

GÉP

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET MŰSZAKI FOLYÓIRATA



2016/5-6.

nka
Nemzeti Kulturális Alap

136 oldal
LXVII. évfolyam

GÉPTERVEZŐK ÉS TERMÉKFEJLESZTŐK XXXII. SZEMINÁRIUMA MISKOLC, 2016. november 10-11.

TISZTELT GÉPTERVEZŐ ÉS TERMÉKFEJLESZTŐ KOLLÉGA!

Örömmel tudatjuk, hogy a szerzők hetvenkettő előadással jelentkeztek a Géptervezők és Termékfejlesztők 2016. november 10 – 11 –én a MTA Miskolci Bizottságának épületében (Miskolc, Erzsébet tér) megrendezésre kerülő szemináriumára. A cikkek többsége a GÉP folyóiratban is megjelenik. Köszönjük a szerzők és a lektorok munkáját.

A szeminárium szervezői november 10-én 9 órától és 11-én 9 órától várják a résztvevőket. Az előadók előadásait sötétíthető teremben tartják és számítógépes projektor áll rendelkezésükre.

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

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

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

Miskolc-Egyetemváros, 2016. október 21.

A szeminárium szervezői nevében szeretettel várja

*Dr. Péter József
a Szeminárium titkára*

Géptervezők és Termékfejlesztők XXXII. Szeminárium
Gépipari Tudományos Egyesület
Borsod-Abaúj-Zemplén megyei Géptervező Szakosztálya
MTA Miskolci Akadémiai Bizottsága

Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet
MTA Miskolci Akadémiai Bizottságának Székháza
Miskolc, Erzsébet tér 3.

2016. november 10 (csütörtök) - 11 (péntek)

Címünk: Géptervezők és Termékfejlesztők
XXXII. Szeminárium

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

Géptervezők és Termékfejlesztők XXXII. Szeminárium
Miskolc, 2016. november 10-11.

I. EMELET, NAGYTEREM

2016. NOVEMBER 10. (CSÜTÖRTÖK), DÉLELŐTT 10.00-TÓL

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

11.00-10.05 Vadászné Dr. Bognár Gabriella az MTA doktora, intézetvezető egyetemi tanár, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet: Megnyitó

10.05-10.20 Dr. Horák Péter PhD, tanszékvezető egyetemi docens, Schäffer Viola MSc hallgató, Trautmann Laura MSc hallgató, BME Gép- és Terméktervezés Tanszék, Stars of The Future - New Product Development In Virtual Academic-Industrial Environment-The European Global Product Realization- EGPR 2016

10.20-10.35 Vadászné Dr. Bognár Gabriella az MTA doktora, intézetvezető egyetemi tanár, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet: Nanoszerkezetű vékony bevonatok kialakításának és tulajdonságainak modell szintű vizsgálata

10.35-10.50 Dr. Lovas László PhD, egyetemi docens Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Járműelemek és Járműszerkezetanalízis Tanszék: Öntőforma készítés 3D nyomtatással

10.50-11.05 Dr. Piros Attila tanszékvezető helyettes egyetemi docens BME Gép- és Terméktervezés Tanszék: A bizonytalanságok matematikai kezelése a műszaki projektekben

11.05-11.20 Dr. Lelkes Márk üzleti- és termékfejlesztési főmérnök, Rába Futómű Kft.: Új haszongépjármű hajtáslánc hajtóművének fejlesztésének kérdései, VKÉ pályázati konzorcium bemutatása

11.20-11.35 Zalavári József DLA, egyetemi docens, BME Gép- és Terméktervezés Tanszék: A design stratégiák játékelmélete

11.35-11.50 Dr. Péter József CSc: Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet: Testek rugalmas alakváltozásán alapuló hajtóművek

I. SZEKCIÓ, I. EMELET, NAGYTEREM

2016. NOVEMBER 10. (CSÜTÖRTÖK), 14.00-TÓL

Szekcióvezető: Dr. Lovas László PhD, egyetemi docens, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem

Járműelemek és Járműszerkezetanalízis Tanszék, **Dr. Kamondi László** címzetes egyetemi tanár, Miskolci Egyetem

14.00-14.15 Dr. Lukács Attila egyetemi docens, Pannon Egyetem, Mérnöki Kar, Mechatronikai Képzési és Kutatási Intézet, Zalaegerszeg, Horváth Szabolcs hallgató, Széchenyi István Egyetem, Győr, Sághegyi Ramóna fejlesztő mérnök, Zalaegerszegi Technológiai Centrum: Reflow megfigyelő rendszer termikus méretezése

14.15-14.30 Rózsás Zoltán, Zalaegerszegi Technológiai Centrum, Járműipari fejlesztési projektek vezetője, Dr. Hány András Zalaegerszegi Technológiai Centrum vezetője, Dr. Viharos Zsolt János, tudományos főmunkatárs MTA SZTAKI, Pallasz Athéné Egyetem, Kecskemét: Komplex járműrendszerek sokváltozós folyamatmodellje szélsőséges terhelési környezetben

14.30-14.45 Nagy Zoltán, 3B Hungaria Kft., Dr. Hány András Zalaegerszegi Technológiai Centrum vezetője, Horváth Dániel műszaki asszisztens Zalaegerszegi Technológiai Centrum: Intelligens készülék kísérleti úton történő validálása

14.45-15.00 Szaller Ádám hallgató, Gyulai Dávid tudományos munkatárs MTA Számítástechnikai és Automatizálási Kutatóintézet, BME, Dr. Viharos Zsolt János tudományos főmunkatárs MTA Számítástechnikai és Automatizálási Kutatóintézet, Pallasz Athéné Egyetem: Gyártórendszerek elrendezésének tervezése sztochasztikus paraméterek figyelembevételével

15.00-15.15 Dr. Czifra György mestertanár Óbudai Egyetem Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar, Anyag- és Gyártástudományi Intézet, Gyártástechnológiai Intézet Tanszék: A számítógéppel támogatott terméktervezés elméleti és gyakorlati összefüggései

15.15-15.30 Németh Árpád, Szlancsik Attila, Bebök Balázs, Verbai Balázs, Dobránszky János: Összetett lemezszerkezet alakváltozásainak szimulációja hegesztőkészülékek fejlesztéséhez a Pylon-94 Kft. számára

15.30-15.45 Dr. Lukács Attila egyetemi docens, Pannon Egyetem, Mérnöki Kar, Sághegyi Ramóna fejlesztő mérnök, Zalaegerszegi Technológiai Centrum, Erős Balázs Pannon Egyetem, Mérnöki Kar, Mechatronikai Képzési és Kutatási Intézet, Zalaegerszeg: Reflow megfigyelő rendszer prototípus kísérleti tesztjei

15.45-16.00 Gerencsér Tibor fejlesztőmérnök Pylon 94 Kft., Zalaegerszeg: WWS felügyeleti rendszer alkalmazásának gyakorlati tapasztalatai

16.00-16.15 Dr. Nagy Géza főorvos, egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Egészségügyi kar: Az anesztéziológia adatforgalmának teljes körű feldolgozása web alapú rendszerrel

16.15-16.30 Dr. Simonovics János egyetemi adjunktus, Orosz Péter MSc hallgató, BME Gép- és Terméktervezés Tanszék, Dr. Bujtár Péter MD, DMD, MSc bio eng. Department of Oral and Maxillofacial Surgery, University Hospitals of Leicester: Egyedi teherviselő állkapocs implantátum optimalizálásának lehetőségei

16.30-16.45 Bakosné Dr. Diószegi Mónika, egyetemi adjunktus, Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar, Gépészeti és Biztonságtechnikai Intézet, Misi Ádám hallgató, Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar, Géptervező szakirány, Anaerob fermentációs reaktor keverőlapjának optimalizálása

16.45-17.00 Dr. Ficzer Péter egyetemi adjunktus, Székely Péter egyetemi tanársegéd, BME Járműelemek és Járműszerkezetanalízis Tanszék: Alakoptimált futómű alkatrész járműdinamikai vizsgálata macskaköves út esetén

17.00-17.15 Dr. Ficzer Péter egyetemi adjunktus, Győri Márk egyetemi tanársegéd, BME Járműelemek és Járműszerkezetanalízis Tanszék: A jelképes ábrázolásból adódó problémák vizsgálata gyárthatósági szempontból 2D-s és 3D-s testmodellek használata esetén

17.15-17.30 Dr. Ficzer Péter egyetemi adjunktus BME Járműelemek és Járműszerkezetanalízis Tanszék: Orthotrop anyagmodell alkalmazása additív gyártástechnológiával előállított alkatrész méretezése során

17.30-17.45 Barányi István tanársegéd, Óbudai Egyetem Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar Gépészeti és Biztonságtudományi Intézet: Abráziósan kopottat felületek érdességi paramétereinek vizsgálata

17.45-18.00 Fecser Nikolett egyetemi tanársegéd, Széchenyi István Egyetem, Mechatronika és Gépszerkezetanalízis Tanszék: Vizszivattyúk XX. századi fejlődésének lépései, különös tekintettel a hazai fejlesztésekre

18.00-18.15 Fehér Lajos tanársegéd, Prof. Dr. Égert János egyetemi tanár, Széchenyi István Egyetem Alkalmazott Mechanika Tanszék: Biokompozit anyagok ipari alkalmazása és mechanikai modellezése

18.15-18.30 Gárdonyi Péter doktorjelölt, Szent István Egyetem Mechanikai és Géptani Intézet: Ekszjihajtás veszteségét befolyásoló hajtásjellemzők vizsgálatának módszere

18.30-18.45 Gere Dániel MSc hallgató BME Gépészmérnöki Kar Polimertechnika Tanszék: Vegyes poliétilén fóliahulladék reológiai tulajdonságai

II. SZEKCIÓ, I. EMELET, DEÁK TEREM 2016. NOVEMBER 10. (CSÜTÖRTÖK) 14.00-TÓL

Szekcióvezető: Dr. Czifra Árpád egyetemi docens, Óbudai Egyetem, Gépészeti és Biztonságtechnikai Intézet, **Dr. Döbröczöni Ádám** professor emeritus, Miskolci Egyetem

14.00-14.15 Dr. Hegedűs József műszaki tudomány kandidátusa, Nyugat-Magyarországi Egyetem: A kreativitás fokozása a terméktervezésben

14.15-14.30 Dr. Czifra Árpád egyetemi docens, Óbudai Egyetem, Gépészeti és Biztonságtudományi Intézet, Dr. Palásti-Kovács Béla címzetes egyetemi tanár, Óbudai Egyetem, Anyag- és Gyártástudományi Intézet: A felületi érdesség hatása zsurgókötések kötési szilárdságára

14.30-14.45 Darabos Anita DLA BME Gép- és Terméktervezés Tanszék, Szabó Krisztina PhD, SZIE, Tájépítészeti és Településtervezési Kar, Kert- és Szabadterv Tervezési Tanszék: „Eszköz használat - Eszköz készítés” Növényeknél, állatoknál, embereknél

14.45-15.00 Vadászné Dr. Bognár Gabriella MTA doktora, intézetigazgató egyetemi tanár, Dr. Kamondi László címzetes egyetemi tanár Miskolci Egyetem, Rózsás Zoltán Zalaegerszegi Technológiai Centrum, Járműipari fejlesztési projekt vezetője, Tóth István mérnökötanár, Zalaegerszegi Szakképzési Centrum: A szélsőséges terhelési viszonyok közötti működést szimulálni képes üzemi modell kidolgozása

15.00-15.15 Dr. Lukács Attila egyetemi docens, Pannon Egyetem, Mérnöki Kar, Mechatronikai Képzési és Kutatási Intézet, Zalaegerszeg, Csontos Róbert, Németh Kornél, Sághegyi Ramóna fejlesztő mérnök, Zalaegerszegi Technológiai Centrum, Dr. Hány András Zalaegerszegi Technológiai Centrum vezető: Felületi mikrokarcok anyagszerkezeti kutatásai különböző szerkezeti anyagokon

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. Czítán 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

A szerkesztésben közreműködött:

Dr. Péter József

TISZTELT OLVASÓ!

Az utolsó két évtizedben megváltozott a gazdaság, a tudományos életet és a szakmai - közéleti munka. A múlandó, veszni való jelenség mellett számos érték, köztük tartalmas tudományos rendezvény is eltűnt. Öröm, hogy a Géptervezők és Termékfejlesztők Szemináriuma maradónak bizonyult, és a harminckettedik rendezvényre minden eddiginél többen, hetvenkét előadással jelentkeztek a szerzők. Az előadások zöme nyomtatott formában, a GÉP folyóiratban, színvonalas kivitelben most is megjelenik.

A Géptervezők és Termékfejlesztők Szemináriuma elődjének gondolata több mint négy évtizede a Gépipari Tudományos Egyesület országos titkári értekezletén, Tégláson született. 1973. augusztus 22-24-én 110 vezető beosztású vállalati és intézményi szakember foglalkozott az ipari konstrukciós munkával, annak szervezésével és döntött a Vezető Konstruktőrök Tanácskozásának megrendezéséről. Az első Tanácskozást Miskolcon a Nehézipari Műszaki Egyetemen Dr. Terplán Zénó professzor vezetésével, és a Gépelemek Tanszéke munkatársainak támogatásával a Gépipari Tudományos Egyesület rendezte. A Tanácskozást Dr. Varga József egyetemi tanár, a GANZ gyár egykori főkonstruktőre nyitotta meg, kiemelve, hogy ilyen rendezvény hazánkban korábban nem volt. A Vezető Konstruktőrök Tanácskozása az 1975. évi rendezvényt követően 1977-ben Géptervezők Országos Szemináriumává alakult.

Egy korszakot zárt a Miskolc-Tapolcai Júnó-szállóban 1985-ben tartott Géptervezők VI. Országos Szemináriuma 38 előadással és 210 többségében iparban dolgozó résztvevővel. Az előadások a gépipar kívánalmaihoz kötődtek; a teljesség igénye nélkül a fogaskerék, bolygómu, csigahajtómű, hordkép, tengely, csővezeték, állvány, hegesztés, számítógéppel segített tervezés volt a többször használt kulcsszó.

A XX. század utolsó évtizedében a hazai ipar formailag és tartalmilag megváltozott, a termelő helyet cserélte 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 változást követve a szeminárium 1996-ban Géptervezők és Termékfejlesztők Országos Szemináriumává, majd a külföldi résztvevőkre gondolva Géptervezők és Termékfejlesztők Szemináriumává alakult. Az átalakulás az előadásokban és a szakkikkekben 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, a bionika, az orvostudomány, a pszichológia, a kreativitás, a költségelemzés lényeges elemeit is integrálják. Változott a cikkek kivitele is, az íróépet 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 is. A kezdeti rendezvények szereplői és résztvevői már nincsenek közöttünk, vagy korukra tekintettel szakmai - közéleti szerepet már nem vállalnak. Örülünk, hogy sok az új és tehetséges előadó, szerző, ami a tudományterület életképességét bizonyítja.

Engedje meg a Tisztelt Olvasó az írás végén a személyes hangot. Az 1985 óta tartó szeminárium-szervező munkánk nem lenne eredményes a Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézete (korábban Gépelemek Tanszéke) vezetői, oktató és nem oktató beosztottjai, valamint a hazai társtárszékek mindig segítőkész munkatársainak támogatása nélkül. Személy szerint is hálával tartozok a biztatásért, a kritikáért és az elvégzett munkáért Vadászné Dr. Bognár Gabriella intézetigazgatónak, Dr. Döbröczeni Ádám professzor emeritusnak, Németh Géza egyetemi adjunktusnak, és Gere Aranka gazdasági ügyintézőnek, valamint a számomra változatlanul jó emléké, de már eltávozott Dr. Kálmán Andrásnak, a GÉP folyóirat haláláig elkötelezett főszerkesztőjének, egykori tanáromnak.

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

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

Felelős kiadó: Dr. Igaz Jenő ügyvezető igazgató.
Gazdász Nyomda Kft. 3534 Miskolc, Szervezet u. 67. Telefon: 06-46/379-530 • e-mail: gazdasz@chello.hu

Előfizetésben terjeszti a Magyar Posta Zrt. - Postacím: 1900 Budapest
Előfizetésben megrendelhető az ország bármely postáján, a hírlapot kézbesítőknél, www.posta.hu WEBSHOP-ban (<https://eshop.posta.hu/storefront/>), e-mailen a hirlapelofizetes@posta.hu címen, telefonon 06-1-767-8262 számon, levélben a MP Zrt. 1900 Budapest címen.
Külföldre és külföldön előfizethető a Magyar Posta Zrt.-nél: www.posta.hu WEBSHOP-ban (<https://eshop.posta.hu/storefront/>), 1900 Budapest, 06-1-767-8262, hirlapelofizetes@posta.hu
Belföldi előfizetési díjak: 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. Bakosné Diószegi Mónika, Misi Ádám: ANAEROB FERMENTÁCIÓS REAKTOR KEVERŐLAPÁTJÁNAK OPTIMALIZÁLÁSA	5	15. Fehér Lajos Bálint, Prof. Dr. Égert János BIOKOMPOZIT ANYAGOK IPARI ALKALMAZÁSA ÉS MECHANIKAI MODELLEZÉSE.....	64
2. Barányi István: ABRÁZIÓSAN KOPTATOTT FELÜLETEK ÉRDESSÉGI PARAMÉTEREINEK VIZSGÁLATA.....	10	16. Dr. Ficzer Péter, Győri Márk: A JELKÉPES ÁBRÁZOLÁSBÓL ADÓDÓ PROBLÉMÁK VIZSGÁLATA GYÁRTHATÓSÁGI SZEMPONTBÓL 2D-S ÁBRÁZOLÁS ÉS 3D-S TESTMODELLEK HASZNÁLATA ESETÉN.....	70
3. Bihari János: A KISMÉRETŰ MŰANYAG FOGASKEREKKEKSEL SZERELT HAJTÓMŰVEK TŰRÉSEZÉSI PROBLÉMÁI	14	17. Dr. Ficzer Péter, Székely Péter: ALAKOPTIMÁLT FUTÓMŰALKATRÉSZ JÁRMŰDINAMIKAI VIZSGÁLATA MACSKAKÖVES ÚT ESETÉN	74
4. Bölkény Ildikó, Füvesi Viktor, Vörös Csaba: HIDRÁT MENTESÍTÉS A TEREPEEN	18	18. Dr. Ficzer Péter: ORTHOTROP ANYAGMODELL ALKALMAZÁSA ADDITÍV GYÁRTÁSTECHNOLÓGIÁVAL ELŐÁLLÍTOTT ALKATRÉSZ MÉRETEZÉSE SORÁN.....	78
5. Bódi Szabolcs, Prof. Dr. Belina Károly, Babcsánné Kiss Judit, Dr. Babcsán Norbert: SZEMÉLYGÉPKOCSI OLDALFALÁNAK ÉS AJTAJÁNAK ERŐSÍTÉSI LEHETŐSÉGEI SZENDVICSSZERKEZET ALKALMAZÁSÁVAL	22	19. Gárdonyi Péter: ÉKSZÍJHAJTÁS VESZTESÉGÉT BEFOLYÁSOLÓ HAJTÁSJELLEMZŐK VIZSGALATÁNAK MÓDSZERE	82
6. Dr. Cifra Árpád, Dr. Palásti-Kovács Béla: A FELÜLETI ÉRDESSÉG HATÁSA ZSUGORKÖTÉSEK KÖTÉSI SZILÁRDSÁGÁRA	26	20. Gere Dániel: VEGYES POLIETILÉN FÓLIAHULLADÉK REOLÓGIAI TULAJDONSÁGAI	86
7. Dr. Czipra György: A SZÁMÍTÓGÉPPÉL TÁMOGATOTT TERMÉKTERVEZÉS ELMELETI ÉS GYAKORLATI ÖSSZEFÜGGÉSEI.....	30	21. Gerencsér Tibor: WWSS FELÜGYELET ALKALMAZÁSA A PYLON-94 KFT-NÉL A VKSZ 12-1-2013-0038 IPARI KUTATÁS-FEJLESZTÉSI PROGRAM KERETÉBEN.....	90
8. Darabos Anita, Szabó Krisztina: „ESZKÖZ HASZNÁLAT- ESZKÖZ KÉSZÍTÉS” NÖVÉNYEKNÉL, ÁLLATOKNÁL, EMBEREKNÉL.....	34	22. Gróza Márton, Dr. Váradai Károly: A FESZÜLTSGÉMEZŐ ANALITIKUS SZÁMÍTÁSA FELÜLETI HIBÁK KÖRNYEZETÉBEN ESHELBY EGYENÉRTÉKŰ ZÁRVÁNY MÓDSZERÉVEL.....	94
9. Debreczeni Dániel, Dr. Kamondi László: FOGASKERÉKPÁROK PRECÍZIÓS PROFILGEOMETRIÁJÁNAK DINAMIKAI HATÁSAI	40	23. Hegedűs Gergely, Czigány Tibor: KOMPOZIT TERMÉKEK ÁLLAPOTELEMZÉSI MÓDSZEREI...98	
10. Domonyi Erzsébet, M. Csizmadia Béla, dr. Telekes Gábor: TÖMEGBETONOK REPEDÉSI HAJLAMÁNAK ELEMZÉSE A HŐMÉRSÉKLET ÉS A HŐÁTADÁSI TÉNYEZŐ FÜGGVÉNYÉBEN	44	24. Dr. Hegedűs József: A KREATIVITÁS FOKOZÁSA A TERMÉKTERVEZÉSBN	104
11. Dorogi János, Debreceni Tibor, Dr. Balázs Gergely György: ÉLEKTROMOS REPÜLÉS LEHETŐSÉGEI	48	25. Horváth Péter, Prof. Dr. Égert János: CRAIG-BAMPTON ALAPÚ MODELL-REDUKCIÓS ELJÁRÁS HATÉKONYSÁGÁNAK BEMUTATÁSA RÚD KONTINUUM REZGÉSI FELADATÁN	108
12. Dr. Dömötör Csaba: ORGANIKUS ERGONÓMIA	52	26. Horváth Péter, Prof. Dr. Égert János: DINAMIKAI RENDSZEREK STATIKUS, MODÁLIS ÉS HIBRID MODELL-REDUKCIÓS ELJÁRÁSOKKAL TÖRTÉNŐ DIMEN-ZIÓCSÖKKENTÉSI LEHETŐSÉGEI.....	113
13. Ecsedi István, Baksa Attila: RADIÁLISAN POLARIZÁLT ÜREGES PIEZOELEKTROMOS KÖRTÁRCSÁK STATIKAI VIZSGÁLATA.....	56	27. Horváth Richárd, Lukács Judit: FINOMESZTERGÁLÁSI ERŐMODELL MEGHATÁROZÁSA ELTÉRŐ ANYAGOK ESETÉN.....	119
14. Fecser Nikolett: VÍZSZIVATTYÚK XX. SZÁZADI FEJLŐDÉSÉNEK LÉPÉSEI, KÜLÖNÖS TEKINTETTEL A HAZAI FEJLESZTÉSEKRE	60	28. Dr. Jálics Károly: AZ AKUSZTIKAI SZIMULÁCIÓ STATISZTIKAI MÓDSZEREI	127

ANAEROB FERMENTÁCIÓS REAKTOR KEVERŐLAPÁTJÁNAK OPTIMALIZÁLÁSA

AGITATOR OPTIMALISATION IN ANAEROBIC FERMENTATION REAKTOR

Bakosné Diószegi Mónika, egyetemi adjunktus, Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki kar, Gépszerkezettani és biztonságtechnikai Intézet, Misi Ádám Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki kar, Géptervező szakirány, Hallgató

ABSTRACT

Our goal of development was to design a custom bioreactor system which is capable of producing biogas. Modesty, low-price and sustainability. These were the main aspects of the design. The reactor system in a water heated tub was built at first. After the agitator machinery was provided, the units were able to function as a stirred system. A new stirrer design was needed due to the low efficiency of the first prototypes. The new models were more competent in hydrodynamics and we achieved higher biogas yield.

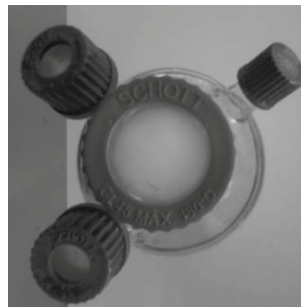
1. BEVEZETÉS

A fejlesztésünk célja egy egyedi tervezésű bioreaktor blokk létrehozása volt, ami alkalmas biogáz előállításra. Fontos szempontnak tartottuk, hogy egyszerű, olcsón kivitelezhető legyen a reaktor, mely képes az alapanyag kevert és keveretlen rothasztására a kísérletek során. Először a vízfürdős bioreaktor blokk tervezése és előállítása történt meg, majd a reaktorok keverésének biztosítása. A rendszer keverésének hatékonyságát nem találtuk megfelelőnek, így új keverőlapátokra volt szükség. A tervezett lapát kialakítások áramlástani szempontból jobbnak bizonyultak, amit alátámasztott a működés során mért gázmennyiség növekedése is.

2. EGYEDI TERVEZÉSŰ VÍZFÜRDŐS BIOREAKTOR BLOKK BEMUTATÁSA

Az általunk tervezett bioreaktor blokkban 8 párhuzamosan működő reaktorban lehet biogáz előállítani. Ezek a reaktorok egyedileg készült 1000 ml térfogatú üvegek, melyeken található mintavételező, gázkivezető, és egy pH mérő számára kialakított csomagtű, valamint egy nagyobb kivezetés a keverőszárnak. Az egyedileg készült fermentor az 1. ábrán látható.

A fermentor edények egy vízzel teli kádba - bioreaktor blokkba - helyezkednek el, ami biztosítja az optimális mezofil bomlási folyamatot. A víz fűtése egy termosztáttal összekapcsolt, zárt rendszerű, vízzel teli rézcsővel van megoldva.



1. ábra Az egyedileg készült fermentor edény csatlakozási lehetőségei [1]

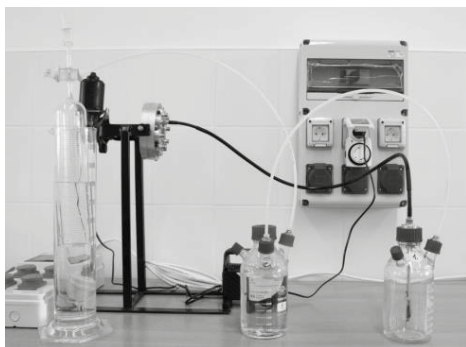
A rendszer temperálása állandó 37 °C-os hőmérsékletre van beállítva. A kád polifómmal és kétkomponensű ragasztóval szigetelt, a tetején szivacs darabokkal a kisebb párolgás, a jobb hőszigetelés és a fény elzárásának érdekében. A kád felépítését a 2. ábra mutatja.



2. ábra A kád és a batch rendszer [1]

Laboratóriumi kísérletekkel megállapították, hogy 20%-al több metán képződik a szakaszosan kevert reaktorban, mint a folyamatosan kevertben. [2] A bioreaktorban emiatt a keverés szakaszosságát egy beszerelt időzítő teszi lehetővé, modellezve a biogáz üzemek reaktorainak körülményeit. Nagy térfogatú rendszerekben több, különböző szinten elhelyezett keverőt alkalmaznak. Esetenként különböző keverő fajtákat is beszerelnek egy reaktorba a hatékonyabb keverés érdekében. Ezek a kialakítások lehetnek: függőleges lapátkeverők, vízszintes lapátkeverők, propellerkeverők lengőkaron, állítható propellerkeverés, hidraulikus keverés és légnomós keverés. A kisebb térfogatú emésztőkben általában gazdaságosság és műszaki szempontok alapján csupán egy keverő egységet alkalmaznak. [3]

A keverés teljesítményét a villanymotor, a hajtás továbbítását a fogaskerék kapcsolatok, a keverőszárral való csatlakozást pedig a bowdenszál biztosítja. (3. ábra)



3. ábra A keverő motorja és a fogaskerék áttételek [1]

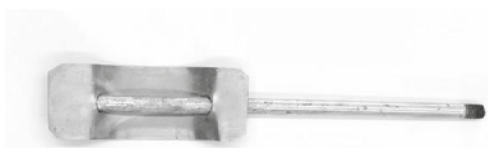
Három féle keverőt vizsgáltunk és hasonlítottunk össze a keletkezett biogáz mennyisége és minősége alapján. A termelt gázmennyiség a térfogatkihasználás elve alapján került megállapításra, a minőségét pedig gázkromatográfia állapította meg.

Vizsgálatunk arra terjedt ki, hogy van-e a bomlásra gyakorolt számottevő különbség a keverők között? Érdemes-e a bonyolultabb, esetleg költségesebb konstrukciót választani, vagy az egyszerűbb kialakítású is mutat mérhetően jobb gázkihozatali eredményt, mint a keveretlen rothasztás esetében. [1]

3. KEVERŐLAPÁTOK TERVEZÉSE ÉS GYÁRTÁSA

3.1. A már meglévő keverő

A három keverő közül az egyik már rendelkezésre állt, de nem produkálta a várt hozamot.



4. ábra A régi keverő használat előtt és után [4]

Feltételezhető, hogy áramlástechnikai problémák miatt nem tudta a leülepedett iszapot rendszeresen átkeverni. Nem volt képes emelő hatású áramlást kelteni, a leülepedett réteget elmozdítani az üveg aljáról. Anyagát tekintve sem felelt meg a közeg savas igénybevételének. A lapátfej nem korrózióálló anyagból készült, ami azt eredményezte, hogy közel egy éves használat során az illesztések meglazultak a kénhidrogén okozta korróziós hatásától. Ezeket a problémákat felismerve úgy láttuk, hogy új keverőlapátra lesz szükségünk. A meglévő keverő az 4. ábrán látható.

3.2. Rugós keverő kialakítása

Az új keverőlapát tervezése során a fő cél a jobb gázhozam, amit a keverés hatékonyságának növelésével tudtunk elérni. Szempont volt még, hogy könnyen gyártható, reprodukálható valamint olcsó legyen. Az első tervezett modell három lapátot tartalmazó kialakítás, amelynél a fő irányelv az, hogy az üveg aljának majdnem teljes átmérőjét – 96 millimétert - kihasználja. Az eredeti keverő szélessége az üveg szájával megegyező méretű - 29 mm - volt. Mivel az üveg reaktor terének átmérője jóval nagyobb, mint az üveg szájának átmérője ezért egy rugós keverőt alakítottunk ki, melynél a rugók segítségével a lapátok axiális irányban megközelítőleg 90°-ban mozgathatók. Az üvegbe helyezés során a lapátok behajthatók az azokat tartó pogácsa alá. Ezt követően a rugók keverési állapotba pozicionálják az egyes lapátokat kitöltve ezzel az üveg szinte teljes átmérőjét. A keverő mindkét állapota az 5. ábrán látható.



5. ábra Rugós keverő nyitott és zárt állapotban [4]

A rugók húzóerejét az állítható rugótányér magasságával lehet szabályozni. Ennek a keverőnek minden eleme korrózióálló acélból készült. A gyors tesztelés céljából szabad szemmel is jól látható áramlási kísérletet végeztünk csapvíz és teafű segítségével. A kísérlet eredményeként megállapítottuk, hogy bár a keverési hatékonyság jelentősen megnőtt, azonban olyan holtterrel rendelkezik, melynek megszüntetése elengedhetetlen. A keveretlen közeg a lapáttartó pogácsa alatt a tengely

vonalában alakult ki. Továbbá javításra szorult a vertikális keverési hatékonyság is. A keverés okozta örvény a szárazanyag megemelését a lapát belógatási magasságáig biztosította, amit a szennyvíz iszappal történő teszt is beigazolt. Emiatt az első változtatás a lapátok szögének módosítása volt. Ezzel a lapát az eddigi 90° helyett, a keverési irány síkjával megközelítőleg 105°-ot zár be. A lapátok új pozíciója jelentősen javított a keverési hatékonyságon, de még mindig nem volt elegendő. A további optimalizálás érdekében megnöveltük a keverőlapátok felületét is. Korrózióálló lemezből kimunkáltuk a lapátok kiegészítésére szánt részeket, majd összehegesztettük őket. Ezzel a módosítással sikerült elérni a kívánt hatást. A tesztelés során egységesen oszlatta el a 800 ml vízbe áztatott teafüvet már 90 fordulat/percnél is. Három probléma továbbra is fen állt, amelyből kettőt a keverőlapát megnövekedett súlya okozott. A fokozottan pontos szerelés és/vagy a rögzítésnél alkalmazott ellenanya hiánya hajlamossá tette a szárat a lecsavarodásra. Továbbá előfordult radiális irányú elmozdulás forgás közben, azaz ütés alakult ki a keverő mozgásában. Ebből adódhatott a lapátok okozta karcolás az üveg oldalán. A harmadik és egyben legnagyobb hátrány az összetettségből ered. A kialakítása komplikált megoldásokat, számos munkaórát és nagymennyiségű anyagot igényelt.

3.3. A lemezkeverő

A második keverő elkészítésénél a fő szempontként lépett fel, hogy egyszerűbben gyártható legyen, mint a rugós kivitelű. Kevesebb anyagot és alkatrészt tartalmazzon. Cél lett továbbá a könnyebb és szimmetrikus kialakítás is. Ez a kívánalom azzal indokolható, hogy a keverőszárral kapcsolódó keverődugó túl rövid menetes szárral, valamint kis teherbírású csapágakkal rendelkezik. A gyártás során biztosítható szimmetria garantálja a tengely és a csapág tervezett élettartamát és a forgásnál kialakulható ütés megszüntetését. A súly csökkentése pedig a lecsavarodást küszöböli ki. Így jött létre ez a korrózióálló lemezből és rúdból álló prototípus, a lemezkeverő (6. ábra).



6. ábra A lemezkeverő[4]

A hossza miatt az üveg teljes magassága mentén képes keverni. Nagyobb lapátfelülettel rendelkezik, mint a rugós és az eredeti lemezkeverő. Az üveg alján közepesen leülepedett anyag mozgását is sikerült megoldani. Mindkét keverőlapát szár a végén 90°-ban, majd 45°-ban hajlított a forgásiránynak megfelelően. Az így elkészített lapát felhajtó áramlatot hoz létre a két szár között, ami felemeli az anyagot, majd a lapát hossza mentén szétteríti az üvegben. Megfigyelhető volt, hogy a keverő mozgatja a folyadék felszínét és az esetlegesen felúszó szárazanyagot is. Ez nem volt jellemző a másik kettő lapát típus okozta áramlásról.



A leülepedett szalma tiszta csapvízben



A rendszerhez eredetileg adott keverő



A tervezett rugós keverő



A tervezett lemezkeverő

7. ábra A keverők vizuális összehasonlítása [4]

A három lapát kialakítás vizuális összehasonlító kísérleténél vizet és aprított szalmát használtunk. A lapátokat azonos fordulatszámom (90 fordulat / perc) üzemeltettük. Az alábbi képek megközelítőleg kettő perc eltelté után készültek. Szabad szemmel is látható a három modell közti eltérés. A legfelső képen látható, hogy a keveretlen szalma egy része leülepedett, míg

másik része továbbra is a víz felszínén úszik. A második ábra a régi lemezből épült, a harmadik ábra a rugós kivitelűt, a negyedik ábra pedig a lemezkeverőt mutatja be működés közben. Megfigyelhető az eltérő áramlási minta. A második üvegben a szalma elkeveredése lassan indult meg, és két perc elteltével is igen kevés anyagot volt képes megmozgatni. Ez azért hátrány mivel a reaktorok keverési idejét kettő percben állítottuk be óránként.

