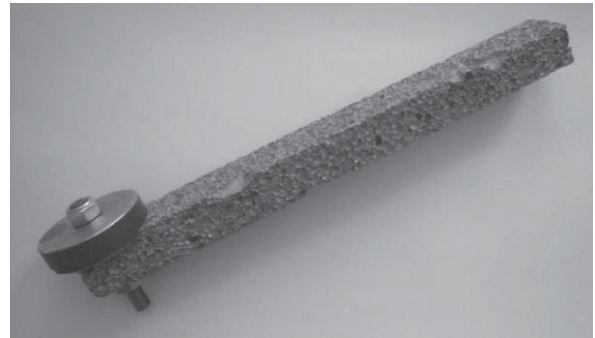
A mérés elvégzéséhez téglalap keresztmetszetű rudak készültek fémhab anyagból. A rudakat egy fémhab tömbből marógépen készítettük azonos méretűre.



3. ábra A fémhab rúd

A fémhab rúd mérete: 35,5 x 27 x 300, tömege 92 g.(3. ábra).

A rúd egyik végére egy tömeget rögzítettünk csavarkötés segítségével (m_0 -al jelölve a 6. ábrán), így létrehozva a próbatestet (4. ábra)



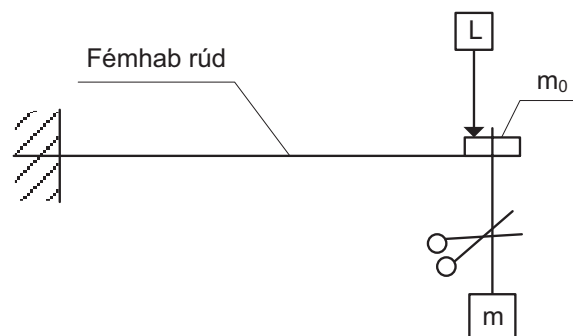
4. ábra Az összeszerelt próbatest

Az összeszerelt próbatest szabad végét befalazásnak tekinthető megfogással rögzítettük (5. ábra).

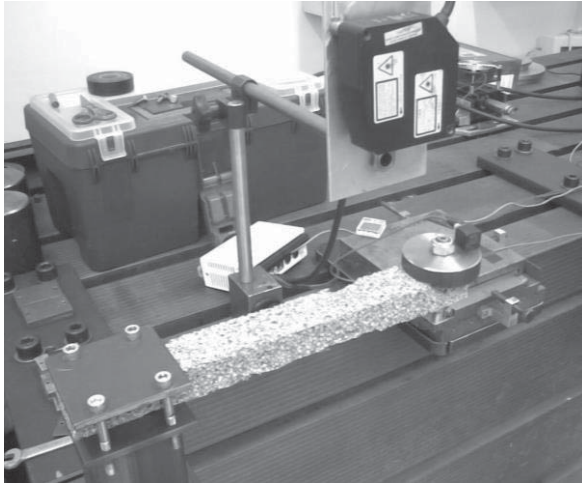


5. ábra A próbatest rögzítése

A próbatestet súlyterheléssel terheltük (m -el jelölve a 6. ábrán). A rúd szabad végének elmozdulását mérve, a mérés elindítása után a terhelő súly kötelét elvagtuk. A kialakuló elmozdulást lézeres elmozdulás mérővel rögzítettük (L , 6. ábra). A mérési összeállítás vonalas vázolata a 6. ábrán, a valós összeállítás az 7. ábrán látható.



6. ábra A mérési összeállítás vonalas ábrája



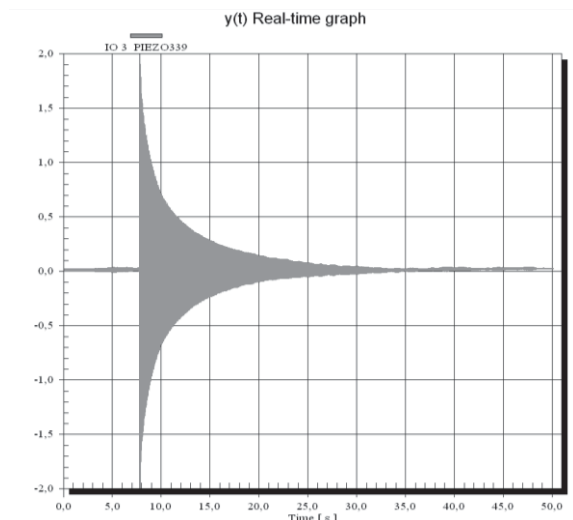
7. ábra A mérési összeállítás

A súlyterhelést tartó kötelet átvezettük az m_0 tömeg rögzítésére használt csavar tengelyvonalában lévő furaton. Ezzel elősegítve azt, hogy a damil elvágása után csak függőleges síkban történjen a rezgés, amennyire az elérhető.

A méréseket 1kg, 2kg, 3kg súlyterhelésekkel végeztük el. A súlyterhelésen kívül koppintásos gerjesztési vizsgálatot is végeztünk, hogy összehasonlíthassuk a hab viselkedését a két különböző gerjesztés esetében.

3. MÉRT EREDMÉNYEK

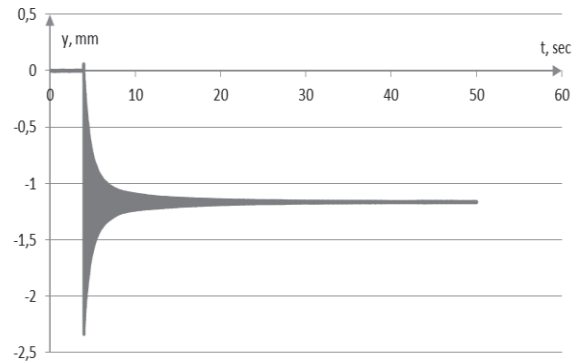
A fémhab rúd szabad végének elmozdulását, az érzékelő által adott jelek feldolgozása után, a rendszerhez kapcsolt számítógép képernyőjén grafikusán láthattuk. A feldolgozó szoftver által szolgáltatott görbe látható a 8. ábrán. Az ábra az egyik koppintásos vizsgálatot mutatja, jól látható a középső helyzetből induló görbéből.



8. ábra A mérőszoftver által szolgáltatott rezgés-kép

A mérő szoftver a mért elmozdulás értékeket Excel formátumba is képes exportálni, így az eredmények további feldolgozását Excel szoftverben végeztük. Az Excel fájl egy oszlopban tartalmazza a mintavételezési sebességnek megfelelő időközökkel érzékelt elmozdulás értékeket.

Az 1-3 kg terhelések esetén kapott elmozdulás értékeket kiértékelés előtt módosítani kellett.

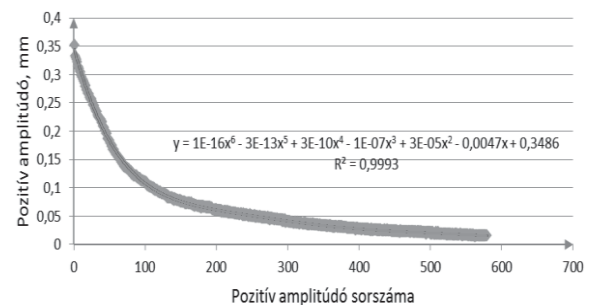


9. ábra A rúd végének kitérése, a feszítő kötéll elvágása után (1kg terhelés esetén)

A módosítások a következők voltak:

- A kötéll elvágása előtti adatok törlése,
- A rezgés lecsengése utáni adatok törlése
- A görbe szimmetrikus elhelyezése a vízszintes tengelyhez képest.

A módosítások után egy olyan rezgés-képhez juthatunk melyből az anyagra jellemző logaritmikus dekrementum értéke meghatározható. Az egymást követő azonos értelmű hullámcsúcsokhoz tartozó amplitúdó értékek hányadosának természetes alapú logaritmusát képezve számítható a logaritmikus dekrementum érték. A számítások elvégzését követően azt tapasztaltuk, hogy a logaritmikus dekrementum értéke nagy jóindulattal sem mondható állandónak a teljes mérési folyamat során. Ez a jelenség arra engedett következtetni, hogy nem egy klasszikus sebességgel arányos csillapítási esettel van dolgunk.

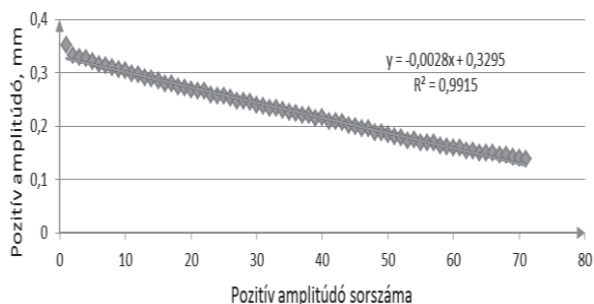


10. ábra A pozitív amplitúdókat mutató pont-halmaz

Viszont nem is felelt meg egy súrlódással arányos csillapítási esetnek, ahol a rezgésidő növekedésével, a csillapítási tényező növekszik. Ez a jelleg a mért eredmények további analizálást tette szükségessé. A vizsgálat során további módosítást végeztünk a mérési eredményeken. A sok kitérés érték közül kiszűrtük a hullámcsúcsokhoz tartozó értékeket, majd ezután csak az azonos értelmű (pozitív) kitérés értékeket hagytuk meg. Az így kapott pontsorozat látható a következő 10. ábrán. A kapott ponthalmazt diagramban megjelenítve, majd a ponthalmazra trendvonalat illesztve, a 10-es ábrán látható hatod fokú polinomot kaptuk eredményül. Az ábrában látható az R^2 determinációs együttható is, mely értéke majdnem 1, vagyis elég jó közelítést ad. Ez alapján még mindig nem volt lehetséges egyértelműen megadni, hogy milyen csillapítási modell érvényes a vizsgált fémhab típusra.

A 10-es ábrát megfigyelve az látható, hogy körülbelül a 70. amplitúdó csúcs környékén hirtelen elfordul a görbe. E megfigyelés után a kapott pontsereget a 70. amplitúdónál két részre bontottuk és külön-külön vizsgáltuk a részeket.

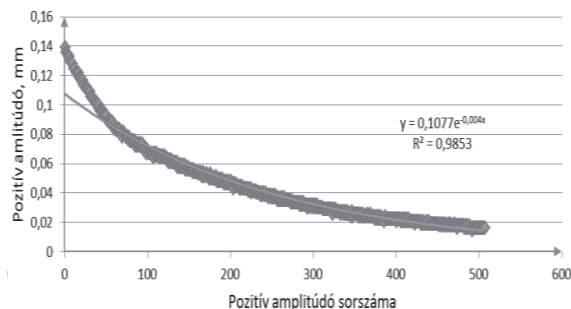
Az első 70 amplitúdóhoz tartozó pontsereg látható a 11. ábrán. A pontseregre szintén egy trendvonalat illesztettünk, melynek egyenlete és determinációs együtthatója is látható a 8. ábrán.



11. ábra Az első 70 pozitív amplitúdó jellege és trendvonala

Megnézve a 11. ábrát, jól látható hogy egy lineárisan csökkenő görbét megadó pontsorozattal van dolgunk, mely a súrlódással arányos csillapítási modell által szolgáltatott rezgéskép burkológörbéje (1. ábra).

Áttérve a 70. amplitúdó utáni pontokra, ott is egy új trend felvétele történt meg. A pontsorozat, trendvonal, a trendvonal egyenlete és a determinációs együttható szintén bemutatásra került ebben az esetben is. Megfigyelve a trendvonal alakját és egyenletét ez a részlet a sebességgel arányos csillapítási modellhez igazodik. (12. ábra)



12. ábra Az első 70 amplitúdó utáni kitérések jellege és trendvonala

4. EREDMÉNYEK ÉRTÉKELÉSE

A mérési eredményekből az vonható le következtetésként, hogy a vizsgálatban szereplő alumínium fémhab anyag esetében a rezgés csillapodása hozzávetőlegesen az első 70 amplitúdóig súrlódással arányos jelleg, vagyis a hullámcsúcsok burkoló görbéje egyenes. Az utána következő jelleg viszont már sebességgel arányos csillapítás, mely estében a burkoló görbe már egy exponenciális görbe. Az 1, 2, illetve 3 kg-os terheléssel végzett mérések esetében ugyanazt a jelleget mutatták rezgésképek.

5. 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.: Gépjárművek rezgéstani méretezése, Akadémiai Kiadó, Bp., ISBN963 05 0064 7.

5. 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.

CSONTNÖVEKEDÉST SERKENTŐ GYORSROTOTÍPUS GYÁRTÁSSAL KÉSZÜLT IMPLANTÁTUMOK MECHANIKAI VIZSGÁLATA

MECHANICAL EXAMINATION OF BONE GROWTH STIMULATING RAPID PROTOTYPING IMPLANTS

Simonovics János Ph.D. hallgató, Váradi Károly egyetemi tanár, 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 Candidate, University Hospitals of Oulu, Department of Oral and Maxillofacial Surgery Oulu, Finland, e-mail: bujpet@yahoo.co.uk.

Berecz Tibor, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gépészmérnöki kar, Anyagtudomány és Technológia Tanszék. 1111 Budapest, Bertalan L. u. 7. MT épület, e-mail: berecz@eik.bme.hu

Andrey Koptiug, Associate Professor, Department of Engineering and Sustainable Development, Mid Sweden University, Östersund, Sweden, e-mail: andrei.koptioug@miun.se

ABSTRACT

Scaffold implants are becoming more popular in field of mandible reconstruction. Ti-6Al-4V geometrical structures were manufactured in this study. Measurements was made to examine the developed structures Young modulus.

1. BEVEZETÉS

Szájüregi daganatok tekintetében Magyarország sajnos kiemelkedő helyet foglal el az Európai Unióban. Az éves szinten 3 ezer felfedezett daganat mellett 1700 halálos áldozata van a betegségnek. A helyzet az évek során folyamatosan romlott. A probléma elsősorban az 50 év feletti férfiakat érinti [1]. Ezen drasztikus számok mellett vannak jelen, hogy a szájüregi rákok az egyik legkönnyebben felfedezhető daganatos betegségek közé tartoznak. A probléma már a fogászati szűrések alkalmával csírájában kezelhető lenne, ugyanakkor a később felfedezett betegség szinte kizárólag drasztikus megoldásokkal fékezhető meg, a gyógyulási esélyek nagymértékű csökkenése mellett.

Mivel a csontrendszer is primer szűrőnek számít, így a szájüregi rákok esetén a mandibula (állkapocs) is nagy eséllyel érintett lehet. Ebben az esetben szükségessé válik a tumoros tartomány eltávolítása, rezekciója, majd ennek rekonstrukciója. A rekonstrukció során a teljesen vagy részlegesen megszűnt általános, illetve mechanikai funkció kerül visszaállításra.

2. MÓDSZEREK

A mandibula rekonstrukciójára a gold standardnak nevezhető rekonstrukciós lemezek mellett egyre inkább terjednek a csont mechanikai

tulajdonságaihoz közelebb álló gyorsprototípus eljárással készített porózus struktúrák, ún. scaffoldok. A mechanikai tulajdonságokon felül további előny a páciens önképének pontosabb visszaállítása, az egyénhez igazítható egyedi implantátumok végett.

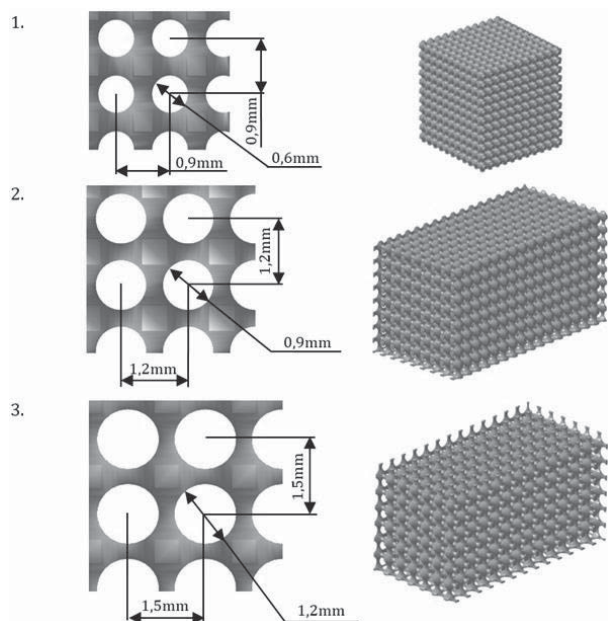
A gyorsprototípus gyártási eljárásoknál a cél a CAD-es környezetben megalkotott darabok gyors fizikai megvalósítása. A technológia biztosítja a lehetőséget a tervezéssel irányított porózus struktúrák kialakítására, a tervezett cellaszerkezet létrehozására. Az implantátumok gyorsprototípus gyártása esetében a Selective Laser Sintering (SLS), a Direct Laser Forming (DLF), illetve a Selective Laser Melting (SLM) mellett teret hódít az egyik legújabb eljárásnak számító Electron Beam Melting (EBM). A legyártott alkatrészek esetén, mint alapanyag kizárólag biokompatibilis összetevők használata jöhet szóba.

Az EBM gyártási eljárásnál, az összeolvasztandó por vákuum alatt van. Az összeolvasztás elektron sugárnyaláb segítségével valósul meg. Az alkatrész több lépésben, egymásra épített szeletekből készül el, támasztóanyagként a meg nem olvasztott fémpor szolgál. Ezen eljárás előnye, hogy a terméknél nincs szükség hőkezelésre a mechanikai paraméterek biztosításához.

Az EBM-el gyártott minták vizsgálatára több tanulmány is született már, ugyanakkor az irodalom mennyisége viszonylag szűkös [2], [3].

Későbbi állkapocsrekonstrukciók kialakítására egy porózus struktúra szerkezetet terveztem különböző porozitási fokokkal, a darabok EBM technológiával kerültek legyártásra. A gyártás során felhasznált anyag a biokompatibilis anyagok között általánosnak tekinthető Ti-6Al-4V volt. A

kialakított struktúra a korábban elvégzett cadaver vizsgálataim alapján lett megtervezve mechanikai szempontból. Szem előtt tartottam az irodalomban, a csontátnövéshez meghatározott optimális pórusméretet, melyet implementáltam modelljeimben [4], [5]. A különböző struktúrákkal rendelkező modelleket a 1. ábra szemlélteti.



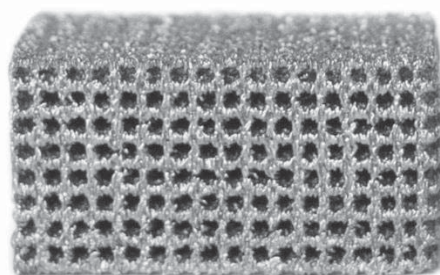
1. ábra Kialakított struktúrák

A létrehozott struktúrákkal a porozitás is változott az egyes verzióknál. A kialakított struktúrák porozitását, illetve a létrehozott pórus, illetve oszlop méreteket az 1. táblázat tartalmazza.

1. táblázat Tervezett porozitás, pórus- és oszlop méret

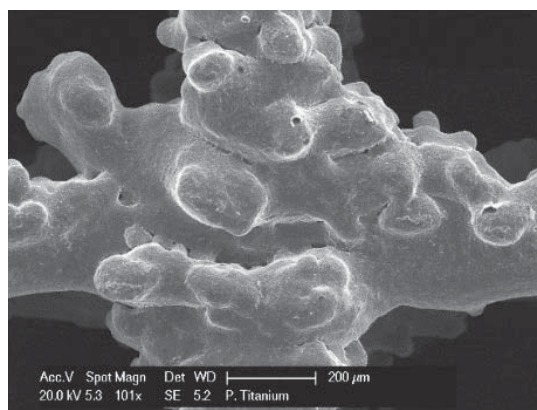
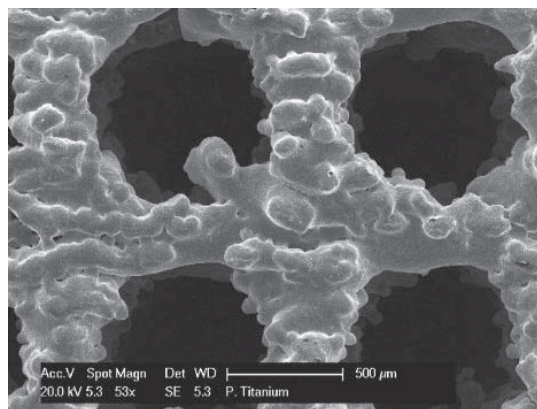
		Típusok		
		1	2	3
CAD porozitás	[%]	63,57	72,86	79,52
CAD pórusméret	[mm]	0,6	0,9	1,2
CAD oszlop méret	[mm]	0,3	0,3	0,3

Az elkészített geometriai kialakítással 3 különböző porozitású struktúrát hoztam létre. A gyártás két lépcsőben készült el. Egyik lépcsőben 12-12db 10mmx10mmx20mm-es, a másik lépcsőben 30db 10mmx10mmx10mm-es mintákat gyártottunk. A gyártás ARCAM A2 típusú készülék segítségével történt. A nagyobb minták a gyártást követően precíziós fűrészsel, a második fázisban gyártott alkatrészekhez hasonló méretre lettek vágva. A gyártás során az említett anyaghoz javasolt általános gép beállítási paramétereket használtuk fel.



2. ábra Legyártott porózus struktúra

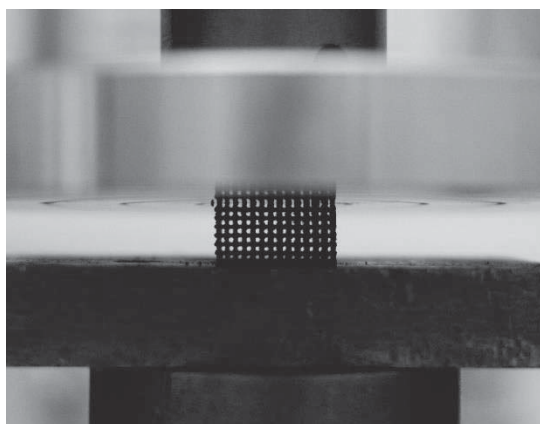
A legyártott darabokon a struktúra ellenőrzésére elektronmikroszkópos SEM vizsgálatot, az anyagösszetétel ellenőrzésére EDAX analízist végeztem. A SEM vizsgálatokról származó 50 és 100x-os nagyításban lévő képeket a 3. ábra mutatja. A vizsgálatok során megállapítottam, hogy a gyártás során a struktúra szerkezete nem sérült, a mechanikai paramétereket hátrányosan befolyásoló deformitás, struktúra folytonossági hiány nem jelentkezett.



3. ábra Kialakított struktúrák SEM vizsgálata

Az SEM és EDAX analíziseket követően típusonként 20-20db 10mmx10mmx10mm-es minta került szétválasztásra. A maradék mintákon próba roncsolásos méréseket végeztem. A próba és valós mérések a Budapesti Műszaki Egyetem Biomechanikai Kooperációs Kutatóközpontjában

kerültek elvégzésre. A próbamérés a 4. ábrán látható.



4. ábra Próbamérések

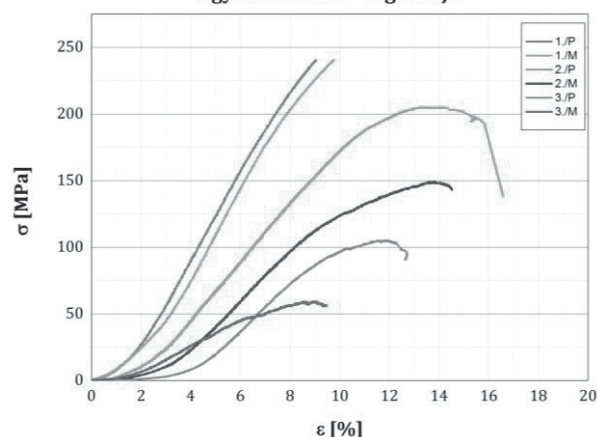
A vizsgálat során erő, elmozdulás görbék regisztrálásával, a darabok rugalmassági modulusának meghatározása volt a cél. A mérésekhez egy Instron (8872) gép áll rendelkezésemre. A vizsgálatok során 25kN mérés határú erőmérőcellával dolgoztam, $0,5 \frac{mm}{min}$ -es terhelési sebességgel, melyet a mérés határ eléréséig vagy a darab tönkremenetelig működtettem. A méréseket általános körülmények között, szobahőmérsékleten végeztem el.

A mérések tekintetében megvizsgáltam a technológia során alkalmazott gyártási irány szerkezetet befolyásoló hatását. Ezáltal a rendelkezésre álló mintákat megvizsgáltam gyártási irányral párhuzamos és arra merőleges orientációban. Az egyes vizsgálatok során így 10-10 minta mérésére jutott lehetőségem.

3. EREDMÉNYEK

A struktúrák vizsgálata során minden próbatest mérése kivitelezhető volt. A mérések során regisztrált erő-elmozdulás görbékből származtatott jellegzetes $\sigma - \varepsilon$ görbék a következő ábrán láthatóak (5. ábra). Az ábrán a jobb áttekinthetőség végett 1-1 minta görbét ábrázoltam. A diagramon jól megkülönböztethetőek az egyes porozitási értékekkel gyártott minták közti, illetve a gyártási irányból származó irányfüggő különbségek.

Egyes minták $\sigma - \varepsilon$ görbéje



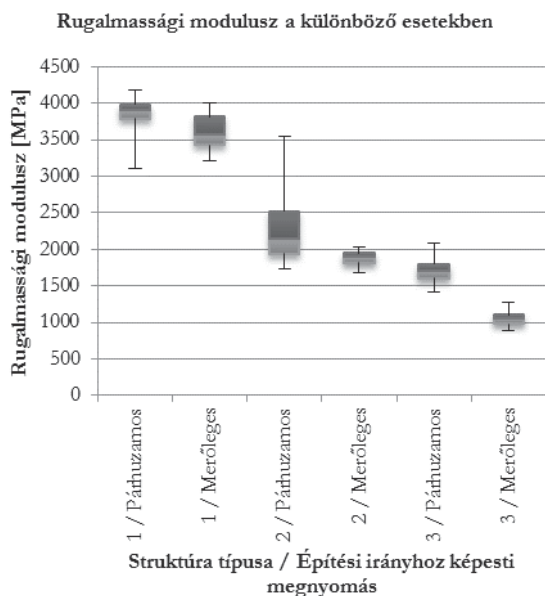
5. ábra Egyes minták $\sigma - \varepsilon$ görbéje (P - építési irányral párhuzamos mérés; M - építési irányral merőleges mérés)

A nyomóvizsgálatok során kapott rugalmassági modulusok értékeit a 1. táblázat mutatja. A táblázatban szemléltettem az egyes mintatípusokon mért szórások értékét is. A gyártási irány befolyásoló hatására százalékos összehasonlítást végeztem a párhuzamos irányhoz képesti rugalmassági modulus csökkenésről merőleges irányban.

2. táblázat Rugalmassági modulusok értékei

Típus	Ép. irányral Párhuzamos/Merőleges	E - Rugalmassági modulus átlag értéke	E - Rugalmassági modulus szórása	Párhuzamos irányhoz képesti rugalmassági modulus csökkenés merőleges irányban
		[MPa]	[MPa]	
1.	P	3824,36	304,62	5,60
1.	M	3610,12	286,64	
2.	P	2368,11	642,50	17,21
2.	M	1960,60	267,16	
3.	P	1759,19	298,23	39,73
3.	M	1060,34	122,85	

A minták számára tekintettel a jobb áttekinthetőség végett, a rugalmassági modulusokat box-plot diagramban ábrázolva a 6. ábra mutatja.



6. ábra Az egyes minták rugalmassági moduluszai

Az eredményekből látható, hogy az elért rugalmassági moduluszok a gyártási irány figyelembevételétől eltekintve 1060–3824 MPa között mozognak. Ezen értékek jól alátámasztják az általam korábban végzett cadaveres mérések corticalis állományra vonatkozó eredményeit [6].

Megfigyelhető, hogy a gyártási iránnyal merőleges orientációban vizsgált minták minden esetben alacsonyabb mechanikai paramétereket mutatnak. Ennek mértéke összefüggésben áll a struktúra porozitási fokával. Nagyobb porozitás esetén az építési irány nagyobb mértékben befolyásolja a mért értékeket.

Megállapítható a korábbi mérésekre alapozva, hogy a gyártási irány felhasználható a csontnál is jelentkező ortotrop tulajdonságok biztosítására. A porozitási fok mértékével megfelelően beállíthatóak páciens specifikus szinten a mechanikai tulajdonságok.

A kialakított implantátumstruktúrák felhasználásával és a csonthoz közelebbi mechanikai paraméterek biztosításával, olyan implantátumstruktúra válik elérhetővé, mely támogatja a csontosodás serkentését és ezáltal a gyorsabb felépülést.

4. ÖSSZEFOGLALÁS

Tanulmányom során, tumoros mandibula rezekciók rekonstrukciójára használható gyorsprototípus gyártási eljárással elkészíthető porózus szerkezetek vizsgálatát végeztem el. A tervezett struktúrák pórusméretük végett előnyösek a csontátnövés tekintetében. A struktúrák

legyártását követően pásztázó elektronmikroszkópos vizsgálatot végeztem a szerkezetek ellenőrzésére, majd roncsolásos nyomóvizsgálatokkal megállapítottam a darabok rugalmassági moduluszait.

A mért rugalmassági moduluszok jól illeszkednek a korábbiakban elvégzett roncsolásos anyagvizsgálatos cadaver méréseimhez. Így megállapítható, hogy a struktúrák megfelelhetnek, mint teherviselő szerkezet, állkapocs implantátum tervezése során.

Jövőbeni kutatási tervek között szerepel más geometriai kialakítások vizsgálata, szintén több porozitási fok vizsgálata mellett, továbbá valós páciens specifikus geometriával rendelkező prototípus implantátum legyártása és vizsgálata.

5. IRODALOM

- [1] F. Levi, F. Lucchini, E. Negri, P. Boyle, és C. La Vecchia, „Cancer mortality in Europe, 1995-1999, and an overview of trends since 1960”, *Int. J. Cancer*, köt. 110, sz. 2, o. 155–169, jún. 2004.
- [2] X. Y. Cheng, S. J. Li, L. E. Murr, Z. B. Zhang, Y. L. Hao, R. Yang, F. Medina, és R. B. Wicker, „Compression deformation behavior of Ti-6Al-4V alloy with cellular structures fabricated by electron beam melting”, *J. Mech. Behav. Biomed. Mater.*, köt. 16, o. 153–162, dec. 2012.
- [3] J. Parthasarathy, B. Starly, S. Raman, és A. Christensen, „Mechanical evaluation of porous titanium (Ti6Al4V) structures with electron beam melting (EBM)”, *J. Mech. Behav. Biomed. Mater.*, köt. 3, sz. 3, o. 249–259, ápr. 2010.
- [4] X. Li, Y. Luo, és C. Wang, „Preparation and characterization of porous Ti6Al4V/alginate hybrid implant by combination of electron beam melting and freeze-drying”, *Mater. Lett.*, köt. 81, o. 23–26, aug. 2012.
- [5] K.-H. Frosch, F. Barvencik, V. Viereck, C. H. Lohmann, K. Dresing, J. Breme, E. Brunner, és K. M. Störmer, „Growth behavior, matrix production, and gene expression of human osteoblasts in defined cylindrical titanium channels”, *J. Biomed. Mater. Res.*, köt. 68A, sz. 2, o. 325–334, febr. 2004.
- [6] 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.

RAKODÓGÉP ALKATRÉSZEK VÉGESELEMES VIZSGÁLATA

FINITE ELEMENT ANALYSIS OF EXCAVATOR PARTS

Ferenc J. Szabó, PhD, egyetemi docens

ABSTRACT

During the finite element investigation of the most important parts (bucket, boom, wheel fixing, shafts, etc.) of an excavator, several load cases were taken into consideration. Before the finite element analysis it was necessary to solve some problems found in the three dimensional CAD model, which made difficulties during the meshing or solution procedure. The numerical results can give some detailed information for the designers to check the load carrying capacity of the structure and to decide where is it necessary to make some reinforcements or corrections.

1. BEVEZETÉS

2013 nyarán, az erdőteleki SBS Kft [1] vezetésével induló több- partneres projekt (MT Lifter) részeként a CREO [2] programrendszerben készült háromdimenziós modelleket kaptunk végeselemes vizsgálatok céljából. A vizsgálatok fő célja, hogy képet kapjunk a főbb szerkezeti elemek különböző terhelési, működési és munkavégzési esetekben tapasztalható viselkedésére, feszültségi és deformációs állapotára, biztonságos teherviselésére vonatkozóan. A teljes szerkezet az 1. ábrán látható, vázlatos formában, menetközben a kialakítás többször változott, finomodott.



1. ábra. A teljes szerkezet

A végeselemes futtatásokat késleltette, és némileg akadályozta néhány olyan sajátosság, amely a CAD- rendszerben nem is látszott, illetve nem okozott semmi zavart, viszont a modell végeselemes behálózását lehetetlenné tette, vagy a behálózott modell megoldása zárult hibaiüzenettel a végeselemes rendszerben. A CAD modellek CREO v. 2.0 háromdimenziós tervezőrendszerben készültek, ezeket a STEP adatformátum [3] alkalmazásával vittük át az ANSYS v 14.5 végeselemes programrendszerbe [4].

Először próba-futásokat végeztünk, egységnyi terhelésre, a tesztelés és az egyszerűség kedvéért nem életszerű terhelésekre, csupán a hálózhatóság és az analízis lépéseinek elvégezhetőségének vizsgálata céljából. Eközben a konzorcium munkája is haladt, megszülettek a fontos megállapodások, koncepciók, melyek érintették a terhelések értékeit is. Ha rendelkezésre áll a megfelelő, jóváhagyott terhelési érték, akkor a végleges vizsgálat is elvégezhető.

A kanál és a gép után az alváz vizsgálata következett, szintén először csak teszt- jelleggel, majd a futómű (2. ábra) elemei, külön az első és a hátsó tengely, majd a kerék felfüggesztésének alkatrészei.



2. ábra. A futómű képe

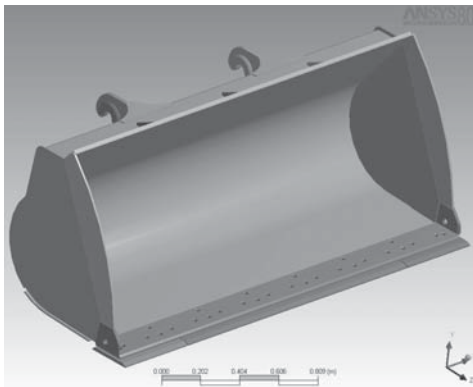
A könnyebb és gyorsabb kommunikáció elősegítésére a konzorcium tagjai egy közös FTP- szervert hoztak létre, ahol minden újdonság, eredmény közzétehető, könnyen és gyorsan elérhető minden partner számára.

2. A HÁROMDIMENZIÓS MODELLEK

A CAD- rendszerben elkészült háromdimenziós modelleket a végeleemes rendszerbe beolvasva azt tapasztaltuk, hogy a modellek apróbb részletei, kialakítási megoldásai olyan kisebb sajátosságokat tartalmaznak, amelyek a CAD- rendszerben nem látszódtak, nem zavarták az alkatrészek megtekintését, összeszerelését, teljesen észrevehetetlenek voltak, azonban a végeleemes hálózást lehetetlenné tették, vagy ha a hálózás elvégezhető volt, akkor a végeleemes modell numerikus megoldása során adódott hibüzenet, esetleg rendszerhiba.

Ezeket az elváltozásokat néha hosszadalmas munka megtalálni, nem beszélve arról, hogy kijavításukhoz vissza kell térni a CAD- rendszerbe az eredeti modellhez, és a legapróbb részletekig ki kell javítani, vagy módosítani szükséges az alkatrészt. A végeleemes vizsgálatok csak ennek a folyamatnak a sikeres és precíz elvégzése után kezdhetők el.

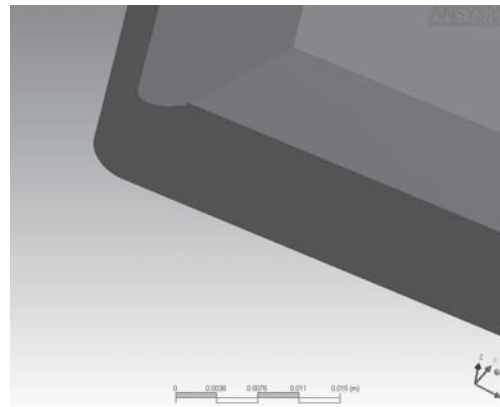
Az első vizsgált elem a markoló kanál (3. ábra) volt, már ennél a modellenél is adódott ilyen változtatni való helyzet.



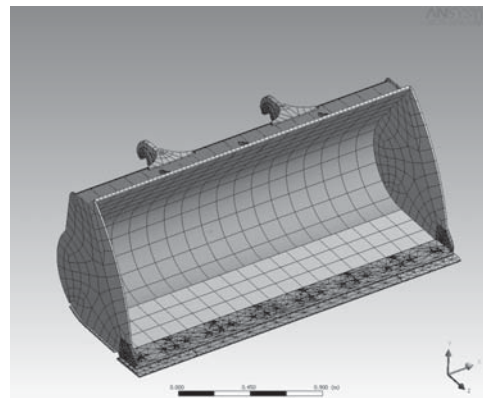
3. ábra. A markoló kanál modellje

A különböző rádiuszok, az egyes részek csatlakozásának környezetében voltak olyan apró részletek, melyek ránézésre nem, csak többszöri mély nagyítás, zoom hatására váltak láthatóvá. Egy ilyen mutat a 4. ábra, ahol az egyik rádiusz kialakításakor egy vékony, hártyszerű anyagréssz jött létre, ami hibüzenetet okozott a hálózáskor.