A harmadik üvegben a rugós keverő azonnal kialakította a várt áramlást, elkezdte mozgatni a leülepedett szalmát, és a jóval nehezebb szárazanyagot is. Ez a megállapítás az első kialakításra egyáltalán nem, a lemezes lapátra pedig részben volt jellemző. Ez nagy előny jelent, hiszen a rövid keverési időtartam (2 perc) alatt lényeges, hogy milyen gyorsan képes az üledéket felkeverni.

A negyedik üvegben történt események is jól láthatók a képen. A lemezkeverő viszonylag kevés leülepedett szalmát hagyott az üveg alján, valamint a folyadék felszínén úszó anyagot is részlegesen mozgatta. A vizuális összehasonlító vizsgálat után mindhárom keverő típus részt vett anaerob rothasztási kísérletben, melyből kiderült, hogy a fermentáció szempontjából melyik az optimálisabb számunkra. A vizuális összehasonlító kísérlet a 7. ábrán látható. [4]

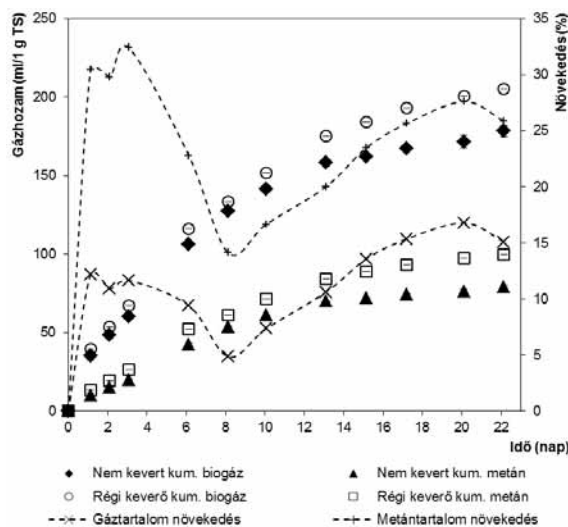
4. BIOGÁZHozAM VIZSGÁLATA A TERVEZETT LAPÁTOKKAL

Az alapanyagok reaktortérbe történő bemérése a szárazanyag tartalmuk alapján valósult meg a VDI 4630-as ajánlás alapján. [5] Az anaerob tér létrehozását követően elvégeztük a gázfázis átöblítését nitrogénnel, a reaktorüvegekben maradó oxigén eltávolítása végett. Az anaerob lebomlási folyamat során a rendszerben maradt oxigénnek negatív hatása van a biogáz hozamra az obligát metanogének miatt. [6] Ezután történt a reaktorblokk rendszer teljes összeszerelése és üzembehelyezése. A termosztát hőmérséklete 37°C. A keverők fordulatszáma 90 1/min. A kísérletsorozat egyes eredményeit a 8. és 9. ábra mutatja.

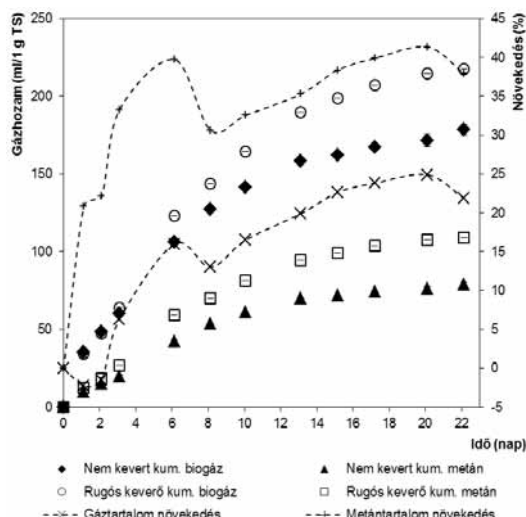
Megállapítottuk, hogy a régi keverőnek a nem keverthez képest 15%-al több a gázhozama ezen belül pedig 25%-kal több a metántartalma. (8. ábra)

A rugós keverőnél a növekedés a gázhozam szempontjából 21% metántartalom szempontjából pedig 39% a nem keverthez képest. [1] (9. ábra) A lemezkeverő használata a régi keverőhöz képest néhány százalékos pozitív eltérést mutatott csupán és nem érte el a rugós keverésből adódó értékeket. A rugós

keverőhöz képest 6,6%.-os biogáz és 5,4%.-os metán növekménnyel maradt le.



8. ábra A kummulált biogáz és metán mennyisége a fermentációs idő függvényben nem kevert, és az eredeti keverő esetén



9. ábra A kummulált biogáz és metán mennyisége a fermentációs idő függvényben nem kevert, és a rugós keverő esetén

5. A KEVERŐLAPÁTOK ÉRTÉKELÉSE A GYÁRTÁS ÉS A BIOGÁZKÍSÉRLET EREDMÉNYEI ALAPJÁN

A keverés mind gázhozam, mind metántartalom szempontjából hasznosnak bizonyult. Továbbá a két újonnan tervezett és gyártott keverő reaktorban történő alkalmazása egymáshoz képest is eltérő hozam eredményeket hozott. A rugós keverő alkalmazásával lehetett a legnagyobb mennyiségű biogáz termelést elérni. Számottevően magasabb az általa homogenizált reaktorban a biogáz hozam, és ami még

fontosabb a metántartalom. Ebből a szempontból vizsgálva ez a bonyolultabb konstrukció az optimális megoldás a keverőfejek kialakítása közül, mert jobban elősegítette a szerves anyag lebomlását és homogenizálását.

A biogáz hozamok eredménye képpen megállapítható, hogy a 21 napos rohasztási idő alatt a rugós keverő alkalmazásával mértük a legmagasabb hozamot, majd a lemezkeverővel végül a régi keverő kialakítással.

1.táblázat A legfontosabb műszaki adatok összehasonlítása [4]

	Eredeti keverő	Rugós keverő	Lemezkeverő
Működési átmérők [mm]	27	80	27
Maximális keverési mélység [mm]	160	160	160
Súly [g]	43.5	82	42
Alkatrész darabszám	2	13	2
Alkatrészek	tengely, lapát	tengely, rugótányér, állítócsavar, rugók(3db), pogácsa, lapátok (3db), lapáttengelyek (3db)	tengely, lapát
Gyártási idő db / óra	0.5-1	4-5	0.5-1
Gyártó eszközök	fűrész, lemezolló, fűrő, kézi menetvágó, reszelő	egyetemes eszterga, egyetemes maró, állványos fűrő, hegesztőgép bakköszörű Kézi szerszámok: lemezolló, kalapács, reszelő, csiszolópapír	fűrész, lemezolló, fűrő, kézi menetvágó, reszelő

Ugyanakkor mérlegelni kell, hogy mennyivel több a gázhozam és mennyi a keverésbe fektetett energia valamint a keverők kivitelezése. Az 1. táblázat összehasonlító képet mutat az eredeti, a rugós és a lemezkeverő gyártási paramétereiről. Figyelembe veszi a működési és a geometriai méreteket, a tervezett szerkezet súlyát, alkatrészeinek darabszámát, a gyártáshoz szükséges időt és eszközöket. A táblázatból egyértelműen leolvasható, hogy a rugós kialakítású keverő gyártása igényli időben, alapanyagban és gyártási eszközben a legtöbb

ráfördítást. A kétféle lemezből hajlított keverő – a régi és a lemezkeverő- egyforma gyártási paraméterekkel rendelkezik, eltérés csak az anyagminőségükben mutatkozik. Ez viszont fontos értékelési szempont, hiszen az eredeti keverő jóval a tervezett élettartama előtt a korrózió miatt használhatatlanná válhat.

6. KONKLÚZIÓ

A tervezés, gyártás, tesztelés és az eredmények elemzése után sem lehet egyértelműen kijelenteni, hogy melyik keverő típus az optimális. A kutatómunka egyértelműen rámutat a három tervezett konstrukció közti különbségre mind műszaki fejlettség mind anyag és energia igényesség szempontjából. Az egyedi körülmények adta kihívások egyedi megoldásokat kívánnak, ami legtöbb esetben a költségek növekedésével jár. A kutatás - fejlesztés bebizonyította, hogy a három egyedi tervezésű keverő közül a legösszetettebb bizonyult a biogáz termelés szempontjából a leghatékonyabbnak. Viszont a gazdaságosság és hasznos teljesítmény arányának kérdése, egy kísérleti biogáz labor keretein belül, még mindig megválaszolatlan.

7. IRODALOM

- [1] Kormos Klaudia.: Kevert szakaszos biogáz fermentáció vizsgálata, OTDK dolgozat, Budapest 2013.
- [2] Alexandra Kowalczyk, Eva Harnisch, Sebastian Schwede, Mandy Gerber, Roland Span: Different mixing modes for biogas plants using energy crops, Applied Energy, 2013, www.elsevier.com/locate/apenergy
- [3] Varga Terézia, tanszéki mérnök – Hulladékok komplex kezelése, A biogáz előállításának alapjai, Miskolci Egyetem Műszaki Földtudományi Kar, <http://hulladekonline.hu/files/36>
- [4] Misi Ádám.: Keverőlapát fejlesztése egyedi kialakítású kísérleti fermentorhoz, OTDK dolgozat, Budapest 2013.
- [5] VDI 4630 Szerves anyagok fermentálása, Verein Deutcher Ingenieure, Düsseldorf, 2006
- [6] Drégelyi – Kiss Ágota, Horváth Miklós, Bagi Zoltán: Biogáz gyártás mérési eljárásai, Óbudai Egyetem, Budapest, 2012, ISBN 978-615-5018-51-0

ABRÁZIÓSAN KOPTATOTT FELÜLETEK ÉRDESSÉGI PARAMÉTEREINEK VIZSGÁLATA

THE EXAMINATION OF PROFILE ROUGHNESS PARAMETERS BY ABRASIVE WEAR CONDITION

*Barányi István, tanársegéd, Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és biztonságtechnikai Mérnöki Kar,
1081 Budapest, Népszínház u. 8.*

ÖSSZEFOGLALÁS (ABSTRACT, INHALT).

In the initial stage of the abrasive wear process the microtopography of steel drastically changes until it reaches the stable stage. This stage can be described by profile roughness parameters. According the DOE the load and the length of the wear path varied in wide interval during the experiments. The 1.1191 steel specimens worn using an abrasive paper with a mesh size 1200.

The roughness parameters of the test can be defined by three dimension logistic function by the authors.

1. BEVEZETÉS

Az ipar folyamatosan növekvő gyártási igényei sokszor az alkatrészek tribológiai szempontú tervezését vonja maga után. A kapcsolódó felületek műszaki leírásakor már a tervezési szakaszban törekednünk kell arra, hogy optimalizáljuk az alkatrészek súrlódási veszteségeit és megfelelően definiáljuk a működés közbeni kenési állapotot. A felületi minőség tervezése – optimális kialakítása – napjaink egyik legjobban fejlődő kutatási területe tribológiai és gyártási szempontból közelítve [1].

Kubiak és mtsai [2] cikkükben megállapították, hogy a gyártott felület Ra érdességi paramétere befolyásolja a kopásintenzitást és a súrlódási tényezőt. Mérésükkor nagy érdességű kísérletekkor a súrlódási együtthatót és növekvő kopást, míg kisebb érdességű daraboknál a súrlódási együttható növekedést és csökkenő kopási intenzitást tapasztaltak.

Horváth és mtsai [3] [4] kutatásuk során alumínium öntvény érdességének a változását vizsgálják – a tribológiai folyamatokat is jellemző – különböző paraméterek segítségével.

Sukumaran és mtsai [5] [6] munkájukban kihangsúlyozzák az online és az offline tribológiai mérések fontosságát, majd érdességmérést és nagysebességű képalkotó

rendszert használnak a kopási folyamat leírásakor.

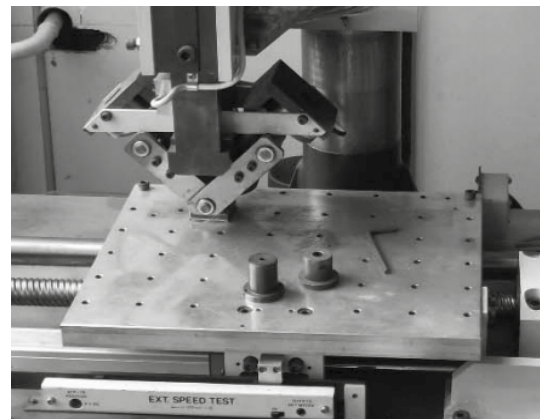
A szakirodalmat tekintve elmondhatjuk, hogy több kutató is jellemezte tribológiai szempontból érdességméréssel a műszaki felületeket, de a teljes kezdeti kopás szakasz eddigiekben nem került jellemzésre. Jelen cikkben a szerző kísérletterv segítségével a terhelés és az úthossz függvényében jellemzi a gyakorlatban elterjedten használt érdességi paramétereket.

2. ANYAG ÉS MÓDSZER

A vizsgálat során 1.1191 acél próbatestet alkalmaztam normalizált hőkezelési állapotban. A felület 0,2 mm/fordulat előtolással ütökéses technológiával került legyártásra. Az elkészült darabok érdességi paraméterei:

- $P_a=3,225$ mikrométer,
- $P_q=3,9239$ mikrométer,
- $P_{sk}=0,67$,
- $P_{ku}=2,62$.

A gyártott próbatesteket ezután pin-on-plate elrendezésben, 150 mm-es úthosszon, 25 mm/s sebesség mellett 30mm x 30mm-es elméleti kontakt felület esetében alternáló mozgással koptattam a kialakult felületi orientációra merőlegesen száraz súrlódás mellett.



1. ábra. Az alkalmazott egyedi fejlesztésű koptató berendezés terhelőeleme

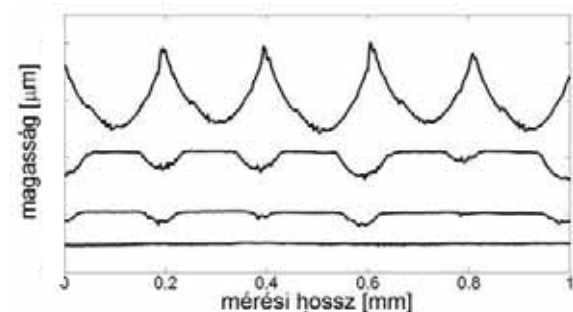
A kísérletterv megvalósításakor az Óbudai Egyetem tulajdonában lévő egyedi fejlesztésű koptató berendezést alkalmaztam, mely felépítését tekintve alkalmas arra, hogy a vizsgálatok során csak a csúcsonát semmisítse meg megfelelő abrúziós közeg esetén (1-ábra).

A mérésekkor 200 N és 600 N között a terhelést 100 N-onként, az úthosszot pedig 600 mm-es lépésközben növeltük 4800 mm-ig, majd 1200 mm-es lépésközben 10800mm-ig. Az úthossz növelésére azért volt szükség, mert a szakaszos mérési megoldásnál az egy lépésben eltávolított anyagmennyiség állandó, így a z egyes paraméterek változása a bekopási szakaszhoz közeledve azonos lépésnél csökken.

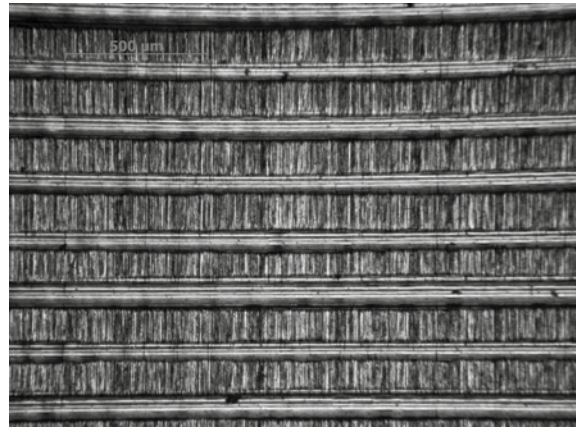
A kísérlettervnél alkalmazott legnagyobb erő és elmozdulás párosnál a gyártáskor kialakult völgyzóna teljes mértékben megsemmisült.

A próbatestek felületi mikrotopográfiáját minden kísérlet után meghatároztam Mahr metszettarepítő érdességmérővel. Méréskor FRW750-es tapintót alkalmaztam, melynek a csúcshöge 90°, a lekerekítési sugara 5 mikrométer volt. Mivel jelenleg nincs szabvány előírás a kopott felületek mérésére vonatkozóan, így a mérést 17,5 mm-es vonatási hosszon végeztem háromszor, majd az átlagukat használtam fel a kiértékeléskor szüretlen profil érdességi paraméterekkel. A nem szabványos mérési hossz lehetőséget biztosít arra vonatkozóan, hogy minél több csúcsona együttes megsemmisítését vizsgáljuk a méréskor.

A kiinduló profil 1 mm-es hosszát és a koptatás különböző stádiumait szemlélteti az 2. ábra, egy kísérlettervi pontban a fémmikroszkópos képet pedig a 3. ábra.



2. ábra. A gyártott és a kopott felületek profiljainak alakja 600 N terhelés esetén (fentről lefelé haladva, egymástól függőlegesen eltolva: gyártott, 2400mm, 4200mm, 7200mm, 10800mm súrlódási úthossz)



3. ábra. A kopott felület fémmikroszkópos képe 600N és 2400mm súrlódási úthossz esetén

A mérési eredmények a gyakorlatban elterjedten használt érdességi mérőszámokkal kerültek kiértékelésre (1),(2),(3) és (4) szerint:

$$P_a = \frac{1}{l} \int_0^l Z(x) dx \quad (1)$$

$$P_q = \sqrt{\frac{1}{l} \int_0^l Z(x)^2 dx} \quad (2)$$

$$P_{sk} = \frac{1}{l \cdot P_q^3} \int_0^l Z(x)^3 dx \quad (3)$$

$$P_{ku} = \frac{1}{l \cdot P_q^4} \int_0^l Z(x)^4 dx \quad (4)$$

A kísérletterv kiértékelésekor az egyes érdességi paraméterekhez három dimenzióba kiterjesztett kilenc paraméteres logisztikus függvényt alkalmaztam 95%-os megfelelőségi határral, melynek általános alakja:

$$P_x = \frac{a \cdot F}{1 + e^{\frac{c \cdot s}{1000} + d}} + \frac{f \cdot s}{1 + e^{\frac{h \cdot F}{1000} + i}} + \text{const} \quad (5)$$

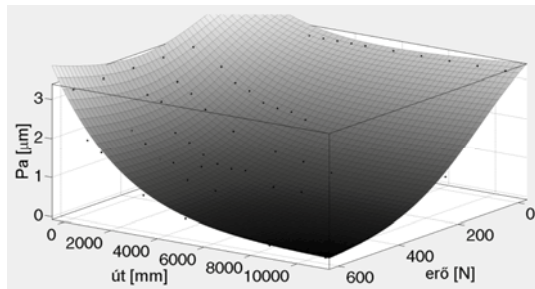
Ahol:

- P_x : az egyes profil paramétereket jelöli (P_a, P_q, P_{sk}, P_{ku}),
- F : a terhelés értéke [N],
- s : a koptatási úthossz [mm].

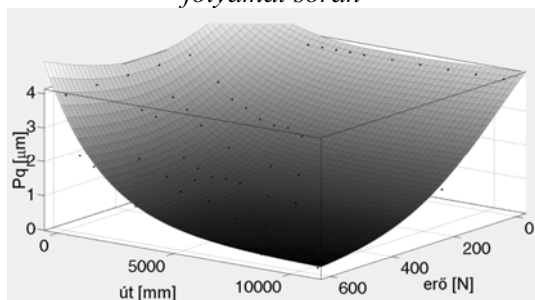
3. EREDMÉNYEK

A 2. ábra és a kísérletek kiértékelésekor kapott profilok alapján elmondható, hogy a koptatógép a beállított mérési paraméterek mellett folyamatos csúcsona megsemmisítéssel valósította meg a kopási folyamat kezdetének jellemzését. A méréseknél – mivel a

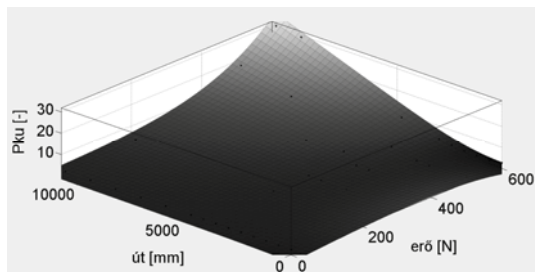
hullámossági csúcsokra szuperponálódó érdességi csúcsok vesznek részt elsődlegesen a tribológiai folyamatban – szüretlen érdességi paramétereket vizsgáltam.



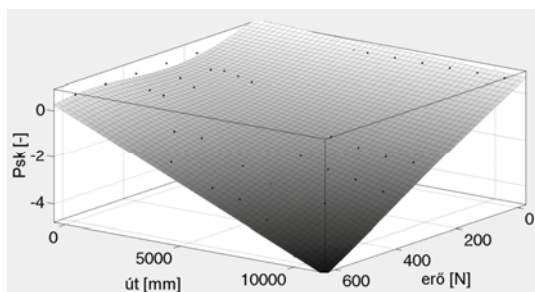
4. ábra. A Pa paraméter változása a kopási folyamat során



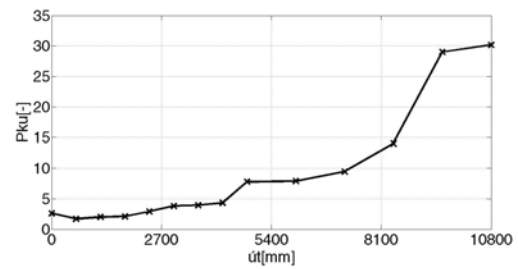
5. ábra. A Pa paraméter változása a kopási folyamat során



6. ábra. A Pku paraméter változása a kopási folyamat során



7. ábra. A Psk paraméter változása a kopási folyamat során



8. ábra. A Pku paraméter változása a kopási úthossz változásakor $F=600N$ esetén

Az egyes paraméterek változását az erő és a koptatási úthossz függvényében a 4.-7. ábrák szemléltetik, a lapultsági mérőszám változását az úthossz függvényében a 8. ábrán láthatjuk. Az (5) egyenlet alakjával végrehajtott függvényközelítések paramétereit és a szórást az 1. táblázat foglalja össze.

1. táblázat. A paraméterek értéke

Param.	Pa [μm]	Pq [μm]	Psk [-]	Pku [-]
a	18,77	344,7	-7,374	-47,8
b	8,101	258,8	5,017	1,924
c	0,4003	0,4287	-19,98	0,008
d	1,699	5,383	-27,74	2,692
f	0,0757	0,0625	-0,522	5,319
g	3,386	5,461	5,016	-7,148
h	7,764	6,509	-6,667	-8,374
i	-1,005	-0,378	2,574	5,219
const	0,0859	0,1641	-4,529	2,62
R ²	0,9546	0,9569	0,9597	0,8465

Az (5) egyenletben szereplő konstans értéke az adott paraméter legkisebb értéke a mérések során (a logisztikus függvény függőleges eltolását definiálja).

A kísérletben történő ellenőrzéshez $F=200N$ és $s=10800mm$ esetén 25 ponton ellenőrző méréseket hajtottam végre. Az ismételt mérések statisztikai kiértékelését foglalja össze a 2. táblázat.

2. táblázat. Az ismételt mérések eredménye

Param.	Pa [μm]	Pq [μm]	Psk [-]	Pku [-]
átlag	1,457	1,652	-0,699	2,189
szórás	0,1	0,091	0,364	0,499
CV	6,83%	5,53%	52,12%	22,78%

4. KÖVETKEZTETÉSEK

A kísérletben történő vizsgálatok alapján elmondható, hogy a koptatógép által előidézett csúcszóna változásra az érdességi paraméterek különböző intenzitással reagálnak. Mind a négy vizsgált paraméter közel monoton változáson megy keresztül az esztergált profil jellemzőket mutató értéktől indulva a köszörült felületi jellegig.

A Pa és Pq paraméterek jellemzően csak átlagos jellemzőt közölnek a felületről, de kiértékelésükkor kis variációs együtthatóval rendelkező mérési sorozatot tudunk megvalósítani.

A ferdeségi mérőszámokkal kapcsolatban elmondható, hogy ugyanazon próbatesten és abrázációs közeg esetében, ugyanakkora erő és út értékeknél méréskor a várható érték szórása magas, így a felületek jellemzésére az információ tartalma csekély.

A lapultsági mérőszámokat tekintve adott pontossággal jellemezhetjük a felületet. A paraméter jelentősége tribológiai kiértékelés esetében azért jelentős, mert értéke ugrásszerűen változik a kezdeti kopás szakaszának a végén (esetemben a folyamat harmadik negyedében), így képes előre jelezni a felület orientációjának a megváltozását a vizsgált előtolásra merőleges karcok esetén.

A kísérletbeli vizsgálat alapján elmondhatjuk, hogy a vizsgálati pontokban végzett mérések alapján meghatározásra került abrázációs körülmények között a kiválasztott paraméterek változásának leírása az út és a felületek közötti normálerő segítségével. A modell felépítése miatt lehetőséget nyújt arra vonatkozóan, hogy más sebességek és anyagpárok esetében is leírja a paraméterek változását, ahol a csúcszóna folyamatosan megsemmisül.

5. IRODALOM

[1] Bruzzone, A. A. G., Costa, H. L., Lonardo, P. M. and Lucca, D. A.: Advances in engineered surfaces for functional performance, CIRP Annals – Manufacturing Technology 57, 2008, pp. 750–769

[2] Kubiak, K. J., Liskiewicz, T. W. and Mathia, T. G.: Surface morphology in engineering applications: Influence of roughness on sliding and wear in dry fretting, Tribology International. 44, 2011, pp. 1427–1432

[3] Horváth R., Czifra Á., Drégelyi-Kiss Á.: Effect of conventional and non-conventional tool geometries to skewness and kurtosis of surface roughness in case of fine turning of aluminium alloys with diamond tools, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol. 78:(1-4), 2015, pp. 297-304.

[4] Horváth R., Drégelyi-Kiss Á., Mátyási Gy.: The examination of surface roughness parameters in fine turning of hióereutectic aluminium alloys, Polytechnical University of Bucharest. Scientific Bulletin. Series D: Mechanical Engineering, Vol. 77:(2),2015, pp. 205-216.

[5] J. Sukumaran, M. Ando, P. De Baets, V. Rodriguez, L. Szabadi, G. Kalacska, V. Paepegem: Modelling gear contact with twin-disc setup, Tribology International. 49, 2012, pp. 1–7

[6] J. Sukumaran, S. Soleimani, P. De Baets, V. Rodriguez, K. Douterloigne, W. Philips, M. Ando: High-speed imaging for online micrographs of polymer composites in tribological investigation, Wear 296, 2012, pp. 702–712

A KISMÉRETŰ MŰANYAG FOGASKEREKEKKEL SZERELT HAJTÓMŰVEK TŰRÉSEZÉSI PROBLÉMÁI

TOLERANCES OF GEARBOXES WITH SMALL PLASTIC GEARS

Bihari János tanársegéd, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet

Abstract

When the designer plans the gearboxes, generally specifies the tolerances according to the recommendations of the literature, the expected operating parameters and possible manufacturing methode. This paper describes, how, or it all are been applicible the recommendations of the literature in case of small plastic gears.

1. BEVEZETÉS

A tervező a fogaskerék-hajtóművek tervezésekor általában a szakirodalom ajánlásai alapján, az elvárt működési paraméterek és a lehetséges gyártási eljárások figyelembe vételével határozza meg a tűréseket. Ez a cikk bemutatja, hogy a kisméretű műanyag fogaskerekek esetén hogyan, vagy egyáltalán alkalmazhatók-e a szakirodalom ajánlásai.

2. DEFINÍCIÓK

A kisméretű fogaskerék a cikk keretein belül azt jelenti, hogy a modul $\leq 0,5$ mm, vagy a jellemző legnagyobb méret ≤ 30 mm. A cikkben bemutatott fogazatok profileltolás nélküli fogazatok, a kapcsolószög minden esetben 20° .

3. A SZAKIRODALOM RÖVID BEMUTATÁSA

Egy cikken belül nem tartom szükségesnek a szakirodalom részletesebb bemutatását. Azonban a konstruktőrök nagyon ritkán használják saját tűrésrendszert, mivel ezek kidolgozása óriási munka és szinte csak ott lehetséges ilyen megoldás, ahol közvetlen kapcsolatban vannak a gyártással. A tűrések kiválasztásakor és előírásakor legtöbbször a szakirodalomra támaszkodunk, ezért tartom fontosnak a leginkább elterjedt művek rövid felsorolását. A műanyag fogaskerekek szakirodalma kevésbé átfogó, mint az acél társaiké. A tervezés

alapjával legtöbbször még ma is a visszavont, módosított, majd 1996-ban ismét visszavont VDI 2545 irányelv [2] szolgál, és legtöbbször az egyéb műanyag fogaskerekekkel foglalkozó művek is ezen alapulnak [4], [5], [6]. A 2014-ben megjelent VDI 2736 főleg a szilárdsági számításokban tartalmaz újdonságokat az elődjéhez képest. A kis méretű fogaskerekek tervezésekor hasznos segítség a VDI 2731 irányelv [3], amely a 0,2 mm alatti modulú fogaskerekek tervezéséhez ad tanácsokat.

Ezekon kívül az alapanyagok gyártói is igyekeznek tervezési segédletekkel segíteni a tervezők munkáját. Ezek alapja jellemzően a DIN 3990, vagy a VDI 2524, néhány hasznos saját tapasztalattal kiegészítve [4], [5], [6]. Ezek a források jellemzően a következő tűrésrendszereket ajánlják a műanyag fogaskerekekhez és alkatrészekhez:

ISO286 / VSM58400 a tengelyek és agyak tűrésezett méreteihez,
DIN7168 / SN 58440 a nem tűrésezett méretekhez,
DIN 16901 a fröccsöntött alkatrészekhez, a nem tűrésezett méretekhez a leggyakoribb műanyagoknál (poliamdok, POM) 130A, a tűrésezett méretekhez 120B vagy 110B, illetve kis méreteknél a finommechanikai sorozatokat,
DIN 3967,
DIN 58405,
AGMA 390.03.

A felsorolt források közül a VDI 2731 nem tartalmaz konkrét ajánlásokat, de felhívja a figyelmet arra, hogy a kis méreteknél a szabványos tűrések jelentősen befolyásolhatják a geometriát és így a szilárdságot is.

4. A KISMÉRETŰ MŰANYAG FOGASKEREKEK NÉHÁNY TERVEZÉSI SAJÁTOSÁGA

A kisméretű fogaskerekek jellemzően a finommechanika, vagy a mikrohajtások tárgykörébe tartoznak, így a tervezésük alapjával általában nem a szilárdsági, hanem a geometriai méretezés szolgál. Ennek oka főként, hogy a rendelkezésre álló hely, vagy a megengedhető tömeg korlátozott. A

geometria megtervezése és ellenőrzése után természetesen el kell végezni a szilárdsági ellenőrzéseket. Az ilyen fogaskerekek tervezését egyszerűsíti, hogy legtöbbször nem forgácsolással, vagy forgácsolás esetén sem lefejtő eljárással készülnek, így az alámetszés és a fogkihegyesedés kis fogszámoknál is elkerülhető. Így nagyobb modul használható, ami a későbbiekben ismertetett problémák közül többet is megoldhat.

Első ránézésre a modul önkényes növelése ellentmond a környezetszempontú tervezés elveinek [1]. Azonban a kisméretű műanyag fogaskerekek gyártása jellemzően fröccsöntéssel, extrudálással, vagy olyan modern eljárásokkal történik, mint a sztereolitográfia, 3D marás, illetve nagyobb méretben FDM 3D-nyomatás, így a lefejtő eljárásokkal ellentétben nem keletkezik több hűtőkenő folyadékkal szennyezett forgács a nagyobb modulok alkalmazása esetén. Mivel a kisebb modulú kerekek gyártása számos, a selejtarány növekedését okozó kockázatot rejt magában, a nagyobb modul itt környezettudatosság szempontjából is előnyösebb lehet.

5. A KISMÉRETŰ MŰANYAG FOGASKEREKEK TŰRÉSEI

A műanyag alkatrészek tűréseinek előírásakor figyelembe kell venni az alapanyagok speciális tulajdonságait. A műszaki műanyagok hőtágulása viszonylag nagy, és kondicionálás nélkül jelentős mértékű dagadásra is képesek a levegő páratartalmának felvétele miatt. Ezért az üzemi körülmények a fémeknél szokásosnál nagyobb mértékben befolyásolják a tűréseket.

A szakirodalom egységes abban a tekintetben, hogy ezen tulajdonságok miatt a műanyag alkatrészek tűréseit a fém alkatrészek tűréseihez képest nagyobbra kell választani. A finommechanika tartományaiban és a mikrotartományokban ez azonban számos problémát is felvet. A fogaskerekes hajtóművek tűrései közül ezekben a tartományokban leginkább a tengelytáv tűrése, a többfogméret tűrése (és az ezekből adódó hézag), valamint a fejkör tűrése befolyásolja a hajtómű működőképességét. Ezen kívül az itt tárgyalt esetben a fejkör tűrésénél jellemzően nagyobb szerepe van az agyfurat tűrésének.

A tervező általában akkor ütközik az első problémába, amikor az ajánlások alapján kívánja kiválasztani a tűréseket. Azt tapasztalja, hogy az ajánlott tűrésrendszerek egy adott méret alatt már nem használhatók, egyszerűen nincsenek adatok, vagy kétséges az adatok használhatósága. Az általánosan használt ISO 286 és a DIN 7168 csak 1 mm-ig tartalmaz adatokat, a DIN 16901 pedig 1 mm alatt minden méretre ugyanazt a tűrést írja elő.

Ha a tervező azzal szembesül, hogy a számított geometriához nincsenek szabványos tűrések, alapvetően három választása van:

- A modul növelése, ha a hajtómű térfogata ezt lehetővé teszi. Ilyenkor kihasználható, hogy a jellemző gyártási technológiákkal az alámetszés és a fogkihegyesedés elkerülhető, így a kiskerek fogszáma a szokásos határfogszámok alá csökkenthető.
- A VDI 2731 opcióként nevezi meg az extrapolált tűrések használatát.
- Saját tűrések előírása, ami mindenképpen munkaigényes a normál tervezéshez képest és csak megfelelő gyártási és minőségellenőrzési háttérrel valósítható meg.

A következőkben néhány összefüggést mutatok be a tűrések és a fogaskerekek geometriai jellemzői között. Az itt bemutatott elemzéseket számos modulra és szabványra elvégeztem, a cikk keretein belül csak néhány érdekesebbet mutatok be.