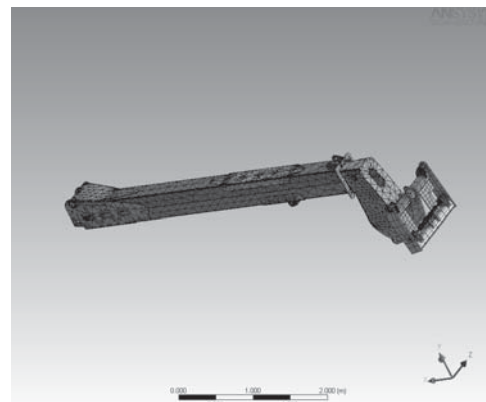
Az ilyen apró, de zavaró részletek megtalálása, kijavítása időigényes folyamat, kényelmetlenül meghosszabbítja a végeleemes analízisre fordítandó időt. Ennek a folyamatnak a megoldásáig nincs a kezünkben még rész-eredmény sem, ami rontja, nehezíti a helyzetet.



4. ábra. Egy hálózást gátló elváltozás



5. ábra. A markoló kanál hálózott modellje



6. ábra. A gém behálózott modellje

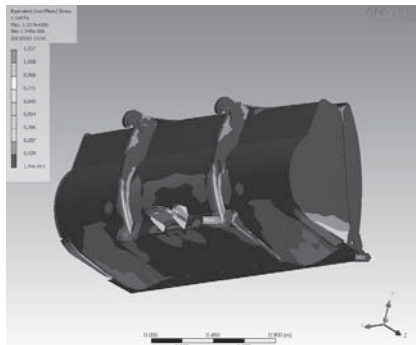
A nehézségek megoldása után lehetővé vált a CAD- rendszerből érkező modellek behálózása és tesztelése.

Az 5. és 6. ábra a markoló kanál és a gém modelljének végeleemes hálózatát mutatja. Hasonló folyamatot kellett végigjárni a futómű alkatrészeinek vizsgálatánál és az első és hátsó tengely esetében is.

3. A VEM ANALÍZISEK EREDMÉNYEI

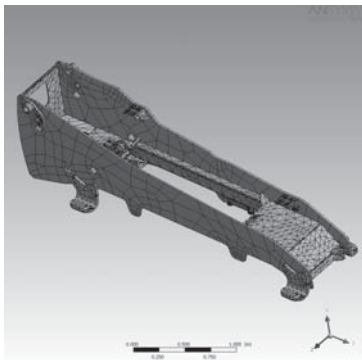
A végeselemes vizsgálatok elvégzése tulajdonképpen csak most, a hibák, és zavaró részletek rendbe tétele után válik lehetővé. A behálózás után a következő lépés a megfelelő peremfeltételek megadása.

A markoló kanál esetén a peremfeltételek megadásához szükséges megvizsgálni, hogy mik a jellegzetes használati esetek és az azokhoz tartozó gémmhelyzetek, ugyanis a kanálra adódó terhelő erők iránya és nagysága ettől nagyban függ. Vízszintes gémm esetén a terhelhetőségnek megfelelő teherre kialakuló feszültségi állapot képe látható a 7. ábrán.



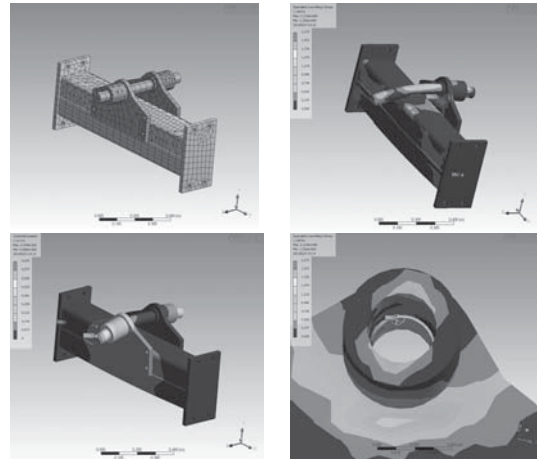
7. ábra. Feszültségek a markoló kanálban

A gémm és az alváz esetén jelenleg a tesztelés, hálózás fázisában tartunk, eredmények később várhatók. Az alváz behálózott képét mutatja a 8. ábra.

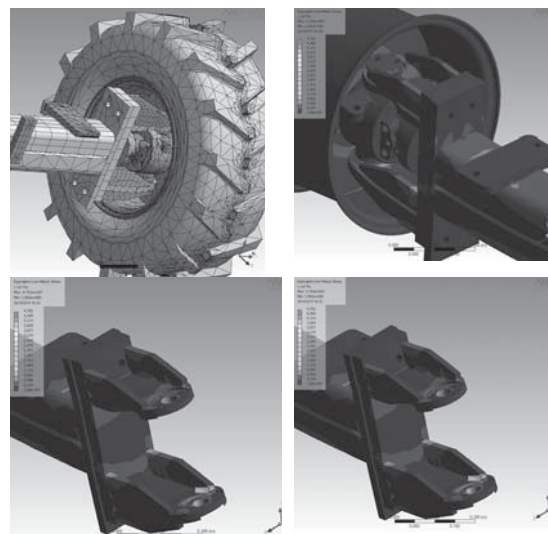


8. ábra. Az alváz behálózott képe

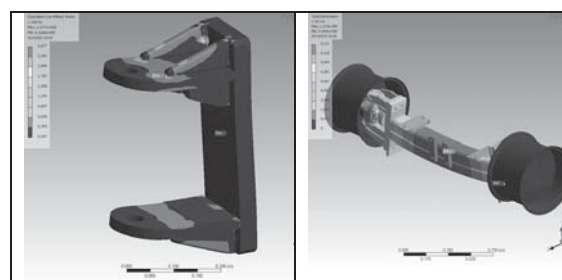
Fontos alkotórész az első és hátsó futómű, melyeknél a tengely és a kerékfelfüggesztő elem vizsgálatát végeztük el. A hátsó tengely eredményei a 9. ábrán láthatók, a felfüggesztő elem eredményeit a 10. ábra mutatja. A felfüggesztő elem eredményeit és az első tengely alakváltozását a 11. ábra mutatja.



9. ábra. A hátsó tengely eredményei



10. ábra. A kerékfelfüggesztő elem eredményei



11. ábra. A felfüggesztő elem és az első tengely eredményei

A tervezés, fejlesztés során, azokban az esetekben, amikor túl nagy feszültségeket vagy elmozdulásokat tapasztalunk, akkor a tervezők szerkezeti változtatásokat hajtanak végre, elemeket módosítanak (pl. lemezvastagság

növelés, bordázat módosítás), vagy újabb elemeket, merevítéseket építenek be. Ezekkel újabb végeelemes analízis elvégzése válik szükségessé. Ez a folyamat mindaddig tart, míg el nem érjük a kívánt, megfelelő, biztonságos teherviselő állapotot. Az ábrákon bemutatott eredmények ennek a folyamatnak bizonyos szakaszaiból kiragadott esetek, nem a végleges kialakításokat mutatják, vagy a létrehozásukkor még nem a valóságos terhelés értékek voltak megadva.

Ez a tervezési, vizsgálati, módosítási folyamat még ma is tart, így elképzelhető, hogy bármely, itt bemutatott alkatrész módosul, finomodik a fokozatosan létrejövő eredmények hatására.

4. ÖSSZEFOGLALÁS

Egy több- partneres fejlesztő folyamat részeként egy rakodógép fontosabb elemeit, részegységeit vizsgáltuk végeelemes módszerrel. A háromdimenziós modelleket a CREO 2.0 rendszerben felépítve kaptuk meg az SBS Kft szakembereitől, ezeket az ANSYS v.14.5 végeelemes programrendszerben vizsgáltuk tovább.

A vizsgálatokat nehezítette és hátráltatta, hogy a modellek néha olyan, apróbb sajátosságokat tartalmaztak, melyek a CAD-rendszerbeli megtekintést, használatot, beszerelést, stb. nem befolyásolták és szabad szemmel szinte észrevehetetlenek voltak, ám a végeelemes hálózást megakadályozták, vagy a behálózott modell numerikus megoldása során okoztak különféle hibaüzeneteket. Ezeknek a megtalálása, módosítása hosszadalmas volt, ami jelentősen megnövelte a vizsgálatok időigényét.

A vizsgálatok során a markoló kanál, a gém, az alváz, első és hátsó tengely, valamint a kerék felfüggesztő elemének modelljeit teszteltük. A vizsgálati folyamat során a vizsgált elemek többször is módosításra kerültek, vagy a tapasztalt feszültségi és deformációs állapot miatt, vagy egyéb, konstrukciós okok miatt. Ezért nagyon fontos a gyors kommunikáció, hogy minden partner gyorsan hozzáférjen a legújabb alkatrész-verziókhöz és a legfrissebb végeelemes eredményekhez is. Ehhez a konzorciumban résztvevő partnerek egy közös FTP- szervert hoztak létre, ahová mindenki feltöltheti a legfrissebb adatokat, modelleket, eredményeket és ezeket az összes partner szinte azonnal látja, használhatja, letöltheti.

Ez a tervezési, vizsgálati, módosítási folyamat még ma is tart, így elképzelhető, hogy a bemutatott alkatrészek, részegységek továbbra is folyamatosan módosulnak, továbbfejlesztésre kerülnek a fokozatosan létrejövő eredmények hatására.

5. IRODALOM

[1] <http://www.sbskft.hu>

Meglátogatva: 2014. szeptember 10.

[2] <http://www.ptc.com/product/creo>

Meglátogatva: 2014. szeptember 10.

[3]

http://www.en.wikipedia.org/wiki/ISO_10303

Meglátogatva: 2014. szeptember 10.

[4]

<http://www.ansys.com/Products/ANSYS+14.5+Release+Highlights>

Meglátogatva: 2014. szeptember 10.

KÖSZÖNETNYÍLVÁNÍTÁS

Jelen munka a GOP-1.1.1-11-2012-0081 számú, „Multifunkciós teleszkópos rakodógép fejlesztése” című projekt részeként, az Új Széchenyi Terv és az Európai Unió társfinanszírozásával jött létre.

A szerző ezúton kíván köszönetet mondani az SBS Kft- nek a projekt-konzorcium vezetéséért és a vizsgálandó CAD-(CREO) modellek rendelkezésre bocsátásáért, Dr. Németh János címzetes egyetemi tanárnak (Logisztikai Intézet) a munka egyetemen belüli koordinálásáért és előremutató észrevételeiért, valamint Tóbis Zsolt tanszéki mérnöknek (Gép- és Terméktervezési Intézet) a CAD modellek kezelésében, javításában nyújtott segítségéért.

NAGY FAJLAGOS TERHELÉSNEK KITETT FOLYADÉKFILM KENÉSŰ ÉRINTKEZŐ TESTEK TERHELÉSI ÁLLAPOTÁNAK ELEMZÉSÉRE SZOLGÁLÓ MODELLEZÉSI ELJÁRÁS FEJLESZTÉSE

MODELLING METHOD DEVELOPMENT FOR SUB-SURFACE LOADING CONDITION INVESTIGATION OF FLUID FILM LUBRICATED SURFACES UNDER HIGH CONTACT PRESSURE

Dr. Szávai Szabolcs, Dr. Kovács Sándor

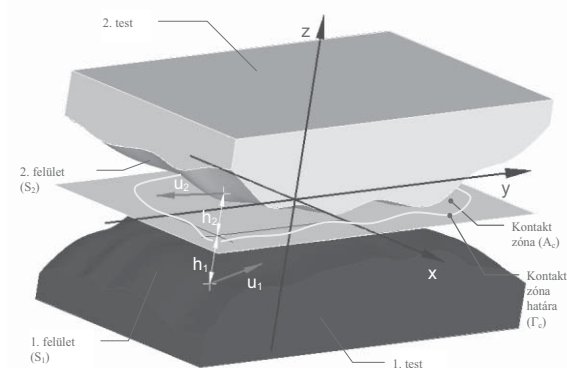
ABSTRACT

Rolling-sliding machines such as gears, cams and followers, and bearings, which are often subjected to high loads, high speeds and high slip conditions when not only the pressure distribution in the lubricant is a question but the surface deformation, and variation of the viscosity due to pressure, too. Although several methods have been already developed for solving elasto-hydrodynamic (EHD) problems, the solution of the highly nonlinear problem is still quite challenging. So the development of a simulation method to determine the surface loading conditions is under special attention in order to be possible to calculate the sub-surface stress field.

1. BEVEZETÉS

A szerkezeti elemek legkritikusabban terhelt részei azok felületei, melyek gyakorta nagy fajlagos terhelésnek vannak kitéve. Így az érintkező felületek károsodásának meghatározása mindig az érdeklődés középpontjában áll. Folyadéksúrlódás állapotában a testek egymáshoz viszonyított relatív elmozdulásának következtében a testek közti rést kenőanyag tölti ki (1. ábra), mely mozgásának hatására hidrodinamikai nyomás és csúsztatófeszültség alakul ki. Az érintkező testek kinematikai állapota és egy adott részgeometria mellett, az érintkező felületeken fellépő nyomásmegoszlás képes egyensúlyt tartani a felületeket összeszorító erővel, megakadályozva a test-test kapcsolatot. A felületeket terhelő nyomásmegoszlás akkorává válhat, hogy az figyelmen kívül nem hagyható deformációt okoz, továbbá a kenőanyagban lévő csúsztatófeszültségek hatására fellépő hőmérsékletnövekedés kihathat a kenőanyag anyagjellemzőire. Ennek az összetett rendszernek a megoldásával nyílik mód arra,

hogy az érintkező felületek igénybevételi állapotát és az ennek hatására kialakuló feszültségmezőt meghatározzuk, valamint előre jelezhetjük az élettartamát illetve a károsodás módját. A feladat megoldásához ismerni kell továbbá a felület közeli mechanikai anyagjellemzőket, melyek meghatározása vagy előrejelzése a felületkezelések hatására szintén kihívást jelent.



1. ábra. Érintkezési feladat folyadékkenés esetén

A Montanuniversität Leoben, Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau munkatársaival régóta fennálló kutatói együttműködés keretében, a vizsgálati lehetőségek feltárása és elemzése segítheti az új know-how-k létrehozását, mely lehetővé teszi a közös tudományos kutatást a TEHD-szimuláció területén.

2. TERMO-ELASZTOHIDRODINAMIKAI FELADAT MEGOLDÁSA

A hidrodinamikai részre a megoldás alapját adó kiterjesztett egyenletek részletezett formában [1]-ben található. Az [1]-ben található egyenlet a Reynolds által bevezetetteken, a turbulens és az inercia tagokon kívül, egyéb elhanyagolásokat nem tartalmaz. Ennek formális alakja a következő:

$$R(p, \rho, \dot{\rho}, h, \bar{r}, t, \eta, \tau_{eq}, \bar{u}_1, \bar{u}_2, \theta, \dots) = \nabla_{xy} \cdot (\theta \bar{\Psi}) - \nabla_{xy} \cdot ((\nabla_{xy} p) \Phi) - \theta \Omega_\gamma = 0 \quad (1)$$

ahol $\Phi = \Phi(\rho, h, \bar{r}, t, \eta, \dots)$, $\bar{\Psi} = \bar{\Psi}(\rho, h, \bar{r}, t, \eta, \dots)$ és $\Omega = \Omega(\rho, \dot{\rho}, h, \bar{r}, t, \dots)$ többek között a ρ sűrűséget, h résméretet, az \bar{r} helyvektort, t időt, η viszkozitást és \bar{u}_i W_i felületi sebességeket, θ térfogatkitöltési tényezőt, nem Newtoni kenőanyagoknál τ_{eq} egyenértékű csúsztatófeszültséget tartalmazó belső függvények, melyek a Reynolds egyenlet tagjait adják vissza.

A térfogatkitöltési tényezővel a viszkozitáson és a sűrűségeen keresztül az egyenlet kiterjeszhető a kavitációs zónára, valamint a kenőanyagokra feltételezhető, a sűrűség nyomás és hőmérséklet függése elválasztható, mely megoldás azért előnyös, mivel a nyomás a résvastagság mentén állandó.

$$\begin{aligned} \rho^*(p, \vartheta) &= \frac{1}{1 - \gamma(p)p} \cdot \rho_L(p, \vartheta) = \\ &= \theta(p) \cdot \rho_L(p, \vartheta) = \\ &= \theta(p) \cdot \frac{\rho_p(p, \vartheta_0)}{\rho_0(p_0, \vartheta_0)} \cdot \rho_g(p_0, \vartheta) = \\ &= \theta(p) \cdot \rho_p(p) \cdot \rho_g(\vartheta) \cdot \rho_0^{-1} \\ \eta^* &= \eta_L(p, \vartheta) \frac{\rho^*}{\rho_L(p, \vartheta)} = \\ &= \frac{\eta_L(p, \vartheta)}{1 - \gamma(p)p} = \theta(p) \eta_L(p, \vartheta) \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \eta^* &= \eta_L(p, \vartheta) \frac{\rho^*}{\rho_L(p, \vartheta)} = \\ &= \frac{\eta_L(p, \vartheta)}{1 - \gamma(p)p} = \theta(p) \eta_L(p, \vartheta) \end{aligned} \quad (3)$$

ahol a kavitációt kezelő $\gamma(p)$ büntetőfüggvény értéke egy célszerűen felvett c , ha $p < 0$, egyébként θ .