A kisméretű hajtóművekben a tengelytáv tűrését már érdemben befolyásolhatják a tengely-agy kapcsolatok. Ilyen mérettartományokban a reteszkötések szerepe elhanyagolható, a zsugoragasztott és poligonkötések használata jellemző.

Az ISO286 szerint a tűrésmezők nagyságát egy képlet alapján lehet kiszámítani. Így elméletileg a 0 és 1 mm közötti tartomány is értelmezhetővé válik, amelyhez a táblázatok már nem tartalmaznak adatokat.

A számítás képlete a következő:

$$T = 10^{0,2 \cdot (ITG-1)} \cdot (0,45 \cdot \sqrt{D} + 0,001 \cdot D) \quad (1)$$

Ahol:

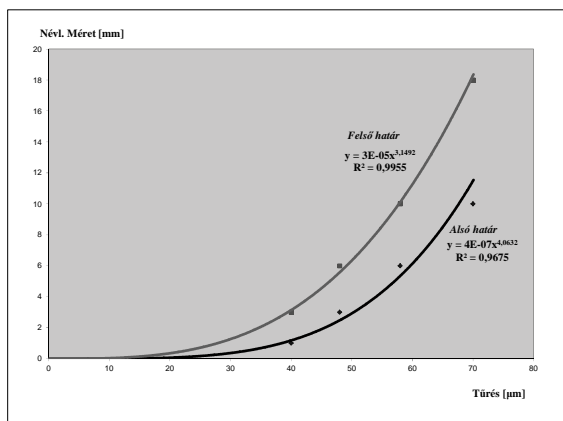
T a tűrés mérete mikrométerben

D a névleges méretek mértani középértéke milliméterben

ITG az IT pontossági fokozat, egy pozitív szorzó

Ügyelni kell azonban arra, hogy ez a képlet nem általános érvényű, hanem egy olyan tapasztalati képlet, amelyet számos elvégzett kísérlet és ipari tapasztalat alapján, az anyagok és a gyártási technológiák sajátosságainak figyelembe vételével született.

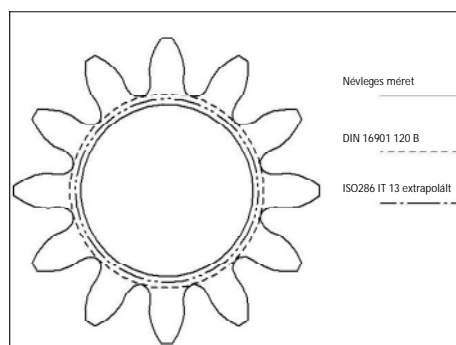
További problémát jelent, hogy a névleges méretek mértani középértékét hogyan lehet meghatározni. Ezek tartományait a táblázatokban megadja a szabvány, de csak 1 mm-ig. Ez alatt önkényesen kellene felvenni a határértékeket, ami az eredmények bizonytalanságát okozza. Az eredmények pontosításához először célszerű az alsó- és felső határértékek közelítő görbét megkeresni, és ezek alapján meghatározni az egymáshoz tartozó értékeket. Példaként nézzük meg az ISO 286 IT11 pontossági fokozatába tartozó tűréseket, amelyeket fröccsöntött műanyagokhoz ajánl a szakirodalom.



1. ábra: az IT11 pontossági fokozathoz tartozó alsó és felső határok extrapolációja

Az 1. ábra alapján az 1 mm alatti névlegesméret-tartomány első lépcsőjének határértékei 1 mm és 0,3 mm. Ehhez az ábráról leolvastva 27 µm nagyságú tűrésmező tartozik. A képlet (1) szerint számítva, a határértékeket 1 és 0,5 mm-re felvéve jelentősen nagyobb, 40 µm-értéket kapunk. Ugyanakkor ezek már olyan értékek, amelyeknél kétséges, hogy fröccsöntésnél betarthatók-e, így a tervezőnek mindenképpen egyeztetnie kell a gyártóval, vagy más gyártási eljárást kell választania.

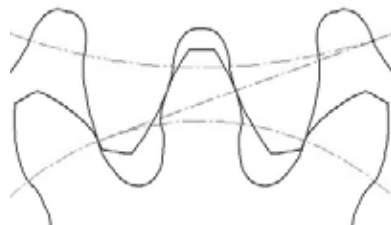
Az olvasóban joggal merül fel a kérdés, hogy miért érdemes ennyi energiát fektetni a tűrések extrapolációjába, amikor a DIN 16901 szabvány az 1 mm alatti tartományban is tartalmaz tűréseket, és ezek kifejezetten a fröccsöntött műanyag alkatrészekhez ajánlott tűrések. A 2. ábrán egy olyan 12 fogú, 0,1 mm modulú fogaskerék látható, amelyben egy 0,8 mm átmérőjű furat fogadja a tengelyt. Az ábra jól szemlélteti, hogy az ajánlott tűrés maximumánál elfogy a kerék teste.



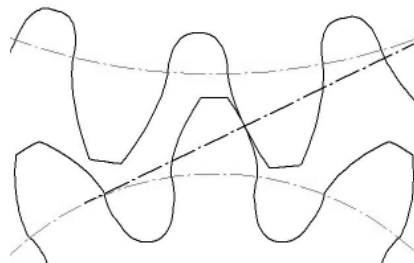
2. ábra: furat tűrései 12 fogú, 0,1 mm modulú fogaskeréken

De nem ez az egyetlen probléma. Ha ezt a fogaskereket DIN 3960:1987 szerint a 0,6 mm-nél kisebb modulokhoz ajánlott fogprofilal tervezzük meg és egy ugyanígy tervezett 24 fogú nagykerékkel párosítjuk, a névleges tengelytáv 1,8 mm lesz. A fogaskerek fogmagassága 0,26 mm. Elhanyagolva azt, hogy a kiskerék teste gyakorlatilag megszűnne (hiszen ez kisebb furatoknál nem így van, viszont a tűrésmező mindig ugyanakkora), a két fogaskerék agyfuratának tűrései együttesen 0,08 mm legnagyobb játékot adnak ki a tengelyekre merőleges irányban. Tekintsük maximális megengedett tengelytávnak azt az értéket, ahol a kapcsolószám 1. Ez ebben az esetben, játékmentes helyzetből indulva 1,851 mm. Könnyen belátható, hogy az agyfuratok tűrése miatt a kapcsolószám könnyen 1 alá csökkenhet.

Az ajánlott tűrésrendszerek közül a legkisebb tengelytáv-tűréseket a DIN 58405 tartalmazza, ebből a 10j fokozat ajánlott fröccsöntött műanyagokhoz. Ez egy 0,08 mm nagyságú tűrésmezőt jelent. Ezt a tűrésmezőt még nem lehet felosztani, hiszen a játékmentes kiindulási állapot miatt csak pozitív tűrést lehetne megadni, ami határesetben 1 alá csökkenti a kapcsolószámot. Ezt mutatja a 3. és a 4. ábra.



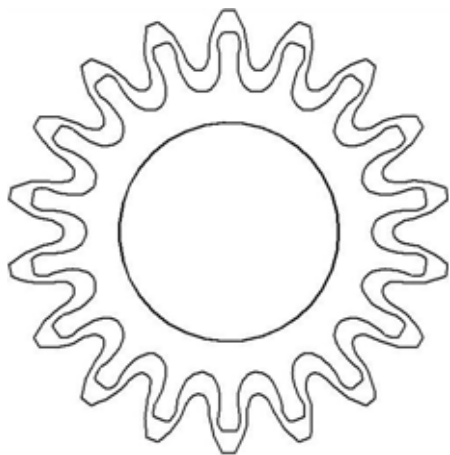
3. ábra: a fogazatok kapcsolódása játékmentes állapotban



4. ábra: a fogazatok kapcsolódása az ajánlott tűrés maximális értékénél

Ezért meg kell határozni a többfogmérétek tűréseit. A kiskerék többfogméréte 0,46 mm, ehhez az ajánlott tűrésrendszerek és tűréssorozatok közül a DIN 58405 10e fokozata írja elő a legkisebb

tűrészmezőt. Itt feltűnő, hogy a tűrész százalékosan viszonylag nagy érték a többfogméréthez képest. Ezért érdemes megvizsgálni, hogy hogyan változik a geometria, ha ezt a tűrész írtuk elő a többfogmérétre. Számítógéppel modellezve a fogazat geometriáját egy 18 fogú fogaskeréken, a tűrész legnagyobb értékénél, az 5. ábrán látható belső fogaskereket kapjuk. Itt magyarázatra szorul, hogy ha eddig 12 foggal végeztük a számításokat, miért tértünk át 18 fogra. A modellezéshez ki kell számolni a fogaskerek geometriai jellemzőit a kisebb fogvastagságokkal, ezt jelenleg csak úgy tudom elvégezni, hogy egyeneslű szerszámmal gyártott fogaskereket veszek alapul. Ilyenkor 12 fognál a fejszalag szélessége negatív lesz. A több fogra elvégzett számítás is megmutatja, hogy a százalékosan nagy tűrész valóban erőteljesen befolyásolja a geometriát. Az elkészült modellek közül a 18 fogú alkalmas igazán először ennek a bemutatására, de számos modell alapján kimondható, hogy ezt a hatást egészen nagy fogszámkig figyelembe kell venni 0,1 mm-es modulnál.



5. ábra: a geometria változása a névlegeshez képest a többfogmérést ajánlott tűrészénél

Mivel a 12 fogú fogaskerék is hasonlóan viselkedik, a tengelytáv tűrészmezője most már felosztható lenne. Azonban a fröccsöntés sajátosságait figyelembe véve azt is látnunk kell, hogy a valóságban létrejövő fogazat kontúrja az 5. ábrán látható két kontúr között bárhol lehet, ezért kockázatos a tengelytávot csökkentő értékek megadása. Az eddigieket áttekintve azt kapjuk, hogy az ajánlott tűrész használatakor a kapcsolószám akkor is 1 alá csökkenhet, ha bármelyik méret a tűrészmező felénél valósul meg és a többi méret a névleges méreten marad. A teljes tűrészláncra nézve bármilyen eset előfordulhat, a

helyes kapcsolódástól egészen addig, hogy a fogaskerek egyáltalán nem kapcsolódnak. Ezért kijelenthető, hogy ebben a mérettartományban az általánosan ajánlott tűrész már nem alkalmazható feltételek nélkül. Nem esett még szó a fejkör tűrészéről. A példában szereplő fogazatokat lefejtő eljárásal mindíg fogfejlemetszéssel gyártják. Ilyen esetekben a fejkör tűrészét az osztóköri fogvastagság alapján lehet kiszámítani, azaz ha a fogvastagság a névleges méret alatt van, akkor a fejkör átmérője is a névleges méret alatt lesz. Azonban a műanyag fogaskereket általában nem ilyen eljárással gyártják, ezért meg kell adni a fejkörátmérő tűrészét. Ilyenkor a szakirodalom [7] az ISO 286 tűrészait ajánlja, mivel a névleges fejkör 1,6 mm, ehhez léteznek is tűrész a táblázatokban. Azonban a fröccsöntött műanyagokhoz ajánlott IT 11 pontossági fokozat tűrész 0,04 mm. Ez pedig azt jelenti, hogy a fogmagasság 8 %-kal is csökkenhet.

6. KONKLÚZIÓ

Ahogy a fentiekből látható, 0,1 mm-es modulnál a szakirodalom ajánlásai már nem használható feltétel nélkül. De a tervező valójában nincs igazán rossz helyzetben, mert a számítógéppel támogatott modern tervezési és modellezési eljárásokkal viszonylag egyszerűen és gyorsan ellenőrizheti a tűrész hatásait, és ugyanezek az eszközök segítik az optimális megoldás megtalálásában.

7. IRODALOM

- [1] SARKA F.: Fogaskerek hajtóművek környezetszemponitű tervezése, PhD értekezés, Miskolc, 2014
- [2] VDI 2545 Zahnradrausthermoplastischen Kunststoffe, VDI Verlag, Düsseldorf, 1981.
- [3] VDI 2731 Mikrogetriebe, Grundlagen, Beuth Verlag, Berlin, 2009.
- [4] LICHARZ GMBH: Konstruieren mit technischen Kunststoffe, Licharz GmbH, Buchholz, Németország, 2016
- [5] L-TECH: Technische Unterlage: Konstruktionshilfe, 2. kiadás, L-Tech AG, Jona, Svájc, 2003
- [6] DuPont: Allgemeine Konstruktionsprinzipie – Modul I., Du Pont de Nemours International SA, Genf, Svác, 2003.
- [7] NIEMANN, G.: Maschinenelemente Band 2., Springer Verlag Berlin, 1983.

HYDRATE DISCHARGE ON THE FIELD

HIDRÁT MENTESÍTÉS A TEREPEEN

Bölkény Ildikó¹, Füvesi Viktor PhD², Vörös Csaba²

¹Research Assistant, ^{2,3}Research Fellow

University of Miskolc, Research Institute of Applied Earth Sciences, Department of Research Instrumentation and Informatics

ABSTRACT: In this paper the main feature of chemical injection systems, which are used in gas industry, are detailed. One of the energy sources of these equipments is electric power source. The general structure and main properties of the injection system is discussed. A newly developed, electric system and a possible control are shown.

1. INTRODUCTION

During the production of gas one of the major problems is the formation of hydrate crystals in the pipeline. A huge amount of hydrate crystal can cause hydrate plugs in the pipeline. The hydrate plug effect lengthens production outages and results in loss of money for the maintainer [1], because the clean of the plug is a time consuming procedure.

One of the most widely used traditional solution to prevent hydrate formation is addition of methanol to the steaming gas. The methanol helps to dehydrate the gas, thus, the size of hydrate crystal does not grow [2].

The methanol was transported from the gas separator station or gas collection station to the gas wells via an own pipeline. The best practice was the most popular for a long time in practice of gas industry. This technology is safe, but has several drawbacks like the cost of additional pipe to the gas wells; the cost of the methanol regeneration [3]; the methanol contaminates the environment.

The methanol technologies are still major solutions for hydrate inhibition for the currently operating gas wells. The modern compositions are used in low concentrations for newly installed gas wells.

The preparations, used in low concentration, bring the need for injecting them locally at the site of the gas wells. Thus, an injection unit is needed for this purpose.

The production-related aspect that the consumers expect much more flexibility from gas provider cannot be neglected because of the

habits of the users and the appearance of energy-saving technologies. Therefore the different injection systems spread noticeably dynamically in recent years.

2. STRUCTURE OF INJECTION SYSTEM

This category includes systems where the electricity is the only energy source. In general, the site of the gas well is not equipped with electric power because of the relatively large distance from the processor (separator station, collector, etc.). Thus, these systems are not covered by the gas well applications.

Most of the electric chemical injection pump systems are based on the principle of working displacement pumps. These high pressure pumps provide the chemical injection by using speed adjustment in a wide range, or with different piston volumes.

The structure of an electric powered injection system can be seen in Fig. 1.

Since it was a perfect construction as an equipment hardware, there was no demand of its further development, just a renewal was needed [1].

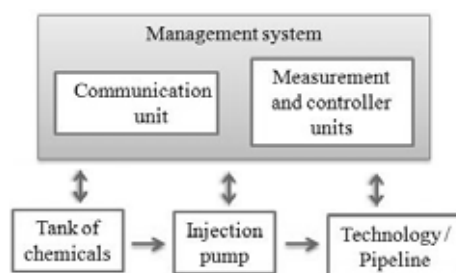


Figure 1: Block scheme of electric power injection system

As the Fig. 1 shows, the structure of electrical injection pump system contains relatively few units. It cannot be ignored that the electric pump does not only include a motor-driven piston with frequency inverter,

the controller electronics is also an important part of the system.

Solar energy can be applied as energy source of this type of system. This source can be able to feed the control electronic besides the main actuator of the system.

3. OUR CONCEPT FOR THE INJECTION SYSTEM

The development of the injection system was a part of a bigger project with the Scada Ltd. which is a well known company of automation industry. The aim of development was to create an injection system which can be used mainly at Hungarian gas wells. Thus, the temperature requirement of the system was in the -40°C to 60°C range. The system must be capable of working in Ex environment with high efficiency. The power source of the actuator is solar energy to reach the close to zero emission of the system.

In the system corrosive chemical has to be injected, thus, a corrosion resistance is required at critical parts of the equipment eg. piston. The maximal working pressure was 160 bars.

Wide range of injection volume is also a fundamental requirement.

These requirements were the main parameters at the design phase of the equipment. The block scheme of the developed system can be seen in Fig. 2.

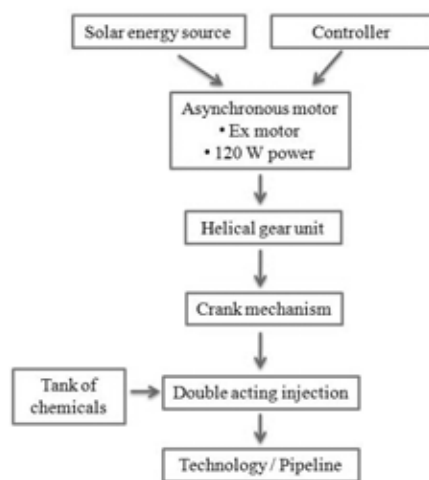


Figure 2: Block scheme of new injection system

The base of the system is an Ex asynchronous motor, which is assembled with a helical gear unit from Nord manufacturer. The base of injection system is a crank mechanism,

which transform the rotary motion to alternating motion. The pump has two pistons to reach higher injection volume and a better balanced load of the motor. The main parameters of the mechanics can be found in Table 1.

Table 1: Main parameters of designed injection pump

Asynchronous motor	
Nominal voltage	230 V(Y) /400 V (D), 50 Hz
Nominal power	0,12 kW
Ex class	PTB 07 ATEX 1058 X II2G Ex de IIC T4
Type	DEX 63K/4K
Vendor	HEW
Helical gear unit	
Gear ratio	41,58
Ex class	Ex II 2G c IIC T4 X
Type	SK02F-IEC63 /26-63 S/4 TF/2G
Vendor	Nord
Crank mechanism	
Length of stroke	20 mm
Ratio of mechanics	7
Injection unit	
Diameter of piston	5 mm
Vendor of seals	Trelleborg
Type of seals	Turcon® Variseal®

The sealing of the mechanism is a critical point of design. The relatively high pressure, corrosive fluids and high stroke number require special solution for sealing. A special single acting, spring energized-seal was selected for the application. The application conditions demanded the tight guiding of neck of piston, to avoid the damage of seals during the operation of pump (Figure 3).

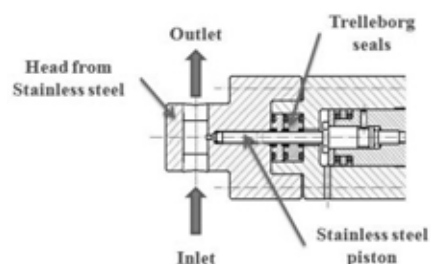


Figure 3: Section of injection unit

The electromechanical actuator gives the opportunity to smoothly alter the injected volume in continuous or in periodic operation. Table 2 shows the injected volume of the pump at different frequency of the inverter in continuous mode.

Table 2: Injected volume of pump at 150 bars

Frequency of inverter [Hz]	Injected volume [l/h]
30	21,71
50	36,19
70	50,67
90	65,14

The power source of the system a solar cell. The capacity of solar energy system was 2 kW to get long service and short recharge time. The capacity of the accumulators were 800 Ah.

The developed equipment has a PLC-based control system to monitor the main parameters of the technology and to change the behavior of the injection system.

The measured parameters are:

- pressure of siphon of well,
- pressure of drill pipe,
- pressure of injection pipe,
- temperature of pipe of well,
- temperature of soil,
- temperature of chemicals,
- temperature of controller,
- temperature of inverter,
- level of the chemical in the tank,
- current of inverter,
- voltage of inverter.

The frequency of the inverter can be changed in function of the conditions of the well.

The injection system is able to communicate wireless with a server. By using modern computer technology, the main parameters of the system can be monitored and changed. Figure 4 shows the web based application screen of the system. The web based user interface shows, on one hand, the main actual online parameters of the system, on other hand, the trends and history of the parameters on diagrams. The structure of the website is user friendly, simple.

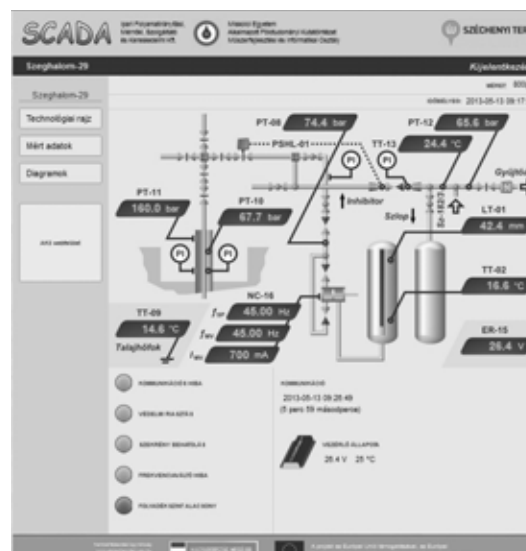


Figure 4: Web based user interface of pump system

A model technology of the real gas well was set to test the equipment at the site of the Scada Ltd. near to Hajdúszoboszló (Fig. 5). At the model technology, main parameters like level of the chemical in the tank, process gas pressure, frequency of the inverter, etc. were monitored and measured.

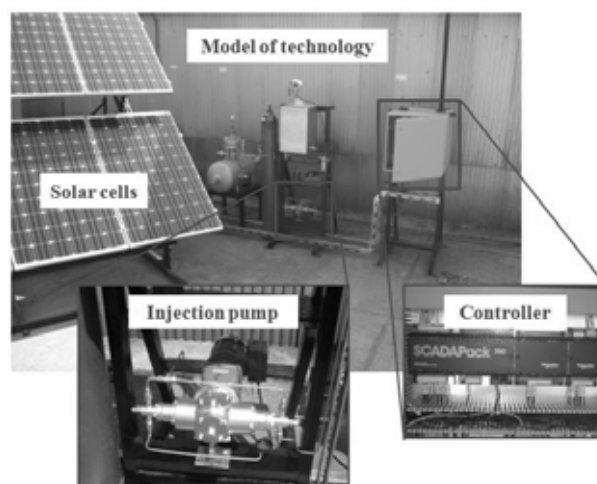


Figure 5: The chemical injection system

After the successful test of the model technology, the equipment was moved to real gas well in Békásmegyer in October 2012.

3. A POSSIBLE REGULATION

To make our injecting system more economical we can use different type of regulations. In this

chapter a possible solution for the regulation problem of the process will be shown.

The control system has been created by the Matlab/Simulink software. The first step is the production of the limit curve. Least squares method has been used to create the hydrate phase limit curve. The mathematical background of the least squares method is defined by (1) (2) (3) (4) expressions. The first step is the definition of the differences between the discrete points and the approximation curve [4].

$$\Delta = \sum_{i=1}^{20} [\varepsilon_i - P(x_i)]^2 \quad (1)$$

where ε_i is the discrete point's vertical distance from the "x" axis. $P(x)$ is the approximation cubic polynomial, which can be calculated in the next form:

$$P(x) = \gamma x^3 + \delta x^2 + \omega x + \mu \quad (2)$$

The variables γ , δ , ω , μ are the polynomial coefficients. Naturally the degree of the polynomial will be increased, the approximation curve is better to fit onto the discrete points. The minimum(s) of the sum of the squares come in next form (3) based on [4]

$$\frac{\partial \left(\sum_{i=1}^{20} [\varepsilon_i - P(x_i)]^2 \right)}{\partial \gamma(\delta, \omega, \mu)} = 0 \quad (3)$$

After the partial derivations and some transformations, the next four equations have been prepared:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^{20} x_i^3 \varepsilon_i &= \gamma \sum_{i=1}^{20} x_i^6 + \delta \sum_{i=1}^{20} x_i^5 + \omega \sum_{i=1}^{20} x_i^4 + \mu \sum_{i=1}^{20} x_i^3 \\ \sum_{i=1}^{20} x_i^2 \varepsilon_i &= \gamma \sum_{i=1}^{20} x_i^5 + \delta \sum_{i=1}^{20} x_i^4 + \omega \sum_{i=1}^{20} x_i^3 + \mu \sum_{i=1}^{20} x_i^2 \\ \sum_{i=1}^{20} x_i \varepsilon_i &= \gamma \sum_{i=1}^{20} x_i^4 + \delta \sum_{i=1}^{20} x_i^3 + \omega \sum_{i=1}^{20} x_i^2 + \mu \sum_{i=1}^{20} x_i \\ \sum_{i=1}^{20} \varepsilon_i &= \gamma \sum_{i=1}^{20} x_i^3 + \delta \sum_{i=1}^{20} x_i^2 + \omega \sum_{i=1}^{20} x_i + \mu \end{aligned} \quad (4)$$

The coefficients of these equations have been put to a square matrix, and the left side sum expressions values has been defined in a column vector. As we can see above at the intermediate values' label, the block scheme

can calculate the coefficients of the cubic approximation polynomial.

The next required step is the specification of the temperature sensor's actual values, which actually measures the temperature of the environment. The program calculates the pressure (for the actual temperature) of the hydrate phase limit curve. This pressure is the limit pressure. If the operating pressure is higher than the calculated value, hydrate formation will be appeared in the pipe-system.

4. SUMMARY

Our concept for the injection system was shown. The power source of the system a solar cell. The developed equipment has a PLC-based control system to monitor the main parameters of the technology and to change the behavior of the injection system. A model technology of the real gas well was set to test the equipment at the site of the Scada Ltd. near to Hajdúszoboszló. A possible solution for the regulation problem of the process was shown.

5. REFERENCES

- [1] E. BERECH, M. BALLA-ACHS: Gázhidrátok, Akadémiai Kiadó, 1980, ISBN 963 05 2024 9
- [2] E. G. HAMMERSCHMIDT: Formation of gas hydrates in natural gas transmission lines, Ind. Eng. Chem. 26. (8), 1934, p. 851
- [3] J. P. LEDERHOS, J. P. LONG, A. SUM, R. L. CHRISTIANSEN, E. D. SLOAN, JR.: Effective Kinetic Inhibitors for Natural Gas Hydrates, Chemical Engineering Science, Vol. 51, No. 8, 1996, pp. 1221-1229
- [4] RÓNAI, L., BÖLKÉNYI I. "Regulation of an Inhibitor Dosing System" XXVIII. International Multidisciplinary Scientific Conference, Innovative Engineering Design and Development, Miskolc, Hungary, 2015 Paper CD. 6 p. (ISBN: 978-963-358-051-6)
- [5] VÖRÖS CS., FÜVESI V., PINTÉR Á.: DESIGN OF A NEW CHEMICAL INJECTION PUMP SYSTEM FOR GAS HYDRATE INHIBITION, HUNGARIAN JOURNAL OF INDUSTRY AND CHEMISTRY VESZPRÉM Vol. 41(1) pp. 7–10 (2013)

SZEMÉLYGÉPKOCSI OLDALFALÁNAK ÉS AJTAJÁNAK ERŐSÍTÉSI LEHETŐSÉGEI SZENDVICSSZERKEZET ALKALMAZÁSÁVAL

STRENGTHENING POSSIBILITIES OF CAR SIDE BOARD AND DOOR, APPLYING A SANDWICH STRUCTURE

¹ Bódi Szabolcs tanársegéd, Pallasz Athéné Egyetem, GAMF MIK, Természet- és Műszaki Alaptudományi Tanszék

² Prof. Dr. Belina Károly egyetemi tanár, Pallasz Athéné Egyetem, GAMF MIK, Anyagtechnológia Tanszék

³ Babcsánné Kiss Judit, MSc., fejlesztő mérnök, Aluinvent Zrt.

⁴ Dr. Babcsán Norbert, alelnök, technológiai igazgató, Aluinvent Zrt.

ABSTRACT

In our article we investigate the ways of application of a fiber reinforced polymer sandwich structure combined with aluminium foam core, in order to strengthen the sideboard and the door of a car. We present the design process of a sandwich structure, the necessary investigation methods in order to optimize the flexural stiffness at static and dynamic loads. With the designed sandwich structure, we want to strengthen the car line and the door (with an impact beam). We also analyse how we can fasten the sandwich to the car body panel in the best way.

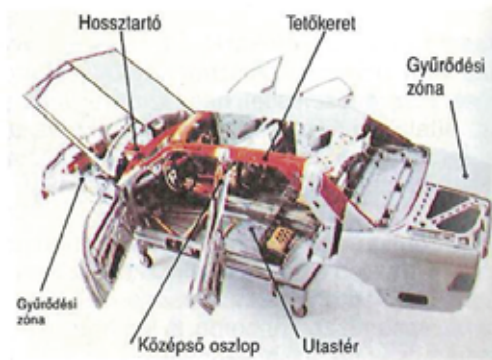
1. BEVEZETÉS

Napjaink mérnöki tervezésének központi feladata a megfelelő élettartamra tervezett karosszéria analízise, mely a fellépő erőhatásokat, melyek üzemelés során keletkeznek, nagy biztonsággal el tudja viselni, ugyanakkor kis önsúllyal rendelkezik. A tervezett kocsiszekrénynek, megőrizve a hagyományokat, alkalmazkodva az adott kor igényeihez, elvárásaihoz, megfelelően illeszkednie kell a környezetébe. A „kocsiszekrény architektúrája” kifejezés igazolja, hogy az építész-mérnöki tevékenységgel szoros összhangban áll a karosszériatervezői tevékenység hasonló szemléletmódot követve. [1]

A XXI. század járműipari fejlődéséhez, melynek okozója az egyre növekvő teljesítménykényszer, a tervezőket új feladatok elé állítja. Csökkenteni kell a közlekedési balesetek számát és súlyosságát, a környezet szennyezését, valamint a fajlagos anyag- és

energiafelhasználást. [1] Nagyobb üzemanyag fogyasztáshoz vezetett a gépjárművek növekvő súlya, ami együtt járt a CO₂ kibocsátás növekedésével is. Az EU előírások előírják, hogy a kisebb CO₂ kibocsátás érdekében a megengedett üzemanyag fogyasztás értéke 20 g kilométerenként. [2] Az egyik leghatékonyabb módja az üzemanyag- és CO₂ kibocsátás csökkentésének a tervezett járművek súlyának csökkentése. [3]

A szerkezet teherviselő szerepe alapján a jármű lehet alváz, önhordó, valamint vegyes építésű. Az alváz jármű esetében az alváz hordozza a járműre ható terheket (hasznos teher, időben változó tömegterhelés, önsúly stb.). Ebben az esetben az alváza van építve az elemek, melyek statikailag határozott kapcsolatot biztosítanak: a vezetőfülke, azon elemek, melyek nagyobb koncentrált terhet jelentenek (akkumulátor, üzemanyagtank stb.), a hajtáslánc elemei (motor, sebességváltó, futóművek), valamint a rakfelület, mely közvetlenül hordozza a hasznos terhet (tartály, plató stb.). [1] Az átlapoló lemezek egyesítésére többnyire ponthegesztést használnak. [4] Az önhordó jármű esetében közvetlenül a kocsiszekrényre szerelik a hajtásláncot, valamint a kiegészítő tartozékokat (pótkerék, akkumulátor). [1] Az önhordó héjszerkezetű személygépkocsi a rájuk ható erőket elviselni képes zárt szelvényű tartókból áll, melyeket összehegesztenek. Ezen tartók bonyolult keresztmetszetűek, többrétegűek. [4] A vegyes, integrált építésű szerkezeteket olyan felépítménygyártók állítják elő, melyek kis sorozat-, vagy egyedi gyártásra szakosodnak. Az üzemeltetés során fellépő igénybevételekre méretezik az alvázat, figyelembe véve a felhasználási szempontokat. [1] A karosszéria felépítését az 1. ábra mutatja.



1. ábra. Hossztartós biztonsági karosszéria felépítése [5]

Az alábbiakban ismertetjük a személygépkocsi oldalfalának és ajtajának erősítési lehetőségeire irányuló tervezési szempontokat, a tervezés során felmerülő kérdések, megoldási lehetőségek bemutatását szendvicsszerkezetek alkalmazása esetén Bödi Szabolcs kutatási célkitűzésein keresztül.

2. ERŐSÍTÉSI LEHETŐSÉGEK SZENDVICSSZERKEZETEK ALKALMAZÁSA ESETÉN

A fémhabok a celluláris anyagok közé tartoznak, melyek tömör lemezek/rudak hálózatát jelentik. Ha a háromdimenziós celluláris anyag relatív sűrűsége nem haladja meg az 50%-ot, akkor haboknak nevezzük. A celluláris anyagban lévő lemezeket cellafalaknak, a tömör rudakat cellaéleknek hívjuk. A habok szerkezetük szerint lehetnek nyílt cellásak vagy zárt cellásak. Ha nyitott cellaoldalakon keresztül érintkeznek a cellák, akkor nyílt cellás a hab, ha viszont cellafalak határolják a cellák üregeit, akkor zárt cellás anyagról beszélünk. [6]

A fémhabokat jó energiaelnyelő képességük miatt tervezik használni. A biomechanikában széles körben, az autóiparban prototípus szinten és kis sorozatú termékek formájában alkalmazzák. Például az ortopédiában a jelentős teherbírása és kis sűrűsége miatt használják, mivel ideális körülményeket teremt a csontnövekedéshez a szivacsos csontállományhoz hasonló szerkezete miatt. [7]

Napjainkban egyre gyakrabban készítenek olyan kompozit rendszereket, ahol a fémhabot maganyagként használják az előnyös tulajdonságai miatt, hogy növeljék a rendszer

szilárdságát, hajlítási merevségét. Olyan szendvicsszerkezetet akarunk létrehozni, amely az eddig vizsgált szendvicseknél jobban ellenáll a hajlító igénybevételnek. Maganyagként alumínium-habot használunk, amit különböző szálerősítésű polimer kompozittal vonunk be. A kompozit lemezek készítéséhez kézi laminálást alkalmazunk. Erősítőanyagként üveg-, karbon-, aramid-, bazaltszálat, illetve ezek kombinációit használjuk. Mátrix anyagként epoxigyantát, illetve poliésztert használunk. Nemcsak olyan próbatesteket gyártunk, ahol a felső és alsó réteg azonos szálerősítésű, hanem olyat is, ahol különböző. A vizsgálatok során mindig csak egy paramétert módosítunk. Vizsgálni fogjuk, hogy hogyan és mitől függ a fajlagos hajlítási merevség, hogyan lehet minél nagyobb fajlagos hajlítási merevséget létrehozni, vagyis hogyan optimalizálható a szendvicsszerkezet. Ezt követően az optimalizált szendvic gépszerkezettani alkalmazási lehetőségeit fogjuk vizsgálni személygépkocsi oldalfalának és ajtajának erősítése esetén.