A hidrodinamikai mellett a hőtani feladatot is meg kell oldani, melyre az energiaegyenlet:

$$\begin{aligned} \theta \rho_L \left(\frac{\partial(c_v \vartheta)}{\partial t} + \nabla(c_v \vartheta) \cdot \bar{u} \right) + \\ + p \left(-\frac{\partial \rho_L}{\partial t} - \nabla \rho_L \cdot \bar{u} - \left(\frac{\partial}{\partial t} \theta + \nabla \theta \cdot \bar{u} \right) \rho_c \right) = \\ = \nabla(\theta \lambda_L \cdot \nabla \vartheta) + \theta \cdot \bar{\sigma}'_z \cdot \frac{\partial \bar{u}_{xy}}{\partial z} \end{aligned} \quad (4)$$

A feladat peremfeltételei megegyeznek az irodalomban szokásossal, azaz a kontakt zóna Γ_c peremén $p=0$, míg a hőmérsékletre adiabatikus feltételt alkalmazunk. A terhelési peremfeltétel:

$$F_w = \int_A p \cdot dA \quad \text{vagy} \quad f_w = \int_s p \cdot dx \quad (5)$$

3. FELÜLETEK DEFORMÁCIÓJA ÉS HŐMÉRSÉKLETE

Az elasztohidrodinamikai problémák vizsgálata során kiemelten fontos kérdés a felületi deformációk (normális irányú elmozdulások) meghatározása. A résméret, mindazonáltal a felületek terheletlen geometriájából és a kiinduló minimális távolságukból (h_g), a merevtestszerű mozgásukból (Δ_{rigid}), továbbá a „ i ”-edik felületen megoszló erőrendszer δ_p és a hőmérsékletkülönbség ($\Delta \vartheta_i$) okozta deformációjukból $\delta_{\Delta \vartheta_i}$ adódik. Ennek alapján a két test közti rés az alábbi alakban számolható:

$$\begin{aligned} h &= h_1 + h_2 = h_{g_1} + \Delta_{rigid_1} + \delta_{p_1} + \delta_{\Delta \vartheta_1} + \\ &+ h_{g_2} + \Delta_{rigid_2} + \delta_{p_2} + \delta_{\Delta \vartheta_2} = \\ &= h_g + \Delta_{rigid} + \delta_p + \delta_{\Delta \vartheta} \end{aligned} \quad (6)$$

Elasztohidrodinamikai feladatoknál gyakori, hogy az érintkezés, az érintkező testek méreteihez képest, pont- vagy vonalszerűnek tekinthető. A kenőanyagban létrejövő nyomáseloszlás és felületi megoszló csúsztató erőrendszer hatására bekövetkező deformációt és fellépő felület alatti feszültséget, gyakorta a félvégtelen téren kialakuló deformációval szokás leírni, melyet megoszló terhelés esetén [3] szerint akár analitikusan is meg lehet határozni. Ez alapján vonalszerű terhelésre a felületi deformáció és hőmérséklet:

$$\delta_{p_i}(x) = \frac{(1 - \nu_i^2)}{\pi \cdot E_i} \int_{s_c(\hat{x})} p(\hat{x}) \cdot \ln(x - \hat{x})^2 \cdot ds(\hat{x}) \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \vartheta_{s_i}(x) - \vartheta_{0_{s_i}} &= \\ &= \frac{1}{\pi} \int_{s(\hat{x})} \frac{q_{s_i}(\hat{x})}{\rho_{s_i} c_{s_i} K_{s_i}} e^{\frac{U_{s_i}(\hat{x}-x)}{2\kappa}} K_0 \left[\frac{U_{s_i}(\hat{x}-x)}{2\kappa} \right] ds(\hat{x}) = \\ &= \int_{s(\hat{x})} \frac{\partial \vartheta_L}{\partial z} \Big|_{s_i} A_{s_i} ds(\hat{x}) \end{aligned} \quad (8)$$

Azonban a fentiek direkt alkalmazása helyett célszerű a felület deformációját és hőmérsékletét is p-verziós approximációval közelíteni $\mathbf{N}_h \mathbf{H}_i$ és $\mathbf{N}_{\vartheta s} \mathbf{T}_{s_i}$ alakban, melyet az [1]-ben bemutatott legkisebb négyzetek módszerével illeszthetünk az analitikus függvényhez a következők szerint:

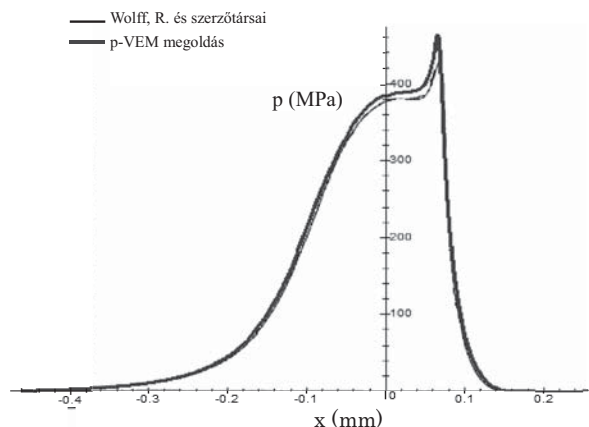
$$\begin{aligned} \int_{s_c} \mathbf{N}_h \mathbf{N}_h^T dA \mathbf{H}_{\delta_{p_i}} - \\ - \frac{2}{4\pi E_i} \int_{s_c} \mathbf{N}_h \int_{A_c} \frac{1}{\sqrt{(\hat{x}-x)^2 + (\hat{y}-y)^2}} \mathbf{N}_p^T ds(\hat{x}) ds(x) \mathbf{P} = \\ = 0 \end{aligned} \quad (9)$$

$$\int_{s_c(x)} \left(\mathbf{N}_{g_{S_i}} - \int_{s(\hat{x})} \frac{\partial \mathbf{N}_{g_{S_i}}}{\partial z} \theta_{A_{S_i}} ds(\hat{x}) \right) \left(\mathbf{N}_{g_{S_i}}^T \mathbf{T}_{S_i} - \int_{s(\hat{x})} \frac{\partial \mathbf{N}_{g_{S_i}}^T}{\partial z} \theta_{A_{S_i}} ds(\hat{x}) \mathbf{T}_{S_i} - \int_{s(\hat{x})} \frac{\partial \mathbf{N}_{g_{V,S_j}}^T}{\partial z} \theta_{A_{S_i}} ds(\hat{x}) \mathbf{T}_{V,S_j} - \mathcal{D}_{0_s} \right) ds(x) = 0 \quad (10)$$

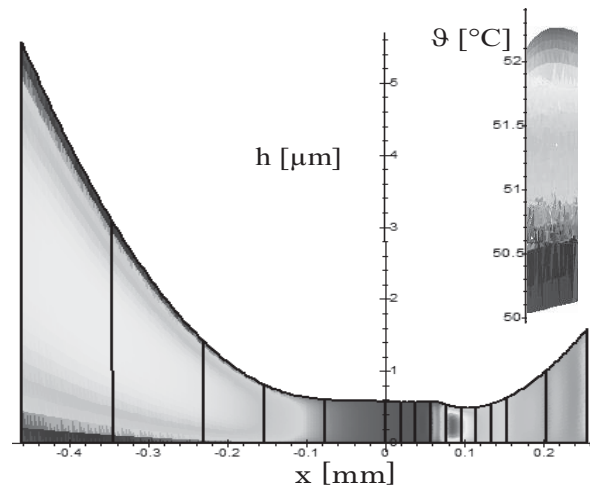
Ezáltal a résméret meghatározását olyan formában lehet elvégezni, hogy az megegyezik azzal, amit a szilárd test probléma végeeselemes megoldása során kapnánk. A felírás ezen formája kiválóan alkalmazható akár felületkezelési eljárásokkal módosított felületek esetén is. Szükség szerint (pl. bevonatott felületek esetén) az analitikus megoldás felváltható numerikus eljárásokkal, ha a felületi rétegek között számottevő különbség van a rugalmassági modulusában vagy a hővezetési tényezőben.

4. ELJÁRÁS VISSZAIGAZOLÁSA ÉS ADAPTÁLÁSA COMSOL KÖRNYEZETBE

A fentiekre p-verziós végeeselemes modellezési technikát alkalmazva a folyadékkenési problémák széles köre megoldható, melynek alapvetően a termoelektrodinamikai feladatok megoldása során jelentkeznek előnyei. Így olyan feladatok megoldása során is alkalmazható lehet, mint a heterogén többrétegű vagy a fokozatosan változó felületi tulajdonságú és szerkezetű gradiens felületi anyagú testek érintkezési problémái. Az eljárás hatékonyságának bemutatását a Wolff és szerzőtársai [2] által, 1992-ban közölt cikkben található példán keresztül mutatom be. A megoldás során a kidolgozott optimalizált lépésközü Newton-Raphson került alkalmazásra.



2. ábra A megoldás során és az irodalomban közölt kialakuló nyomáseloszlás



3. ábra A megoldás kialakuló hőmérsékleteloszlás

A megoldását a 2. és 3. ábra mutatja. Megállapítható, hogy az eredmények jó egyezést mutatnak a Wolff és szerzőtársai [2] által 1992-ban közölt eredménnyel.

Ezt az eljárást adaptáltuk COMSOL környezetben is, mely egy végeeselemes szoftver. A COMSOL erőse a ritka (sparse) mátrixok faktorizálásában és velük való számításban rejlik. Az általa használt algoritmusok segítségével ezek a műveletek, így maga teljes végeeselemes számítás is jelentősen felgyorsul. A COMSOL további előnye szemben sok más végeeselemes szoftverrel, hogy az előre beépített fizikai modelleken kívül lehetőséget nyújt arra, hogy a végeeselemes rendszert a felhasználó építse fel közvetlenül integrál vagy differenciálegyenletek megoldásával.

Ugyanazon feladat esetén, általunk a COMSOL-ban felépített eljárás eredményét összehasonlítottuk az előre beépített (thin-film) fizikai modell által számítottakkal.

A feladat paraméterei a következők: a kontaktzónára merőleges külső vonali terhelés $F=50000 \text{ N/m}$, az érintkező golyók egyenértékű sugara $r=11,123 \text{ mm}$, a redukált rugalmassági modulus $E=219,8 \text{ GPa}$. A kenőanyag viszkozitását leíró Barus-féle anyagtörvényhez tartozó anyagi paraméter $\alpha=5000$. A golyófelületek egymáshoz képest x irányban mozdulnak el a kontaktzónában $U=1,58853 \text{ m/s}$ -mal. A két felület közötti kiinduló minimális távolságnak $0,22 \text{ }\mu\text{m}$ -t tételezünk fel.

A 2 dimenziós feladat megoldásaként kapott nyomáseloszlást a vonalérintkezés mentén - a beépített thin-film flow modul esetén - a 4. ábrán látható. Ez a megoldás jellegében, karakterisztikájában jelentősen eltér a irodalomban közölt, de nem végeeselemes módszerrel kiszámolt eredményektől.

A 5. ábrán az integrál-egyenletekkel megadott saját módszerünk eredménye látható. A megoldás karakterisztikája az elvárásoknak eleget tesz. Viszont az is látható, hogy a megoldás instabilitásokat mutat. A gerjesztő paraméterek hatására a Reynolds egyenletben található konvektív tag jelentősen nagyobbá válik a diffúziós együtthatóhoz képest. Ez okozza a 5. ábrán látható fluktuációt, és igen nagy csúcsokat. Ez a probléma jól ismert az úgynevezett (11) konvektív-diffúziós parciális differenciálegyenleteknél.

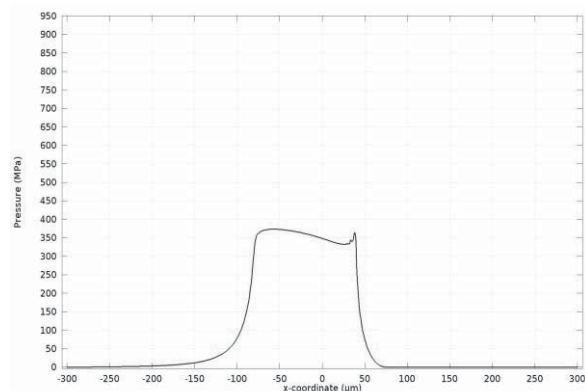
$$\beta \cdot \nabla u = \nabla(c\nabla u) + F \quad (11)$$

ahol β konvektív együttható, c diffúziós együttható.

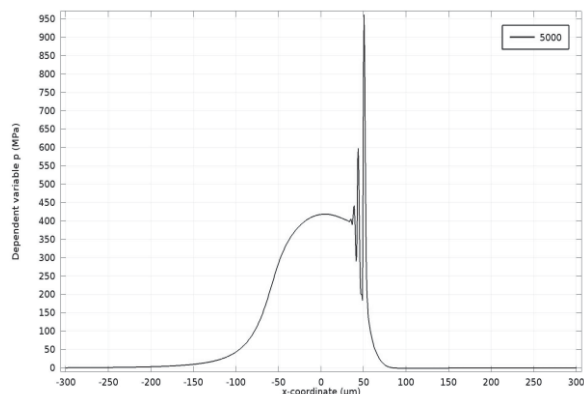
Ennek a problémának a kiküszöbölésére használják a stabilizációs eljárásokat, mely többféle típusa ismert. Az egyik ilyen módszer család, amikor a kérdéses differenciálegyenlethez hozzáadnak egy járulékos diffúziós vagy viszkozitás tagot. Ezáltal a megfelelő korlátok közé szorítják a diffúziós és konvektív tagok arányát, ezáltal biztosítva a stabil megoldást.

Ezen eljárásoknak a konzisztens és az inkonzisztens típusát különböztetjük meg. A konzisztens esetben a járulékos diffúzió hatására nem változik meg a végeredmény. A konzisztens család egyik legfontosabb módszere az Streamline-Upwind/Petrov-Galjorkin módszer. Az inkonzisztens család legjellemzőbb tagja az izotróp-diffúzióknak nevezett módszer.

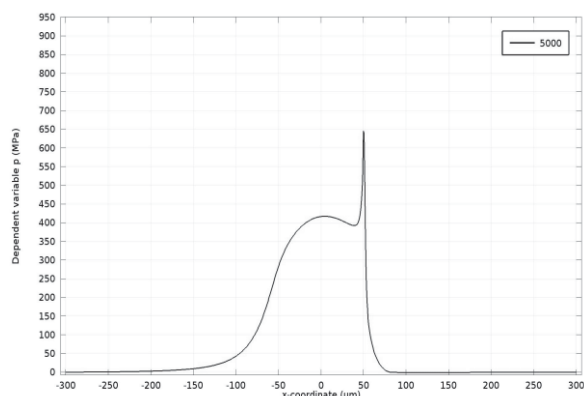
Az fentebb definiált feladat esetén a Streamline-Upwind/Petrov-Galjorkin (SUPG) módszert alkalmaztuk sikeresen. A nyomásmezőre kapott megoldás a 6. ábrán látható. A fluktuációk eltűntek és a kontaktzóna (kifutó) peremén fellépő csúcs a felére csökkent.



4. ábra A COMSOL Multiphysics szoftverbe beépített thin-film flow modullal kapott nyomásmező.



5. ábra A COMSOL Multiphysics szoftverbe beépített módszerünk által kapott nyomásmező.

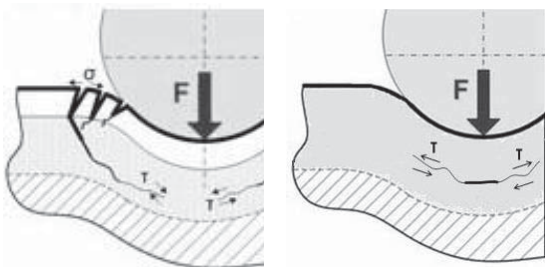


6. ábra A COMSOL Multiphysics szoftverbe beépített módszerünk és a SUPG stabilizációval kapott nyomásmező.

5. FOLYADÉKFILM KENÉS ESETÉN FELÜLETEK KÁROSODÁSA

A hidrodinamikai nyomáeloszlás, a felület síkjába eső csúsztatófeszültség valamint a felületi hőmérsékletek birtokában a felületközeli feszültségállapotot és hőmérsékleteloszlást ugyancsak meghatározhatjuk analitikus úton [3] szerint. Az ismétlődő igénybevétel miatt a felület jellemző károsodása a kifáradás, mely szempontjából a legkritikusabb zónák az érintkezési terület szélein jelentkeznek vagy nem sokkal a felület alatt jönnek létre. A jelenség kialakulása és mértéke függ az érintkező felületek alakjától, valamint a felületközeli anyagtulajdonságok változásától. Ezért ez utóbbiakat méréssel vagy numerikus modellezéssel [4] (pl. Sysweld, Deform HT, Simufact.welding segítségével) meg kell határozni. A 7. ábra mutatja a repedés keletkezését és terjedését diffúziós és anélküli felületkezelések esetén. Diffúziós esetben a felülethez közel nagy keménységű, viszont alacsonyabb kifáradási határú és törési szívósságú réteg van, mely berepedhet [5]. A repedések keletkezését gyorsítják a meglévő technológiai maradó feszültségek,

inhomogenitások. Ha a repedés nyitott a felületre, a kenőanyag bejuthat a repedésbe és a hidrodinamikai nyomáseloszlás feszíti azt, ezért szükséges, hogy a felület károsodás nélkül elviselje a terhelésből származó deformációt.



7. ábra Repedés keletkezése és terjedése diffúziós és anélküli felületkezelések esetén

6. FELÜLETI KONTAKT ZÓNÁJÁNA EHD MODELLJÉNEK SZÁMÍTÁSI EREDMÉNYEI.

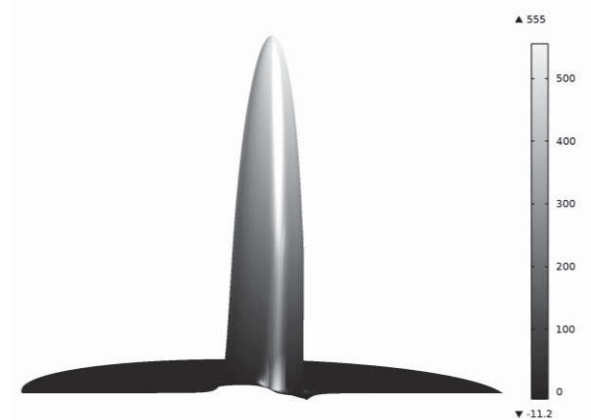
Az elasztó-hidrodinamikusan kenést modellező eljárással golyóscsapágyak kontaktzónájában fellépő nyomás, elmozdulás, résméret és feszültségek lettek kiszámítva. A kontaktzónára merőleges külső terhelés $F=30\text{ N}$, az érintkező golyók egyenértékű sugara $r=22,246\text{ mm}$, a redukált rugalmassági modulus $E=219,8\text{ GPa}$. A kenőanyag viszkozitását leíró Barus-féle anyagtörvényhez tartozó anyagi paraméter $\alpha=2000$. A golyófelületek egymáshoz képest x irányban mozognak el a kontaktzónában $U=0,158853\text{ m/s}$ -mal. A két felület közötti kiinduló minimális távolságnak $0,2\text{ }\mu\text{m}$ -t tételezünk fel.

A számítást a COMSOL Multiphysics végeeselemes szoftver segítségével végeztük. Az iteráció konvergenciájának biztosítására Streamline-upwind/Petrov-Galjorkin illetve „Izotróp diffúzió” stabilizáló módszerek lettek beépítve a modellbe. Ezek az eljárások lényegében nem változtatják meg az eredményt, viszont mind a konvergenciát, mind a megoldás simaságát javítják.

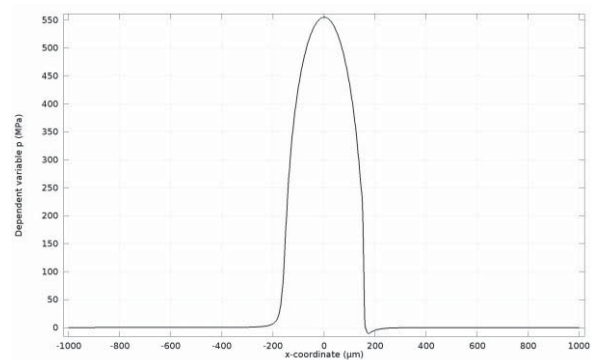
Az előzőekben definiált feladat eredményeit az 8-12. ábrákon prezentáljuk. A számítás időt csökkentendő - a tükörszimmetriát kihasználva - csak a fél geometrián lett definiálva a modell. A modellt a sebességvektort is magába foglaló szimmetriasík (jelen esetben az xy sík) mentén bontottuk fel két részre.