Ha szendvicsszerkezettel meg akarunk erősíteni egy karosszéria elemet (pl. küszöb), a konstrukciós szempontokon túl sok egyéb szempontot is figyelembe kell venni. Először is azt kell definiálnunk, hogy mi az elérendő cél. Meg kell vizsgálni, milyen környezetben üzemel az adott autógyár, aminek tervezünk, milyen vállalati filozófiát követ, milyen kulturális környezet jellemzi (pl. német vagy japán autógyárról van-e szó), milyen stratégiai partnerek vannak stb. Ezen kérdések megválaszolására a műszaki szakembereken túl gazdasági szakemberek összehangolt munkájára is szükség van, akik marketingkutatásokat végeznek a vevői igények felmérése érdekében, üzleti tervet készítenek, vállalati stratégiát dolgoznak ki.

2.1. Hajlítómerevség optimalizálás statikus és dinamikus igénybevétel esetén

Statikus igénybevétel esetén hárompontos hajlítóvizsgálatot végzünk. Egy középben ható erővel terheljük a próbatestet, melyet kéttámaszú tartónak tekintünk. Nulláról a törés pillanataig fokozatosan növeljük a terhelést, miközben a behajlást (δ) és a terhelőerőt (F) fokozatosan mérjük. A maximális hajlítónyomaték (M_{hmax}) és a keresztmetszeti tényező (K) hányadosaként meg lehet határozni a hajlítószilárdságot. A vizsgálatok INSTRON univerzális szakítógéppel történnek. [11] Tanulmányozzuk a különböző szálerősített kompozitok hajlítási viselkedését

különböző támasztáv-mélység arányoknál. A támasztáv-mélység arányt, valamint a szál-térfogat arányt végeelem-analízis segítségével szimuláljuk. Ismerve a magréteg rugalmassági modulusát meghatározható a borítóréteg rugalmassági modulusa. A hárompontos hajlítás során az M hajlítónyomaték felbontható a borítóréteg, illetve a magréteg hányadára. Ezután meghatározzuk a szendvics görbületi sugarát, melynek egyformának kell lennie mindkét réteg számára. Ezt követően meghatározzuk a borító- és magrétegben a hajlítófeszültségeket. Ábrázoljuk a terhelést az elhajlás függvényében az összes terhelési érték és szendvicstípus esetében. [8,9,10]

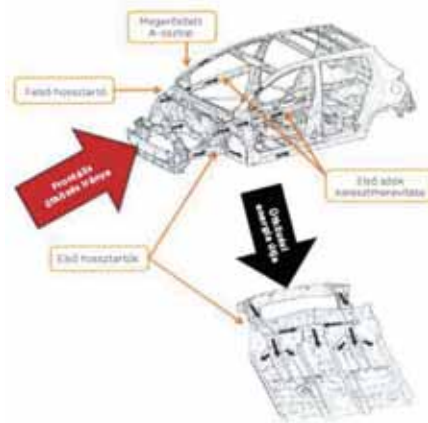
A borítóréteg és a magréteg közötti ragasztott kötés tanulmányozása során vizsgáljuk a ragasztóréteg deformációját, a szálak kihúzását, a mátrix repedését. Ábrázoljuk a normál feszültségek függését a relatív nyitási elmozdulástól, valamint a nyírófeszültségek függését a relatív nyíró elmozdulástól. Megvizsgáljuk, hogy a nyírófeszültségek hatására milyen lesz a károsodás, az milyen irányban és milyen mértékben terjed, illetve milyen határfelületi rétegleválást okoz. Nagy felbontású kamerával megmérjük a próbatestek terhelés irányú elmozdulását, a repedések vizsgálatára pedig pásztázó elektronmikroszkópot használunk. [13]

A gyakorlatban a személygépkocsit különböző dinamikus terhelések érik. Ezt okozhatja kavicsfelverődés az alvázra, oldalszél, frontális- és oldalirányú ütközés stb. Ezért a hajlító merevség vizsgálatát javasoljuk dinamikus igénybevételek esetén is. Súlyt leejtő gépen végezzük a dinamikus tesztek, hogy az elnyelt energiáról, valamint a próbatest teherhordó képességéről információt gyűjtsünk. Az ütközési energiát meg lehet határozni a kalapács tömegéből és ejtési magasságából. Annak érdekében, hogy az idő függvényében megkapjuk a sebességet és az elmozdulást, beépítünk egy gyorsulásmérőt a kalapácsba. A gyorsulásmérő jelének integrálásával meg tudjuk határozni a kalapács elmozdulását. Pásztázó elektronmikroszkóppal megvizsgáljuk a törési felületeket, amiből következtetni lehet a teherhordó képességre. Például a teherhordó képességet lecsökkenti a gyűrődés. Ábrázoljuk a nyomófeszültséget a deformáció függvényében, a mérnöki feszültséget a deformáció függvényében, a kalapács sebességét az idő függvényében, valamint a lassulást az idő függvényében. [12]

2.2. Személygépkocsi oldalfalának és ajtajának erősítési lehetőségei

A kerékdobnak, a hossztartónak, valamint a kereszttartónak van a legnagyobb energiaelnyelő képessége frontális ütközés esetén. A torziós keresztmerevítő, amit a fenéklemezhez, illetve a homlokkal merevítő bordához rögzítenek nagymértékben merevíti az utasteret. Az ajtómerevítések erősítik az utasteret mind frontális, mind oldalirányú ütközések esetén. Oldalirányú ütközésnél az oszlopok kihajlásra, az övek és a küszöb vízszintes irányú hajlításra vannak igénybe véve. [4] Ütközés során az energia útját a 2. és 3. ábra mutatja. [14]

A tervezett szendvicsszerkezettel a küszöböt szeretnénk megerősíteni, mely három lemezből álló héjszerkezetű tartó. Áll egy külső lemezből, belső lemezből és közöttük lévő merevítő lemezből. Jelen esetben a merevítő lemez lesz a szendvics. [4] Ezen kívül a személygépkocsi ajtaját egy ütközőrúddal kívánjuk erősíteni, melyet az oldalajtó paneljeire fognak szerelni. A szendvicset a két végén egy acélsapkával kívánjuk megerősíteni a delamináció elkerülése érdekében. [15]



2. ábra. Frontális ütközés esetén az energia útja [14]

Az ütközőrudat a konzolra ragasztással kombinált ponthegeztéssel javasoljuk rögzíteni a nagy igénybevételek miatt. [16]



3. ábra: Oldalirányú ütközés esetén az energia útja [14]

Az ütközőrúd szendvicsére nagy szilárdságú acéllemezt fogunk erősíteni, ami a „Tailor-Rolled Blank” eljárással készül melegalakítással. Ugyanilyen eljárással fog készülni a küszöb külső és belső lemeze. Az eljárásnak az a célja, hogy ne azonos legyen a lemezvastagság a hossza mentén. Ahol nagyobb terhelés lép fel, ott vastagabb legyen. A különböző lemezvastagságot a hengerek összeszorító erejének a változtatásával tudják elérni. A profilt érzékelők letapogatják és a hengerek működtetéséhez visszacsatoló jelet küldenek. [17]

KÖVETKEZTETÉSEK

Cikkünkben ismertettük a karosszéria-tervezőkkel szemben támasztott igényeket, a járműfelépítményeket. Egyre nagyobb igény mutatkozik a szendvicsszerkezetek fejlesztése iránt, mivel az ipar számos területén (különösen a járműiparban) helyettesítik a fém alkatrészeket kompozittal a súlycsökkentés, valamint a jobb tulajdonságok növelése érdekében. Emiatt a személygépkocsi küszöb és ajtó erősítésére tett javaslataink nagyon időszerűek.

A felvázolt célkitűzések megvalósítása számos tudományos cikknek, konferenciának, fejlesztési projektnek szolgálhat kiindulási alapjául.

IRODALOM

- [1] Michelberger, P.; Kissné Hunyadi, I.; Susánszky, Z.; Dóra, S.; Galambosi, F.: Karosszériatervezés, Typotex Elektronikus Kiadó Kft., Budapest, p. 2-9. (2015)
- [2] Enyingi, K.: 35%-kal könnyebb karosszéria, Autótechnika, 7. sz. p. 52-53. (2009)
- [3] Palumbo, G.: Hydroforming a small scale aluminum automotive component using a layered dye, Materials and Design 44, p. 365-373. (2013)

- [4] Lakner, E.: KAROSSZÉRIALAKATOS SZAKMAI ISMERETEK, Műszaki Kiadó, Budapest, p. 21-27. (2014)
- [5] Bohner; Gscheidle; Leyer; Pichler; Sayer; Schmidt; Siegmayer; Zwickel: Gépjárműszerkezetek, Műszaki Kiadó, Budapest, p. 216. (2008)
- [6] Kádár, Cs.; Kenesei, P.: Napjaink korszerű anyagai: a fémhabok, Fizikai Szemle, Budapest, p. 279. (2008)/7-8.
- [7] Varga, T. A.; Mankovits, T.; Kocsis, I.; Budai, I.; Balogh, G.; Gábora, A.; Kozma, I.; Manó, S.: Fémhabok struktúrájának elemzése és modellezése, XX. Fiatal Műszakiak Tudományos Ülésszaka, Kolozsvár, p. 331-334. (2015)
- [8] Dong, C.; Davies, Ian J.: Optimal design for the flexural behaviour of glass and carbon fibre reinforced polymer hybrid composites, Materials and Design 37, p. 450-457. (2012)
- [9] Crupi, V.; Montanini, R.: Aluminium foam sandwich collapse modes under static and dynamic three-point bending, International Journal of Impact Engineering 34, p. 509-521. (2007)
- [10] M. Csizmadia, B.; Nándori, E.: Modellalkotás, Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, p. 513-527. (2003)
- [11] Czél, Gy.; Kollár, M.: Anyagvizsgálati praktikum, SUNPLANT Kft., Miskolc, p. 98-102.
- [12] Yu, J.L.; Wang, X.; Wei, Z.G.; Wang, E.H.: Deformation and failure mechanism of dynamically loaded sandwich beams with aluminium-foam core, International Journal of Impact Engineering 28, p. 331-347. (2003)
- [13] Li, S.; Thouless, M.D.; Waas, A.M.; Schroeder, J.A.; Zavattieri, P.D.: Competing failure mechanisms in mixed-mode fracture of an adhesively bonded polymer-matrix composite, International Journal of Adhesion & Adhesives 26, p. 609-616. (2006)
- [14] Dr. Német, K.: A legújabb Toyota Yaris kocsiszekrénye, Autótechnika, 5. sz., p. 59-61. (2014)
- [15] Lim, T.S.; Lee, D.G.: Mechanically fastened composite side-door impact beams for passenger cars designed for shear-out failure modes, Composite Structures 56, p. 211-221. (2002)
- [16] Dr. Pordán, M.: Az Audi Q7 karosszéria újdonságai, Autótechnika, 11. sz., p. 57-58. (2007)
- [17] Dr. Nagyszokolyai, I.: VW Golf VII karosszéria, Autótechnika, 7. sz., p. 60-67. (2014)

A FELÜLETI ÉRDESSÉG HATÁSA ZSUGORKÖTÉSEK KÖTÉSI SZILÁRDSÁGÁRA

EFFECT OF SURFACE ROUGHNESS FOR BOND STRENGTH OF INTERFERENCE FITS

*Dr. Czifra Árpád egyetemi docens, Óbudai Egyetem, Gépészeti és Biztonságtudományi Intézet,
Dr. Palásti-Kovács Béla címzetes egyetemi tanár, Óbudai Egyetem, Anyag- és Gyártástudományi Intézet*

ABSTRACT

Tolerances of machine elements – theoretically – are independent from surface roughness, however height and characteristic of surface roughness influence the fitting conditions. Present study – based on measurements of different machined surfaces - shows the effects of surface roughness to tolerance. Investigations of interference fits with differently machined hubs pointed that surface roughness has significant effect. Correlations between maximal transmittable axial force and surface roughness parameters were found.

1. BEVEZETÉS

A szilárd illesztésű kötések alkalmazása hosszú időre tekint vissza. Alkalmazásuk napjainkban éppoly népszerű, mint évtizedekkel ezelőtt, hiszen felépítésük rendkívül egyszerű, nem tartalmaznak a tengelyen és az agyon kívül egyéb gépelemeket, szerelésük – bár körülményesebb – de jól automatizálható, szabályozható. A retesz-kötéshez viszonyítva kb. 20% megmunkálási és szerelési idő megtakarítást jelent a szilárd illesztésű, ún. zsugorkötés alkalmazása.

Napjaink fokozott piaci igénye megköveteli a zsugorkötések minél pontosabb tervezését, figyelembe véve a tribológia tudományának elért eredményeit. A hagyományos analitikus eljárások mellett [1] megjelentek a numerikus szimulációkon alapuló modellek is [2, 3, 4]. Ugyanakkor a felületi érdesség figyelembevétele a műszaki gyakorlatban igen leegyszerűsített módon történik. A zsugorkötés tervezésére ad útmutatót a DIN 7190-es szabvány, mely figyelembe veszi a felületi érdességet [5]. A számítási alapelve szerint a felületi érdesség a szerelés során bizonyos mértékben zömöl, így a tényleges átfedés csökken, ezáltal csökkentve a kötési szilárdságot. Ez a szabvány a felületek jellemzésére mindössze az Rz paramétert használja, melyről számos szakirodalom [6] megállapítja, hogy nagyon korlátozott mértékben képes csak jellemezni a felületet.

Az általunk végzett vizsgálatok zsugorkötések kötési szilárdságának és a felületi érdesség kapcsolatának feltárására irányultak. A közel 100

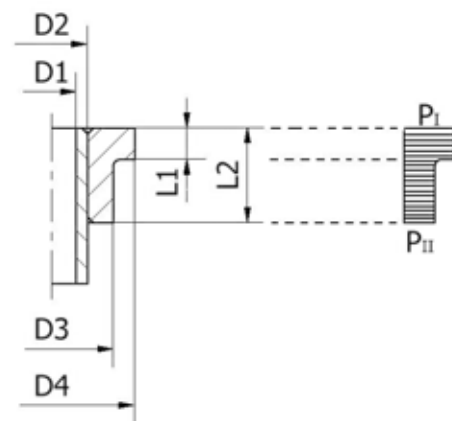
próbatesten elvégzett kísérletsor különböző megmunkálású csapok esetén vizsgálta a kötés oldásához szükséges erőt és egyértelmű összefüggést mutatott a felületi megmunkálás minősége és a kötés szilárdsága között.

2. ZSUGORKÖTÉSEK SZILÁRDSÁGA

A zsugorkötések szilárdsága a mechanika alapelvein nyugszik, ideálisan rugalmas anyagmodellt feltételezve. A kötési szilárdság az alapegyenletek szerint független a felület érdességétől és nagyságát az anyagjellemzők mellett mindössze az átfedés nagysága befolyásolja.

Munkánkban [1] és alapján végeztük el a kötések elméleti szilárdságának meghatározását, melyet az alábbiakban röviden ismertetünk.

A zsugorkötés elvi felépítését mutatja az 1. ábra.



1. ábra. zsugorkötés elvi ábrája

Az ábra alapján felírhatók a felületi nyomás értékek az (1) egyenletek szerint, ahol p_a fellépő nyomás, U a fedés, E a rugalmassági modulus, D_1 a persely belső átmérője, a a persely belső és külső átmérőjének aránya.

- b – a persely szélessége

- μ – súrlódási tényező. Vizsgálatainkban a gyűrű átmérője állandó volt, így egyetlen nyomásérték adódik az egyenletből.

$$p = \frac{U \times E}{D_1} \times \frac{a^2 - 1}{2a^2} \quad (1)$$

A nyomásból az oldáshoz szükséges erő (2) szerint, ahol b a persely szélessége és μ a súrlódási tényező.

$$F = D_1 \times \pi \times b \times p \times \mu \quad (2)$$

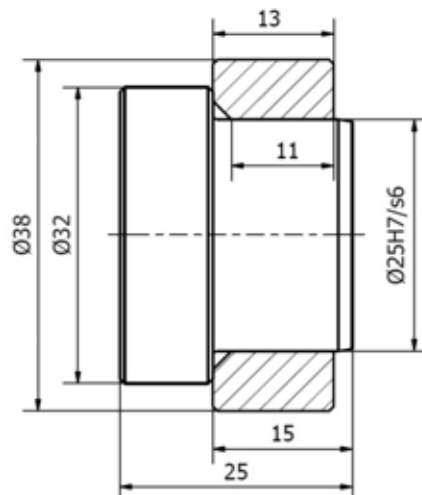
A számítások során – összhangban a valós mintadarabokkal az alábbi értékeket használtuk: $E=210000\text{MPa}$; $D_1=25\text{mm}$; $a=1,52$; $\mu_0=0,14$; $b=11\text{mm}$.

Az elméleti oldási erőszükséglet meghatározása során nem használtuk azt a számítási eljárást, mely a felületi érdesség figyelembevételével csökkenti az oldáshoz szükséges erő értékét. Mindezt azért tettük, hogy a mechanikai modell által számolt elméleti értékek ne torzuljanak, hanem ezeket valamint a mérési eredményeket összevetve megkereshessük azokat az érdességi jellemzőket, melyek az R_z paraméternél szorosabb összefüggést mutatnak az oldási szilárdsággal.

3. ELVÉGZETT VIZSGÁLATOK

A zsupgorkötések vizsgálata a 2. ábra szerinti elrendezésű persely-csap párokon történt. A felhasznált anyag 42CrMo4 volt, míg az illesztés típusának az $\text{Ø}25\text{H}7/\text{s}6$ minőséget választottuk. Az összeszerelés hőmérsékletkülönbséggel történt a persely 450 °C -ra hevítésével.

A perselyek felülete esztergálással készült, ahol a megmunkálási finomságra $Ra=1,2\text{ }\mu\text{m}$ értéket írtunk elő. A csapok felületi minőségét változtattuk. Kétféle esztergálási felület készült, $f=0,1\text{ mm/ford}$ és $f=0,2\text{ mm/ford}$ előtolással, melyek rendre $Ra=1\text{ }\mu\text{m}$ és $Ra=0,3\text{ }\mu\text{m}$ érdességet biztosítottak. A felületi érdességet nem csupán nagyságában, hanem jellegében is változtattuk. Az esztergált csapok mellett készültek csiszolt felületű csapok is, melyek felülete az előzetes esztergálási művelet után P150 és P220 csiszolóvászonnal került véglegesítésre. Itt az átlagos érdessége a csap felületének rendre $Ra=0,6\text{ }\mu\text{m}$ és $Ra=0,3\text{ }\mu\text{m}$ volt.



2. ábra. A vizsgált zsupgorkötés geometriája

A vizsgálatok elvégzéséhez 100 persely-csap pár készült, 25-25 minden csap megmunkálásból.

Minden egyes alkatrész méretét ellenőriztük Zeiss gyártmányú vízszintes hossz mérő géppel, melynek garantált felbontóképessége $0,001\text{mm}$.

A vizsgált perselyek és csapok felületi érdességét az összeszerelés előtt és az összeszerelés után Mahr típusú érdességmérő gépen vizsgáltuk. A szabványos érdességmérések GD120-as vontatóegységgel FRW-750-es típusú, $5\text{ }\mu\text{m}$ csúcscsugarú, 90° -os csúcshögű tapintóval készültek. A kiértékelés során az ISO 4287 és ISO 4288 szabványok által definiált Ra , Rz , Rp , Rv , Pz , Rsk , Rku paramétereket használtuk.

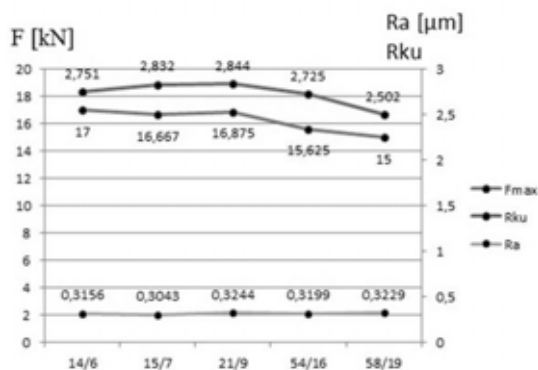
A darabok szétsajtolása az Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki kar Képlékenyalakító laborjában történtek egy 50000N erő kifejtésre képes hidraulikus présen. A kisajtolást 1 hónap összeszerelés utáni „pihentetés” előzte meg.

4. EREDMÉNYEK

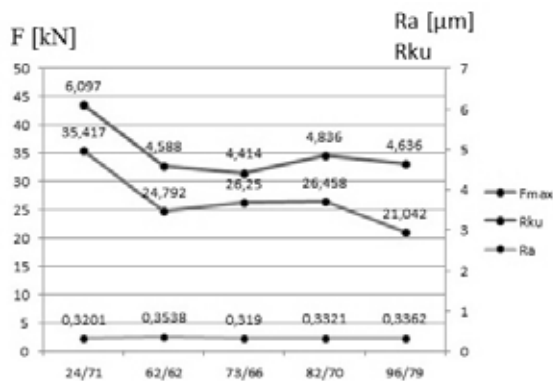
A vizsgálatok eredményét két szempont alapján ismertetjük. Egyrészt vizsgáltuk, hogy a kezdeti felületi érdesség mérőszámai miként mutatnak összefüggést a kisajtoláshoz szükséges erővel. Másrészt vizsgáltuk, hogy az egyes paraméterek változása (összeszerelés előtti és utáni állapot) miként függ össze a sajtolási erővel.

A 3. ábra néhány $f=0,1\text{ mm/ford}$ előtolással gyártott csap átlagos érdességi értékét (Ra) és lapultsági mérőszámát (Rku) mutatja be. Az ábrán balról jobbra az egyes párokhoz tartozó átfedések rendre 29 , 30 , 31 , 34 és $34\text{ }\mu\text{m}$. A felületek kiinduló átlagos érdessége gyakorlatilag minden esetben azonosnak tekinthető $Ra=0,32\text{ }\mu\text{m}$. Az erőszükséglet 15 és 17 kN között változik, de várakozásainkkal ellentétben nem az átfedés

mértéke szabja meg az erőszükségletet, hanem az sokkal inkább összefügg a felület lapultsági mérőszámával. 34 μm fedés esetén mindössze 15 kN erő szükséges a szétsajtolásra, míg 29 μm fedés esetén 17 kN. Ez ellentmond az elméletnek és felhívja arra a figyelmet, hogy a felület jellege döntő befolyással bír a kötés szilárdságára.



3. ábra. Esztergált csapok kötési szilárdsága és érdességi paramétere



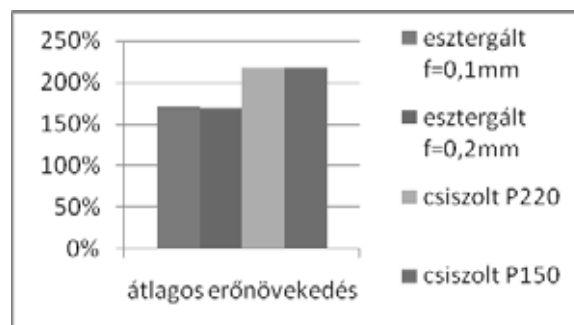
4. ábra. Csiszolt csapok kötési szilárdsága és érdességi paramétere

Csiszolt csapok esetén hasonló jelenség figyelhető meg (4. ábra). A 4. ábrán szereplő alkatrészpárok fedése balról jobbra: 30, 38, 37, 35, 43 μm . Az átlagos érdességük azonosnak tekinthető és itt is elmondható, hogy az F_{max} görbe nem a fedésekkel, hanem az R_{ku} érdességi paraméterrel mutat összefüggést, azzal együtt „fut”.

Az igazi eltérés azonban nem is az egyes megmunkálások csapjai között van, hanem a megmunkálási típusok között. Míg az esztergált csapok esetén az F_{max} értéke 15 és 17 kN között változott, addig a csiszolt csapok esetén 21 és 35 kN tartományban jelentkezett.

Ezt az összefüggést mutatja az 5. ábra, mely nem néhány csap-persely kapcsolatot elemez, hanem az összes vizsgált alkatrészpárra mutatja az elméleti erőszükséglet és a valós erőszükséglet százalékos arányát. Így a fedés, mint befolyásoló tényező már nem jelentkezik a diagramon, hanem kizárólag a felületi megmunkálá-

sok hatását érzékeljük. Az ábrán nagyon egyértelműen elkülönül az esztergálás és a csiszolás, mint kiinduló felület. A csiszolt felületek esetén határozottan nagyobb a valós kisajtolási erő, mint a fedés alapján elméletileg várható érték. Mindkét megmunkálásnál két-két felületi érdességet valósítottunk meg, de ez nem jelenik meg az ábrán. Ez megerősíti azt az eredményt, mely szerint nem a felület átlagos érdessége van hatással a kötés szilárdságára, hanem elsősorban a felület jellege dominál.



5. ábra. A felületi megmunkálás és a valós kisajtolási erő növekménye az elméleti erőszükséglet-hez képest

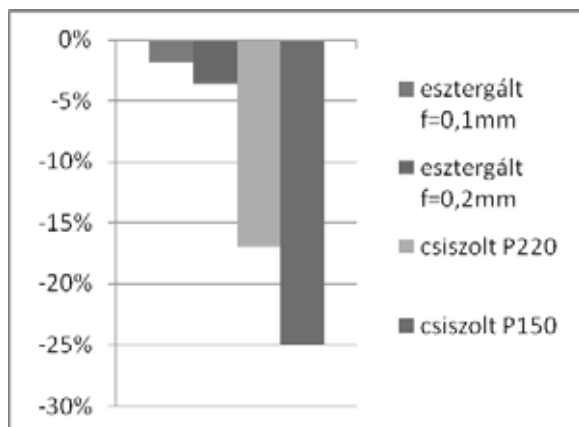
Megjegyzendő, hogy a valós kisajtolási erő minden esetben lényegesen nagyobb volt, mint az elméletileg feltételezett. Ez annak tudható be, hogy a feltételezett súrlódási tényezőnél nagyobb érték jött létre a valóságban, tehát $\mu_0=0,14$ helyett $\mu_0=0,22-0,28$ valósult meg.

A vizsgálatok második részearra irányult, hogy a kisajtolás során elszennvedett felületi sérülésekből következtessünk a felület tribológiai viselkedésére.

Elsőként a szakirodalom által használt R_z paraméter esetén mutatjuk be a paraméter változását a 6. ábrán kezdeti megmunkálásonként elkülönítve. Az ábra az azonos megmunkáláshoz tartozó csapok paraméterváltozásainak átlagát mutatja. Két dolog szembevető az ábrán.

Az egyik az, hogy a csiszolt felület esetén lényegesen nagyobb változás történt. Annak érdekében, hogy feltárjuk ennek okát, megvizsgáltuk az R_v és R_p paraméterek változását is. Ezek a paraméterek az R_z összetevői. Itt világossá vált, hogy a változások szinte kizárólag a csúcsonában jelentkeznek (R_p), ettől eltérést csak a P220 csiszolt csap mutatott, ahol az R_v változása meghaladta a 5%-t, azaz a völgyzónát is elérte a szétsajtolás hatása. Esztergált felületnél a domináns hordozófelület a völgyzónában van, míg a csúcsok „hegyesek”, míg a csiszolt felület ennek ellenkezője. Így az érintkezés során a csiszolt felület lényegesen nagyobb valós érintkezési felületet biztosít, mely megnöveli a felületek közötti adhéziós erőt, így a súrlódást, de egyúttal

a szétsajtolás során nagyobb mértékű sérülésekhez is vezet.



6. ábra. Az Rz paraméter változása (összeszerelés előtti és szétszerelés utáni állapot viszonya) megmunkálásonként

A másik fontos észrevétel, hogy itt már elkülönül a kétféle „finomságú” felület viselkedése egymástól. A finomabb felületeknél kisebb mértékű a változás, mint az azonos megmunkálással készült durvább felületeknél.

1. táblázat Rsk és Rku paraméterek változása

	f=0,1 mm/ford	f=0,2 mm/ford	P220	P150
ΔRsk [%]	-1,1	-9,7	-75,0	-93,3
ΔRku [%]	-2,1	-3,1	172,8	81,8

Az Rsk és Rku paraméterek esetén még dominánsabb változás tapasztalható. Ezt foglalja össze az 1. táblázat. Megfigyelhető, hogy az Rsk paraméter minden esetben negatív irányba változott, ami a hordozófelületi viszonyok erősödését jelzi, azaz a felület csúcszónájának platósodását. Az Rku drasztikus változása – különösen a finoman csiszolt (P220) – felületnél összhangban van a Rz paraméternél leírtakkal. Ugyanis itt a völgyzóna sérülései (karcok) okozzák a paraméter nagymértékű növekedését.

A csapok érdességi paramétereiben bekövetkező változások a felületi mikrogeometria hatása révén közvetlenül összefüggenek a kisajtoló erővel is. Nagyobb erő drasztikusabb változásokat képes létrehozni.

5. KÖVETKEZTETÉSEK

Az elvégzett kísérletek és mérések eredményeként az alábbi következtetéseket fogalmazhatjuk meg zsigorkötések kötési szilárdságának és kapcsolódó felületepárok mikrogeometriájának kapcsolatában:

- A megmunkált felületek érdessége döntően befolyásolja a kötés szilárdságát (akár 30%-os eltérést is okozhat).
- Az amplitúdó paraméterek (pl. Ra, Rz) nem mutatnak valódi korrelációt a kötési szilárdsággal.
- A felületi mikrogeometria sajátosságai határozzák meg az érdesség kötési szilárdságra gyakorolt mértékét. Az Rsk és Rku paraméterekkel jellemezhető hordozófelületi jellemzők szoros összefüggést mutatnak zsigorkötés szilárdságával. Ennek oka a felületek közötti súrlódó erő adhéziós összetevőjében keresendő.
- A nagyobb kötési szilárdsággal rendelkező felületek erősen sérülnek a szétszerelés során.

6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A szerzők köszönetet mondanak Pintér László és Horváth Robin Dániel hallgatóknak a mérések elvégzésében és kiértékelésében nyújtott kiemelkedő segítségért!

7. IRODALOM

- [1] Körtvélyesi G.: Gépszerkezettan II. Zsigorkötés méretezési segédlet, Óbudai Egyetem (2013)
- [2] R.Buczowski, M.Kleiber: A study of the surface roughness in elasto-plastic shrink fitted joint, Tribology International, Vol. 98, P. 125-132 (2016)
- [3] H.Boutoutaou, M.Bouaziz, J.F. Fontaine: Modelling of interference fits with taking into account surface roughness with homogenization technique, International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 69, P. 21-31 (2013)
- [4] I.Sogalad, H.N. Ashoka, N.G. Subramanya Udupa: Influence of cylindricity and surface modification on load bearing ability of interference fitted assemblies, Precision Engineering, Vol. 36, Iss. 4, P. 629-640 (2012)
- [5] http://www.eassistant.eu/fileadmin/dokumente/eassistant/etc/HTMLHandbuch_en/eAssistantHandbuch_HTML_ench10.html. (2016.)
- [6] B.Palásti-Kovács, S. Sipos, Á. Czifra: Interpretation of “Rz = 4×Ra” and other roughness parameters in the evaluation of machined surfaces, ICT, Miskolc, 2012.03.27-28. pp. 237-244.

A SZÁMÍTÓGÉPPAL TÁMOGATOTT TERMÉKTERVEZÉS ELMÉLETI ÉS GYAKORLATI ÖSSZEFÜGGÉSEI

THEORETICAL AND PRACTICAL CORRELATIONS OF COMPUTER-AIDED PRODUCT DESIGN

Dr. Czifra György

*Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar,
Anyag-és Gyártástudományi Intézet, Gyártástechnológiai Intézeti Tanszék*

ABSTRACT

The computer-aided product design, reverse engineering and rapid prototyping are relatively new areas providing advanced support for very dynamically developing product design process. The aim of our research is discover advantages and possible disadvantages of computer-aided product development, theoretical and practical experiences. We try to explore and examine areas where application of technologies mentioned here overcomes obstacles and find the technologies that can be used conveniently in everyday engineering practice.

1. BEVEZETÉS

A számítógéppel támogatott terméktervezés, visszafejtő mérnöki tevékenység és a gyorsprototípusgyártás a terméktervezés egyik meglehetősen új és haladó támogatást nyújtó területe, amely rendkívül dinamikus fejlődik.

Szinte naponta jelennek meg a gyakorlatban olyan eljárások, módszerek, amelyek meggyorsítják és hatékonyabbá teszik a legkülönbözőbb termékek fejlesztését, dinamizálva ezáltal a piac ellátását magas műszaki színvonalú termékekkel.

Az eljárások nagy része inkább a gyakorlati megoldásokra helyezi a hangsúlyt, elhanyagolva az elméleti alapokat. A számítógéppel támogatott termékfejlesztés előnyeiről, esetleges hátrányairól, elméleti és gyakorlati tapasztalatairól szól kutatásunk, melynek célja feltárni és megvizsgálni olyan területeket, ahol a feltüntetett technológiák alkalmazása legyőzi az akadályokat, illetve megtalálni azokat a technológiákat, melyek alkalmas módon használhatók a mindennapi műszaki gyakorlatban. Kutatásunk elején tartunk, és máris sok olyan problémával találjuk szembe magunkat, melyek megoldása valószínűleg csak a jövőben lehetséges, mégpedig tapasztalati úton.

2. SZOFTVEREK VAGY RENDSZEREK?

Az első kérdés, amit feltettünk, és amire választ keresünk az, hogy tulajdonképpen szoftverek, programok összessége – jól megkomponált összehangolt munkája az, ami támogatja egy termék fejlesztését, vagy inkább feladatorientált támogató asszisztensekről beszélhetünk. Ismereteinket összegezve és figyelembe véve a ma rendelkezésre álló informatikai infrastruktúrát, a hardverek és a szoftverek összehangolt rendszerét bátran kijelenthetjük, hogy valóban tervezést, fejlesztést támogató asszisztensekről van szó.

Ma már rendelkezésünkre állnak olyan támogató rendszerek, amelyek képesek emberi nyelven kommunikálni, parancsokat értelmezni, végrehajtani, a végrehajtásról szóban tájékoztatni.

A technológia robbanásszerű fejlődése lehetővé teszi a virtuális világban létrehozott valóság-hű prototípusok létrehozását, formatervezését, kinematikai, dinamikai tesztelését, szilárdságtani elemzését, az elemzések eredményének azonnali visszacsatolását, új modell generálását és a ciklus szinte végtelenségi való ismétlését. Nyilvánvaló, hogy egy intelligens, a különböző modell verziókat kezelő, létrehozásuk folyamatára emlékező és ily módon az előforduló hibák ismétlését kizáró folyamat csakis kognitív, tanuló rendszerekkel valósítható meg.

Ezek fejlesztői asszisztensek készülében vannak, az elkövetkező 2-3 év során meg fognak jelenni a mindennapi gyakorlatban is. Ahhoz, hogy eljussunk az itt felvázolt megoldáshoz azonban van néhány „apró” probléma, amit meg kell oldani...

3. PROBLÉMÁK

„Aprónak” neveztük a megoldandó problémákat, de mint az idézőjelek is mutatják, távolról sem sokad rendű, elhanyagolható korlátok ezek, melyek legyőzése nem kevés időt, pénzt és fejlesztési kapacitást emészt fel.

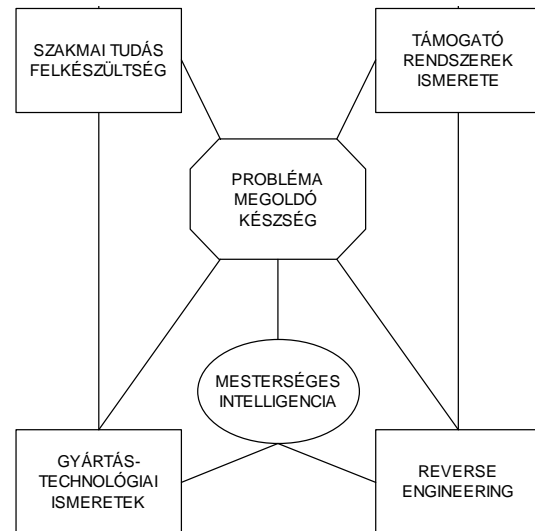
Az első említésre méltó akadály a felhasználók, a termékfejlesztők felkészültsége – természetesen nem a szakmai részre gondolok elsősorban, hanem a támogató asszisztensekkel való együttműködésre való érzelmi és pszichikai felkészülésre. Kezdjük az alapoktól... Milyen lehetőségei vannak ma egy termékfejlesztéssel foglalkozni kívánó fiatal – még hallgatói státuszban lévő – embernek? A piacon fellelhető összes tervezői rendszer közül megismerheti azt, ami a képzését folytató intézmény rendelkezésére áll. Megismeri a program alapvető funkcióit, beállításait, kezelését, majd elsajátítja – szerencsés esetben – néhány jól bevált, a gyakorlatban használatos tervezői rutint, amit a későbbiekben jól tud hasznosítani. Sajnálatos módon a tapasztalataink azt mutatják, hogy a mérnökökpalánták elemi ábrázolási és rajzértelmezési gondokkal küzdenek. Mindenki azonnal térbeli modelleket alkot, majd ebből visszavezetve síkban ábrázolt vetületeket, metszeteket próbál meg létrehozni, több-kevesebb sikerrel. A gondot a térbeli gondolkodás és a térben elhelyezett objektum helyes síkbéli reprezentációjának összehangolása illetve ennek hiánya okozza.

A megoldást az jelentheti, ha alaposan és részletekbe menően, lépésről lépésre rávezetjük a hallgatókat, hogyan kell koncepcionálisan helyesen modellt alkotni és hogyan kell a modelltől a megfelelő síkbéli ábrázolást levezetni.

A második akadályt a tervezői rendszerek kezelésének elsajátítása jelenti. Minden rendszernek megvannak a sajátosságai, ugyanakkor a tervezőket eléggé sablonos gondolkodásmódra serkenti. Amennyiben valaki elég sokat és elég intenzíven foglalkozik valamelyik rendszerrel, szint függővé válik és a későbbiekben nagyon nehezen szabadul meg a begyakorolt automatizmustól. Ez korlátokat teremt, akadályozza a gyors váltást, akadály lehet az új, a más megismerésének. A tendencia megfigyelhető egy egyszerű példán – hányan használják még aktívan a Windows 7 operációs rendszert, esetleg a Windows XP-t? A magasabb rendű tervezői rendszerek esetében ugyanúgy fennáll a sablonkövetés veszélye. Ebben a pillanatban még csak rutinokról beszélünk és nem esett szó a sokak számára idegen, élőlényként kommunikáló gépekről...

A harmadik jelentős tényező a tervezők gondolkodásmódjának, problémamegoldó készsége. A hagyományos észjárás megváltoztatását igényli az tény, hogy sokkal komplexebb feladatmegoldást igényel egy számítógépes

támogató rendszerrel alkotott gyártmány, mint egy hagyományos úton – papír, ceruza – létrehozott termék. Azt mondják, a papír sok mindent elbír... egy számítógépes tervezői rendszer csak azt bírja el, amire programozták, azt az utasítást hajtja végre, amit a tervező ad meg.



1. ábra. A problémakörök összefüggései, forrás: saját készítés

Az új gondolkodásmód a tervezésben azt is jelenti, hogy a terméket az alapanyagtól kezdve a funkcionális megfelelésen keresztül, a formatervezést integrálva gyártástechnológiai szempontból is megtervezzük. Nincs már hagyományos feladatbontás, minden egyszerre készül. Más szempontok érvényesülnek egy prototípus megtervezésénél és más szempontok egy kis sorozat vagy egy tömeggyártás esetében. A részletekre – miután az említett szempontok széles körben ismertek – nem térünk ki, de fontos megjegyeznünk, hogy a jelenben folyó termékfejlesztési folyamatokban dolgozók tervezési és gyártástechnológiai ismeretekkel is egyaránt szükségszerűen kell, hogy rendelkezzenek. Az ilyen komplex gondolkodásmód elsajátítása és rutinszerű alkalmazása elengedhetetlen már a jelenlegi gyakorlatban is.

A negyedik problémakört az új gyártástechnológiák megjelenése jelenti. Terjedelmi korlátok miatt nem térünk ki a hagyományosnak tekinthető anyagleválasztáson alapuló technológiákra, ennek a témakörnek óriási irodalma van, amely szinte óráról órára gyarapodik az új, nagyteljesítményű, nagysebességű forgácsolási eljárásoknak köszönhetően. Elemzésünket a térbeli modellek különböző eljárásokkal alapanyag hozzáadásával történő gyártására fókusz

száljuk. Természetesen ennek a szegmensnek is kiterjedt irodalma van, azonban mi a terméktervezésben egyre inkább megkövetelt újszerű gondolkodásmódját vizsgáljuk. Az úgynevezett 3D nyomtatás olyannyira rutinná kezd válni, hogy az elkövetkező 1-2 éven belül megjelenik az otthonunkban is, hasonlóan a tintasugaras vagy lézeres technológiával dolgozó nyomtatókhoz. A fejlesztésekben dolgozók gondolatvilágát erősen befolyásoló tényező ennek a technológiának a mindennapokban való megjelenése. Prototípus gyártásról lévén szó, el kell döntenünk, milyen célt szolgál majd a kinyomtatott termék. Kizárólag formatervezés, esztétikai jellemzők demonstrálása, funkcionális modell, kinematikai, dinamikai, mechanikai igénybevételek vizsgálata, vagy bemutató oktatási céllal készülnek a modelljeink. A felsorolt szempontok meghatározzák a modell anyagát, gyártásának technológiáját, a gyártás ismételhetőségének kritériumát. Mindezen szempontok figyelembevétele újabb feladatot ró a termék tervezőjére, újabb körülmény, amely a hagyományos tervezői mentalitás teljes megváltozását igényli.

Az ötödik témakör, amely figyelmet érdemel és foglalkozni kell vele, a visszafejtő mérnöki tevékenység, vagy más néven reverseengineering. Az eljárás lényeg széles körben ismert, jellemzően olyan, matematikailag nehezen definiálható, úgynevezett szoborfelületek létrehozására használt módszer, amely segítségével valós objektumok számítógépes reprezentációját állíthatjuk elő különböző, az alkotó felületek adott pontjainak koordinátáit letapogató eljárással. Az eljárás újabb gondolkodásbéli változást igényel a tervezők részéről, hiszen olyan eszköz került a kezükbe, amelynek segítségével immár a reális környezet pontos számítógépes modelljét tudják megalkotni és ebben a környezetben lehetőségük nyílik elhelyezni a tervezett terméket. Az egyik rendkívül jó példa a nagy terekben előre gyártott elemekből építkező hajógyártás lehet. A környezetet a hajó acélszerkezetének számítógépes térbeli modellje alkotja, amely elemeinek gyártása a legmodernebb CNC technológiával történik. A nagyméretű hegesztett konstrukciók gyártása folyamán azonban oly mértékű pontatlanságok jelennek meg a kész acélszerkezetben, amelyek megnehezítik, esetenként megghiúsítják az ebben a matematikai térbeli modellben elhelyezett és az így elérhető információk alapján legyártott elemek szerelését és pontos illesztését. A megoldást a kész acélszerkezet pontos rekonstrukciója jelenti, lézeres koordináta pontok letapo-

gatásával, majd számítógépes modell elkészítésével. A tervezett pontos matematikai modell és a pontfelhőből létrehozott modell egy koordináta-rendszerben való ábrázolásával és összehasonlításával azonnal láthatóvá válnak a gyártásból adódó eltérések, lehetőség nyílik a gyártási technológia módosítására is ismervén a technológia befolyását a térbeli pontatlanságokra. Lehetőség nyílik továbbá a valós térbeli szerkezet ismeretében az előre gyártott további komponensek, pl. csővezeték-szakaszok korrekciójára is, jelentős költségmegtakarítást eredményezve.



2. ábra. A problémakörök összefüggései, forrás:[11]

A fordított mérnöki tevékenység további jelentős felhasználási területe a meghibásodott, elhasználódott, de dokumentációval nem rendelkező alkatrészek, gépelemek pótlása. Ebben az esetben a folyamatba hatékonyan bekapcsolódhat a gyors prototípusgyártás is, hiszen a kívánt alkatrész matematikai modelljének létrehozása után - a kívánt funkciónak megfelelő tulajdonságokkal rendelkező modell, vagy teljes értékű pótalkatrész is előállítható.

Végül, de nem utolsósorban ejtsünk szót a – talán nevezhetjük így – mesterséges intelligenciával támogatott tervezői munkáról. A mesterséges intelligencia definícióját némileg leegyszerűsítve úgy is megadhatjuk, hogy amikor az ember nem tudja eldönteni, hogy géppel vagy emberrel beszélget, akkor már beszélhetünk mesterséges intelligenciáról (Turing teszt). Tételezzük fel, hogy rendelkezésünkre áll egy olyan kapacitással rendelkező számítógép, amely képes megérteni az emberi nyelven kiadott utasításokat (ez a hanggal vezérelt tele-

fönhívások esetében kiválóan működik), rendelkezésünkre áll egy elektronikus asszisztens (Siri, GoogleNow, Cortana,) és ez a segéd nem az operációs rendszert vezérel, hanem a tervező utasításait hajtja végre. Az első lépés az egyszerű műveleti utasítások végrehajtása, valójában a digitizér vagy az egér illetve a billentyűzet kiváltása lehet. A második szint a szintetizáló, építő utasítások végrehajtása, amikor egyszerűbb primitívekből felépítünk egy bonyolultabb modellt. A következő szint az analitikus utasítások értelmezése és végrehajtása, amikor a kész modell lebontása, megváltoztatása a cél. A negyedik szint a kognitív „gondolkodás” szintje, amikor elemzéseket kérhetünk a digitális tervezői segédtől, teljesen szabadon megfogalmazva kérésünket, mintegy a véleményét kérve a tervezés alatt lévő termékről, annak tulajdonságairól.



3. ábra. HoloLens, virtuális valóság fej-
pánt, forrás: [9]

A digitális tervezői segéd természetesen az interneten keresztül online is tájékozódhat, elérhet és felhasználhat információkat, a keresések eredményét kiértékelheti és javaslatokat, megoldási variánsokat dolgozhat ki az általunk megszabott feltételeknek megfelelően.

A fent említett tevékenységek egyes elemeit elvégző rendszerek külön – külön már rendelkezésre állnak, belátható időn belül beölekedezik az egyetlen egységbe történő integrálásuk. A rendszer kiegészítője természetesen a térbeli ábrázolást lehetővé tevő virtuális realitás eszköztársa a megfelelő kezelőszervekkel. Így már nemcsak „kézben” tarthatjuk a modellünket, hanem „beszélhetünk” is hozzá.

4. ÖSSZEGZÉS

Mint látjuk, az említett technológiák megjelenése a terméktervezés folyamatában új és rendkívül gyorsan változó környezetet teremt, új kihí-

vások elé állítja a tervezőket és gyökeresen megváltozott, új tervezői mentalitást kíván.

Követni, elsajátítani és alkalmazni a gyorsan megjelenő tervezési technológiákat létfontosságú minden terméktervezéssel foglalkozó mérnök számára, hiszen aki megáll, lemarad és behozhatatlan hátrányba kerül a többiekkel szemben.

5. IRODALOM

- [1] Kátai L. és kol.: CAD tankönyv, Typotex, 2012
- [2] Mikó B.: Prototípus alkatrészgyártás lehetőségei, GYÁRTÓESZKÖZÖK, SZERSZÁMOK, SZERSZÁMGÉPEK 2013, 58.-61. old.
- [3] Bharath, A.: Nextgenerationartificialvisionsystems, Imperial College, London, 2008
- [4] Bencsik B. és kol.:Innovatív terméktervezés. TÁMOP-4.1.2.A/1-11/1-2011-0067
- [5] Kamondi L.: Fejlesztés-módszertani ismeretek, TÁMOP-4.1.2.-08/1/A-2009-001
- [6] Várady K.: Gépészeti tervezést támogató technológiák, Műegyetemi kiadó, 2008
- [7] Molnár L.: CAD alapjai, Edutus Főiskola, 2011
- [8] <http://www.digitalartsonline.co.uk/news/interactive-design/how-artificial-intelligence-will-take-work-away-from-design-studios-what-you-can-do-about-it/> - 2016.10.14.
- [9] <http://www.techrepublic.com/article/what-hololens-means-for-microsoft-and-for-the-future-of-augmented-reality/?ref=upflow.co> – 2016.10.14.
- [10] http://www.3dmeasure.com/assets/WB_M.jpg- 2016.10.14.

„ESZKÖZ HASZNÁLAT- ESZKÖZ KÉSZÍTÉS”
NÖVÉNYEKNÉL, ÁLLATOKNÁL, EMBEREKNÉL

„DEVICE USAGE – DEVICE MAKING”
FOR PLANTS, ANIMALS, PEOPLE

DARABOS ANITA DLA Iparművész, BME Gép- és Terméktervezés Tanszék
SZABÓ KRISZTINA PhD SZIE, Tájépítészeti és Településtervezési Kar, Kert- és Szabadtér Tervezési Tanszék

ABSTRACT

According to the biologist J.Scott Turner, those not human performances, which are the same or beyond human buildings, are raising questions about our self-concepts. Is it impossible, that other creatures are able to do things willfully? Or do we believe, that our ability of planning in our own purpose is a very unique attribute, which has absolutely no prefiguration/prelude in the living world, from where we originate? The fact that we are not able to understand others intelligence doesn't mean, that it doesn't exist. My interpretation up to this point is, that there have to be an existing information domain, what we inherited. It helps us to recognize and use the materials, to build our "nest" and keep the previous solutions in the memory. We mustn't underestimate the animal buildings. If we analyze them and transmit it to our creatures, we can develop new solutions.

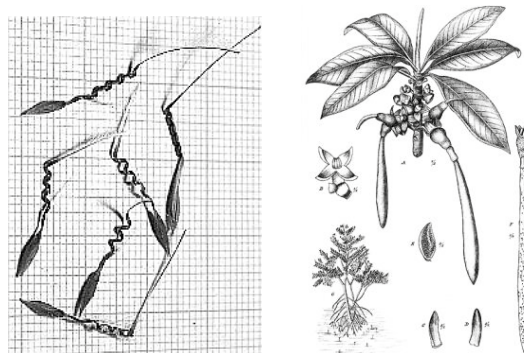
1. BEVEZETÉS

Környezetünk szinte minden aspektusában találunk ember által készített tárgyakat, eszközöket, épületeket, melyeknél hasonlóságot fedezhetünk fel a természetben fellelhető alkotásokkal. Az eszközkészítés mindig egy probléma megoldásának igényéből fakad, legyen az a növény, állat vagy az ember esetében. A feltalálók ötleteit sokszor a növények, állatok megfigyelése ihlette (mint pl. bogáncstépőzár). A különböző fajok „eszközei” így nagyon hasonlóak lehetnek. Hogyan jöhettek mindezek létre? Egymásról másoljuk vagy csupán az azonos problémák azonos eredményeket szülnék, mint ahogy a hasonló környezeti kondíciók hasonló habitusokat eredményeznek a növényvilágban? (konvergencia) Lehetséges, hogy a genetika ősi mentéseiben van a megoldás? Az összehasonlításokban ezekre a kérdésekre keressük a válaszokat.

2. NÖVÉNYEK ESZKÖZ MEGOLDÁSAI

A növényeknek életük során hasonló feladataik, hasonló megoldandó problémáik vannak, mint az állatoknak, embereknek. Ami alapvetően különbözik, hogy mindezeket más időléptékben teszik. Küzdenek az élettér, a tápanyag, a társ megszerzéséért és mindezek érdekében számos faj esetében specializált megoldásokat fedezhetünk fel akár az életterük meghódításában, akár az utódlás, együttélés, táplálkozás és sok egyéb esetben. Helyhez kötöttek, így módosulásaik („eszközeik”) sokban különböznek más élőlényektől. Életterük meghódításában változatos példákat látunk. A terjedésük, mint közlekedés a víz, a szél és az állatok segítségével történhet, a magok, az utódok így jutnak el más területekre, helyekre. A nyugat-amerikai homokos élőhelyről származó kalitkafű, a tűző naptól elsorvadó gyökereivel labdaszerűen összegömbölyödik, és a szél segítségével, addig gurul, míg szélmentes menedéket, elviselhetőbb körülményeket talál, ahol a tömeges magszórás megtörténik. A magterjesztés sokszor teljesen önerőből történik, mint pl. a magrugó (*Dryas octopetala*) fajnál, melynek termése éréskor nyálkás folyadékkal telik

meg, s a növekedő nyomás szétrobbantja a termést, messze rúgja a magokat az anyanövénytől. Speciális fűrófejeket láthatunk, ha a muskátli magjait vizsgáljuk (1. ábra). Afrikai száraz területről származó, szinte a leggyakoribb balkonnövényünk magjai a nedvességhiány miatt, valószínűleg nem tudnának egykönnyen kicsírázni csak úgy egyszerűen a talajra hullva, ezért a magfüggelék képes betekeredni és kitekeredni attól függően, hogy nedves vagy száraz az anyanövény környezete. A nyílegyenes képletek befürödnek a talaj mélyebb rétegeibe. Teljesen más környezetben más okból, de hasonló céllal a mangrove mocsarakban élő *Rhizophora* fajok csírázása már az anyanövényen megindul (2. ábra). A szik alatti szárrész (*hypocotyl*) nyúlik meg elsőként és a hosszú, viszonylag erős növekmény a mocsaras talajba mélyen belefürödik, stabilan megtartja a csíranövényt. Majd ezt követően indul fejlődésnek a gyököcske és a szik feletti szárrész.



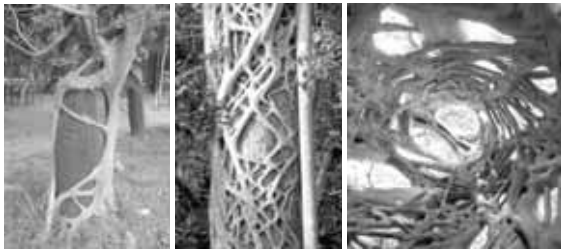
1-2. ábra Fűrófejek a száraz környezetben élő *Pelargonium* és a brakkvizes élőhelyről származó *Rhizophora* fajoknál

Nálunk is gyakran látható növény a zanót, amelynek lapos termése a napos oldalon hamarabb kiszárad, mint az árnyékos oldalon és az ebből adódó nyomáskülönbség feszíti szét a hüvelyeket, a magok kilövéséhez a folyadék elpárologtatásával szolgáltatja a hajtóerőt. A repítő készülékekre (léghajók, helikopterek, propellerek) is számos hazai és külföldi példát láthatunk, az úgy nevezett anemofil növények között (3-5 ábra). A tüskés, tövises termések a legjobb potyautasok, az állatok mozgását használják fel a terjedésre (kaktuszok termesei, szártagjai). Állati szállításra rendezkedtek be azok a fajok is, amelyek magjaikat színes, illatos és ízletes gyümölcsbőrben kínálják. Növények színe, illata csalogatja az állatokat, terméseik fogyasztásával pedig a magvak az állatok gyomrában messzi vidékekre jutnak el. A beporzás, vagy a nektár általi csalogatás is sok érdekes, találatos megoldást rejt. Egy kubai liánfaj kerekded levelei hasonló feladatot látnak el, mint a parabolaantennák, sugároznak. Fő feladatuk, hogy a virágaik jelenlétéről sugározzák az információt a denevérek hangérzékelő szerveik felé. A növények legnagyobb részben együttműködő partnerei a hangyák, melyek közül egyes fajok (*Camponotus sp.*) bizonyos növények, különösképpen a kancsóka (*Nepenthes*) fajok védelmezésére specializálódtak.



3-5. ábra Anemofil növények repítő készülékei „helikopterek, propellerek” (*Taraxacum officinale*, *Tilia* spp., *Acer* spp.)

A kúszó, kapaszkodó hajtású növények felderítő hajtásokat indítanak útnak, ide-oda ingva keresik a megfelelő támasztó rendszert, a növekedés további irányát. Amint az indák (pl. *Rubus* spp.), kacsok (*Parthenocissus inserta*) csavarodó levélgyeiek (pl. *Humulus lupulus*) megfelelő támasztékot találnak, megkapaszkodnak, csavarodó növekedéssel gyorsan körbefogják a támasztékul szolgáló részeket és szöveteiket megerősítik, szilárdulnak, mozgásuk tehát megváltozik. Magasba törni a fény felé, állandó küzdelem. A nagy cél elérésére a fiatal fügefaj (*Ficus rubiginosa*) megoldása sem más, mint az erős vastag fákra csavarodás. Létrának használja, hálóként körbe szövi a versenytársakat, majd megerősödő szorító palást a támasztékul szolgáló növényt megfojtja (6-8. ábra).



6-8. ábra *Ficus rubiginosa* ég fele törő hajtásaival jut egyre feljebb a támasztó növény törzsén. Idővel elpusztul a feleslegessé vált áldozat, „létra használó”.

A broméliák nagy része epifita növény, de nem tekinthető élősködőnek, gyökerei nem hatolnak a gazdanövény szöveteibe, nem szívja el a tápanyagot a fáktól (9-10. ábra). A szebb „kilátás”, jobb fényviszonyok érdekében magasabb ágakon, a fák tetején él, hiszen csak így jut elegendő fényhez. Kedves erkély bérlő, amely ágtörést is okozhat, ha túl nagyra nő, vagy sok egyed fejlődik egy-egy ágon s így az túl nagy teherré válik. Azonban a bromélia a korhadó maradványokon is képes tovább élni.



9-10. ábra Bromélia „erkély foglalt”, kedvező életviszonyok, szabad hely

Táplálkozás terén is sok fajnál speciális megoldásokat találhatunk. Azok a növények melyek az erdő aljában gyér megvilágítás, kevés fény mellett kénytelenek fejlődni,

morfológiai bélyegeiket kicsit megváltoztatták az evolúció során. Egyik megoldás erre, hogy hatalmas méretű leveleket fejlesztenek. Mások nem a levélméret fokozásával, hanem átlagos levélméret mellett próbálják megsokszorozni a rájuk eső gyér fényt. Élénk színű, lilás, vagy sötétvörös levélfonák felfogja és visszaveri a növényen áthatoló fényt, így a klorofill másodszor is hasznosíthatja a maradékot. További specialitásokat egyes *Begonia* fajok fejlesztettek ki, amelyek parányi gyűjtőlencsék segítségével a szintestekre irányítják a fénysugarakat. A nitrogénben szegény talajokon élő fajok az optimális fejlődéshez állati forrásokból egészítik ki az étrendjüket, állati ürüléket, kisebb állatokat, rovarokat fogyasztanak, gyűjtenek, cseles eszközeikkel. Vannak növények, melyek ragadós nedvet (11-13. ábra) választanak ki asszimiláló felületükön, s így a levelekhez rögzítik a gyanútlanul arra repülő rovarokat (*Drosera* spp.) mások érzékelő szőröket növesztenek (14-16. ábra), s annak érintésével sikerül csapdába ejteniük kiegészítő takarmányukat (*Dionea* spp.) 2012-ben publikáltak egy ibolyafajról, amely az elsőként ismert földalatti vadász. A talaj szintje alatt csapdákat készít, befogja és megemészti az apró fonalférgeket. Módszere az *Drosera* fajokhoz igen hasonlít, takarmányát ragasztó anyagaival vadászta le.



11-13. ábra Ragasztó cseppek a *Drosera* fajok levelein. A ragadós, édes nedű csábítja a rovarokat, mely érintésre a rovarra hajlik „Mozgásérzékelő eszköz”



14-16. ábra A *Dionaea muscipula*, (vénsz légycsapó) mozgásérzékelővel ellátott, módosult kiszélesedő levelei

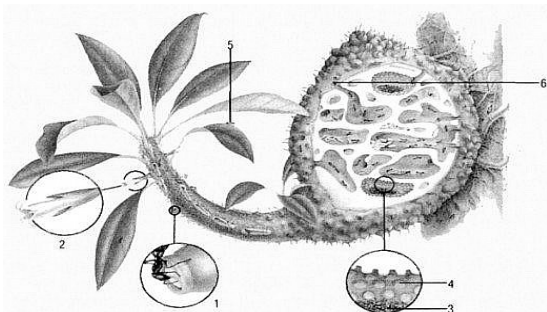
Kancsószerűen kiszélesedett, módosult leveleket fejleszt a kancsóka (*Nepenthes* spp.). A csábító üreg, egy barlangszerű kitüremkedés, mely vízzel telik meg. Fedelén illatos csábító nedű csalogatja a rovarokat. A kancsóka pereme síkos, lefelé irányuló finoman selyemszőrös. A becsúszott apróbb élőlények nem kerülnek ki élve, s az információt (a veszélyre figyelmeztetést), tanító módon sem tudják tovább adni egymásnak. Egyes fajok a rovaremésztés mellett további kiegészítő tápanyagforrásokat vesznek igénybe. A szélesebb tölcéses fajok feltűnő külsővel édes nektárt termelnek, mely vonzza a rágcsálókat. Míg az emlősök táplálkoznak, ürülékük a vízzel telt kancsóba

potyog. S a növény az oldott ásványi anyagokat már képes feldolgozni (17-18. ábra).



17-18. ábra Egyes *Nepenthes* fajok edényszerűen kiszélesedő kancsóiban vizet gyűjt, mézért állati ürülékért „Állati WC”

A növényvilágban változatos állat-növény együttélésekre (szimbiózis) találhatunk példákat, melyek talán a leggyakoribb állati szereplői, a hangyák. Már Darwin is jól tudta, hogy egyes növények nektárt termelnek azért, hogy a rovarokat magukhoz vonzzák, de sosem tanulmányozta, hogy a növények miért termelnek nektárt a virágon kívüli növényi részekben. A nektár vonzza a repülő rovarokat, akik a pollent továbbviszik megporzás céljából, és vonzza a hangyákat. A hangyák megfigyeléséből kiindulva Delpino jött rá, hogy a virágon kívüli nektártermelés nem felesleges pazarlás, hanem egy tudatos stratégia része, az igazi harcosok „fizetése”. A hangyák a nektárért cserébe megvédik a növényt az élősködőktől. A hangyalakó növények legkifinomultabb fajai a *Myrmecodia* taxonok. Hozzájuk kapcsolódik a „mirmekofília”, amely mind az állat, mind a növény számára kölcsönösen pozitív együttélés.



19. ábra Labirintusszerű rovarlakás a *Myrmecodia* faj készülő száraiban

A növények bonyolult stratégiákat alkalmazva védekeznek a ragadozókkal szemben, megbízható „szállítók” segítségét veszik igénybe, képesek foglyul ejteni állatokat vagy elcsábítani bizonyos rovarokat, és helyet változtatnak annak érdekében, hogy táplálékhoz, vízhez, fényhez vagy oxigénhez jussanak.

3. ÁLLATOK ESZKÖZ MEGOLDÁSAI

Az állatok eszközei az életterükben fellelhető faágak, vékony vesszők, kövek (20-22. ábra). A csimpánzok a szálak szerkezetű bot végét szétrágják, szinte ecsetet hoznak létre, s így egyszerre a természetek nagyobb számban tapadnak fel rá, mint a normál ágra. A kemény magvak feltörésére köveket használnak, lapos köre helyezik a magokat és egy másikkal törik össze.



20-22. ábra Csimpánzok eszközhasználata, botok, törő kő

A tengeri vidra is ezt a megoldást alkalmazza, hátán úszva a hasára helyez egy lapos követ és erős mozdulattal a kagylót, tengeri sünt hozzá csapja (23-24. ábra).



23-24. ábra Tengeri vidra úszó héjtörő.

Madarak is kedvelik az eszközöket. Darwin pintyek botokkal, kaktusz tövissel piszkálják ki a fa apró réseiből a tápláló rovarokat (25. ábra). A keselyű követ ejt a strucc tojásra, hogy a lágy belsejéhez hozzájuthasson (26. ábra). A gébics hús kampónak használja a tövises ágat, és büszkén áll áldozatai mellett (27. ábra).



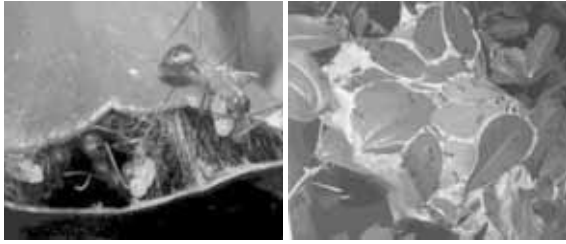
25-27. ábra Madarak bot, kő, húskampó eszközhasználata.

A gorilla fél a mély víztől, így az a legjobb, ha kezében egy víz mélységmérővel megy be a vízbe. Ezt az eszközt ugyanígy használja az ember is, pl. egy patak vagy folyó átkelésnél is (28-29. ábra).



28-29. ábra A gorillák mélységmérő eszközei

A felnőtt szövőhangya nem képes selymet előállítani, ezért lárváit ragasztó tubusként használja. Így hozza létre fészket (30-31. ábra).



30-31. ábra Szövőhangya selyemmel ragasztja össze a leveleket

A lövőhal a víz fölé hajló növényeken pihenő rovarokra vadászik (32-33. ábra). Másfél méter távolságra is pontosan céloz. Szájába vizet szív és a felfelé nyúló állkapcsával kispriccelve találja el áldozatát, mely a vízbe esik. Képessége arra is kiterjed, hogy kiküszöbölje a felszíni fénytörés okozta torzításokat. A gravitációt is figyelembe kell vennie, mivel a vízszugár nem egyenes vonalban halad, hanem lefelé görbül. Szája és nyelve összekapcsolódva fűvöcsövet alkot, a lövő erő a kopolytűfedelek hirtelen összeharóadásától válik erőssé.



32-33. ábra Jávai lövőhal (*Toxotes jaculatrix*), vízszugárral vadászik, vízgyűzlik

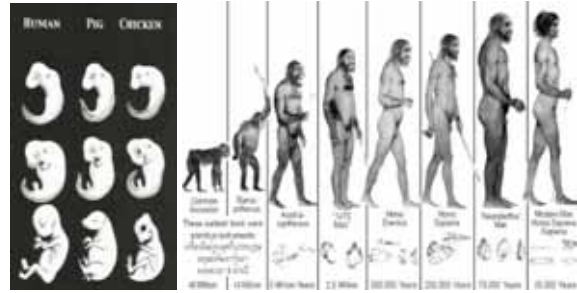


34-36. ábra Fogvédő, esővédő, orrvédő. **Védelmeső eszközök.**

4. AZ EMBER ÖSI ESZKÖZ MEGOLDÁSAI

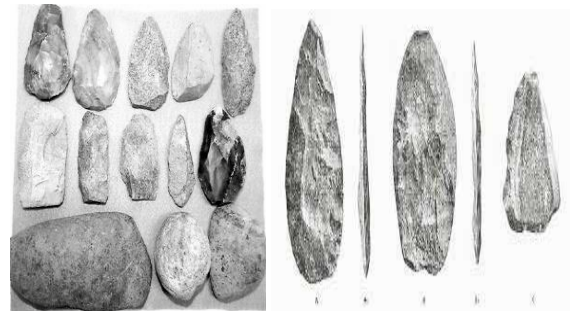
Az ember eszközei elsősorban védelemre, ellátásra, pl.: tüzgyújtásra, vadászatra, élelem feldolgozásra, tárolásra, vagy különböző jelzésekre szolgált. De a szertartások eszközei is fontosak tárgy, eszközkészítési kultúránkban. Mik a hasonló tárgyaink? Kődobálással mi is védekeztünk, vadásztunk. Botokat is szinte azonosan használtunk, vagy használunk ma is. Védelmeső, védő eszközeink is vannak. Számomra a legmeglepőbb az volt, hogy az állatok is alkalmaznak ilyen eszköz típust. (34-36. ábra) Ez evolúció feladata ez, az adott környezeti változás vagy élettani nehézségekhez való mutációs változás, hiszen ha ez nem jön létre az egyed elpusztul. Ebben az esetben a környezeti problémát vagy cselekvésből táplálék szerzésből adódó nehézségeket Ő maga egy gyors szükségletből fakadó eszközzel oldja meg.

Persze ehhez fontos az agy fejlettsége vagy a tanulási lehetőség. Vagy egy másik egyed véletlen megoldása, melyet másoknak megtanít.



37-38. ábra Charles Darwin *A fajok eredete* (1809-1882) elméletei a mai napig alapjául szolgálnak a természettel kapcsolatos kutatásoknak.

A természetes szelekció, az evolúcióelmélet. Az eszközök hasonlóságának az egyik oka is ebben keresendő.



39-40. ábra Talált megmunkálatlan kő eszközök, megmunkált kő eszközök

Talált megmunkálatlan kő eszközök használata pl.:

- Dögkeselyű - követ vesz, a csőrébe azzal töri a tojást.
- Csupasz földikutya – fogvédőnek használja a követ.
- Tengeri vidra – kagylót, tengeri sünt tör kövel.
- Csuklyás majom – nehéz nagy kövel tör tojást, magvakat.
- Csimpánz – magvakat tör kövel kövön.
- Nőstény hernyóölő kavicsal egyengeti a talajt.



41-42. ábra Csuklyás majom, nőstény hernyóölő kőhasználata



43-44. ábra Bonyolultabb eszközök, megmunkált bot

Csimpánzok lándzszerű kihégyezett, végű bottal füles makira vadászik. Az alvó állat odújába dőf, felszúrja és kiemeli onnan. (43. ábra) Vízből halásznak ki valamit egy gumós végű bottal. (44. ábra)

5. A LEGÜGYESEBB ESZKÖZHASZNÁLÓ MAJOM

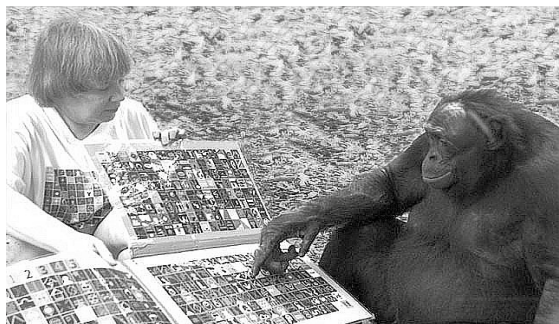
Kanzi nevű Bonobo majom megtanulta hogyan kell, tüzet gyújtani, megsütni a saját ételét és 3000 angol szót ismer. Tanulékony és az utódjának mindent átadott, megtanított.