Az 8. ábrán a kontakt felületen kialakuló hidrodinamikusan nyomás eloszlása van prezentálva a fél modellen. Látható, hogy kavitációs zóna jött létre, ahogy a kenőfolyadék kilép a golyók közti résből, mivel a nyomáscsúcstól jobbra negatív nyomás lép fel.

Ez a kavitációs zóna szintén jól látható a 9. ábrán, amely a szimmetria sík és a kontaktzóna metszetében mutatja meg a nyomás eloszlását a résben.



8. ábra Kenőanyagban ébredő nyomásmező a fél kontaktzónában

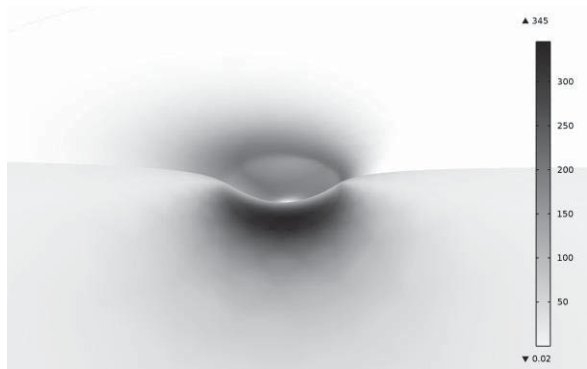


9. ábra Kenőanyagban ébredő nyomásmező a középvonalban

A 10. ábrán a fél-modellben számolt hidrodinamikusan nyomás hatására deformált szilárd testben ébredő Mises egyenértékű feszültség van prezentálva.

A 11. ábrán a szimmetriasík metszetében látható a golyóban ébredő Mises feszültség. Az is jól látszik, hogy a feszültség nem a felszínen éri el a maximumát, hanem mintegy $100\text{ }\mu\text{m}$ -rel alatta, ahol - a 7. ábrán is bemutatott - belső repedések keletkezhetnek jellemzően.

A 12. ábrán szintén a Mises feszültség eloszlása látható a kontaktzóna felszínén. Látható, hogy a felszínen 150 MPa -nál sehol nem nagyobb nyomás lép fel. Viszont látható, hogy gyűrű alakban veszi fel a maximumát a feszültség a rugalmasan alakváltozott zóna pereménél. Jellemzően ebben a tartományban keletkeznek a 7. ábrán is bemutatott felületről kiinduló repedések.



10. ábra A szimmetriasík által meghatározott fél kontaktzóna alatt a szilárd testben ébredő Mises feszültség eloszlása



11. ábra A szilárd testből a szimmetriasík által kivágott keresztmetszeten ébredő Mises feszültség eloszlása



12. ábra A szilárd test érintkező, felszíni rétegében ébredő Mises feszültség eloszlása.

7. ÖSSZEFOGLALÁS

A felületi réteg kialakulása a technológiai paraméterek szabályozásával nagyon precízen befolyásolható nemcsak a rétegmélység, hanem a réteg szerkezetének vonatkozásában is. Annak érdekében, hogy a kérdésekre új és megfelelő válaszokat adhassunk, a folyadék és hődinamika, a felületi mechanika, az anyagtudomány, a korszerű kísérleti és a numerikus módszerek további integrációja szükséges. A cél olyan szimulációs eszköz kidolgozása, mellyel a felületmódosítás során létrejövő rétegjellemzők és topográfia TEHD kenésállapotra gyakorolt hatása elemezhető. Ennek alapján új tribológiai

rendszerek fejleszthetők ki a felületmódosításból adódó előnyök kihasználásával.

A felületmódosítás termo-elasztohidrodinamikai kenésállapotra vonatkozó hatásának vizsgálatát követően a kutatásokat a határréteg és a vegyes súrlódási körülményekre is ki kell terjeszteni, hogy a felületek szélsőséges üzemi állapotokban való viselkedését is elemezni lehessen.

8. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutatás a TÁMOP-4.2.2-A-11/1/KONV-2012-0029 Új Széchenyi Terv Társadalmi Megújulás Operatív Program (TÁMOP) és a TÉT_10-1-2011-0672 Magyar-osztrák kétoldalú Tudományos és Technológiai Együttműködés 2010-2011 keretében valósul meg.

9. IRODALOM

- [1] Szávai, Sz, Efficient p-version FEM Solution for TEHD Problems with New Penalty-Parameter Based Cavitation Model, BALTRIB'2009, Kaunas, 2009. pp 194-199.
- [2] Wolff, R., Nonaka, T., Kubo, A. és Matsuo, K., Thermal Elastohydrodynamic Lubrication of Rolling/Sliding Line Contacts, ASME Journal of Tribology, 1992, Vol. 114. No. 4, pp. 706-713..
- [3] Johnson, K., L., Contact Mechanics, Cambridge Univ. Press, Cambridge, 1985
- [4] Šimeková, B., Kovaříková r. S., I., Hodulová, E, Research of Cladded Layers Structures Changes Created by Laser Beam Technology Using a Wire Filler Material, Applied Mechanics and Materials, Vol. 442, 2014, pp. 9-12
- [5] Trausmuth, A., Lengauer, M., Godor, I., Stoschka, M., Dietrich, A., Eichlseder, W. , Load-carrying Capacity Prediction of Different Plasma Nitrided and Case-hardened Specimens under Rolling Contact Loading, Proc of the European Conference on Heat Treatment, Wels, 2011, pp 143-152.

SZERELÉSI FA KÖLTSÉG ALAPÚ OPTIMALIZÁLÁSA HARMONY SEARCH ALGORITMUSSEL

COST BASED ASSEMBLY TREE OPTIMISATION WITH HARMONY SEARCH ALGORITHM

Veres Péter, Dr. Bányai Tamás, Prof. Dr. Illés Béla

ABSTRACT

The diversity of customer's needs led to the increase of complexity of products and services. The profit oriented manufacturing of complex products is a core problem of supply chains. Companies with complex product structures increase the transparency of their production processes, which led to the decrease of production depth. Within the frame of this paper authors are focusing on the optimisation of bill of materials, in the case of multiple BOMs. The demonstrated metaheuristic makes it possible to support the make-or-buy decision related to the multiple, multilevel BOMs.

1. BEVEZETÉS

Napjainkban a termelővállalatok egyre komplexebb termékstruktúrát kénytelenek kialakítani a dinamikusán változó igen szegmentált vásárlói igények profitorientált kielégítése érdekében. Ez a komplex termékstruktúra a logisztikai folyamatokat is nagymértékben megbonyolítja, hiszen például a nagyszámú termékváltozat előállításához szükséges nagy típusszámú komponens beszerzése és/vagy legyártása egy komplex ellátási lánc meglétét tételezi fel. Ez azt jelenti, hogy a vállalatok már nem képesek saját erőforrásaik segítségével előállítani minden egyes komponenset és így azok külső beszállítóktól történő beszerzése válik szükségessé, amit a szakirodalom make-or-buy döntésként ismer. A make-or-buy döntés abban az esetben válik bonyolulttá, amikor egy vállalat teljes termékstruktúrájára és az azt felépítő komponensekre (nyersanyag, alapanyag, alkatrész, szerelvény, részegység), esetleg az előállításukhoz szükséges erőforrásokra kell ezen döntést meghozni. Jelen cikkben egy olyan metaheurisztikus módszer kerül bemutatásra, mely alkalmas nagyméretű szerelési családfastruktúrák esetében annak eldöntésére, hogy mely komponenseket

célszerű saját erőforrásokkal előállítani és mely komponenseket kell külső beszállítóktól beszerezni. A költség alapú optimalizálás jelen probléma esetébe úgy értelmezhető, hogy a make-or-buy döntés meghozatalakor a gyártási és vásárlási költség összevetése alapján történik meg a teljes termékspektrumot érintő globális döntés.

2. IRODALMI HÁTTÉR

A horizontális integráció számos termelővállalat életében egyre inkább jelen van, hiszen a komplex vevői igények kielégítése az ellátási láncok szereplőitől megköveteli, hogy erőforrásaikat közösen használják azok minél hatékonyabb kihasználása érdekében, mely tulajdonképpen a termelési mélység csökkenését eredményezi. A termelési mélység a horizontális integrációnak egy nagyon jó indikátora lehet. Amennyiben a termelési mélység nulla, akkor a vállalat nem végez saját gyártást, míg 100%-os termelési mélység esetében a vállalat más beszállítóktól és ellátási láncoktól függetlenül tudja termékeit előállítani [1]. Az első gyártási mélység csökkentésével foglalkozó irodalmak több mint 20 évvel ezelőtt jelentek meg [2], melyek alapvetésként fogalmazták meg a menedzsment stratégia fontosságát mellett a just-in-time filozófia alkalmazásának jelentőségét [3, 4]. A gyártási mélység csökkentésének módszertanával számos irodalom foglalkozik, ezen szakirodalmi forrásokban szoros kapcsolat mutatkozik a make-or-buy döntés meghozatalával [5, 6]. Jelentős a kihelyezés módszerének értékelésével foglalkozó szakirodalom is, mely a spin-off és insourcing megoldásokat alacsony kockázatúnak értékeli know-how vesztes és kompetencia szempontjából [7]. A szerelési családfa költség alapú optimalizálása korszerű modellstruktúra kialakítását teszi szükségessé a nagymennyiségű adat gyors és hatékony

kezelése érdekében [8, 9]. Jelen kutatómunka célja az, hogy a szakirodalomban eddig nem tárgyalt olyan módszert mutasson be, mely alkalmas nagyméretű szerelési családfa rendszerek, komplex termékstruktúrák komponenseire vonatkozóan a gyártani vagy vásárolni döntés meghozatalára.

3. GYÁRTÁSI MÉLYSÉG OPTIMALIZÁLÁS

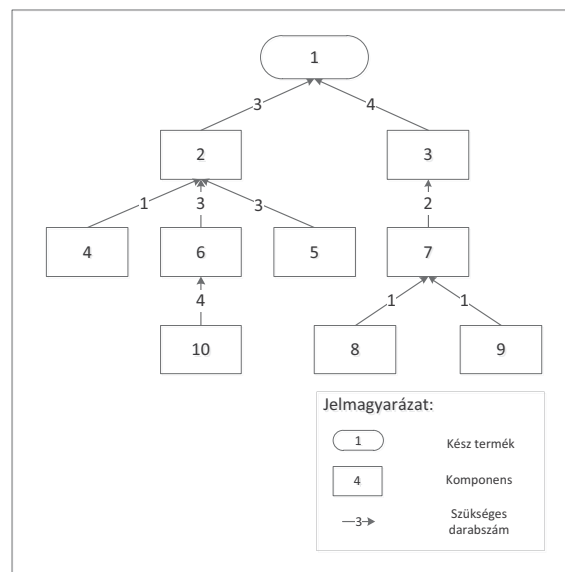
A gyártási mélység optimalizálásával a cél a make-or-buy döntés támogatása. A módszert egy MATLAB alkalmazás készítésével demonstráljuk. Az alkalmazás elsősorban költség alapján határozza meg az optimális megoldást, de felhasználható gyártási idők optimalizálására is. A tervezés során bármilyen jellegű célfüggvény beállítható, tehát akár természetes mutatókat, akár költségeket figyelembe lehet venni a célfüggvényben, bár elsődleges célnak a költség tekintendő.

A költségeket két nagy részre lehet osztani: tényleges költségek (anyagár, energia ár, szállítás, tárolás, bérek, biztonsági eszközök) és fiktív költségek (morális költségek, biztonság, gyorsaság, know-how). A fiktív költségeket, mivel ezeket nem vagy nagyon nehéz mérni nem egyszerű meghatározni. A költségfüggvény egyes komponenseinek részletes ismertetésétől eltekintünk a területi korlátok miatt, azonban mint azt korábban definiáltuk, bármilyen jellegű célfüggvény beilleszthető az algoritmusba.

A program alapját a harmony search metaheurisztikus algoritmus alkotja. A metaheurisztikus algoritmusok egyesítik a szabályos és véletlenszerű természeti jelenségeket. Ezek közé sorolható az evolúciós vagy genetikai algoritmus, amelyet szintén a természet inspirált és számos tudományos területen alkalmaznak. A harmóniakeresési algoritmus is ezeken a természeti jelenségeken, még pedig a zene harmóniáján nyugszik. A zenés előadások célja, hogy megtalálják a kellemes harmóniák által meghatározott esztétikai standardot, ahogy az optimalizálási folyamat célja, hogy megtalálja a globális megoldás által meghatározott célt. A zene harmóniája egy optimalizált megoldásvektor és a zenész improvizációs technikája egy lokális és globális keresési séma az optimalizálási technikában. Az algoritmus nem igényel kezdőértéket a döntési változóknak. Alappillérei a harmónia memória figyelési arány (Harmony Memory Considering Rate: HMCR) és a hangmagasság szabályzó arány

(Pitch Adjust Rate: PAR). Az esztétikai minőséget a különböző hangszerek hangmagassága és azok aránya határozza meg, ahogy egy eredményt a célfüggvény és változóinak értéke ad meg. A HS algoritmus alapját olyan zenék adják, ahol a zenei előadást a zenész improvizációval kívánja feldobni.

A make-or-buy döntés meghozatalánál is felhasználhatjuk ezt a módszert, mely 4 fő lépésből tevődik össze. Első lépés a probléma leírása, a paraméterek előkészítés és bevitele, mely tartalmazza a megoldásvektorok számát, a harmónia memória mátrix elemeinek figyelembevételi arányát, a megoldások módosításának mértékét, a sávzsélességet és a kilépési kritérium meghatározását. Második lépés a harmónia memória mátrix képzése, amely tartalmazza a megoldásvektorokat. Harmadik lépés a legrosszabb eredmény kiválasztása, új változat képzése és a legrosszabb helyére beillesztése. Utolsó lépés a tulajdonképpen iterációs vizsgálat: az előző lépés ismétlése addig, amíg a kilépési kritérium nem teljesül. Vizsgáljuk meg az algoritmus működését egy egyszerű szerelési családfán, melyet az 1. ábra mutat. A szerelési családfa terjedelmének nincs korlátja, viszont a hurkokat célszerű megszüntetni fiktív komponensek kialakításával. A szerelési családfából létre kell hozni az összeszerelési mátrixot, mely a MATLAB számára mint bemenő paraméter kezelhető. A sorok és az oszlopok jelentik a termék egyes komponenseit. A mátrix belsejébe kerülnek a fának az éllein található számok. Ahol nincs él 0-val fel kell tölteni és a főátlót is ki kell nullázni, kivéve késztermékekénél.



1. ábra Szerelési fa

Szükségünk van még minden elem vételi és gyártási költségére. A gyártási költségnél két fajta költséget kell megkülönböztetni: a szerelési családfát reprezentáló gráf levelein elhelyezkedő alkatrészeknél gyártási költséget, míg a többi gráf-csomóponton összeszerelési költséget kell meghatározni.

1. táblázat: Vételi és gyártási költségek

Elem neve	Gyártási költség [Ft]	Vásárlás költség [Ft]
1	5000	100000
2	1400	4300
3	1100	1700
4	220	400
5	470	800
6	250	320
7	310	310
8	170	370
9	140	220
10	90	170

A szerelési mátrixból a program létrehozza a kapcsolati mátrixot, amelyből a darabszám mátrixot állítja elő. Ebből határozza meg a szükséges alkatrészek számát (TPN). Ha 1000 db-ot szeretnénk gyártani az 1-es jelű késztermékből, akkor az alábbi alkatrészekre lenne szükségünk:

$TPN = (1, 1000), (2, 3000), (3, 4000), (4, 3000), (5, 9000), (6, 9000), (7, 8000), (8, 8000), (9, 8000), (10, 36000)$

A program az alábbi összefüggések alapján határozza meg a teljes költséget.

$$TK_i^v = K_i^v * N_i * (1 - X_i) * X_p \quad (1)$$

$$TK_i^{gy} = K_i^{gy} * N_i * X_i * X_p \quad (2)$$

$$K = \sum_{i=1}^n [(TK_i^v] + TK_i^{gy}) \quad (3)$$

$$K \rightarrow \min. \quad (4)$$

ahol TK_i^v az i-edik komponens teljes vételi költsége (magában foglalja az alacsonyabb szintűek vételárát is); TK_i^{gy} az i-edik komponens teljes gyártási költsége (magában foglalja az alacsonyabb szintűek gyártási költségét is); K_i^v az i-edik komponens előre megállapított vételi költsége; K_i^{gy} az i-edik

komponens előre megállapított gyártási költsége; N_i darabszám, ami ahhoz kell, hogy egy magasabb szintű elemet készítsünk belőle; X_i az aktuális komponens ebben a változatban vesszük vagy gyártjuk; X_p előd változó, amely egy elem beépíthetőségét jelöli; K egy változat teljes költsége.

A program az algoritmus alapján meghatározza az optimális változatot, amelyet az alábbi módon ír ki:

megoldas = 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10

1 1 0 1 1 0 0 0 0 0

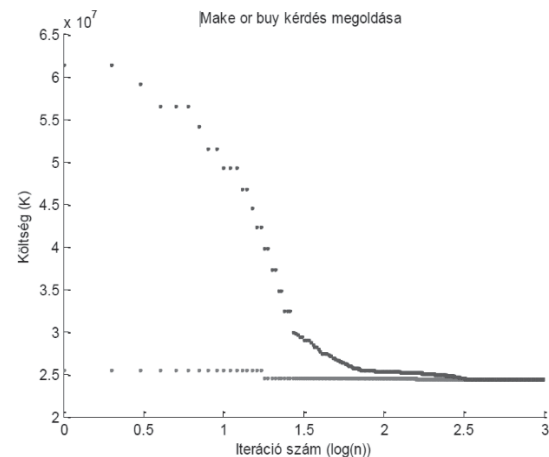
koltseg= 26250000

A megoldás mátrix felső sorában olvasható az alkatrész sorszáma. Az alsó sorában pedig 1-el van jelölve, ha gyártjuk a felette látható elemet és 0-val, ha vásároljuk.

A költség a változat költségét jelenti úgy, hogy a késztermékből 1000 db-ot állítunk elő. Ezek alapján az 1-es, 2-es, 4-es és 5-ös jelű komponenseket gyártani kell, míg a 3-as, 6-os és 7-es jelű komponenseket meg kell vásárolni a változt költségstruktúra esetében. A 8-as, 9-es és 10-es elemek már be vannak építve a megvásárolandó elemekbe, ezért külön nem kell megvenni őket.