45-46. ábra Kanzi nevű Bonobo fát gyűjt és fát tör.



47-48. ábra Kanzi habcukrot húz a botra, és tűzön megsüti.



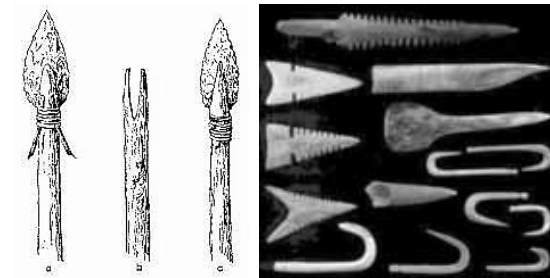
49. ábra Kanzi jelekkel kommunikál. El tudja mondani jelekkel mit, szeretne enni, csinálni. Minden szót jelekkel fejez ki, utódjának is mindent megtanított.

6. KÉZISZERSZÁMOK

A probléma és annak megoldása, a szükségletek szerint létrehozva, ez tisztán funkció és anyaghasználat. Se

felesleges dísz, se beépített hiba. Csak a jó tárgy terjed el, öröklődik.

Működés és élettartam fontos a tárgy maradandó formai megfogalmazásában, ami nem elég jó az változik, fejlődik tovább. Ezért vannak olyan „tökéletes” tárgyaink melyeknek feltalálása óta szinte változatlan a formája.



47-48. ábra Emberi szúró, dőfő eszközök, horgok, kőből, csontból



49-51. ábra Szakóca, balta formai változásai különböző területekről



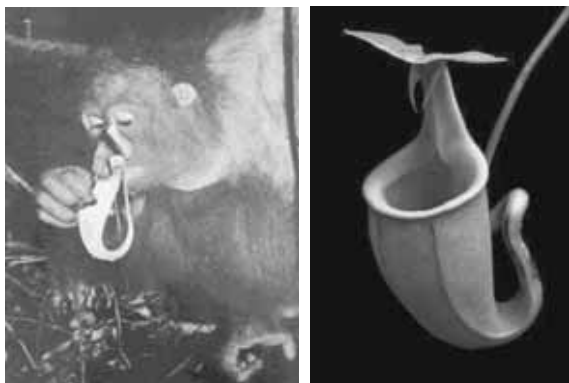
52-54. ábra Amerika, Amazónia területéről származó baltafarmák. Az egyenes nyél ívesre vált.

Bot használata gyakori már az állatoknál, több fajnál is. Az ember is eltanulta vagy azonos probléma megoldására azonos eredmény született? A kő használata is pont így jelenik meg, az „Ügyes embernél”- Homo habilisnál. A kő és farúd összeépítése már magasabb kombinációs készség eredménye.



55-56. ábra Törő és őrlő kövek, edények kőből. Amerikai indiánok tárgyai

Kő a kövön, törésre, őrlésre használatát már a csimpánzoknál is láttuk. Az edényforma használatát szintén megfigyelhettük a csimpánzoknál.



57-58. ábra Kancsóka (*Nipenthes villosa*) húsevő növény kibővült tölcserében összegyűlik a nedvesség, esővíz

A szomjas csimpánz szomját oltja a tökéletes ivóalkalmatossággal. Más öblös formájú növények is vannak a környezetünkben. Ilyenek a tök félék, lopótökök. A beért, kiszáradt növényt felvágva, magvait eltávolítva remek tároló edényként szolgál, amely folyadék tárolásra is alkalmas rövidebb időre. Magyarországon bort szívtak a hosszúkás szárú lopótökbe. A tök kiszáritva jó folyadéktárolóvá válik.



59-60. ábra Afrikai növényből csonkolt, készített tök edények melyek ősidők óta változatlan formában vannak használatban. Afrikai edények, melyek a már bevált tökformákat utánozzák, agyagból felrakással, égetett kerámiából készítik.

7. KONZEKVENCIA

A beépített hibájú, divatszerű, gyorsan elromló, rossz minőségű tárgytól, ideje lenne visszatérnünk, a maradandó, funkcióját a szükségletnek megfelelően teljesítő tárgyakhoz. A sallangokkal túlkreált tárgykötés és a túltermelés csak az emberi világban létezik. A növények és állatok tiszta világában ilyen nem fordul elő. Nem csak a természet csodás evolúciós eredményeit kéne átvennünk, hanem a probléma megoldásának, szükséglet-vezérelte, tisztességes működési etikáját is.

8. IRODALOMJEGYZÉK

- [1] Charles Darwin.: A Fajok eredete, Természetes kiválasztás útján Typotex Bp. 2009.
- [2] Urbán Erika fordítása.: A trópusi esőerdők világa Alexandria Kiadó 2000.
- [3] Konrad Lorenz.: Az állati és emberi viselkedésről összegyűjtött tanulmány Totem Kiadó Bp. 2001.
- [4] Desmond Morris.: Állatlesen-az állatok viselkedésének terepkaulauza Európa könyvkiadó Bp. 1992.
- [5] Sally Bogsen, Beborak Custance közreműködésével Bolygónk legokosabb állatai, különleges történetek a természet legeszesebb teremtményeiről Kossuth Kiadó 2010.
- [6] Stefano Mancuso, Alessandra Viola: A fák titkos nyelve. A növényi intelligencia meglepő bizonyítékai. Kossuth Kiadó 2015
- Bodrogi Tibor.: Törzsi művészet I. kötet Ausztrália, Óceánia, Afrika Corvina Kiadó 1981

Fogaskerékpárok precíziós profilgeometriájának dinamikai hatásai

Dynamische Wirkungen der Feinprofilgeometrie der Zahnradverbindungen

Debreczeni Dániel PhD hallgató, Dr. Kamondi László címzetes egyetemi tanár

INHALT

Während unserer Ermittlungen haben wir kurz aber genügend ausführlich die wichtige, geometrische Parameter der Schwingungsanregung der einzelnen Zahnradverbindungen zusammengefasst. Wir haben die Möglichkeiten der modernen Überprüfungsverfahren resümiert und wir haben auch die möglichen und schon entwickelten Entwicklungen untersucht.

Wir haben die solche Wirkungen zusammengefasst, deren Analyse zu der umsichtigen Entwicklung unbedingt ist. Die ausführliche Ermittlung dieser Überlegungen wird grundsätzlich bei der Entwicklung der künftigen Optimierungsprozessen, Modellierungsmethoden und Prüfkonzepten sein.

1. BEVEZETÉS

A modern autópárházban, különösen az elektromos hajtások előtérbe kerülésével, egyre nagyobb figyelmet fordítanak a fogaskerék-hajtások akusztikai szempontból történő optimalására. Ez természetesen magában hordozza az egyes kapcsolatok rezgésgerjesztési jellemzőinek tudatos vizsgálatát is. A továbbiakban, a teljesség igénye nélkül, a dinamikai viselkedést leginkább befolyásoló paramétereket fogjuk áttekinteni egy hengeres, ferde fogazatú fogaskerék-áttétel példáján keresztül.

2. FOGASKERÉKPÁROK DINAMIKAI VISELKEDÉSÉNEK LEGFONTOSABB HATÁSAI

Egy fogaskerékpár rezgésgerjesztési szempontból történő minősítését a legegyszerűbben fordulatszám-viszonyának tartása alapján tehetjük meg. A valóságos áttétel ugyanis a különböző eredetű geometriai rendellenességek okán folyamatosan ingadozik a névleges értéke körül, kialakítva a hajtás úgynevezett fordulatszám-

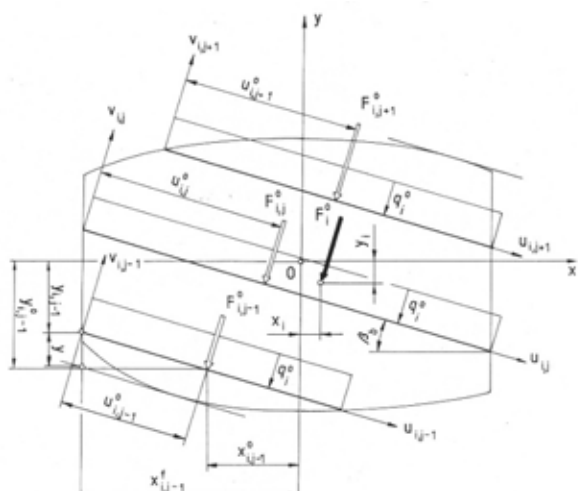
hullámzását, ami többnyire a hajtóelemek torziós lengéseiben jelentkezik. Az így kialakult rezgés kép a hajtópárok ütéseiből és kapcsolódási szakaszainak váltakozásából adódóan amplitúdó, torziós lengéseiből következően frekvenciai modulációt szenved. Ezenfelül az egyes spektrum-oldalsávokat számos más hatás is befolyásolhatja.

Az egyes kapcsolatok rezgésgerjesztési jellemzői a teljes konstrukció figyelembevételével adják a rendszer akusztikai sajátosságait. Itt már okvetlen szükség van a komplett hajtás lengési paramétereinek, különösen a sajátfrekvenciáinak ismeretére. Hiszen az utóbbiak, valamint az emberi fül adott frekvenciatartományokra való érzékenysége meghatározó szerepet játszik az akusztikai kiértékelés szempontjából.

Elmondható tehát, hogy egy fogaskerék-hajtómű dinamikai viselkedése szoros kapcsolatban áll áttételeinek fordulatszám-stabilitásával és belső játékaival, amit csak súlyosbíthat az egyes kapcsolatok spektrumképének átlapolódása. Ezen jellemzők analizésére pedig a geometriai vizsgálatokon túl rezgésdiagnosztikai és akusztikai módszerekkel történő vizsgálat szolgáltatja a legmegfelelőbb megoldást.

3. KAPCSOLÓMEZŐ REZGÉSGERJESZTÉSRE GYAKOROLT HATÁSA

Ferde fogazatú fogaskerékpárok tervezése esetén a hajtás torziós lengéseinek mérséklése céljából előtérbe kerül a kapcsolómező tudatos optimalása. Ehhez feltétlen szükség van a kapcsolómező általános alakú értelmezésére. A korrigálást legegyszerűbben az egyes fogak fejszalag-ívének módosításával végezhetjük el. A változtatás jellegének és mértékének előírásánál a fő cél az eredő normál fogerő vektor kapcsolómező középpontján való áthaladásának biztosítása.



1. ábra: Eredő normál fogerő vektor helyzete a kapcsolómezőben [2]

A [2] mutatott rá, hogy az előbbi feltétel kielégítésével hatékonyan megközelíthető a rezgésgerjesztési optimum. Kísérleti eredmények igazolják az elterjedt ajánlást, amit a fogszélesség axiális osztás egész számú többszörösére való felvételét írj elő, korrekcióra szorulását. Általánosan elmondható, hogy a precíziós optimálást az érintkező foghossz és az eredő súrlódási erő változásának, valamint az eredő normál fogerő vektor vándorlásának figyelembevételével kell elvégezni.

4. FOGPROFIL GEOMETRIAI ANALÍZISE

A fogazatok háromdimenziós ellenőrzésére ma már igen fejlett mérőberendezések állnak rendelkezésre. Különösen igaz ez a hengeres kerek esetére, amelyek profiljainak jellemzésére igen részletes, szabványosított eltérési méreterrendszer alakult ki.

4.1. Excentricitás és osztáshiba

Az excentricitás és az osztáshiba a fordulatszámengés szempontjából szorosan összetartozó mennyiségek. Az utóbbi jellemzésére számos mennyiséget alkalmazhatunk. Mint például az osztásugrás, valamint egy kitétetett vagy az előző foghoz viszonyított eltérések.

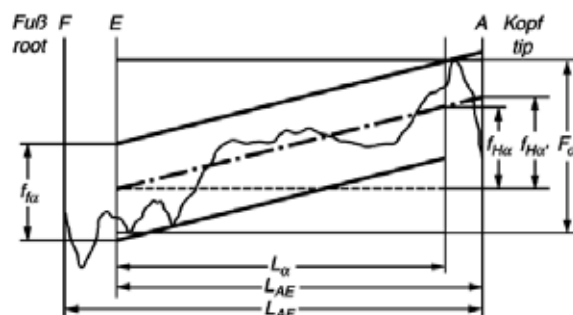
Akárhogy is tüntetjük fel azonban a dokumentációban az eredő osztáshibát, az jó közelítéssel egy szinuszos függvényként lesz leírható, amelynek ordináta menti eltolását a lefejtés során értelmezett osztókör excentricitása fogja meghatározni.

4.2. Szög- és formahibák

A fogprofil szöghibáinak mértékét elsősorban a szerszám geometriai pontossága, míg a formahibák nagyságát a fogazógép belső kinematikai játékok határozzák meg. Ezen eltéréseket mind a homlokmetsetben mind pedig a fogirányvonal mentén szokás definiálni. Így beszélhetünk profil- és fogirányvonal szöghibáról, valamint profil- és fogirányvonal formaeltéréséről.

Értékük helyes felvételének és összehasonlíthatóságának szempontjából különösen nagy jelentőséggel bír a letapogatási szakasz megfelelő helyzetének és hosszának megválasztása. Ez alapesetben az adott fogaskerék hajtásátvitelben résztvevő profilszakaszának 92%-át öleli fel az E határponttól kiindulva [5]. Ettől eltérő esetben a felvett paramétert a kiértékelési terület pontos feltüntetésével a megfelelően átszámított határeltérések tekintetében kell megvizsgálni. Az ilyen értékek megkülönböztetése jelölésükben is meg kell jelenjen. Erre jó példa az 2. ábrán látható $f_{H\alpha}^1$ méret.

A névleges fogalakot a jelen esetben vízszintes egyenes jelöli, de természetesen az alapegyenes függőlegesen is felvehető. A tényleges fogprofil a szaggatott regressziós egyenessel azonosítjuk, ami már a numeri-



kus kiértékelés eredménye.

2. ábra: Korrekció nélküli fogalak profilirányú kiértékelése [5]

A $f_{H\alpha}$ profil-szögeltérés és $f_{f\alpha}$ profil-formaeltérés értelmezése az 1. ábra alapján történik és következetesen megfeleltethető a fogirányvonal értékek származtatásának.

Az 2. ábrán ugyancsak megfigyelhető a profil-összeltérésének F_{α} mérete is, ami a regressziós egyenestől legnagyobb negatív és pozitív eltérésű pontok y irányú távolságát jelöli. Meghatározása során a használható fogprofil teljes szakaszát felölelő L_{AE} kiértékelési hosszban történik. Azzal az eltéréssel, hogy az L_{α} területen kívüli fejrész esetén csak a kiálló felületméretek kerülnek figyelembevételre. Ennek oka,

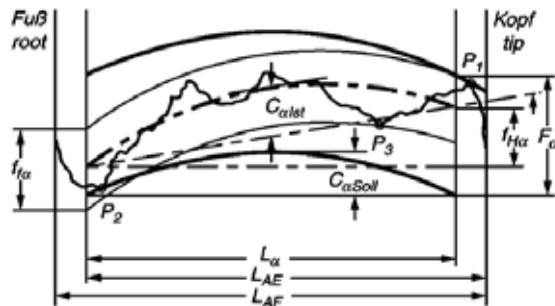
hogy ellenkező esetben az élettörés eltorzítaná a profil-összeltérés értékét.

4.3. Hordósítás fontossága

Az egyes fogak terhelés alatti ideális hordképének biztosításában a profil- és fogirányvonal hordósítás kiemelt szerepet játszanak. Emellett pedig további rugalmasságot is adnak az egyes profilhibák viszonylagos kompenzálására, természetesen csak szűk határok között.

Az ilyen korrekcióval rendelkező fogprofilok mérését már nem végezhetjük el lineáris regresszióval. Ennél a típusnál feltétlen szükséges a másodrendű regresszió alkalmazása.

Az eddig vizsgált paraméterek értelmezése egyszerűen átültethető a 3. ábra alapján.



3. ábra: Korrekciós fogalak profilirányú kiértékelése [5]

A gyakorlatban két különböző típusú hordósítást szokás alkalmazni. Ezek a kör illetve a parabola formájú. Kiértékelésük szempontjából a két eset között azonban a szabvány nem tesz különbséget, ezért a továbbiakban a hordósítást parabola alakúnak fogjuk feltételezni.

A domborítás értelmezése minden esetben az I_{α} terület közepén történik a parabola, illetve az általa meghatározott húr y irányú eltéréseként. A legnagyobb differencia jellemzően nem esik egybe a domborítás mért értékével, ezért szükséges van egy - a két pont x irányú különbségére vonatkozó - tűrésmező meghatározására is. Az 3. ábrán az előírt hordósítás $C_{\alpha\text{Soll}}$, még a tényleges $C_{\alpha\text{Ist}}$ jelöléssel került feltüntetésre.

4.4. Hullámosság

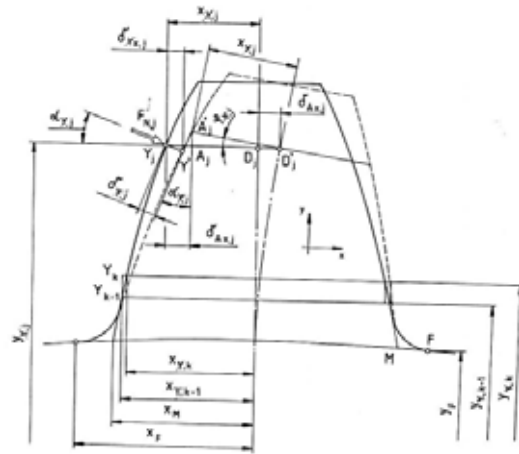
A hullámosság vizsgálata a jelenlegi fejlesztések talán leginkább központi paramétere.

Ma már nem számít újdonságnak a fogaskerek közzörült profilgeometriáján detektálható egyenletlenségek Fourier-analízis alapján történő kiértékelése. Ezen analízisek elvégzése jelenleg már nem a szabványokban rögzített keretek között történik, mivel az utóbbiak már

nem tükrözik a valós lehetőségeket. A profil- és fogirányvonal-hullámosság befolyásolása a modern közzörűgépek egyik legnagyobb kihívását rejti magában. Elsősorban nem a csúcsok nagyságának, hanem a szabályos mintázatok elkerülésének tekintetében.

5. FOGAELHAJLÁSOK JELENTŐSÉGE

Az adott fogaskerékpár kapcsolódási szakaszának váltakozása, valamint fordulatszám-löketei az egyes fogak terhelésének folyamatos változását eredményezik. A modern szabványok jelenleg nem foglalkoznak az egyes fogak elhajlásának részletes analízisével. Ez azonban nem jelenti azt, hogy a foghézagok meghatározásánál, ellenőrzésénél érdektelen lenne a jelenség szakszerű közelítése.



4. ábra: Fogprofilok elhajlásának általános modellje [4]

Az egyes elhajlások meghatározására a FEM-analízisek mellett, analitikus közelítő eljárások is kidolgozhatók. Ezek alkalmazásával pedig lehetőség nyílik a szükséges foghézag értékek elhajlások alapján történő korrigálására.

Ezen számítások elvégzéséhez alapfeltétel a profilgeometria gyártáshelyes, teljes értékű modellezése, amely feltételnek az integrált tervező-rendszerekben generálható kerek számos szempontból nem tesznek eleget. Az egyedi modellek és algoritmusok pontosítása jelenleg is folyó, központi témája kutatásainknak.

6. OPTIMÁLÁSBAN REJLŐ LEHETŐSÉGEK ÉS KORLÁTOK

Amint azt a korábbiakban láttuk, a fogaskerékpárok geometriai pontossága meghatározó a rezgésgerjesztés és ezáltal a hajtás akusztikai jellemzőinek szempontjából. Lényeges, hogy

bizonyos paraméterek előírása csakis a várható terhelés, illetve a figyelembeveendő terhelés löketek, ismeretében végezhető el. Ilyen méretek például az egyes hordósítási, valamint bizonyos esetben a foghézag értékek. Az utóbbi jelentősége elsősorban kis kiegyenlítetttségi fokú teljesítmény-hajtásoknál kerül előtérbe.

Az előzőekből következik, hogy a fogprofil egy adott teljesítmény-tartományra optimalizáljuk. További fontos szempont a geometria megadott tőrészekkel szembeni érzékenysége. Egy ideális megoldás kiválasztásánál ugyanis nem csupán a névleges profil megfelelő dinamikai viselkedése, hanem ennek gyártási tőrészekben belüli megtartása is komoly kihívást jelent. Ennek vizsgálata pedig ugyancsak a megfelelő geometriai, rezgés- és akusztikai mérőberendezések segítségével végezhető el.

Az adott fogaskerék-áttételhez tartozó gyorsulásértékek nyomatóékfüggő detektálása mellett folyamatosan szükség van a kapcsolódás modulációs spektrumának, valamint felharmonikusainak analízisére is. Mindezen jelenségek vizsgálatára a frekvenciatartományban történő adatkezelés mellett okvetlen szükséges az időskálán való feldolgozásra is. Így jutunk el a Wavelet transzformáció alkalmazásához, amely lehetővé teszi az egyes frekvenciasávok időfüggésének egyszerű áttekinthetőségét. Ez az eljárás jó lehetőséget biztosít a modulációs, elsősorban az amplitúdó modulációs, jelenségek egyszerű kiszűrésére. Az adott komponens modulációs fokának vizsgálatára a modern szoftverek jellemzően külön programcsomagot is tartalmaznak.

Ezek a szoftverek lehetőséget adnak a tervezőnek a gyors és céltudatos hatásvizsgálatok elvégzésére. A profileltérések bonyolult egymásra hatása viszont igen nagy körültekintést igényel, hiszen az egyes jelenségek több tényezőhöz is köthetők és jellemzően nem kezelhetők egy paraméter változtatásával. Általános elmondható, hogy a fogaskerék-hajtások dinamikai szempontok alapján történő optimalizálása reneszánszát éli a modern autóiiparban. A leírtak jelentősége pedig a jövőben várhatóan még inkább növekszik majd.

7. ÖSSZEFOGLALÁS

Vizsgálódásaink során röviden, viszont elég átfogóan áttekintettük az egyes fogaskerék-kapcsolatok rezgésgerjesztési szempontból leginkább meghatározó geometriai jellemzőit. Megvizsgáltuk a modern kiértékelési eljárásokban rejlő lehetőségeket, kitérve a lehetséges

vagy éppen már fejlesztés alatt álló továbblépésekre.

Összefoglaltuk azon hatásokat, amelyek analízise feltétlen szükséges a körültekintő fejlesztésekhez. A tárgyalt megfontolások részletes áttekintése kulcsfontosságú a jövőbeli optimalizációs eljárások, modellezési módszerek és mérési koncepciók kidolgozása során.

IRODALOMJEGYZÉK

- [1] DIN3960 Begriffe und Bestimmungsgrößen für Stirnräder (Zylinderräder) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung, 1987.03.
- [2] Kamondi László: A rezgésgerjesztés csökkentésének egy lehetősége hengeres fogaskerékpárok kapcsolódásában. OGÉT 2003. XI. Nemzetközi Gépész Találkozó. Kolozsvár. 2003. Május 8-11. p: 129-132.
- [3] Kamondi László: Verminderung der Eingriffsschwingungsanregung bei schrägverzahnten zylindrischen Stirnrädern durch Modifikation der Eingriffsfläche. Tagung Zahnradgetriebe. Dresden. 6 bis 8. November 1989. p.: 187/192
- [4] Kamondi László – Drágár Zsuzsa: Effect of function structure on behaviour of propulsion chain, 2015
- [5] VDI/VDE 2607 Rechnerunterstützte Auswertung von Profil- und Flankenlinienmessungen an Zylinderrädern mit Evolventenprofil, 2000.02.
- [6] VDI/VDE 2612 Profil- und Flankenlinienprüfung an Zylinderrädern mit Evolventprofil, 2000.05.

TÖMEGBETONOK REPEDÉSI HAJLAMÁNAK ELEMZÉSE A HŐMÉRSÉKLET ÉS A HŐÁTADÁSI TÉNYEZŐ FÜGGVÉNYÉBEN

CRACKING RISK ANALYSIS OF MASS CONCRETE IN A FUNCTION OF AMBIENT TEMPERATURE AND HEAT TRANSFER COEFFICIENT

*Domonyi Erzsébet, doktorandusz, Szent István Egyetem Műszaki Tudományi Doktori Iskola,
M. Csizmadia Béla, egyetemi tanár, Szent István Egyetem Gépészmérnöki Kar,
dr. Telekes Gábor főiskolai tanár, Szent István Egyetem Ybl Miklós Építéstudományi Kar*

ÖSSZEFOGLALÁS

The heat generation of the mass concrete is one of the important information for the concrete design planning (example machine foundation, silo, bridge pier planning). The curing process chemical reactions often make greater heat stress than the allowed stress of the material. These stresses can increase the danger of cracking of the structure.

In this article the temperature difference determined in a case of an 1m x 1m x 1m concrete block with different heat transfer coefficient and environment. With the help of FEM model the risk of cracking can be written according to Eurocode and the mathematical function of the temperature difference provided in a function of heat transfer and outside temperature modelling a thermal behaviour.

1. BEVEZETÉS

A betonok kötőanyaga a cement vízzel való kémiai reakciója során hőt termel. A hőtermelés által okozott repedések kialakulása a normál vastagságú betonok esetében hagyományos (vízhűtés) utókezeléssel megelőzhető. A tömegbetonok térfogatukat tekintve olyan vastag betonszerkezetek, amelyek belsejében adiabatikus környezet alakul ki, így a hő elvezetése összetett probléma [1]. Az ilyen rendszert tekintve a hőfejlesztés által keletkező hőmérséklet különbség okozta húzófeszültség ha meghaladja a beton saját húzófeszültségét a (kéreg-, ill. átmenő) repedések kialakulása elkerülhetetlen. Az így keletkezett repedések a beton szövetszerkezetében tartósan kárt okoznak így a beton teljesítőképessége csökken.

A belső feszültségekből eredeztethető repedésveszély a beton kötési szakaszát követő korai szilárdulási szakaszban következik be, így az első 48-72 órában bekövetkező hőmérséklet

változásra koncentrálnak vizsgálják a repedéshajlamát.

Chang-keun Lim és mtsai [2] cikkükben felhívják a figyelmet arra vonatkozóan, hogy a mérési megállapítása a repedésveszélynek költséges, ezért a végelem modellezést ajánlják. Cikkükben az adiabatikus és fél adiabatikus modell segítségével határozzák meg a repedési hajlamot.

D. Soares [3] kiemeli a szilárd- légnemű határréteg részletes vizsgálatának jelentőségét, majd BEM-VEM modellezési rendszert kapcsol össze a határrétegben végbemenő folyamatok részletes vizsgálatához.

L. Skarzynski [4] röntgen és micro CT képeket is készít vizsgálatai során, mellyel a felépített végelem és diszkrételem segítségével a szövetszerkezeti változásokat határozza meg négyfázisú heterogén betonnál.

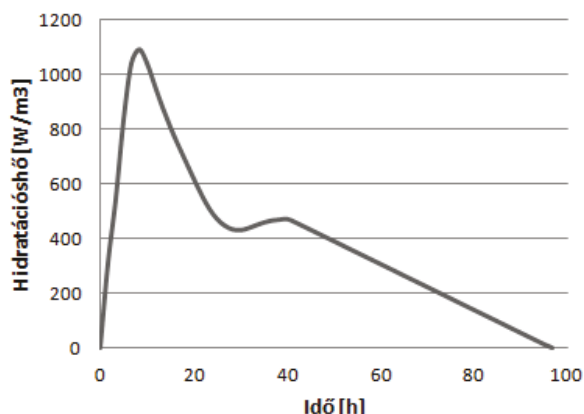
Gibbon és mtsai [5] kísérletsorozattal első lépésben laboratóriumi mérési megoldásokat dolgoztak ki beton hőtermelésének meghatározásához, majd a kifejlesztett kaloriméter [6] segítségével meghatározott hőfejlődést [7] cikkükben végelem modell bemeneteként alkalmazták és hőmérséklet különbséget vizsgáltak a végbemenő kötési folyamat során.

A szakirodalmat tekintve elmondható, hogy csak szűkös információval rendelkezünk arra vonatkozóan, hogy különböző, a lapokon állandó hőátadású környezetben milyen hőmérsékletek alakulnak ki. A szerzők munkájukban a VEM modellen alapuló, az adott kísérleti térben jellemzett hőmérséklet különbségeket vizsgálják a hőátadás, valamint a környezeti hőmérséklet mellett.

2. ANYAG ÉS MÓDSZER

A vizsgálati rendszerben általános rendeltetésű, $\rho_t = 2400 \text{ kg/m}^3$ testsűrűségű betonkeveréket vizsgáltunk. Az alkalmazott CEM III B 32,5 N

jelű kohósalakcement hőtermelését a kötés folyamán az 1. ábra szemlélteti.



1. ábra. A vizsgált betonkeverékben alkalmazott kohósalakcement hőtermelése az idő függvényében

A betonkeverék további hőtani jellemzői, melyeket a vizsgálat során állandó értékűnek vettünk:

- fajhő: 1228 J/(kgK),
- hővezetési tényező: 3,5 W/(m²K),
- a frissbeton bedolgozási hőmérséklete: 25°C.

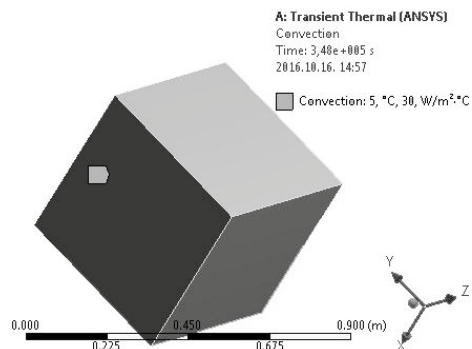
A kísérlettér meghatározásakor figyelembe vettük a gyakorlatban kialakuló lehetséges hőmérséklet és szigetelési megoldás (zsaluzat, hőszigetelés, stb.) értékeit, így a kísérlettér egy 6 x 6 -os mátrix-szal definiálható, melyben:

- a hőátadási tényező (h) értéke 5 W/m²K (maximális szigeteléssel ellátott) és 30 W/m²K (szigetetlen) között lineárisan,

- a környezeti hőmérséklet (T) értéke 5 °C (téli betonozás) és 30 °C (nyári betonozás) között lineárisan változik.

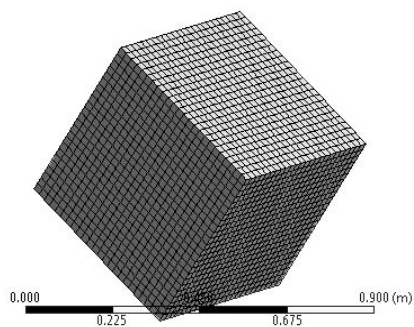
Az adott pillanatban ébredő hőmérséklet különbségeket nem lineáris végelem modell segítségével határoztuk meg Ansys 12.0 keretrendszerben.

A geometriai modell meghatározásakor a vizsgálati térfogatnak a nyolcada került lemodellezésre, ahol a folytonossági kritériumokat peremfeltételek segítségével definiáltuk. A geometriai modell egy szilárdtestet tartalmaz, melynek lapjain a különböző kezdeti és peremfeltételeket definiáltuk. A modellt és a kezdeti és peremfeltételeiket a 2. ábra, a hálózást a 3. ábra mutatja be.



2. ábra. A geometriai modell, valamint a kezdeti- és peremfeltételek

Az eredmények kiértékelésekor a szimuláció során kapott adatsor segítségével az adott időpillanatokban kialakuló minimális és maximális hőmérsékletek alakulását, valamint a maximális hőmérséklet különbséget vizsgáltuk.

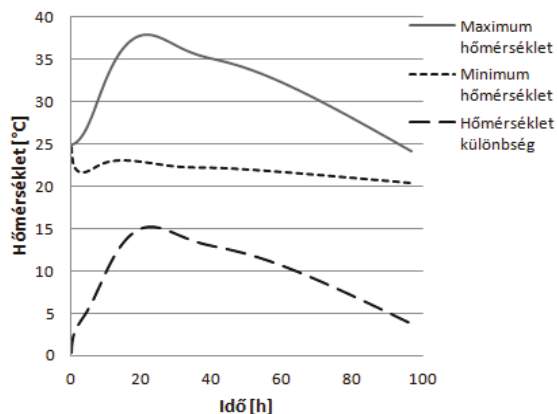


3. ábra. A végelem modell hálózása

3. EREDMÉNYEK

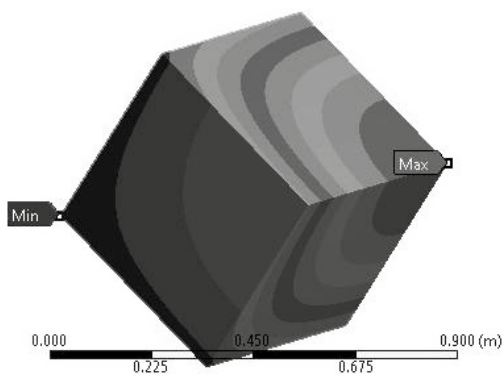
A végelem modell eredményeiről elmondható, hogy a teljes kötési folyamat során a kocka geometria középpontjának hőmérséklete reprezentálja a legmagasabb hőmérsékletű, a sarkai pedig a legalacsonyabb hőmérsékletű pontokat. A hőmérséklet változásokat az idő függvényében a 4. ábra szemlélteti $h=15$ W/(m²K), $T=20$ °C esetén.

A kapott eredményekből kiderül, hogy a ΔT hőmérséklet különbséget a hőmérsékleti minimumok kevésbé, a maximumok nagy mértékben befolyásolják. A hőmérsékleti minimumok a kötés kezdetétől számított, jellemzően 5-6. órában, de legkésőbb a 10-12. órában érik el szélsőértékeiket utána konstans értéket vesznek fel. A hőmérsékleti maximumok viszont a kötés kezdetétől számított 20-22. órában érik el maximumukat és ezt követően lineárisan csökkennek.



4. ábra. hőmérséklet változás az idő függvényében

A kiragadott példából is látható, hogy bár a hidratációs hő maximuma (1. ábra) 8 óránál volt, de a repedési hajlamot jellemző maximális hőmérséklet különbség csak a 25. órában jelentkezett.



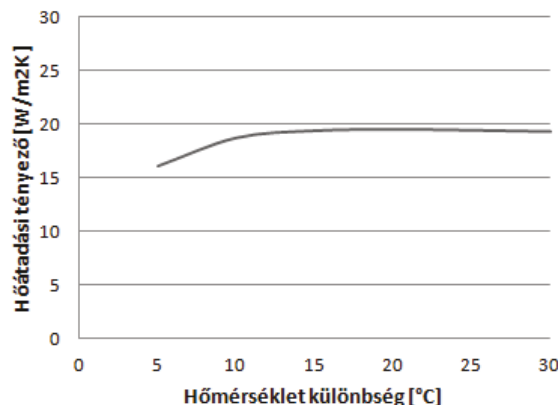
5. ábra: A nyolcad modell szimmetriasíkjában a hőmérséklet eloszlás $h=30 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, valamint $T=5^\circ\text{C}$ esetén.

Az azonos hőmérsékletű frissbeton már a kötése után pár órával a külső lapokon felveszi a közel környezeti hőmérsékletet, így jelentős hőmérséklet változáson a kocka belső része (egyenletes hőleadást feltételezve a geometriai közepe) esik át. A szimuláció során igazolást nyert, hogy a maximális hőmérséklet különbség a szigetetlen felület feltételező modell ($h=30 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$) esetében a minimális környezeti hőmérséklet ($T=5^\circ\text{C}$) mellett alakul ki. A modell szimmetria síkjában történő hőmérséklet változást az 5. ábra szemlélteti.

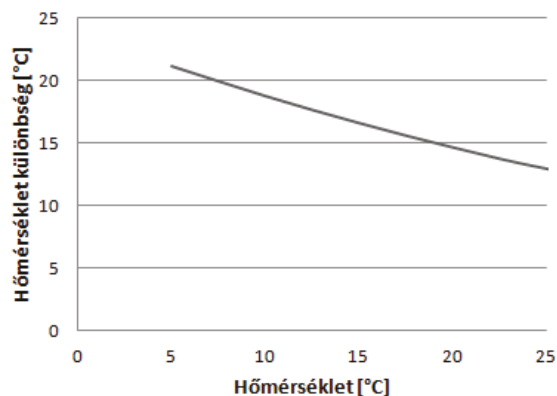
A kísérletterben történő kiértékeléskor arra a kérdésre keressük a választ, hogy milyen

alakú és milyen állandókkal rendelkező célfüggvénnyel tudjuk jellemezni az előzőekben ismertetett folyamatot. A teljes faktoros kísérletterv változóinak a hőmérsékletre gyakorolt hatását a kísérlettervben definiált tengellyel párhuzamos szakaszok segítségével határoztuk meg.

A kísérletterv egyes oszlopait és sorait reprezentáló metszések a 6.a. és 6.b. ábrán láthatóak.



6. a. ábra. A hőátadási tényező alakulása a hőmérséklet különbség függvényében $T=10^\circ\text{C}$ esetén



6. b. ábra. A hőmérséklet különbség alakulása a hőmérséklet függvényében, $h=10 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$ esetén

A 6 a, b ábra eredményeiből látjuk, hogy az adott kísérletterben a hőmérséklet különbség a környezeti hőmérséklettel lineárisan, a hőátadási tényezővel másodfokúan változik, így az alábbi függvényalakban kereshető a megoldás (a keresztthatások figyelembevétele nélkül):

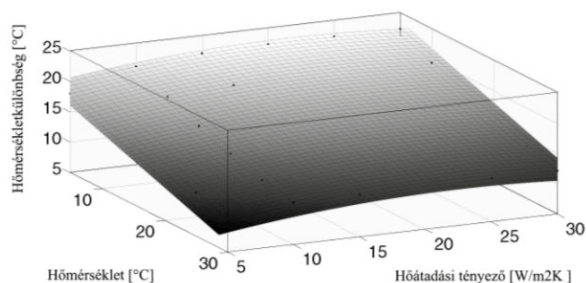
$$\Delta T = a + bT + ch + dh^2 \quad (1)$$

Az általunk végzett vizsgálatoknál az állandók értékeit foglalja össze az 1. táblázat.

1. táblázat. Az elemzés során használt állandók értékei

állandó	érték
a	19,24 [°C]
b	-0,3765 [-]
c	0,3839 [°Cm ² K/W]
d	-0,008659 [°Cm ⁴ K ² /W ²]

A felírt függvény és az elemzés során használt állandók alapján a hőmérséklet különbség (ΔT), a környezeti hőmérséklet (T) és a hőátadási tényező (h) kapcsolatát a 7. ábra szemlélteti.



7. ábra. A hőmérséklet különbség, a hőmérséklet és a hőátadási tényező kapcsolata (1) szerint

4. KÖVETKEZTETÉSEK

A végeselem modell eredményei alapján elmondható, hogy a vizsgált kísérletben a minimális hőmérséklet görbét a külső hőmérséklet változásának sebessége az első 12 órában befolyásolja számottevő mértékben.

A maximális hőmérséklet kialakulása a beton keverék korai szilárdulási szakasza után várható, időpontja függ a környezeti hőmérséklettől és a környezet által defininált hőátadási tényezőtől.

A környezeti hőmérséklet növekedése a maximális hőmérséklet különbség időpontját késlelteti, míg a hőátadási tényező növekedése időben előrébb hozza.

A kidolgozott vizsgálati rendszer eredményeiből elmondható, hogy a paraméter intervallumokon belül a külső hőmérséklettől lineárisan, a szigetelés mértékét és jellemző hőátadási tényezőtől másodfokú függvény szerint változik a kialakuló maximális hőmérséklet különbség.

A kialakított célfüggvény a kísérletben belül bármilyen adott külső állandó hőmérséklet és hőátadási tényező esetén lehetőséget nyújt arra vonatkozóan, hogy megállapítsuk a gyakorlati mérnökség számára a hőmérséklet különbséget technológiai próbák elvégzése nélkül. Az így megvalósított repedési hajlam vizsgálat azonnal előre jelzi a numerikus modell segítségével repedésveszélyt, helyettesítve/kiegészítve a napokon át történő többszörös hőmérsékletmérést.

A modell továbbá lehetőséget ad továbbfejlesztés után a határoló felületeken különböző hőátadási tényezők alkalmazásakor a valós beépítésre kerülő betonszerkezetek szabvány szerinti előzetes elemzésére, valamint a csökkentett hőtermelésű cementekkel készített betonok minősítésére.

13. IRODALOM

- [1] B. A. Klemczak: Modeling thermal-shrinkage stresses in early age massive concrete structures – Comparative study of basic models, Archives of civil and mechanical engineering 14, 2014, pp. 721-733.
- [2] Chang-keun Lim, Jin-Keun Kim, Tae-Seok Seo: Prediction of concrete adiabatic temperature rise characteristic by semi-adiabatic temperature rise test and FEM analysis, Construction of Building Materials, Vol. 125, 2016, pp. 679-689.
- [3] D. Soares, L. Godinho: Heat conduction analysis by adaptive iterative BEM-FEM coupling procedures, Engineering Analysis with Boundary Elements, Vol. 73, 2016, pp. 79-94.
- [4] L. Skarzynski, M. Nitka, J. Tejchman: Modelling of concrete fracture at aggregate level using FEM and DEM based on X-ray μ CT images of internal structure, Engineering Fracture MEchanics, Vol. 147, 2015, pp. 13-35.
- [5] Gibbon GJ, Ballim Y.: Laboratory test procedures to predict the thermal behaviour of concrete. J South African Inst Civil Engineers, 1996, 38(3): 21-4 (3rd Quarter).
- [6] Gibbon GJ, Ballim Y, Grieve GRH.: A low-cost computercontrolled adiabatic calorimeter for determining the heat of hydration of concrete. J Testing Evaluat (ASTM) 1997; Vol 25(2):261-6.
- [7] Yunus Ballim: A numerical model and associated calorimeter for predicting temperature profiles in mass concrete, Cement & Concrete Composites 26, 2004, pp.695-703.

ELEKTROMOS REPÜLÉS LEHETŐSÉGEI

POSSIBILITIES OF ELECTRIC AIRCRAFTS

Dorogi János, K+F mérnök, Siemens Zrt., Debreceni Tibor, K+F mérnök, Siemens Zrt.,
Dr. Balázs Gergely György, K+F vezető, Siemens Zrt.

ABSTRACT

Several electric drive aircrafts aviate at first time recently, but it seems that in the very near future they will not be able to spread widely. The main reason of that is the energy density of the batteries. Considering the current battery technology a 50 times heavier battery pack is required than fuel to achieve the same energy. Even if we take into account the high efficiency of the electronic driving system, this weight ratio is still in the magnitude order of 10-15.

1. BEVEZETÉS

A repülésipart mindig is a belső égésű motorok uralták, azonban a mai kutatás-fejlesztési erőfeszítések és fejlődési irányok arra engednek következtetni, hogy a villamos meghajtás, ahogy az autópárhán, úgy a repülőkh között is teret fog hódítani. A járműiparban használatos akkumulátoros energiatárolók még jóval elmaradnak a belsőégésű motorok által használt üzemanyagok energiasűrűsége mellett, de a villamos hajtásrendszer előnyei ígértes lehetőséget teremtenek a repülőipar fejlesztésében is. A tisztán elektromos hajtású gépek legnagyobb előnye a kimagasló hatásfok és teljesítménysűrűség, a zéró károsanyag-kibocsátás, az olcsó üzemeltetési költség, továbbá a zajszennyezés mérséklése.

2. REPÜLŐK ERŐGÉPEINEK VESZTESÉGEI

2.1 Belsőégésű motorok veszteségei

A motor hengerterében elégetett üzemanyag energiája (Q_{be}) a veszteségeknek (V) köszönhetően nem képes teljes mértékben effektív munkává (W_e) alakulni.

$$W_e = Q_{be} - V \quad (1)$$

A belsőégésű motorok veszteségeit három csoportba szokás sorolni, így az alapvető veszteségekről, a motorikus veszteségekről, valamint a mechanikai veszteségekről beszélhetünk. Az alapvető veszteség, a körfolyamat sajátosságaiból adódik, ez a tökéletes motor elméleti körfolyamatából elvont hőmennyiség (Q_{el}). Ezen veszteség mértéke a termikus hatásfokkal (η_t) jellemezhető.

$$\eta_t = \frac{Q_{be} - Q_{el}}{Q_{be}} \quad (2)$$

A termikus hatásfok elsősorban a kompresszió (ϵ) nagyságától függ, a kompresszió viszony növelésével a termikus hatásfok javulása érhető el.

A motorikus veszteség a valós munkafolyamat ideálistól való eltéréséből ered. Ezen csoporton belül beszélhetünk töltetsere veszteségről, hőveszteségről a hengerfal irányában, valamint a kipufogógáz távozásából adódó veszteségekről. Az előbbieket figyelembe véve jutunk el a tényleges folyamathoz, melyet az indikált hatásfok (η_i) jellemez.

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{be}} \quad (3)$$

Az indikált munka (W_i) alatt a hengerben lévő keverék általi, valamint az azon elvégzett munka eredőjét értjük.

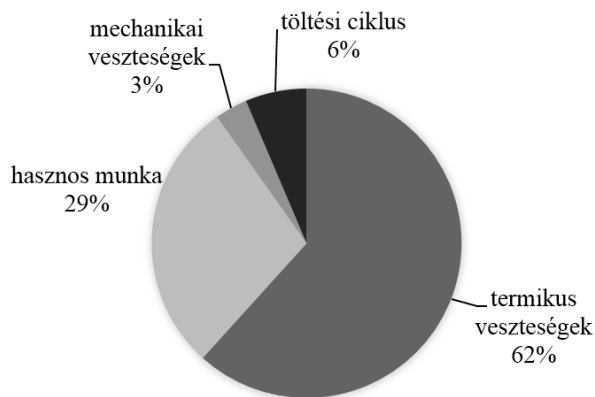
A mechanikai veszteségek a mozgó alkatrészek súrlódási veszteségeiből, valamint a segédberendezések működtetéséhez szükséges energiákból tevődnek össze. Ezen veszteségcsoport a mechanikai hatásfokkal (η_m) jellemezhető.

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} \quad (4)$$

A teljes motor hatékonyságát pedig az effektív hatásfok (η_e) szemlélteti, így a fentebb írtakat figyelembe véve az alábbi egyenletet kapjuk.

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_{be}} = \eta_t \cdot \eta_i \cdot \eta_m \quad (5)$$

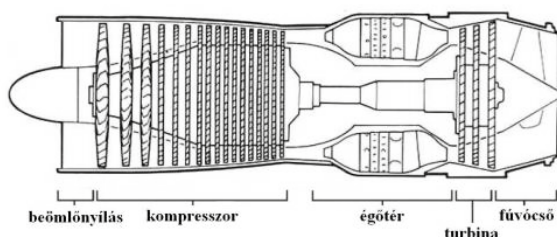
A legtöbb mai belsőégésű motor effektív hatásfoka 20–40 % között van. [1]



1. ábra. Belsőégésű motor veszteségei

2.2 Gázturbinás hajtóművek veszteségei

A gázturbinás sugárhajtóművet öt fő szerkezeti elemre bonthatjuk, melyek az áramlás irányának megfelelően sorrendben a szívócsatorna, a kompresszor, az égéstér, a turbina, valamint a fúvócső. A gázturbinák veszteségeinek forrásait ezen öt szerkezeti elem végbemenő folyamatokban találhatjuk meg.



2. ábra. Gázturbina felépítése

Az örvénygépek jellemzéséhez összenyomható közegek esetén mechanikai (η_m), illetve belső hatásfokról (η_b) szokás beszélni.

A belső veszteség egyik forrása annak köszönhető, hogy a bevezetett teljesítmény (P) egy része a közeg belső energiájának növekedésére fordítódik, a közeg illetve a mechanikai elemek közti súrlódás okán. Ezt a belső fajlagos munka, valamint a bevezetett

munka aránya fejezi ki. Attól függően, hogy politrópikusnak, vagy izentrópikusnak feltételezzük az állapotváltozást a hatásfok eltérő nagyságú lehet. A belső veszteség másik forrása a volumetrikus veszteség vagy összenyomható közeg esetén szerencsésebb elnevezéssel a tömegvesztés. Erőgépek esetén a közeg egy része nem a járókeréken, hanem a réseken keresztül áramlik a nagyobb nyomású helyről a kisebb nyomású hely felé, ezáltal hasznos munkát nem képes végezni.

$$\eta_b = \frac{P_b}{P} \quad (6)$$

Az így megmaradt belső teljesítmény (P_b) egy része mechanikai veszteséggé (mechanikai elemek súrlódása) hővé alakul, így csökkentve a tengelyre jutó teljesítményt (P_t).

$$\eta_m = \frac{P_t}{P_b} \quad (7)$$

Az égéstérben lévő veszteségek, az égéstér hatásfokával jellemezhetők (η_e). Ezeket, hasonlóan a belsőégésű társaikhoz, maga a körciklus sajátossága, illetve a valóságos munkafolyamat ideálistól való eltérésére okozza. Ezek legfőképpen áramlási, valamint nyomásvesztéseknek köszönhetők.

További áramlási veszteségek lépnek fel a beömlőnyíláson, illetve a fúvócsőn is, melyet az áramlási hatásfok (η_a) jelez. A gázturbinás hajtómű szerkezeten belüli hatásfoka így a következőképpen alakul.

$$\eta_e = \eta_b \cdot \eta_m \cdot \eta_e \cdot \eta_a \quad (8)$$

A gázturbinás hajtóműveket esetében szokás csak termikus illetve propulziós hatásfokról is beszélni. [3]

2.3 Villamos motorok veszteségei

A villamos motor esetében három fő veszteségtípusról beszélhetünk, így tekercsvesztésről, vasvesztésről, valamint súrlódási veszteségekről.

A tekercsvesztés (P_r) a gép tekercseiben keletkezik, annak mértékét a vezető ellenállása (R), illetve a rajta átfolyó áram (I) nagysága határozza meg.

$$P_t = I^2 \cdot R \quad (9)$$

További járulékos tekercsveszteségről beszélhetünk, abban az esetben, amikor a tekercsben váltakozó áram folyik. Az adott frekvenciájú váltakozó áram hatására a vezető belsejének induktív reaktanciája nő, ezáltal szorítva ki az áramot a vezető felületének irányába. Lényegében ekkor a tekercs ellenállása megnő, melynek következtében a keletkező Joule hő mennyisége növekszik.

A vasvesztés esetében két veszteségi forrásról beszélhetünk, így a hiszterézis-, valamint az örvényáramú veszteségről. A hiszterézis veszteség (P_{hisz}), a vastestben lévő elemi mágnesek változó fluxus (ψ) hatására történő egymás közti súrlódását fedti le. A hiszterézis veszteség összefüggését a lenti, 10-as képlet mutatja, ahol a k_h a geometriára vonatkozó paraméter, míg f , a váltakozó áram frekvenciáját jelöli.

$$P_{hisz} = k_h \cdot \psi^2 \cdot f \quad (10)$$

Az örvényáramú veszteség (P_{δ}) a változó mágneses indukció hatására a vastestben indukálódó áram általi veszteséget jelenti.

$$P_{\delta} = I_{\delta}^2 \cdot R_{\delta} \quad (11)$$

Ez utóbbi veszteségi forrást a vas lemezelésével igyeksenek csökkenteni a gyártók.

Forgó villamos gépek esetében további mechanikai veszteségek (P_m) is fellépnek, melyek a csapágsúrlódásból, valamint a légsúrlódásból tevődnek össze. A villamos motor effektív hatásfoka tehát az alábbiak szerint alakul. [2]

$$\eta_e = \eta_t \cdot \eta_v \cdot \eta_m \quad (12)$$

Egy villamos motor akár 98% fölötti hatásfokkal is képes üzemelni.

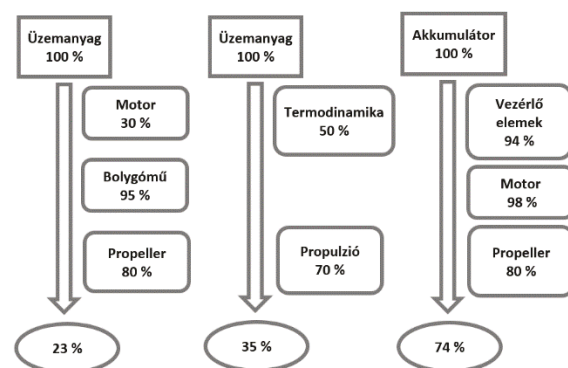
4. REPÜLŐGÉPHAJTÁSOK HATÁSFOKA

Ahhoz hogy teljes képet kapjunk az egyes repülőgéphajtások hatásfokairól további elemek veszteségeit kell megvizsgálni.

A légszaváros, illetve a különböző gázturbinás meghatások esetében nem szabad elfeledkezni a propulziós hatásfokról sem (η_p), mely megmutatja, hogy az adott hajtás által felgyorsított közeg összes relatív mozgási

energiájának mekkora része képes vontatási teljesítményre fordítani. Általánosságban elmondható, hogy hangsebesség alatt a propulziós hatásfoka a légszavárnak a legjobb, mely nem ritkán 80 % fölött is tud üzemelni. Meg kell említeni, azonban, hogy a légszaváros alkalmazási határa körülbelül 0,7 Mach körüli, így azok hangsebesség feletti repülést nem tesznek lehetővé. A repülési sebesség növelésével a különböző gázturbinás hajtóművek propulziós hatásfoka növekszik, azonban ha a hajtómű összes veszteségét figyelembe vesszük, annak hatásfoka így is ritkán éri el a 35%-ot.

A villamos hajtás esetén az erőgépen kívül további veszteségek lépnek az egyes villamos komponenseknek köszönhetően. Az akkumulátor rendszerben a belső ellenálláson, valamint a kontakt ellenálláson 1% körüli veszteség keletkezik, a vezérlő elemeken további körülbelül 5%. [4] Azonban e további veszteségek mértéke igen minimális, összességében a villamos repülőgéphajtás teljes hatásfoka, propellerrel együtt 70 % fölött képes üzemelni.



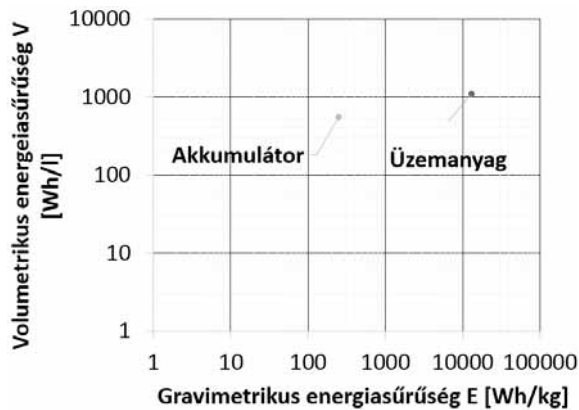
3. ábra. Repülőgéphajtások hatásfoka

Összehasonlítva a belsőégésű, valamint a gázturbinás hajtóművekkel 2-4 szeres hatásfokbeli különbséget kapunk. Elmondható tehát, hogy az eddigi, hagyományosnak mondható hajtásokkal szemben az elektromos hajtás a hangsebesség alatt közlekedő repülő számára egy lényegesen magasabb hatásfokú, gazdaságosabb repülést tud biztosítani.

5. FOSSZILIS ÜZEMANYAGOK AZ AKKUMULÁTOROKKAL SZEMBEN

Az elmúlt évtizedek során az akkumulátor cellák fejlődése, azok energiasűrűségének növekedése felgyorsult. Azonban, amennyiben

összehasonlítjuk ezen technológiákat, a repülésben jelenleg legelterjedtebben használt üzemanyagokkal szemben, azt tapasztalhatjuk, hogy az utóbbiak energiasűrűsége körülbelül 50-60-szer nagyobb. Míg egy akkumulátor cella manapság elérhető energiasűrűsége 200 - 250 Wh/kg, addig egy fosszilis tüzelőanyag ugyanezen értéke 12.000-13.000 Wh/kg között mozog.



4. ábra. E, Akkumulátor, üzemanyag

A tömre vonatkoztatott energiasűrűsége felül érdemes megvizsgálni a volumetrikus energiasűrűsége is, mely az egységnyi térfogatra vonatkoztatott energia mennyiségét mutatja meg. E viszonyításban is jelentős előnye van még a fosszilis energiahordozóknak, melyek 15-20-ad annyi helyen tudják ugyanazt az energiamentiségét tárolni.

6. ELEKTROMOS REPÜLÉS LEHETŐSÉGEI, FEJLESZTÉSI IRÁNYAI

Ha egy jelenlegi, hagyományosnak mondható meghajtással rendelkező repülőgépet, villamos hajtással szeretnénk kiváltani jelentősebb tömegnövekedés nélkül, akkor az akkumulátor technológiának köszönhetően az üzemidő 10-15-szörösére csökken az eredeti repülési időhöz képest. Azonban már napjainkban is folyamatosan számos új, ígéretes technológia lát napvilágot, mely arra enged következtetni, hogy ez a különbség a nem is túl távoli jövőben lényegesen csökkeni fog.

A repülési idő növelését nem csak az akkumulátorok energiasűrűségének növelésével, hanem a repülőgéptestek fejlesztésével is elő lehet segíteni. A repülőgépek aerodinamikai jósága (k) mutatja meg, az adott gép felhajtóerő-

tényezőjének (C_L) és ellenállás-tényezőjének (C_D) viszonyát, a siklórepülésben közlekedő gép megtett útjának (l), és elvesztett magasságának hányadosát (h).

$$k = \frac{C_L}{C_D} = \frac{l}{h} \quad (13)$$

A C_L , valamint a C_D számok a test geometriájára jellemző tényezők. A repülőgép felhajtóerő-tényezőjének növelésével valamint az ellenállás-tényező csökkentésével a siklószám növelhető, melynek következtében a repülőgép felhajtóerejének biztosításához kevesebb tolóerőre van szükség. A nagyobb aerodinamikai jósággal rendelkező gépek esetében egységnyi energia növeléssel magasabb üzemidő érhető el. A magasabb jósági fokú repülőgépeket a nagyobb szárnyfesztáv jellemzi.

Napjainkban már több tisztán elektromos repülőgépet fejlesztettek, melyeket azonban eddig csak főként tesztelési célokra használtak. Úgy tűnik, hogy a közelmúltban az autópárházban megfigyeltekkel szemben a repülőgépek elektrifikációja fordítva fog történni, és az időben előbb kifejlesztésre kerülő tisztán elektromos gépeket a hibrid repülőgépek fogják követni. Ez egy további ígéretes fejlesztési irány, melyben jól lehet ötvözni mind a hagyományos üzemű, mind az elektromos meghajtás előnyeit. Ugyan nagyobb mértékű terhelést rónak a környezetre, mint tisztán elektromos társaik, azonban lényegesen szélesebb körben tudnak elterjedni.

7. IRODALOM

- [1] Dr. Berecky Ákos, Dr. Varga Zoltán, Motor és erőátviteli rendszerek mechatronikája, 2014.
- [2] Berta István, Kádár István, Szabó László Váltakozó áramú rendszerek, 2011
- [3] Beneda Károly, Somongáti Győző, Veress Árpád, Járművek hő- és áramlástechnikai berendezései
- [4] T. Debreceni, G. Gy. Balázs, I. Varjasi, Mission Profile-Oriented Design of Battery Systems for Electric Vehicles in MATLAB/Simulink®. In: International Conference on Renewable Energies and Power Quality. Madrid, 2016. május. 4-6., Konferencia kiadvány

ORGANIKUS ERGONÓMIA

ORGANIC ERGONOMICS

Dr. Dömötör Csaba, egyetemi docens
Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Intézet

ABSTRACT *Ergonomics is a human science but engineers can learn from nature in this technical field too. This article presents the differences between nature and technical applications and shows some possibilities of adaptation from animal world.*

1. BEVEZETÉS

Az ergonómia az ember és munkakörnyezete kölcsönhatásának tudományos tanulmányozásával foglalkozik. A kifejezés az *ergos* (munka) és a *nomos* (törvények) görög szavaknak az ötvözetéből származik.

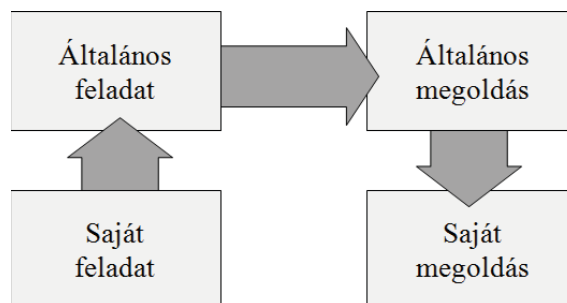
A munkakörnyezet itt egyszerre vonatkozik a munkavégzést körülvevő fizikai környezeti tényezőkre valamint a használt eszközökre és anyagokra. Ide sorolhatjuk továbbá az alkalmazott munkamódszereket és az akár egyéni akár csoportos munkához kötődő és a hatékonyságot célzó szervezési és optimalizációs feladatokat is. De napjainkban az ergonómiai szemlélet érvényesítése nem csupán a munka világára jellemző [2]. Az ergonómiai megfontolások és megoldások ma már meghatározzák a lakás, az iskola vagy éppen a közlekedés infrastruktúráját, de jelen vannak a különféle szabadidős tevékenységeinkben is.

2. ANALÓG PROBLÉMAMEGOLDÁS

Ahogy az más műszaki szakterületeken is igaz, az ergonómia tárgyában megfogalmazódó problémák feloldására is alkalmazhatók analógia alapú problémamegoldó módszerek. Ezek lényege, hogy egy speciális feladat megoldását a miénkhez hasonló problémák ismert megoldásaira alapozzuk [3]. (1. ábra.)

Mint azt már korábbi írásaimban is kiemelttem [1], analóg megoldásokhoz a természetben található hatáselemek és hatáshordozók megfigyelésével és adaptációjával is hozzájuthatunk. Vitathatatlan tény, hogy természet másolásának igen fontos szerep jut az emberiség történetében, mivel az organizmusok működésének adaptációja nemcsak a műszaki területeken bír kiemelt jelentőséggel, de inter-, multi- illetve transzdiszciplináris módon

számos tudományágban – így akár az ergonómiában is – megkerülhetetlenül szerepet kap. Az ehhez legközelebb álló természet-tudomány a biológia, mely az *élőlények* eredetével, testfelépítésével, működésével, és *környezettel való kapcsolatával* foglalkozik, így a benne rendszerezett ismeretek által felismert párhuzamok nagy segítséget nyújthatnak az ergonómiai feladatok megoldásában is.



1. ábra.

Analógia alapú problémamegoldás

3. ERGONÓMIA A TERMÉSZETBEN

Az alapfeladat a természetben jellemző munkafolyamatok során is ugyanaz. Lehetőség szerint minél kevesebb energia-befektetés mellett, a lehető legbiztonságosabb és legkényelmesebb munkavégzést megvalósítva kell növelni a hatékonyságot. Ugyanúgy, mint a műszaki gyakorlatban is, ezen párhuzamos törekvések elérése azonban legtöbbször csak kompromisszumok árán lehetséges.

Míg a *humán ergonómia* legfőbb célját az eszközök, a környezet és a munkafolyamatok optimális kialakítása jelenti, addig a természetben ez a végrehajtandó feladatokhoz való alkalmazkodásban nyilvánul meg. Ennek fő motorja az *evolúció*, mely során az élőlények olyan organikus *eszközrendszereket* és *viselkedésformákat* alakítanak ki, mellyel hatékonyabbá tehetik létfenntartás során használt testrészeit vagy szerszámaikat.

Kijelenthető, hogy a legjellemzőbb eszközhasználók az emberszabásúak, melyek nemcsak a saját testi adottságaikat, de kifejezetten adott feladatra alkalmas tárgyakat is alkalmaznak a létfenntartás során.

A 2. ábrán egy dió feltörésének munkafolyamata látható, mely során a majom egy gondosan kiválasztott fekvő fadarab mélyedésébe helyezi a csonthéjas termést és egy nehéz kővel egymás után többször is ráüt. Hasonló eljárással jutnak hozzá a tengeri vidrák a kagylók belsejéhez, de ők a vízfelszínen lebegve mellkasukra helyezik a mélyből

felhozott kagylót. A cselekmény mindkét esetben kétségkívül tudatos viselkedést és eszközhasználatot jelent, mely során az állatok jól megválasztott munkakörnyezet és munkaeszköz segítségével jutnak hozzá a kívánt táplálékhoz. Mindeközben egyszerre gondoskodnak a „munkadarab” rögzítéséről valamint a megfelelő törőerőről.



2. ábra.

Fa mélyedésébe helyezett dió törése kő segítségével

A mérnöki gyakorlatban precíz tervezéssel és a munkakörnyezet ergonomikus kialakításával érhetünk el nagyobb teljesítményt, gyorsabb munkavégzést, jobb minőséget és nagyobb biztonságot kevesebb energia befektetése mellett. Ugyanígy az állatvilágban is egy ehhez hasonló optimalizáció játszódik le az alkalmazkodás során. Ennek eredménye a populáció szempontjából megvalósuló hatékonyság növekedés. Összehasonlításként meg kell említeni, hogy a 2. ábrán bemutatott technikát nem használó emlősök is hozzájutnak ugyan a dió belsejéhez, de pusztán a fogazatra támaszkodva ez jóval több időt és energiát emészt fel, ráadásul a módszer a fogak károsodását is okozhatja.

Ez még akkor is igaz, amikor bőség van, hiszen például a folyókon felúszó lazacrajok ugyan könnyű prédát jelentenek a halászó medvéknek, de csak akkor, ha ez utóbbiak rendelkeznek a megfelelő eszközökkel. Ezek pedig az éles karmok és a fogak. (3. ábra.)

4. MUNKA AZ ÁLLATVILÁGBAN

Mivel az ergonómia tudománya alapvetően a munka világából indult, de azon túl is mindig valamilyen *produktív cselekmény*hez köthető, a természeti analógiákat is ilyen cselekmények vizsgálatára kell alapozni. Ezek az állatvilágban alapvetően a *táplálkozás*, a „*lakhatás*”, a *kommunikáció* a *szaporodás* vagy éppen a *mozgás* feladatai köré csoportosulnak.

4.1 Táplálkozás

Az élelemszerzés a létfenntartás leggyakoribb feladata. Legyen az vadászat vagy gyűjtögetés, az élelemért minden esetben meg kell dolgozni.



3. ábra.

Karmait és fogait használó halászó medve

Az áldozat megragadásában és elfogyasztásában legtöbb esetben olyan organikus munkaeszközök segítik tehát az állatokat, mint a karmok, fogak vagy a ragadozó madaraknál a csőr. De vannak ennél extrémebb szerszámok is, melyek különleges vadászati módszereket engednek meg.

A kúpcsga technikája hatáselvében, hatáshordozójában és funkciójában is tökéletesen megegyezik az ember által alkotott szigonypuskák működésével. Ez az élőlény ugyanis olyan speciális lövő foggal rendelkezik, melynek nemcsak szakállas horga van (4. ábra), de a műszaki megfelelőjéhez hasonlóan az állat hosszú reszelőnyelvével összeköti a kilövés helyével. Találat esetén a csiga ezzel képes a szájába húzni a megbénított áldozatát. A kutatók azt is megfigyelték, hogy a viszonylag ritka céltévesztés esetén a használt méregtűskét egyszerűen eldobva új tölthető a helyére, hiszen egyszerre akár 20 db különböző fejlődési stádiumban lévő apró szigony is az állat rendelkezésére áll [6].



4. ábra.
A kúpcsga lövő foga

Táplálékhoz nem csak hirtelen támadás, hanem keresés és gyűjtögetés útján is hozzá lehet jutni. Ehhez viszont vagy érzékeny látás, vagy egyéb kifinomult érzékelő szenzorok használata szükséges. A zsákmány felkutatásának egy különleges módja az elektromosság érzékelésén alapuló detektálás, amit például a kacsacsőrű emlősök és a pörölycápák is alkalmaznak. Hasonlóan a fémdetektorok érzékelőjének lapos kialakításához ezek az állatok is megnövelt érzékelő felülettel teszik hatékonyabbá a keresést. (5. ábra)



5. ábra.
A pörölycápa speciális fejkialakítása

Ezen lehetőségeken túlmutat, hogy egyes állatok maguk termelik meg a számukra szükséges élelmiszert. Ilyenek a levélvágó hangyák, melyek járataikban gombákat termesztnek, amiknek tápanyagellátását az általuk helyszínre szállított apró levéldarabok lebomlása segíti. Az ilyen rovarállamokat a természetkutatók szuperorganizmusként tartják számon, amihez igen bonyolult társadalmi struktúra, szabályrendszer és munkaszervezés szükséges. A nagyvállalatokhoz hasonlóan az egyes feladatokat ez esetben is arra szakosodott specialisták végzik csökkentve ezzel a hiba lehetőségét és ezzel együtt tovább növelve a csoport hatékonyságát.

4.2 Lakóhely fenntartása

A létfenntartás másik fontos feladatköre egy olyan lakóhely kialakítása, mely biztonságot nyújt a ragadozók ellen és lehetőség szerint megvéd az időjárás viszontagságaitól is. Lehet ez föld alatti üreg vagy járatrendszer, fában lévő odú, épített fészkek vagy elfoglalt barlang, de legtöbb esetben munkát igényel a kialakítása, formálása és fenntartása is.