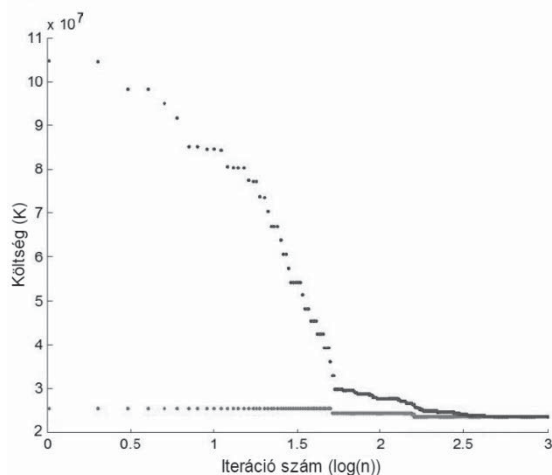
A 2. ábrán látható az iteráció menete és a megoldás alakulása. Amint látható, az ábrán egy ilyen kis szerelési fára elég 1000 iterációs lépés megadása, hiszen már a 350-edik lépésben megtalálta az optimumot. Az 1000 lépés mindössze pár másodpercet vett igénybe.

A felső ponthalmaz elemei a memóriamátrix változatainak átlagát jelentik, míg az alsó ponthalmaz a memóriamátrix legjobb elemei esetében mutatja a célfüggvény értékét.



2. ábra Iteráció menete (HMCR=0,8; PAR= 0,2; bw=0,5)

Látható, hogy az alsó ponthalmaz már eleve az optimum közelében található, a közelség mértékét a memóriamátrix méretével lehet szabályozni. Nem csak a helyes lépésszám és mátrix méretének beállítása fontos, hanem az algoritmus irányításáért felelős 3 fő paramétert is jól kell megválasztani. Ennek oka az, hogy a 3 módszer közül melyikkel generáljon új változatot és milyen stratégia alapján használja fel a meglévő megoldásváltozatokat. Ezek a HMCR, PAR és bw paraméterek. Ha ezeket jól adjuk meg, akkor töredék idő és lépésszám alatt megtalálhatja az optimumot az algoritmus. A 2. ábrán egy jól beállított futtatás látható. A 3. ábrán egy rosszul beállított futtatás látható, amely azonban még így is megtalálta az optimális megoldást.



3. ábra Iteráció menete (HMCR=0,5; PAR=0,5; bw=0,1)

Mivel az optimalizálási módszer folyamatparaméterei ezen példák alapján is nagymértékben befolyásolják a konvergencia sebességét, ezért minden újabb feladat megoldása esetében szükséges az algoritmus érzékenységvizsgálata ezen három paraméter szempontjából.

KÖVETKEZTETÉSEK

A szerelési családfa make-or-buy szempontú optimalizálása egy olyan költség alapú tervezési feladat, melynek eredményeként meghatározható, hogy a vállalat teljes termékspektrumát lefedő komponenshalmaz mely elemeit szükséges saját erőforrásokkal előállítani és mely elemeket célszerű külső erőforrások bevonásával, kihasználva az ellátási lánc horizontális integrációja adta lehetőségeket előállítani. Nagy termék választék és komplex termékstruktúra esetében – mely például az

autóipart és a mechatronikai összeszerelő ipart is jellemzi – azonban olyan nagyméretűvé válik a tervezési feladat, hogy heurisztikus módszerek alkalmazása válik szükségessé. A bemutatott harmony search algoritmus az elkészített MATLAB alkalmazás alapján bizonyítottan alkalmas ilyen típusú feladatok gyors, hatékony megoldására. Továbbfejlesztési lehetőség a sztochasztikus hatásokkal rendelkező rendszerek optimalizálása, például karbantartási és felügyeleti rendszerek esetében.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutató munka a Miskolci Egyetem stratégiai kutatási területén működő Logisztikai, Informatikai, Mechatronikai Kiválósági Központ keretében valósult meg.

IRODALOM

- [1] H.-C. Krcal: Strategische Implikationen einer geringen Fertigungstiefe für die Automobilindustrie. Discussion Paper Series. No. 456. University of Heidelberg. 2007
- [2] D. Ford, D. Farmer: Make or buy – a key strategic issue. In: Long Range Planning. Vol.19. 1986. Issue 5. pp. 54-62.
- [3] E. P. Hippert: Global make or buy decisions. In: Industrial Marketing Management. Vol. 22. Issue 2. 1993. pp. 67-77.
- [4] Á. Bányai, J. Cselényi: Optimierungsmethode zur Planung von JIT-Zulieferersystemen.
- [5] W. J. Kennedy, J. W. Patterson, L. D. Fredendall: An overview of recent literature on spare parts inventories. International Journal of Production Economics. Vol. 76. 2002. pp. 201–215.
- [6] M. H. Wu, Y. K. Hsu: Design of BOM configuration for reducing spare parts logistic costs. Expert Systems with Applications. Vol. 34. 2008. pp. 2417–2423.
- [7] H. U. Wiedmer, S. Sutter: Fertigungstiefe: Vergleiche zwischen Maschinenbau, Elektrotechnik, Städtebau und Informatik. In: 25. Architekten Treffen. Bern. 2013
- [8] P. Telek: Characteristic solutions of material flow systems. Advanced Logistic Systems. Theory and Practice. Vol. 5. Issue 1. 2011. pp. 57-62.
- [9] Y. Chung, G. W. Fischer: A conceptual structure and issues for an object-oriented BOM data model. Computers & Industrial Engineering. Vol. 26. Issue 2. 1994. pp. 321-339.

A MARANGONI-JELENSÉG HATÁSÁNAK VIZSGÁLATA A TRIBOLÓGIÁBAN

THE EFFECT OF MARANGONI PHENOMENON IN TRIBOLOGY

Vadászné Bogánr Gabriella, Dr. habil., Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Tanszék

ABSTRACT

The Marangoni effect is a fluid migration along a solid medium from a high to low solid-liquid interfacial potential. Our aim is to investigate the migration speed of the lubricants on lubricated machine elements and the influence of the surface gradient on it.

1. BEVEZETÉS

Azt a jelenséget, amikor egy folyadék felületén a hőmérséklet gradiens változából származó felületi feszültség változás a folyadékban mozgást hoz létre Marangoni-konvekcióknak nevezik. Ez számos mérnöki probléma esetén megjelenik pl. gőz buborékok körüli nukleáció és gőz buborékok növekedése során a felületi feszültség változása miatt, amelyet a hőmérséklet és/vagy koncentrációváltozások okoznak a felületen. Sok dolgozatban foglalkoztak a Marangoni határréteg áramlással nanofolyadékokban. Ezek a folyadékok rendkívülien megváltoztatják az alapfolyadék hőátadási jellemzőit; számos ipari alkalmazással találkozunk, mint pl. a kenőanyagok, hőcserélő és hűtőfolyadékok [1], [3]. A Marangoni áramlásnak jelentősége van a hegesztésben, félvezetőgyártásban és az űrkutatásban is.

Ismert, hogy a nagy igénybevételnek kitett, kenőanyaggal borított gép felületek esetén is spontán meghibásodások jelentkezhetnek. Azon hipotézis alapján, hogy meghibásodás oka a kenőanyag hiánya, a jelenség magyarázata a hőmérséklet által indukált migráció, azaz a Marangoni-hatás. Számos dolgozat foglalkozik a hőmérséklet változásnak az alap kenőanyagok kinematikájára gyakorolt hatásával. Kísérletileg meghatározható a kenőanyagok viselkedése különböző hőmérséklet gradiens, fémananyagok és felületi struktúrák esetén. A különböző kenőanyagok egy cseppjének migrációs sebességét ipari képfeldolgozással rögzítik. Kísérletileg igazolható, hogy jelentős korreláció van a migrációs sebesség és a felületi topográfia, a hőmérséklet gradiens, és olyan kenési tulajdonságok, mint a felületi feszültség és a hordozó anyag között. A Marangoni-hatás jól ismert a chip iparban. Fontos achip-ek forraszthatóságá-

nál, amikor egy forrasz cseppet helyezünk egy chip komponensre. A marangoni-konvekció vezet a termokapilláris „dewetting”-hez. Ugyancsak jelentős a hatása az anyagtudományban a felület aktív ötvözet komponensek esetén, mivel ezek koncentrációjára van hatással. Lényeges különbség van a Marangoni-hatás és a folyadék film szétterjedése között. A wetting radiális irányban terjed, míg a Marangoni-áramlás egy irányban a meleg helyről a hideg hely felé. A kenőanyag migrációt a tribológiai felületeken vizsgálják. Bár a súrlódási hő nagy része a kontaktzónában jelentkezik, de a Marangoni-hatás jelentős lehet e hely környezetében. Nagy igénybevételnek kitett kent golyós vagy gördülőcsapágyakban jelenhet meg nagy üzemi hőmérséklet a súrlódási kapcsolatban, melyet Klien és szerzőtársai vizsgáltak [7].

2. A HASONLÓSÁGI MÓDSZER ALKALMAZÁSA

Kétdimenziós súrlódásos összenyomhatatlan newtoni folyadék stacionárius lamináris áramlását vizsgáljuk síklapon. Legyen $x \geq 0$ a sík irányába és $y \geq 0$ a síkra merőleges koordináta az $y = 0$ sík egyenlettel. A síklapot az $x = y = 0$ pontba helyezzük. A határréteg áramlást leíró folytonossági és mozgásegyenlet:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0, \quad (1)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y}, \quad (2)$$

ahol u és v a folyadék sebességének a komponenseit jelölik x és y növekedésének irányában, τ_{xy} a csúsztatófeszültség és ρ a folyadék sűrűsége.

A határréteg energiaegyenlete

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \bar{\alpha} \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}, \quad (3)$$

ahol $\bar{\alpha}$ a hőátadási tényező. A Marangoni-hatás a hőmérséklet mező és a sebességmező közti összefüggéssel jellemezhető [6], [8]. A peremfeltételeket az $y = 0$ felületen az alábbiak szerint vesszük figyelembe:

$$\mu \frac{\partial u}{\partial y} \Big|_{y=0} = - \frac{d\sigma}{dT} \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{y=0}, \quad (4)$$

$$u(x, 0) = 0, \quad (5)$$

$$T(x, 0) = T_0 + Ax^{m+1}$$

$$T_\infty = T(0, 0), \quad (6)$$

a hőmérséklet gradiens együtthatója, m konstans [3], T_0 a kezdeti hőmérséklet és σ a felületi feszültség. Megjegyezzük, hogy az m kitevőre Arafune és Hirata [1] dolgozatában $m = 0$, Slavtchev és Miladinova [8] dolgozatában $m = 1$ értéket vettek fel.

A felülettől távol a sebességre vonatkozó peremfeltétel:

$u(x, \infty) = 0$. Ezenkívül a hőmérsékletre vonatkozóan:

$$\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{y=\infty} = 0.$$

Newtoni folyadékra a csúsztatófeszültség és a $\partial u / \partial y$ deformáció sebesség között fennálló összefüggés

$$\tau_{xy} = \mu \frac{\partial u}{\partial y},$$

ahol μ a dinamikus viszkozitás. Az (1)-(3) határréteg egyenletek nemlineárisak és hozzájuk peremfeltétel járul a 0-ban és a $+\infty$ -ben. A feladat összetettsége miatt a probléma egy lehetséges megközelítése, hogy a hasonlósági megoldásokat keressük. Vezessük be a ψ áramfüggvényt úgy, hogy $u = \partial \psi / \partial y$, $v = -\partial \psi / \partial x$, ekkor a folytonossági egyenletet automatikusan kielégítjük és (2) a következő alakba írható

$$\frac{\partial \psi}{\partial y} \frac{\partial^2 \psi}{\partial y \partial x} - \frac{\partial \psi}{\partial x} \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} = K \frac{\partial^3 \psi}{\partial y^3}, \quad (7)$$

ahol $K = \mu / \rho$. Vezessük be az $f(\eta)$, $\theta(\eta)$ hasonlósági függvényeket és a η hasonlósági változót az alábbi módon [4], [5]:

$$\eta = C_2 x^b y, \quad \psi = C_1 x^c f(\eta),$$

$$\theta(\eta) = \frac{T - T_\infty}{Ax^{m+1}}, \text{ ahol } a = \frac{m+2}{3}, \quad c = \frac{m-1}{3},$$

$$C_1 = \sqrt[3]{K^2 \left(\frac{\sigma_T A(m+1)}{\mu} \right)}$$

$$C_2 = \sqrt[3]{\frac{1}{K} \left(\frac{\sigma_T A(m+1)}{\mu} \right)}.$$

Az f és θ hasonlósági függvényekre a következő peremérték-feladatokat kapjuk:

$$f''' - \frac{2m+1}{3} f'^2 + \frac{m+2}{3} f f'' = 0, \quad (8)$$

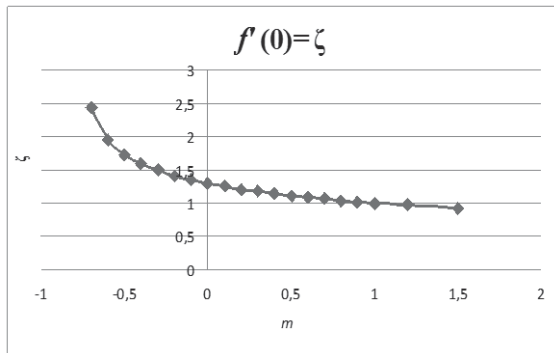
$$f(0) = 0, \quad f''(0) = -1, \quad f'(\infty) = 0 \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \frac{\bar{\alpha}}{K} \theta''(\eta) + \frac{m+2}{3} f(\eta) \theta'(\eta) \\ - (m+1) f'(\eta) \theta(\eta) = 0 \end{aligned} \quad (10)$$

$$\theta(0) = A, \quad \theta'(\infty) = 0. \quad (11)$$

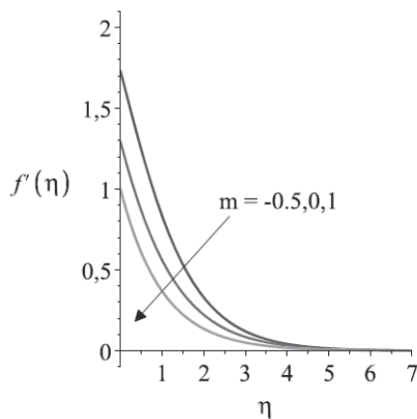
Az alábbiakban bemutatunk néhány numerikus eredményt [x]. Az m hatványkitevő függvényében az ábra $f'(0)$ értékének változását szemlélteti, amely érték a síklap mentén az x irányú sebességkomponenssel arányos. A paraméter értékeit a fizikai értelmezés miatt csak -1-nél nagyobbakra választhatjuk. Látható, hogy m növekedésével $f'(0)$ értékei csökkennek. Megjegyezzük, hogy ha $m = 1$, akkor az $f(\eta) = 1 - e^{-\eta}$ és $\theta(\eta) = e^{-\eta}$ egzakt megoldást kapjuk.

Célunk a nemlineáris peremérték feladatokhoz különböző m hatványkitevő és a Prandtl-szám értékek mellett numerikus megoldást adni, továbbá bemutatni a megoldások változását ezen különböző paraméter értékekre.

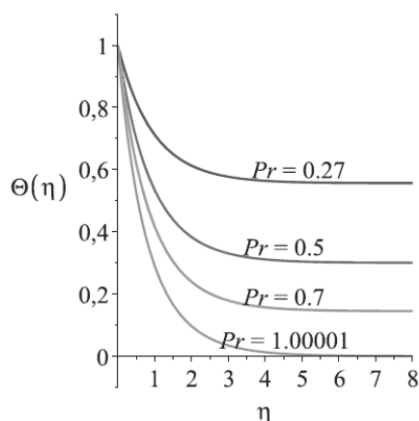


1. ábra Az $f'(0)$ értékének változása különböző m -ekre

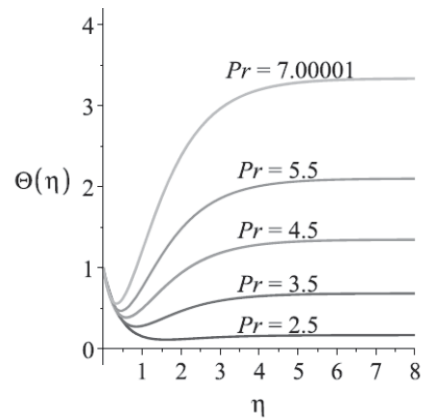
Megállapíthatjuk, hogy f' csökken az m értékének növelésével. A termikus határreteg vastagsága növekedik ha a Prandtl-szám, vagy az m értéke nő. A hőmérséklet profilokból látható, hogy alacsony Prandtl-számokra a hőmérséklet csökken, míg nagy Prandtl-számokra Pr hatása pontosan ellenkező.



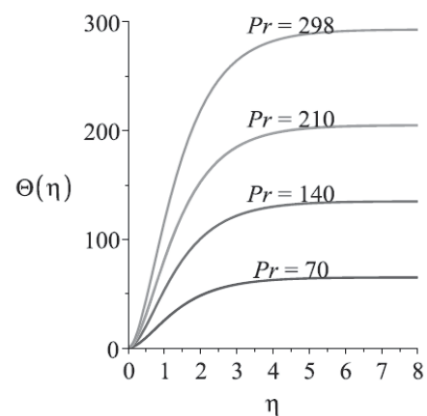
2. ábra Variation of f'' with η



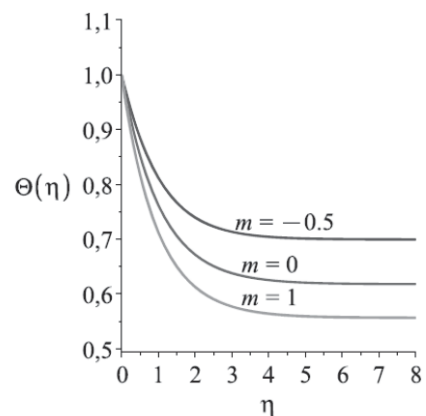
3. ábra θ változása Pr Prandtl-számmal ha $0.27 \leq Pr \leq 1$ és $m=1$



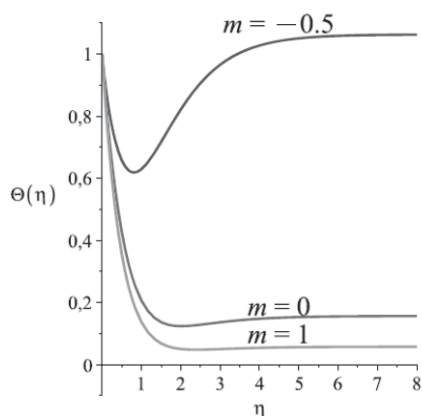
4. ábra θ változása Pr Prandtl-számmal ha $2.5 \leq Pr \leq 7$ és $m=1$



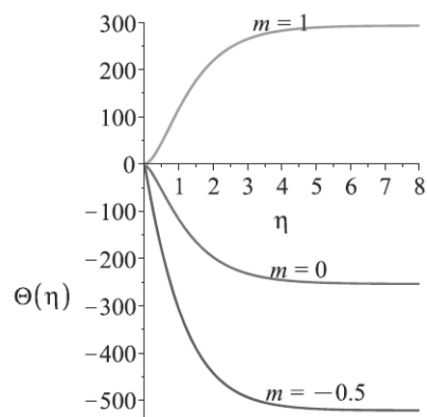
5. ábra θ változása Pr Prandtl-számmal ha $70 \leq Pr \leq 298$ és $m=1$



6. ábra θ változása ha $Pr=0.27$



7. ábra Θ változása ha $Pr=2.2$



8. ábra Θ változása ha $Pr=298$

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A cikkben/előadásban/tanulmányban 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 "Járműipari felsőoktatási és kutatási együttműködés" projekt részeként – az Új Széchenyi Terv keretében – a Magyar Állam és az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósult meg.

IRODALOM

[1] Arifin N. M., Nazar R., Pop I.: Marangoni-driven boundary layer flow in nanofluids, Latest Trends on Theoretical and Applied Mechanics, *Fluid Mechanics and Heat & Mass Transfer*, Corfu Island, Greece, July 22-24. 2010, 32-35.

[2] Bognár G., Hriczó K.: Series solutions for Marangoni convection on a vertical surface, *Mathematical Problems in Engineering*, Volume 2012, Article ID 314989, 18 pages, doi:10.1155/2012/3149899

[3] Buongiorno J.: Convective transport in nanofluids, *ASME J. Heat Transfer*, vol. 128, 240-250, 2006.

[4] Christopher D. M., Wang B.: Prandtl number effects for Marangoni convection over a flat surface, *Int. J. Thermal Sci.* vol. 40, 564-570, 2001.

[5] Christopher D. M., Wang B-X.: Marangoni convection around a bubble in microgravity, heat transfer, in: *Proceedings of the 11th International Heat Transfer Conference*, 3, Taylor and Francis, Levittown, PA, 1998, 489-494.

[6] Congedo P. M., Collura S., Congedo P. M.: Modeling and analysis of natural convection heat transfer in nanofluids, In: *Proc. ASME Summer Heat Transfer Conf. 2009*, vol. 3, 569-579, 2009.

[7] Klien S., Surberg C.H., Stehr W.: Temperature driven lubricant migration on tribological surfaces, *Proc. ECOTRIB 2007 12-15.6.07*, Ljubjana, Slovenia, 637-647.

[8] Slavtchev S., Miladinova S.: Thermocapillary flow in a liquid layer at minimum in surface tension, *Acta Mech.* 127 (1998) 209-224.

[9] Tadmor R.: Marangoni flow revisited, *Journal of Colloid and Interface Science* 332 (2009) 451-454.

ÖKODESIGN ÉS DESIGNÖKOLÓGIA A TERMÉK SZÜLETÉSE

ECODESIGN AND DESIGNECOLOGY BORN OF PRODUCT

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

ABSTRACT: The ecodesign must be understood as a human activity, a ecological phenomenon, part of a natural environment and human culture, where products are born. Ecodesign is the method of designing physical objects with the principles of social, economic, and ecological sustainable and aesthetics, semiotics and ethics. A key element in understanding cooperation and competition of ecodesign objects is the type of goal interdependence found between the involved competitive design parties in natural environment. Ecoproduct quality is rapidly becoming an important competitive issue. The essential question is a deep understanding of ecodesign. What is ecoproduct, really ?

ÖSSZEFOGLALÁS: A termék akár fizikai akár szellemi formájában való megjelenésének miértjeire kérdezzük rá az alábbi értekezésben. Miért is olyan valójában az a termék amilyen? Miért lehet sikeres termék, miközben nyilvánvalóan léte, működése káros következményekkel jár az emberre és a természeti környezetére egyaránt? Milyen a versenyben fennmaradását szolgáló tulajdonságokkal ruházták fel, terveztek tudatosan vagy inkább öntudatlanul. Milyen technikákkal, módszertannal rendelkezünk ahhoz, hogy a tárgyaink között zaló versenyről egyre többet tudjunk meg és egyre nagyobb biztonsággal tervezhessünk, a mindannyiunk számára fontos, jobb élet elérésének érdekében? Ismerjük meg tehát a tárgyaink valódi természetét!

1. A HUMMER, A FELHŐKARCOLÓK ÉS A TESLA

A hatalmas esőzés káoszt és balesetet okozott a 2014-es októberi, Forma-1 Japán Nagydíjon. A verseny már eleve komoly szélben és esőben indult a rajt, percenként változtak a körülmények. Az eső miatt, egyes versenyzők szerint alig lehetett látni a pályán, a safety car kétszer is bejött a pályára.

Adrian Sutil, a Sauber pilótája ugyanakkor az egyik körben kicsúszott, az autót elkezdtek kimenteni. A hírek szerint ugyanakkor Jules Bianchi, a Marussia pilótája autójával becsúszott

a traktor alá, mely Sutilt ment menteni. A közösségi portálon mindeközben már sokan arról írnak, hogy felelőtlen volt a FIA, hogy hagyta a versenyt tovább folytatódni ilyen rossz időjárási körülmények ellenére. A Formula 1 technológiája a mindenkori gépészeti, mérnöki teljesítmény csúcsa. Nincs a motoroknál nagyobb lóerőt, sebességet, külső áramvonalasabb formát, a szilárdságtani tervezésénél magasabb szakmai színvonalat képviselő szakmakultúra a Formula 1 istállóiban meglévőnél. A pontosan meghatározott versenyszabályok, az ember és a gép teljesítőképességének határait fesztető verseny azonban rendszeresen eredményez katasztrófákat, a felmérhetetlen léptékű környezetszennyezés mellett.

A világ 2014-ben legmagasabb épülete a 828 méter magas Burj Khalifa. Az első szupermagasnak nevezett épület a Chrysler Building 1930-ban épült! Azóta, különösen a kilencvenes évek közepétől gyorsuló ütemben nőttek ki a földből az egyre magasabb épületek. ezt a tendenciát az ikertornyok 9/11-es tragédiája sem tudta, csak ideig óráig megtörni. Még ebben az évtizedben felépülhet az "1 kilométeres" dzsiddai Kingdom Tower! A Council on Tall Buildings and Urban Habitat (CTBUH) legújabb jelentése szerint a magasságőrület tovább fokozódik, és emiatt új jelző bevezetését látják szükségesnek: a 300 méter feletti épületekre alkalmazott „szupermagas” után itt a 600 métert meghaladókra a „megamagas” (megatall).

Miért ez a dinamika, amikor a tornyok kihasználtsága feltűnően alacsony? (A Burj Kalifa 2010-es kihasználtsága 90%-os kihasználtsággal üzemelt, és tíz éven belül is csak max 50%-os használatot prognosztizálnak.) Az ikonikus, "landmark épületek mint a kereskedelmi, kulturális vezető szerepet szimbolizáló jelként funkcionálnak korunkban. Mindezt természetesen egy rendkívüli technológiai, mérnöki innováció teszi lehetővé. A határokat az anyagtudományok, a statika és az energetika jelöli ki, miközben az eddig még sohasem látott építészeti formák és arányok esztétikája elkápráztatja a szemlélőt.

A Hummer egy márka azon hatalmas terepjárókra (H1) és szabadidő autókra (H2, H3)

melyet a General Motors azaz a GM, árusít. A katonaság által használt HMMWW (High Mobility Multipurpose Wheeled Vehicle – magyarul nagy mozgékonyaságú többcélú kerekes jármű) más néven Humvee járműveken alapszanak. 1992-ben, az AM General kezdte el árusítani az M998 High Mobility Multipurpose Wheeled Vehicle (HMMWV vagy Hum-Vee, ahogy a hadsereg hívta) civil változatú járműveit a nyilvánosságnak „Hummer” márkanév alatt. Ebben nem utolsósorban Arnold Schwarzenegger lobbija is közrejátszott, aki civilként korábban már szeretett volna ilyen terepjárót vásárolni, de erre akkor nem volt lehetősége.

“Az elektromos mobilitás terjedésének támogatása és a robbanómotoros járművek egyeduralmának megtörése céljából minden jóhiszemű felhasználó számára szabadon hozzáférhetővé teszi technológiai szabadalmait a Tesla” - írja az Automotive News hírportál. A döntést Elon Musk vezérigazgató blogjában jelentette be. Ezzel az ez évi bejelentésével az elektromos autók elterjedésének nagyobb ütemét gondolja szolgálni.

A szabadalmak és mintaalalmak a műszaki fejlesztési verseny egyik legfontosabb eszközévé váltak az utóbbi évtizedben. Az elmúlt években, az Apple és a Samsung bíróságon lejátszódó drámai küzdelme éppen a mérnöki és a formatervezői kutatás és fejlesztés, piaci versenyben betöltött elsődleges szerepére hívta fel a figyelmet.

2. A VERSENY ÉS EGYÜTTMŰKÖDÉS KÖRNYEZETI HATÁSAI

Az öcodesign, a környezetbarát vagy környezettudatos tervezés, vagy más néven sustainable design angol megnevezésének tükröfordításában, a fenntartható tervezés alapvetően a műszaki, technológiai fejlesztés segítségével történő természeti környezet megóvására, az energiateljesítmény csökkentésére, a “fejlődés” fenntarthatóságára hívja fel a figyelmet. Eközben a hétköznapi tapasztalataink az autózsalonokban megjelenő egyre nagyobb teljesítményű és méretű autókról, az egyre nagyobb számú kihasználatlan funkciójü és csak nagy nehézségek árán visszaforgatható, rövid életciklusú okostelefonok energiapazarló dömpingjéről, a környezetszennyező ipari üzemekről és a közlekedési dugók által okozott környezeti és gazdasági káraitól szólnak.

Hol van e látványosan egymásnak homlokegyenesen ellentmondó jelenségek feloldása? Hol kereshetjük a “mi végre mindez” kérdésre a választ?

Valószínűsíthetjük, hogy az ökológia természettudományban feltárt törvényszerűségeinek mélyebb megértésével és annak második, ember által teremtett világára történő adaptálásával, értelmezésével közelebb juthatunk a megoldáshoz. Az ökológia az egyed és a környezete közti viszonyt feltáró módszertana a történeti folyamatok megértésében, e történelmi pillanat elemzésekor a termék és környezet viszonyának vizsgálatakor is célravezetőnek bizonyulhat.

Az ipari forradalomnak XVIII.-század második felétől induló és a XIX.-század közepéig zajló társadalmi, gazdasági, politikai átalakulás gondolatmenetünk szempontjából legfőbb katalizátora a látványos technikai fejlődés, a gőzgép, a szövőgép által ipari méretűvé vált termelés haszonra, a profitra törekvő magatartása volt melynek hozományát, annak mértékét a termékek közti verseny döntötte el. Ez a versenyhelyzet ösztökélte többek között a feltalálókat a minnél több szabadalmi beadványra, a bankokat az alkalmas hitelkonstrukciók kialakítására, a kereskedőket az újabb és újabb kereskedelmi útvonalak kiépítésére. A termelő eszköz és a termék a gazdasági társadalmi környezete közötti viszony megváltozásának tanúi és kedvezményezettjei is a kor polgárai, vezető mérnökei, feltalálói, fejlesztői voltak. A mérnöki, szakmai tudás belső potenciális világa a mindenkori társadalmi, gazdasági, kulturális környezet fejlettségének, innovációs szabadságot biztosító és azt befogadó, átszűrő szerepének függvényében ill. kölcsönös egymásrautaltságukból fakadó kölcsönhatásuk eredményeként bontakozik ki.

Egy terméket előállító közösség a termékében megnyilvánuló funkcionális értékeket hasznosnak tekinti amiért hasznot remél. A hasznosság azonban a piac “absztrakt” elvárásai szerint alakul. A cég ily módon szükségszerűen kénytelen a piacon érvényesülő szabályozóknak megfelelően alakítani fejlesztési stratégiáját.

3. A TÚLTERVEZÉS JELENSÉGE

A megszaladás biológiai, evolúciós jelenség, a természetben akkor fordul elő amikor egy faj, a környezetében érvényes szelekciós hatás eredményeként egy tulajdonságot optimális keretein túl, méreteit, kiterjedését korlátozás nélkül növeli. A pávakakas farktollazata, az óriásszarvas agancs vagy a zsiráfnyak szemléletes példái ennek a jelenségnek.

A designban ennek az evolúciós megfelelője a túltervezés /overflow [1] jelensége kortünet. Az amerikai Hummer városi terepjárójának története kirívó példája a túltervezésnek.

2006.május 16-án a GM - a gazdasági válság hatására lecsökkent vásárra való tekintettel - bejelentette, hogy az eredeti Hummer H1 gyártását beszüntetik. A GM vezérigazgatója Rick Wagoner a 2006-os Los Angeles-i Nemzetközi Autókiállításon - "környezetvédelmi elkötelezettségből"- bejelentette hogy a Hummer márkajelzéssel ellátott gépjárművek bio-üzemanyag meghajtással fognak futni. Később a Hummer befejezte civil pályafutását. Valójában ekkor a gazdasági válságot megélt környezet, a Hummer számára alakult kedvezőtlenül.

A bevezetőben említett felhőkarcolók története és a Formal szintén a túltervezés jelenségének tipikus példái. Láthatjuk, hogy gazdasági, kulturális szelekció a fizikai teljesítőképesség és egyben a természeti környezet tűrőképességének, eltartóképességének határait is sok esetben túllépő jelenségek esetében sem fejt ki visszafogó, csillapító hatását sőt inkább felerősíti azt.

A túltervezés a kiméletlen piaci verseny kísérőjelensége és generálója is egyben. Az alkalmazkodási képesség, mely egyfelől pozitív, az együttműködésre való törekvésként jelentkezik a versenyhelyzetben negatív hatásokat eredményez. A természet környezeti változásait figyelembe nem vévő gazdasági környezeti hatásokra közvetlen reakcióként sikerre, egyediségre törekvően hozza létre randomizált, sok esetben véletlenszerű termékmutációit. A termék életciklusok drasztikus csökkentésével az egymással versengő gyártók újabb és újabb funkciókkal, formákkal igyekeznek meg piaci előnyökhöz jutva érvényesülni és ezzel természetesen életben maradni. Mindezek eredményeként túlfarmált tárgyak és épületek, szupernormál, megszaladt funkciók, túltermelés és ezt kiszolgáló túlméretezett gyártói kapacitások, idő előtt kisselektált, még működőképes termékek, féktelen energiapazarlás és környezeti károk sora figyelmeztet a fizikai határaink semmibe vételére. Ilyen esetekben az egyedüli megoldás, ha az egész rendszert egy magasabb szintű külső korlátozó rendszer részévé tesszük, amely negatív visszacsatoláson keresztül hat. Remény szerint tervezhető egyfajta globális, egységes kulturális szabályozó rendszer mely ezen folyamatok fékezésére és optimalizálására törekszik. [2]

Ennek fényében válhat világossá, hogy a "legrátermettebb túlélésének /survival of the fittest/ darwini tézise csak avval a kiegészítésével válhat teljessé, ha hozzá olvassuk a tézis második felét, hogy a legrátermettebb túlélő csak az adott speciális ökológiai környezetben lehet túlélő!

Amennyiben változik az adott, őt körülvevő környezet (niche- gazdasági, társadalmi, kulturális) már más esélyekkel bír a következő helyzetben.[3]

Miképpen értelmezhető a mérnök, a terméktervező számára mindez és milyen szerepet képes vállalni ebben a helyzetben a termékek változására jövőben? Miképpen képes befolyásolni a termékvilág pozitív változásait a jövőben?

4. AZ ÖKODESIGN MINT AZ ÖNKORLÁTOZÁS TERVEZÉSI MÓDSZERTANA

Az öcodesign szemléletének folyamatos változását jellemzi a designtörténeti előzmények újraértelmezése és evvel egyidőben a lehetséges jövőbeni víziók felmutatása. Az öcodesign evolúciós szemlélete egy új paradigmaként változtatja meg az eddigi tervezői, fejlesztői szemléletet és értékrendjében alternatívaként jelentkezik korunk akkut problémáinak feloldására. Az evolúciós szemlélettel bíró tervezésmódszertan a változó formák, tárgyi rendszerek változásának miértjeiről, a tárgyak. tárgyfajta morfológiai, anyagbani, jelentésbeni, funkcionális változásairól, vagy állandóságáról, környezeti hatásairól, az időbeli környezeti állapotok változékonyságáról ad viszonylag átfogó képet.

Öcodesign a termékfejlesztés **ökológiai szemléletű** módszere, amely három tényező, a **természeti** környezet tisztasága, a **gazdaság** profitigénye és a **szociális** szükségletek közötti **dinamikus** egyensúly megteremtésére törekszik. Az ökológiai szempontból elkötelezett tervezési módszer eredményeképpen létrejött **ökotermék** ill. **ökotermék** rendszer, mely e környezet középpontjában van, olyan **fizikai, esztétikai és szimbolikus** tulajdonságokkal rendelkező termék/termékrendszerek melyek az azt használó szükségleteinek és igényeinek kielégítése mellett figyelembe veszi a működésük teljes periodikus **életciklusai** alatt környezetre gyakorolt káros hatásokat és azokat a lehető legkisebb mértékűre **csökkentve**, a kedvező hatásokat **felerősítve** működnek. [4]

Az első három pólus szempontjai a termékfejlesztésben résztvevő minden szakterület, szakember számára alapvető szempontrendszert jelöl ki. A külső, második három közül kettő a terméktervező és azon belül is a formatervező szakmai kompetenciáját határozza meg. A harmadik az öcodesign etika, a product designer ill. az industrial designer különös etikai elvárásait pontosítja. [6]

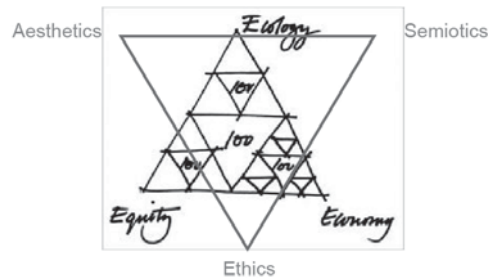
Az öcodesign esztétikai pólusa mint művészeti, esztétikai összetevő az ember érzéki

ömmegismerésének kulturális eszköze, melynek alapkérdése: mennyivel teszi többé az emberek életét a művészet? A formák rendjének belső, önszerveződő, folytonosan növekvő összetettségéből eredő, formákhoz kapcsolt funkciók tervezésével bizodal munk a mindennapi élet javításának ezen eszközében van. Az ökodeSIGN szemiotikai összetevője arra hívja fel a figyelmet, hogy minden körülöttünk érzékelhető tárgynak van formája, mely ha értjük a nyelvezetét, elmondja nekünk, mi is valójában [5].

Az ökodeSIGN etika a társadalmi, szociális viszonylatokat teszi mérlegre. A kölcsönösség, a beleérzőképesség, átélőképességet, a méltányosságot és a részvét gyakorlását kéri számon a társadalmi szereplőktől. Az ökodeSIGN miközben el kell, hogy vessen több, sok esetben nagy profittal kecsegtető, elvileg lehetséges műszaki, esztétikai megoldást, eközben számos környezetére érzékenyebb, intelligensebb lehetőség tárul fel a tervező előtt.

A tárgyaink, mesterséges környezetünk tapasztalható változatos formái ily módon egy folyamatosan zajló, állandó versenyben és együttműködésben születnek újjá. A funkcionális tárgyrendszerek a kölcsönös függőségben egymásból merítve bővülnek és befolyásolják evolúciós természetű változásuk pályáját. A design tárgyi világra ebben az értelemben mint egyfajta szellemi közösségben megnyilvánuló kulturális, mentális állapotunk kivetülésére tekinthetünk, melyben az ember önmagát ismerheti fel és teremtheti újjá.

(A tanulmány a Miskolci Egyetem Gépészkari Konferenciáján 2003-ban előadott ÖkodeSIGN és Designökológia c. tanulmány, a Budapesti Gazdasági és Műszaki Egyetem 2004 es Gépész Konferenciáján elhangzott ECODESIGN: NEW DESIGN PARADIGM? és az EVOLUTION OF ECODESIGN EVALUATION Ecological Design Theory, Practice and Methods Gépészet 2010 Konferencia tanulmányok folytatásaként íródott.)



1. ábra. Az ÖkodeSIGN fraktál ábrája (szerzői jog zalavári 2010 / Michael Braungart and William McDonough után)

IRODALOMJEGYZÉK:

- [1] Zalavári József: Designökológiai Kislexikon 2003 Budapest Osiris
- [2] Csányi Vilmos, Miklósi Ádám: Humánétológia: Az emberi viselkedés és az evolúciós megszaladási jelenségek. Eötvös Loránd Tudományegyetem, Etológia Tanszék. mta.hu/fileadmin/2008/11/07-humanetol.pdf)
- [3] Paul Hawken: The Ecology of Commerce. HarperBusiness 1993 33.old)
- [4] copyright zalavári 2010 / after Michael Braungart and William McDonough
- [5] Louis Sullivan: The Tall Office Building Artistically Considered 1896)
- [6] [www.idsa.org/ what-is-industrial-design](http://www.idsa.org/what-is-industrial-design))

CONTENTS

1. <i>Ács Dániel, Czifra Árpád, Fábíán Réka</i> Metallographical and topographical analysis of rail brake pads for wearing identification 5	15. <i>Krámer Gyula, Siménfalvi Zoltán, Szepesi L. Gábor</i> A review and comparison of ab- and adsorption cooling methods 66
2. <i>Bendefy András, Horák Péter</i> Matrix-methode zur numerische berechnung der Hüllkurven von verzahnungen 9	16. <i>Orbán Ferenc</i> Analysis of welded joint of sleeve joint 70
3. <i>Dömötör Csaba</i> Statistical analysis of natural analogy catalogue 13	17. <i>Péter József</i> Shape change of flexible gear 73
4. <i>Eleőd András, Lovas Antal, Madarász János</i> New nondestructive measurement for friction surfaces 18	18. <i>Pintér Ervin, Kátai László, Szabó István</i> Study of gearbox housing 77
5. <i>Farkas Gergő, Lovas László</i> Study of the shiftability of a dog teeth clutch 22	19. <i>Reith Márta Janka, Stépán Gábor</i> Tuning natural frequencies – design of a multi-cutter turning clamper 81
6. <i>Gárdonyi Péter, Kátai László, Szabó István</i> Relationship between the drive misalignment and v-belt temperature conditions 26	20. <i>Sarka Ferenc, Döbröczöni Adám, Szilágyi Attila</i> Measuring method to determine the vibration damping ability of metallic foams 85
7. <i>Győri Márk, Lovas László, Eleőd András</i> Transformation of the engineering drawing code system regarding to the priorities of the 3d modelling... 30	21. <i>Simonovics János, Váradi Károly, Bujtár Péter, Berecz Tibor, Andrey Koptjug</i> Mechanical examination of bone growth stimulating rapid prototyping implants 89
8. <i>Hegedűs József</i> Experiments to incorporate industrial design into the product development process 34	22. <i>Ferenc J. Szabó</i> Finite element analysis of excavator parts 93
9. <i>Hegedűs Ferenc, Farkas Ajtony Béla, Leposa Norbert Krisztián, Lovas lászló</i> Methods of measuring railway wheelset Bearings' non-linear resistance torque 38	23. <i>Szávai Szabolcs, Kovács Sándor</i> Modelling method development for sub-surface loading condition investigation of fluid film lubricated surfaces under high contact pressure 97
10. <i>Hegedűs György</i> Applying of numerical algorithms in PLM systems 42	24. <i>Veres Péter, Bányai Tamás, Illés Béla</i> Cost based assembly tree optimisation with harmony search algorithm 103
11. <i>Horváth Péter, Hajdu Flóra, Rácz Péter</i> Systematic design of a bath lift 46	25. <i>Vadász né Bognár Gabriella</i> The effect of marangoni phenomenon in tribology 107
12. <i>Horváth Richárd, Sipos Sándor, Mátyási Gyula</i> A new model for fine turning forces 50	26. <i>Zalavári József</i> Ecodesign and designecology born of product 111
13. <i>Jónás Szabolcs, Szávai Szabolcs, Bézi Zoltán</i> Analysis of a creep exposed structure 56	
14. <i>Kiss Dániel, Tomori Zoltán, Csorba Dezső, Csáki Tibor</i> Reverse engineering in practice 62	

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. Barkóczy 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. Tímár Imre
Dr. Tóth László
Dr. Zobory István

Cooperation in the editing:
Dr. Péter József

DEAR READER,

On 22-24th August 1973 a number of 110, mainly top designer members of firms and institutes dealt with the industrial design and its organisation. The idea of the conference was born in the summer of 1972 during the national secretariat meeting of the Scientific Society for Mechanical Engineering (GTE) in Téglás, and it was arranged by the GTE committee of the University of Miskolc. The conference was opened by Professor Dr. Jenő Varga, former chief designer of the GANZ factory, highlighting that this was the very first occasion of such a meeting in Hungary. The authors of all the 15 papers of the conference proceedings argued for a design work that framed into a consolidated system, fruitful and effective. After the event of the Discussion of Chief Designers in 1975 the conference title was transformed into National Seminary of Machine Designers in 1977.

The most popular event was the 6th National Seminary of Machine Designers in 1985, held in Hotel Juno, in Miskolc-Tapolca, with 38 presentations and 210 participants, arrived mainly from the industry. The presentations were joined to the requirements of the machine industry. The most popular keywords, without the completeness, were gear, epicyclic gear drive, worm gear drive, contact pattern, shaft, pipeline, stand, welding, computer aided design. It should be mentioned, three of the papers in the proceedings were on industrial design.

During the last decade of the 20th century the Hungarian industry was transformed radically, the producer changed places with the consumer, the underestimated consumer goods became equal to the machines and means of production, the dictionary of machine designers was completed by the word "product", which, after some hesitation has filled with content, too. Following the changes, in 1996 the name of the annual conference was transformed first to National Seminary of Machine and Product Designers, and after a while, considering the foreign participants, to Seminary of Machine and Product Designers. The change is perceptible in the theme of the presentations and papers, too. The range of problems to be solved and the horizon of the designers is wider today; besides the results of the mathematics, the mechanics, the material and manufacturing sciences they integrate the essential outcomes of the information technology, the ergonomics, the biology, the medical sciences, the psychology, the analysis of the cost, etc. The technology of the editing has also changed, instead of typewriter the personal computer and editor programs are used. Since 2003 the papers of conference have been published in a worthy form, in the journal of GÉP. Beside the content and form, the person of authors and presenters were changed. The missing professors of the presenters are Dr. Zénó Terplán, Dr. Imre Lévai, Dr. József Magyar and Dr. József Drobni. The main parts of the industrial and institutional leaders have backtracked to the role of co-author, only few of them hold presentations and the disciples appears.

At the end of this recommendation, do allow me the kind Reader a personal voice. My organizing work since 1985 has not become fruitful without the support of the leaders, the younger and elder members of the Institute of Machine and Product Design (formerly the Department of Machine Elements) as well as that of the always helpful members of the national partner departments. Personally, I am indebted for their encouragement and work to professor Dr. Ádám Döbröczöni, to Dr. István Siposs associate professor, to Géza Németh lecturer, to Aranka Gere secretary and to the deceased Dr. Miklós Antal senior lecturer and Dr. András Kálmán.

*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 Publisher: 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

- 16.00-16.15 Bendefy András PhD. hallgató, Dr. Horák Péter PhD., tanszékvezető egyetemi docens Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gép- és Terméktervezés Tanszék: Fogazatok burkoló-görbéinek numerikus meghatározása mátrixos módszerrel
- 16.15-16.30 Gárdonyi Péter PhD. hallgató, Dr. Szabó István PhD., intézetigazgató, habil. egyetemi tanár, Dr. Kátai László PhD., tanszékvezető egyetemi docens Szent István Egyetem Gépészmérnöki Kar Mechanikai és Géptani Intézet Gép szerkezet Tanszék: A hajtás beállítási hiba és az ékszíjak melegezési viszonyainak kapcsolata
- 16.30-16.45 Simonovics János PhD hallgató, Dr. Váradi Károly DSc, egyetemi tanár Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gép- és Terméktervezés Tanszék, Dr. Bujtár Péter PhD Candidate, University Hospitals of Oulu, Finnország, Dr. Berecz Tibor adjunktus Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Anyagtudomány és Technológia Tanszék, Andrey Koptuyug associate professor, Mid Sweden University: Csontnövekedést serkentő gyorsprototípus gyártással készült implantátumok mechanikai vizsgálata

**II. SZEKCIÓ, I. EMELET, DEÁK TEREM
2014. NOVEMBER 6. (CSÜTÖRTÖK) DÉLUTÁN**

Szekcióvezető: Dr. Siposs István CSc., egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet, Dr. Czifra Árpád PhD., egyetemi docens, Óbudai Egyetem

- 14.00-14.15 Dr. Orbán Ferenc PhD., főiskolai tanár PTE Pollack Mihály Műszaki és Informatikai Kar: Karmantyú hegesztési varratának vizsgálata
- 14.15-14.30 Dr. Czifra Árpád PhD., egyetemi docens Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar: Érdességi paraméterek kapcsolata különböző megmunkálási felületek esetén
- 14.30-14.45 Dr. Eleőd András az MTA doktora, egyetemi tanár Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Járműelemek és Jármű-szerkezetanalízis Tanszék, Lovas Antal PhD, c. egyetemi tanár, Szabó Attila tanársegéd Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gépjárművek és Járműgyártás Tanszék, Dr. Madarász János egyetemi docens Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Szervetlen és Analitikai Kémia Tanszék : Sűrűlő felületek új, roncsolásmentes vizsgálati módszere
- 14.45-15.00 Ács Dániel, Dr. Czifra Árpád PhD., egyetemi docens, Óbudai Egyetem Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar, Fábíán Enikő Réka PhD hallgató Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Anyagtudományi és Technológiai Tanszék: Szövegszerkezeti és topográfiai vizsgálatok vasúti féktuskó kopásának azonosítására
- 15.00-15.15 Horváth Richárd tanársegéd, Dr. Sipos Sándor egyetemi docens, Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar, Dr. Mátyási Gyula egyetemi docens Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem: Új erőmodell finomsztergálás esetén
- 15.15-15.30 Farkas Gergő demonstrátor, Dr. Lovas László PhD., egyetemi docens Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Járműelemek és Jármű-szerkezetanalízis Tanszék.: Körmös tengelykapcsolók kapcsolhatósága
- 15.30-15.45 Hegedűs Ferenc demonstrátor, Farkas Ajtony Béla demonstrátor, Leposa Norbert demonstrátor, Dr. Lovas László PhD. egyetemi docens, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Járműelemek és Jármű-szerkezetanalízis Tanszék: Vasúti kerékpártengely-csapágók nemlineáris ellenállás nyomatékának mérési lehetőségei
- 15.45-16.00 Veres Péter PhD. hallgató, Dr. Bányai Tamás PhD., egyetemi docens, Dr. Illés Béla PhD., egyetemi tanár Miskolci Egyetem Logisztikai Intézet: Szerelési fa költség alapú optimalizálása harmony search algoritmussal
- 16.15-16.30 Krámer Gyula PhD. hallgató, Dr. Siménfalvi Zoltán PhD., egyetemi docens, Dr. Szepesi L. Gábor PhD., egyetemi docens Miskolci Egyetem Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet: Ab- és adszorpciós hűtési eljárások áttekintése és összehasonlítása
- 16.30-16.45 Jónás Szabolcs tudományos munkatárs, Dr. Szávai Szabolcs PhD, osztályvezető, Bézi Zoltán tudományos munkatárs Bay Zoltán Alkalmazott Kutatási Közhasznú Nonprofit Kft.: Kúszásnak kitett szerkezet elemzése

**I. SZEKCIÓ, I. EMELET, DEÁK TEREM
2014. NOVEMBER 7. (PÉNTEK) DÉLELŐTT**

Szekcióvezető: Dr. Péter József CSc., egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet

- 10.00-10.15 Dr. Péter József CSc., egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet: 100 éve született Ganz Ábrahám
- 10.15-10.30 Dr. Nagy József gyártmányfejlesztési igazgató, Electrolux LEHEL Kft: Áramlás kapilláris csőben
- 10.30-10.45 Dr. Hegedűs György PhD., egyetemi docens Miskolci Egyetem Szerszámgépek Intézeti Tanszéke: Numerikus eljárások alkalmazása PLM rendszerekben
- 10.45-11.00 Kiss Dániel PhD hallgató, Dr. Csáki Tibor egyetemi docens, Miskolci Egyetem Szerszámgépek Intézeti Tanszéke, Dr. Tomori Zoltán ügyvezető igazgató Nordker-M Kft., Csorba Dezső TDI gyártás igazgató Borsodchem Zrt: Reverse engineering a gyakorlatban
- 11.00-11.15 Németh Géza adjunktus, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet: Egy különleges célú csavarrugó anyaga és gyártástechnológiája
- 11.15-11.30 Dömötör Csaba adjunktus Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Intézet: Természeti analógiák adatbázisának statisztikai elemzése
- 11.30-11.45 Sipkás Vivien BSC hallgató, Miskolci Egyetem: Szökőkútak esztétikája
- 11.45-12.00 Sárosi Barbara BSC hallgató, Miskolci Egyetem: Hibrid járművek fejlődése
- 12.00 Dr. Péter József CSc., egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet: A Géptervezők és Termékfejlesztők XXX. Szemináriumának bezárása

**II. SZEKCIÓ, NAGYTEREM, I. EMELET
2014. NOVEMBER 7. (PÉNTEK) DÉLELŐTT**

Szekcióvezető: Dr. Kamondi László PhD., c. egyetemi tanár, Dr. Bihari Zoltán adjunktus, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet

- 9.00-9.10 Bagdi Zsolt egyetemi hallgató ME Gépészmérnöki és Informatikai Kar, Dr. Bihari Zoltán PhD., adjunktus Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet: Pneumatikus satu optimalizálása
- 9.10-9.20 Bere Károly egyetemi hallgató ME Gépészmérnöki és Informatikai Kar: Kútúró berendezés tervezése
- 9.20-9.30 Borsos Bálint egyetemi hallgató ME Gépészmérnöki és Informatikai Kar, Bihari János egyetemi tanársegéd Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet: Alternatív hajtású jármű hajtásláncának tervezése
- 9.30-9.40 Gulyás Norbert egyetemi hallgató ME Gépészmérnöki és Informatikai Kar, Dr. Bihari Zoltán PhD., adjunktus: Emelhető munkaasztal
- 9.40-9.50 Juhász Ádám egyetemi hallgató ME Gépészmérnöki és Informatikai Kar, Dr. Bihari Zoltán PhD., adjunktus Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet: 3D-s pantográf másoló maró
- 9.50-10.00 Mátyás Máté egyetemi hallgató ME Gépészmérnöki és Informatikai Kar: Mini vízierőmű tervezése
- 10.00-10.10 Murvai Orsolya egyetemi hallgató ME Gépészmérnöki és Informatikai Kar, Dr. Kamondi László PhD., c. egyetemi tanár Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet : Otthoni használatú légsterilizátor fejlesztése
- 10.10-10.20 Pónus Ádám egyetemi hallgató ME Gépészmérnöki és Informatikai Kar: Belső fogazatú portálhajtómű
- 10.20-10.30 Rajna Balázs egyetemi hallgató ME Gépészmérnöki és Informatikai Kar, Drágár Zsuzsa tanársegéd Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet: Elektromos kéziszerszám fejlesztése
- 10.30-10.40 Rózsavölgyi Péter egyetemi hallgató ME Gépészmérnöki és Informatikai Kar: Off-road terepjáró portáltengelyének vizsgálata
- 10.40-10.50 Rubecz Ilona Éva egyetemi hallgató ME Gépészmérnöki és Informatikai Kar: Érmepréselő burkolatának arcúlattervezése
- 10.50-11.00 Szűnet
- 11.00-11.10 Sebők Róbert egyetemi hallgató ME Gépészmérnöki és Informatikai Kar, Dr. Bihari Zoltán PhD adjunktus Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet: Gépjármű hangtompítók laboratóriumi szintű vizsgálata
- 11.10-11.20 Sipkás Vivien egyetemi hallgató ME Gépészmérnöki és Informatikai Kar, Dr. Kavacsánszki Gyula DLA egyetemi docens Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet: Szökőkút tervezése
- 11.20-11.30 Soltész János egyetemi hallgató ME Gépészmérnöki és Informatikai Kar, Dr. Kamondi László PhD c. egyetemi tanár Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet: Sebességváltó szinkron-szerkezet tesztelő berendezés tervezése
- 11.30-11.40 Szabó Zsolt egyetemi hallgató ME Gépészmérnöki és Informatikai Kar, Bihari János tanársegéd Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet: Alternatív hajtású jármű konstrukcionális tervezése
- 11.40-11.50 Szmukó Csaba egyetemi hallgató ME Gépészmérnöki és Informatikai Kar, Dr. Kamondi László PhD., c. egyetemi tanár Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet: Porszívó kábelcsévlő tervezése
- 11.50-12.00 Tóth Sándor Gergő egyetemi hallgató ME Gépészmérnöki és Informatikai Kar, Dr. Péter József egyetemi docens Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet: Tananyag terminál tervezése
- 12.00-12.10 Vasas József egyetemi hallgató ME Gépészmérnöki és Informatikai Kar: Nyílveszfóragóg gép tervezése
- 12.10-12.20 Szabó Kristóf egyetemi hallgató ME Gépészmérnöki és Informatikai Kar: Kerékpárlámpa tervezése
- 12.20-12.30 Gávay Bence egyetemi hallgató ME Gépészmérnöki és Informatikai Kar, Dömötör Csaba adjunktus Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet: Kerékpár tároló tervezése
- 12.30-12.40 Mátyás Laura egyetemi hallgató ME Gépészmérnöki és Informatikai Kar, Dr. Bihari Zoltán PhD., adjunktus Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet: Térfüggetlen kamerák tervezése hivatalos környezetbe
- 12.40-12.50 Csáti Zoltán egyetemi hallgató ME Gépészmérnöki és Informatikai Kar: Spektrál módszer az időfüggő Navier-Stokes egyenletre
- 12.50-13.00 Értékelés és a szekció bezárása