Legjellemzőbbek a föld alatti üregek melyeket az állatok ásással hoznak létre. Megfigyelhető, hogy az ásásra szakosodott végtagok legtöbbször masszív, rövid karmokkal és viszonylag nagy felülettel rendelkeznek. Mindkettő egyértelműen a munka gyorsítását és megkönnyítését célozza. A karmok biztosítják, hogy az izomzat által kifejthető erő néhány pontba koncentrálódjon így segítve az anyagleválasztást. A széles felület pedig a lefejtett föld elkostrásának leghatékonyabb eszköze. Mindezen eszközök méretüket tekintve is igazodnak az állat által kifejthető maximális erőhöz. (6. ábra.)



6. ábra.
A lőtűcsök ásólába és a földmunkagép kanala

Több élőlény saját maga által termelt anyagot használ életterének kialakítása során. A csigák és kagylók meszes házat építenek maguk köré, a pókok speciális proteinekkel készítik hálójukat, míg a darazsak fészkeikhez egyfajta

papírt állítanak elő fareszelékből és a saját nyálukból. De a készen rendelkezésre álló építőanyagok alkalmazásának is lehet különleges eszközigénye. Így a szövőmadár csőre a fészeképítésre specializálódott, míg a hódok fogai kifejezetten a fakitermelés hatékonyságát célozzák.

4.3 Kommunikáció

Az ergonómia fontos célja a jelző és kezelőszervek optimális kialakítása. Egyik alapelv, hogy a legfontosabb információkat nemcsak vizuális, de akusztikus úton is közölni kell. Az egész életüket barlangokban vagy mélytengerekben leélő állatokat leszámítva, az információk az élőlényekhez is legkönnyebben és legpontosabban látás útján jutnak el.



7.ábra.

Figyelemfelkeltés sárga-fekete szinkontraszttal

Általános figyelemfelkeltésre a műszaki gyakorlatban az egyik legjobb választás a sárga-fekete párosítás. Ennek legfőbb oka, hogy kiemelkedő szinkontrasztja miatt az élővilág is gyakran használja (7.ábra.), mint óvatosságra intó jelzést, így lesz a mesterségesen létrehozott környezet egyik leghatékonyabb figyelemfelkeltő eszköze [1].

Ha a látásra külső tényezők miatt nem támaszkodhatunk, vagy a vizuális jeleket erősíteni szükséges, akkor a hanghatások jelentik a megoldást. Sűrű erdőkben vagy nagy távolságokon az állatok is inkább ezt a módot részesítik előnyben a kommunikációra, hiszen így mind a jelzés mind pedig az észlelés jóval gyorsabb s hatékonyabb lehet.

4.4 Szaporodás

A gének továbbörökítése minden egyed célja, és épp a rátermetség az, ami egyeseket helyzetbe hoz, míg másokat háttérbe szorít. Ez biztosítja a legjobb vérvonal kialakulását, ami a faj folyamatos fejlődéséhez is elengedhetetlen. Ahhoz, hogy egy egyed a többi felé kerekedjen vagy jobb technikára vagy hatékonyabb

fegyverekre van szüksége. De sok esetben kizárólag a jobb táplálkozás miatti energia-többlet adta kitartás dönt a küzdelemben.



8.ábra.

Karmaikat harcra használó halászsasok

4.5 Mozgás

A helyváltoztató mozgást kiemelve gyors mozgású állatoknál a legjellemzőbb feladatot a közegellenállás legyőzése jelenti. Ezt az állatok elsősorban áramvonalas testfelépítéssel érik el, de a specialitások közé tartoznak például a tarajos pikkelyek vagy a testhez húzható végtagok.

5. AZ ALKALMAZÁS LEHETŐSÉGE

Az ilyen és ehhez hasonló megoldások feltárása kiemelten fontos lehet az ergonómia számára is, hiszen a természeti analógiák segítségével lehetőség nyílik a már létező megoldások, eszközök és munkafolyamatok tökéletesítésére.

6. IRODALOMJEGYZÉK

- [1] DÖMÖTÖR, Cs.: A természeti intuíció hatása a termékfejlesztés gyakorlatára, GÉP, Vol.65, No.2., ISSN 0016-8572, Miskolc, 2014., pp.23-26
- [2] Hercegfő Károly; Izsó Lajos: Ergonómia, Typotex Kiadó, 2010. ISBN: 978-963-2790-954
- [3] PAHL, G.; BEITZ, W.: Konstruktionslehre Handbuch für Studium und Praxis, Springer-Verlag, Berlin, 1981., ISBN 963-10-3796-7
- [4] PÉTER, J., DÖMÖTÖR, Cs.: Ipari design a fejlesztésben, Miskolc-Egyetemváros, 2011. Elektronikus jegyzet
- [5] Berényi L., Szolnoki B., Bánhegyesi L.: Office Work: Ergonomic and Medical Aspects, EUROPEAN SCIENTIFIC JOURNAL 11:(2) pp.21-33., 2015.
- [6] DOMJÁN G.: A leggyilkosabb tengeri állatok toplistája 2. hely, 2011.01.29 <http://www.beavizbe.hu/?p=1468>

RADIÁLISAN POLARIZÁLT ÜREGES PIEZOELEKTROMOS KÖRTÁRCSÁK STATIKAI VIZSGÁLATA

STATIC ANALYSIS OF RADIALY POLARIZED PIEZOELECTRIC HOLLOW CIRCULAR DISC

*Ecsedi István, Professor Emeritus, Miskolci Egyetem, Műszaki Mechanikai Intézet;
Baksa Attila, egyetemi docens, PhD, Miskolci Egyetem, Műszaki Mechanikai Intézet*

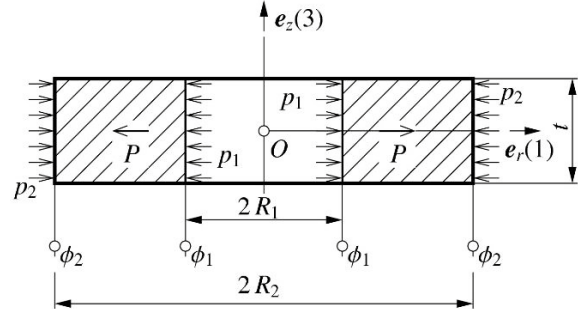
ÖSSZEFOGLALÁS (ABSTRACT). The static linear response of a hollow circular disc of a piezoelectric ceramic poled in radial direction is considered. The applied mechanical loads are uniform pressures acting on the inner and outer cylindrical boundary surfaces. The cylindrical boundary surfaces are electroded with driving voltage across in radial direction. Under the condition of plane stress state and analytical solution is presented to determine the displacements, stresses and electric potential in radially polarized hollow circular disc made of PZT4 ceramic.

1. BEVEZETÉS

A piezoelektromosság olyan elektromos jelenség, amelynek során bizonyos anyagokon, mint például nem centrálisan szimmetrikus kristályokon, bizonyos kerámiákon mechanikai terhelés hatására elektromos tér keletkezik, illetve elektromos tér hatására alakváltozás jön létre.

A piezoelektromos jelenség kezdeti alkalmazási területe a híradástechnika volt, ahol is hangszedőként, rezgőkörök vezérlésére és mikrofonokban került alkalmazásra. Napjainkban a piezoelektromos kerámiák microelektromos-mechanikai szerkezetek fontos elemei. Használják szenzorok és aktuátorok kialakítására kedvező piezoelektromos tulajdonságaik és nagy dielektromos állandójuk miatt. A piezoelektromosság alkalmazási területei elsősorban az intelligens (smart, adaptive) struktúrák, amelyekben kiemelt szerkezeti anyagként különböző piezoelektromos kerámiák nyernek felhasználást.

A piezoelektromos szerkezeti komponensek vizsgálata mechanikai és villamosságtani ismereteken alapul. E tanulmány tárgyát vékony vastagságú üreges körhenger alakú síkfeszültségi állapotban lévő piezoelektromos kerámiák statikai feladatainak megoldása alkotja. A feladat megoldása a lineáris piezoelektromosságtan egyenleteinek felhasználásával történik. A tárcsa radiális irányban polarizált, alakváltozása tengelyszimmetrikus.



1. ábra. Körgyűrű alakú piezoelektromos tárcsa

A vonatkozó forgásszimmetrikus peremérték-feladat megfogalmazására az $Or\varphi z$ henger-koordinátarendszer használatával történik. A vizsgált tárcsa meridián metszetét és az alkalmazott mechanikai és villamos terheléseket az 1. ábra szemlélteti.

A tengelyszimmetrikus feladat megoldásához az alábbi egyenleteket használjuk [1,2]:

$$\varepsilon_r = \frac{du}{dr}, \quad \varepsilon_\varphi = \frac{u}{r}, \quad (1)$$

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_\varphi}{r} = 0, \quad (2)$$

$$\sigma_r = C_{11}\varepsilon_r + C_{12}\varepsilon_\varphi - E_{11}E_r, \quad (3)$$

$$\sigma_\varphi = C_{12}\varepsilon_r + C_{22}\varepsilon_\varphi - E_{12}E_r, \quad (4)$$

$$D_r = E_{11}\varepsilon_r + E_{12}\varepsilon_\varphi + K_{11}E_r, \quad (5)$$

$$E_r = -\frac{\partial\phi}{\partial r}, \quad E_\varphi = E_z = 0 \quad (6)$$

$$D_\varphi = D_z = 0 \quad (7)$$

$$\frac{dD_r}{dr} + \frac{D_r}{r} = 0, \quad (8)$$

$$\sigma_r(R_1) = -p_1, \quad \sigma_r(R_2) = -p_2, \quad (9)$$

$$\phi(R_1) = \phi_1, \quad \phi(R_2) = \phi_2. \quad (10)$$

A fenti egyenletekben

- u a radiális elmozdulás,
- σ_r, σ_φ a normálfeszültségek,

- $\varepsilon_r, \varepsilon_\phi$ az alakváltozások,
- E_r, E_ϕ, E_z a villamos térerősség komponensei,
- D_r, D_ϕ, D_z a villamos eltolás vektor komponensei,
- C_{11}, C_{12}, C_{22} a redukált rugalmassági állandók,
- E_{11}, E_{12} a redukált piezoelektromos állandók,
- K_{11} a redukált dielektromos állandó.

A szokásos táblázatokban szereplő értékekből az alábbi módon tudjuk meghatározni a $\sigma_z = 0$ egyenlet felhasználásával értéküket:

$$C_{11} = c_{11} - \frac{c_{13}^2}{c_{33}}, \quad C_{12} = c_{12} - \frac{c_{13}c_{23}}{c_{33}}, \quad (11)$$

$$C_{22} = c_{22} - \frac{c_{23}^2}{c_{33}}, \quad E_{11} = e_{11} - \frac{c_{13}}{c_{33}} e_{12}, \quad (12)$$

$$E_{12} = e_{12} - \frac{c_{23}}{c_{33}}, \quad K_{11} = \kappa_{11} + \frac{e_{12}^2}{c_{33}}. \quad (13)$$

Itt a vonatkozó szakirodalom jelöléseit használtuk $c_{11}, c_{12}, \dots, e_{11}, e_{12}$ és κ_{11} -re [1,2]. Kiemelendő, hogy a polarizáció irányát az anyagegyenletekben 1 jelöli (1. ábra).

2. PEREMÉRTÉK FELADAT MEGOLDÁSA

Az (1-8) egyenletek kombinálásával az alábbi differenciál-egyenletrendszer vezethető le az $u = u(r)$ és a $\phi = \phi(r)$ függvényekre:

$$\frac{d^2 u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{C_{22}}{C_{11}} \frac{u}{r^2} + \frac{E_{11}}{C_{11}} \frac{d^2 \phi}{dr^2} + \frac{E_{11} - E_{12}}{C_{11}} \frac{1}{r} \frac{d\phi}{dr} = 0, \quad (14)$$

$$\frac{d^2 u}{dr^2} + \frac{E_{11} + E_{12}}{E_{11}} \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{K_{11}}{E_{11}} \frac{d^2 \phi}{dr^2} - \frac{K_{11}}{E_{11}} \frac{1}{r} \frac{d\phi}{dr} = 0. \quad (15)$$

A fenti homogén differenciál-egyenletrendszer megoldását

$$u = Ur^\lambda, \quad \phi = Vr^\lambda \quad (16)$$

alakban keresve, a λ karakterisztikus kitevőre az adódik, hogy

$$\lambda_{1,2} = \pm \sqrt{\frac{E_{12}^2 + K_{11}C_{22}}{E_{11} + K_{11}C_{11}}}, \quad \lambda_{2,3} = 0. \quad (17)$$

A (16), (17) egyenletekből az következik, hogy

$$u = C_0 + C_1 r^\lambda + C_2 r^{-\lambda}, \quad (18)$$

$$\phi = -\frac{C_{22}}{E_{12}} C_0 \ln r + \frac{\lambda E_{11} + E_{12}}{K_{11}} C_1 r^\lambda + \frac{-\lambda E_{11} + E_{12}}{K_{11}} C_2 r^{-\lambda} + C_3, \quad (19)$$

$$\lambda = |\lambda_{1,2}|. \quad (20)$$

A normálfeszültségek számítása az alábbi képletek felhasználásával történik:

$$\sigma_r = C_{11} \frac{du}{dr} + C_{12} \frac{u}{r} + E_{11} \frac{d\phi}{dr}, \quad (21)$$

$$\sigma_\phi = C_{12} \frac{du}{dr} + C_{22} \frac{u}{r} + E_{12} \frac{d\phi}{dr}. \quad (22)$$

A villamos eltolás vektor radiális komponense pedig az (5) egyenletből következő

$$D_r = E_{11} \frac{du}{dr} + E_{12} \frac{u}{r} - K_{11} \frac{d\phi}{dr} \quad (23)$$

képletből nyerhető.

A (9), (10) peremfeltételek alapján az ismeretlen integrációs konstansok C_0, C_1, C_2 és C_3 az alábbi lineáris egyenletrendszer alapján számíthatók:

$$\mathbf{A} \mathbf{x} = \mathbf{F}, \quad \mathbf{A} = [a_{ij}], \quad (i, j = 1, 2, 3, 4), \quad (24)$$

$$\mathbf{x}^T = [C_1 \ C_2 \ C_0 \ C_3], \quad \mathbf{F}^T = [-p_1 \ -p_2 \ \phi_1 \ \phi_2]$$

ahol

$$a_{11} = C_{11} \lambda R_1^{\lambda-1} + C_{12} R_1^\lambda + \lambda \frac{E_{11}^2 + E_{11} E_{12}}{K_{11}} R_1^{\lambda-1}, \quad (25)$$

$$a_{12} = -C_{11} \lambda R_1^{-\lambda-1} + C_{12} R_1^{-\lambda-1} - \lambda \frac{-\lambda E_{11}^2 + E_{11} E_{12}}{K_{11}} R_1^{-\lambda-1}, \quad (26)$$

$$a_{13} = \frac{C_{12}}{R_1} - \frac{E_{11} C_{22}}{E_{12} R_1}, \quad a_{14} = 0, \quad (27)$$

$$a_{21} = C_{11} \lambda R_2^{\lambda-1} + C_{12} R_2^{\lambda-1} + \lambda \frac{E_{11}^2 + E_{11} E_{12}}{K_{11}} R_2^{\lambda-1}, \quad (28)$$

$$a_{22} = -\lambda C_{11} R_2^{-\lambda-1} + C_{12} R_2^{-\lambda-1} - \lambda \frac{-\lambda E_{11}^2 + E_{11} E_{12}}{K_{11}} R_2^{-\lambda-1}, \quad (29)$$

$$a_{23} = \frac{C_{12}}{R_2} - \frac{E_{11} C_{22}}{E_{12} R_2}, \quad a_{24} = 0, \quad (30)$$

$$a_{31} = \frac{\lambda E_{31} + E_{12}}{K_{11}} R_1^\lambda, \quad a_{32} = \frac{-\lambda E_{11} + E_{12}}{K_{11}} R_1^{-\lambda}, \quad (31)$$

$$a_{33} = -\frac{C_{22}}{E_{12}} \ln R_1, \quad a_{34} = 1, \quad (32)$$

$$a_{41} = \frac{\lambda E_{31} + E_{12}}{K_{11}} R_1^\lambda, \quad a_{42} = \frac{-\lambda E_{11} + E_{12}}{K_{11}} R_1^{-\lambda}, \quad (33)$$

$$a_{43} = -\frac{C_{22}}{E_{12}} \ln R_2, \quad a_{44} = 1. \quad (34)$$

3. NUMERIKUS PÉLDA

A numerikus példa a következő adatokkal került kiszámításra:

- Geometriai adatok:

$$R_1 = 0,02\text{m} \quad R_2 = 0,03\text{m} \quad t = 0,005\text{m}$$

- Anyagállandók:

$$c_{11} = 11,5 \times 10^{10} \text{ Pa}, \quad c_{12} = c_{13} = 7,4 \times 10^{10} \text{ Pa},$$

$$c_{22} = c_{33} = 13,9 \times 10^{10} \text{ Pa}, \quad c_{23} = 7,78 \times 10^{10} \text{ Pa},$$

$$e_{11} = 15,1 \text{ C/m}^2, \quad e_{12} = -5,2 \text{ C/m}^2,$$

$$\kappa_{11} = 0,562 \times 10^{-8} \text{ C/Vm}.$$

A fenti adatokkal számolva azt kapjuk, hogy

$$C_{11} = 7,560431655 \times 10^{10} \text{ Pa},$$

$$C_{12} = 3,258129496 \times 10^{10} \text{ Pa},$$

$$C_{22} = 9,544388490 \times 10^{10} \text{ Pa},$$

$$E_{11} = 17,86834532 \text{ C/m}^2,$$

$$E_{12} = -2,431654676 \text{ C/m}^2,$$

$$K_{11} = 5,814532374 \text{ C/Vm}.$$

Előírt terhelések:

a.) $p_1 = 10^7 \text{ Pa}, p_2 = 0, \phi_1 = 0, \phi_2 = 0,$

b.) $p_1 = p_2 = 0, \phi_1 = 150 \text{ V}, \phi_2 = 0,$

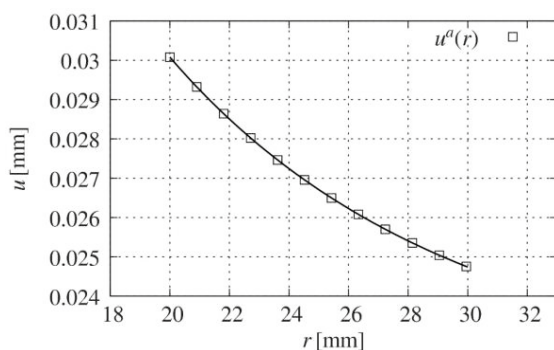
c.) $p_1 = 10^7 \text{ Pa}, p_2 = 0, \phi_1 = 150 \text{ V}, \phi_2 = 0.$

Az egyes terhelési előírásokhoz tartozó mechanikai és villamos mennyiségek változásait az r radiális koordináta függvényeként a 2-10. ábrák szemléltetik. σ_V von Mises feszültség számítása

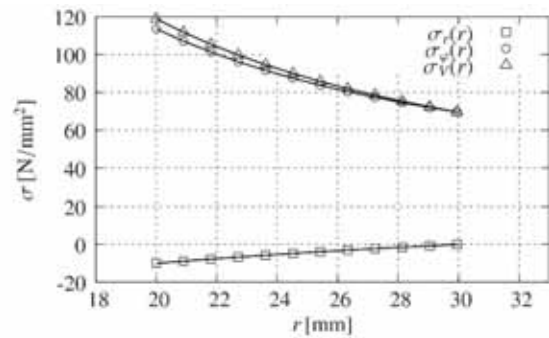
a

$$\sigma_V = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\phi^2 - \sigma_r \sigma_\phi} \quad (35)$$

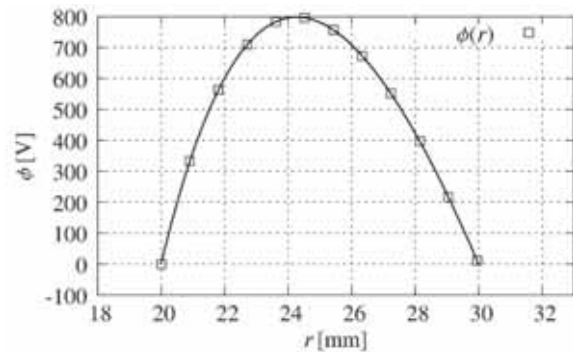
képlet felhasználásával történik.



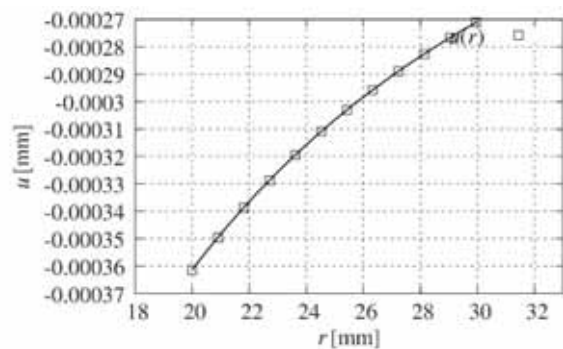
2. ábra. Az $u = u(r)$ elmozdulás-függvény görbéje az a.) terhelési esetben



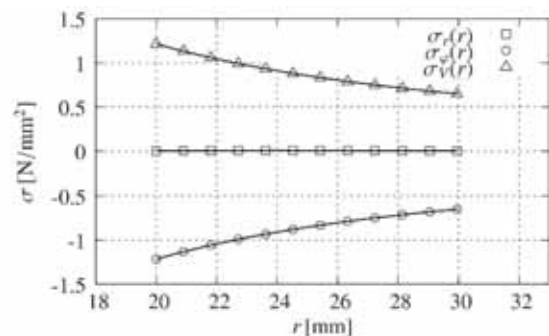
3. ábra. A σ_r, σ_ϕ és σ_V feszültség-függvények szemléltetése az a.) terhelési esetben



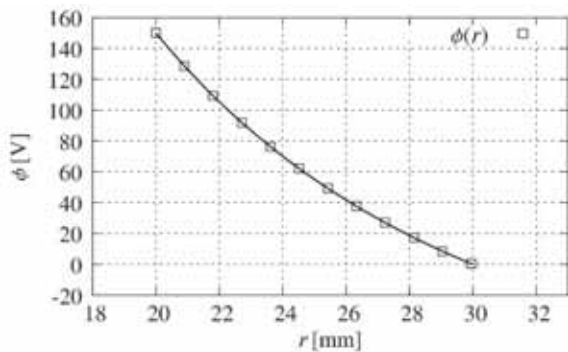
4. ábra. A $\phi = \phi(r)$ függvényképe az a.) terhelési esetben



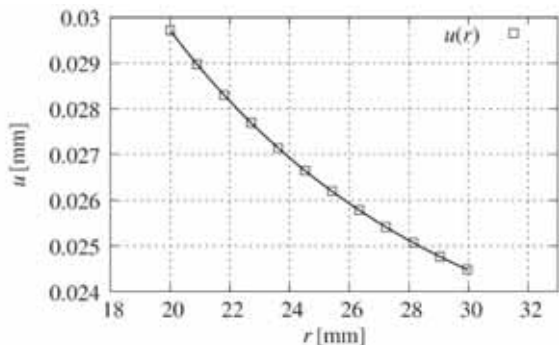
5. ábra. Az $u = u(r)$ elmozdulás-függvény görbéje a b.) terhelési esetben



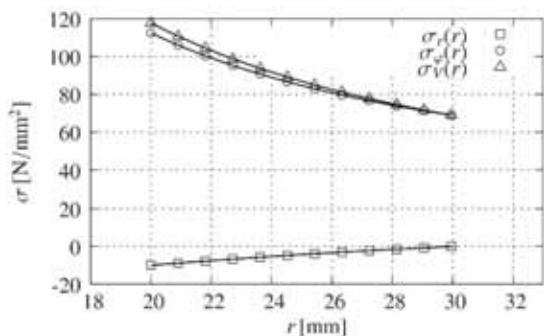
6. ábra. A σ_r, σ_ϕ és σ_V feszültség-függvények szemléltetése az b.) terhelési esetben



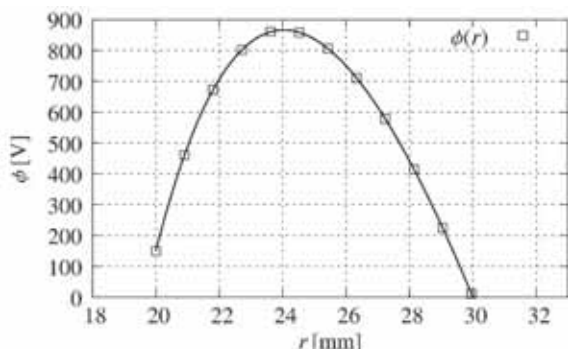
7. ábra. A $\phi = \phi(r)$ függvényképe az b.) terhelési esetben



8. ábra. Az $u = u(r)$ elmozdulás-függvény görbéje az c.) terhelési esetben



9. ábra. A σ_r , σ_ϕ és σ_v feszültség-függvények szemléltetése az c.) terhelési esetben



10. ábra. A $\phi = \phi(r)$ függvényképe az c.) terhelési esetben

4. KÖVETKEZTETÉSEK

A tanulmány üreges, vékony falvastagságú piezoelektromos körtárcsák statikai feladatának megoldására alkalmas analitikus módszer ismertet. A tárcsa radiális irányban polarizált. Az elmozdulás és a villamos potenciál függvényekre levezetett kapcsolt differenciál-egyenletrendszer analitikus megoldásával nyerhető a kitűzött mechanikai feladat megoldása. A kapott megoldás mint „benchmark solution” használható különböző numerikus eljárások pontosságának az elemzésére.

Köszönetnyilvánítás: A tanulmány elkészítését a Nemzeti Kutatási és Fejlesztési Hivatal (NKFIH) K115701 projektre támogatta.

5. IRODALOM

- [1] J.S. Yang, *An Introduction to the Theory of Piezoelectricity*, Springer, New York, 2005.
- [2] J.S. Yang, *The Mechanics of Piezoelectric Structures*, Word Scientific, London, 2005.

VÍZSZIVATTYÚK XX. SZÁZADI FEJLŐDÉSÉNEK LÉPÉSEI, KÜLÖNÖS TEKINTETTEL A HAZAI FEJLESZTÉSEKRE A BRIEF HISTORY OF WATER PUMPS FOCUSING ON OUR NATIONAL DEVELOPMENTS

Fecser Nikolett

Egyetemi tanársegéd

Széchenyi István Egyetem, Mechatronika és Gépszerkezettan Tanszék

ABSTRACT

In my research, I have reviewed the development of water pumps throughout the 20th century, collected and categorized the types of water pumps in Hungary. Due to length restrictions on this article, I aimed to emphasize the more significant stages of their development. My study covers the rightly famous Hungarian aspects of pump production. In my article I intended to draw attention to an apparatus about which common people know undeservedly little and Hungarian engineers have achieved outstanding results in its development.

1. BEVEZETÉS

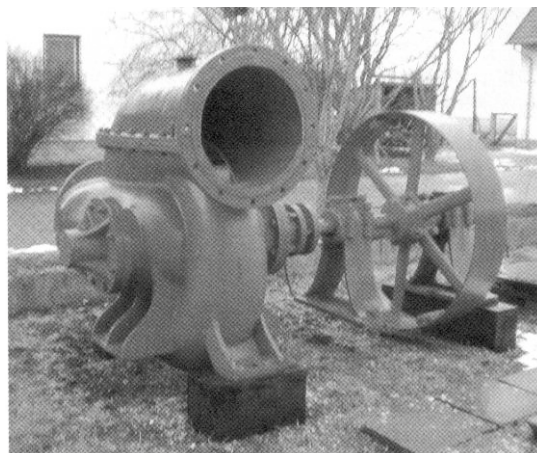
A szivattyúk az életünk szinte minden területét meghatározzák, befolyásolják közvetlenül vagy közvetett módon. Teljesség igénye nélkül néhány terület azokból ahol a szivattyúk szerepe jelentős. Pl. vízellátás, vízügyi tevékenység, egészségügy, katasztrófavédelem, tűzoltóság, mezőgazdaság, ipar, borászat, energiatermelés, épületgépészet, élelmiszeripar. Dinamikus fejlődésük a robbanómotor feltalálása után, illetve a villamosítás folyamán ment végbe. Jelen cikk tartalmi korlátai nem teszik lehetővé, hogy az összes terület bemutassam, ezért részletesen a vízszállításra alkalmas szivattyúk fejlődését tekintem át. A szivattyúk mechanikai munkát végeznek a szállított közeg helyzeti, nyomási és mozgási energiájának megváltoztatására. [6]

2. RÖVID TÖRTÉNETI ÁTTEKINTÉS

A szivattyúzási technológia kezdetben a bányák víztelenítésével jelent meg. Ez az időszak a XVII.-XVIII. századra tehető. A XIX. század végéig a térfogatkiszorítás elvén működő szivattyúk és ezek későbbi legfejlettebb típusa a dugattyús szivattyúk voltak egyeduralmuk. A térfogatkiszorítással működő szivattyúkat ma

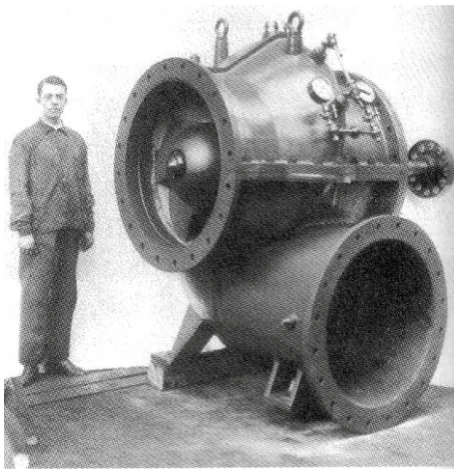
már szinte csak az adagolási feladatoknál illetve a nagy viszkozitású anyagok valamint a zagyok szállításánál alkalmazzák. [4]

Az örvényszivattyúk megjelenését a vízturbina elterjedése és gyors fejlődése illetve vízrendezésnél, belvízmentesítésnél a nagy térfogatáramoknak a kis szintkülönbségre történő áttemelése befolyásolta. A gépgyárak közül csak azok vállalkozhattak szivattyúk gyártására, ahol az öntéstechnológia fejlett volt. [5]. A XIX. századi gépgyárak és vasöntő gyárak sok mindennel foglalkoztak például élelmiszeripari gépek, épületszerkezeti öntvények, gőzgépek, vízturbinák előállításával stb. Ez azt jelentette, hogy a szivattyú gyártása ebben az időszakban csak kiegészítő profilként szerepelt. Vízrendezési feladatokra 1878-tól kezdtek el használni a körforgó centrifugál szivattyúkat gőzlokomobil hajtással. A mezőgazdasági vízrendezésben a belvízmentesítés tette szükségessé az örvényszivattyúk alkalmazását. Ekkor jelentek meg a kis fordulatszámú, vízszintes tengelyű, kettős beömlésű, csigaházaz centrifugálszivattyúk. Viszonylag kis emelőmagasságot kellett legyőzniük. Nagy térfogatáramot, vízszállítását valósítottak meg. Az 1. ábrán látható.



1. ábra. Kettősbeömlésű csigaházaz szivattyú [4]

A dugattyús gépek erre alkalmatlanok voltak a nagyon nagy tömegük miatt. 1897-ben kezdtek el centrifugálszivattyúk gyártását a Ganz gyárban. Az I. világháborúig a szivattyúk hajtása a vízrendezési, átemelési feladatoknál kb. fele-fele arányban oszlik meg a gőzgép és a belsőégésű motorok között. Ebben az időszakban a villamos hajtás csak a városi csatornázási közműveknél fordul elő. A két világháború közti időszakra tehető a szárnylapátos, propellerszivattyú megjelenése. Kis emelőmagasságra nagy térfogatáramokat lehet vele megvalósítani. A 2. ábrán látható a szivattyú.



2. ábra SP 800 típusú csigaházaz propellerszivattyú [4]

Forradalmi újítást jelentett 1931-ben az axiális vezetőkerék megjelenésével kialakult függőleges tengelyű, propeller, csőszivattyú. A villamos hajtású gépcsoportoknál vertikális közvetlen hajtással csőszivattyúkat alkalmaztak. Gázmotoros és dízelhajtásnál az SP (korszerű propellerszivattyú csigaházaz első változata, SP típusjelzés alatt) típust használták, a célszerű vízszintes tengelyű közvetlen hajtás lehetőségének maximális kihasználására. Közvetve az axiális vezetőkerék bevezetése és a víz alá merített járókerék adta meg a hidraulikai alapot a fejlődés számára. A II. világháború után kezdődött el az országos, egységes villamosenergiarendszer kialakítása, aminek első lépéseként általánosan bevezették az 50 Hz-es váltómotorú villamosenergia-szolgáltatást. Az alacsony frekvenciájú hálózatról működő villamos motorok, amelyek szivattyúkat hajtottak, a megnövekedett fordulatszám miatt túlterheltek lettek és leégtek. A szakemberek többek között nem ismerték a teljesítményszabályozás azon egyszerű

módszerét, mint például a járókerék leesztergályozását. Későbbiekben ezt a feladatot a szivattyút tervező mérnökök sikeresen megoldották. Erre példa a Lúdvári szivattyútelep, melyet 1995-1997 között gépészeti és villamos rekonstrukciónak vetettek alá. Eredeti funkcióját megtartották, de Flygt merülőszivattyúkkal, lágyindító és frekvenciaváltós hajtással látták el a gépeket.

3. SZIVATTYÚKKAL SZEMBEN TÁMASZTOTT KÖVETELMÉNYEK

Az emberek többségének miközben elfogyaszt egy pohár vizet, vagy egy pohár bort nem jut eszébe, hogy mekkora szerep jut ebben a folyamatban a szivattyúknak. Valószínű, hogy nagyon kevés embernek fordul meg a fejében, hogy miközben injekciót vagy vérátömlesztést kap, közvetlen kapcsolatban került a szivattyúkkal. Például injekciós tűvel, mint dugattyús szivattyúval. A fejlődés során felhasználási területenként más és más követelmények merülnek fel a szivattyúkkal szemben. Néhány ezek közül:

- Vegyi ellenálló képesség,
- Robbanásmentesség,
- Megbízhatóság,
- A szállított folyadék mennyiségének illetve nyomásának rugalmas állíthatósága,
- Fagymentesség,
- Minimális nyíró igénybevétel a szállított folyadékra,
- Kicsi karbantartási igény, megfelelő szervizhátér,
- Önfelszívó képesség,
- Minimális zajszinten működjön,
- Gazdaságos beszerzési és fenntartási költség,
- Elvart élettartam,
- Megfelelő üzemi hőmérséklet tartomány,
- Hajtásmód,
- Helyigény,
- Hálózatalkotási lehetőség. [1]

Például a borászatban történő felhasználásnál a vegyi ellenálló képességen túl fontos, hogy a szivattyú ne törje meg a szállított folyadékot. A tűzoltói alkalmazásnál fontos a magas nyomás előállítása [8]. Egyes területeken felhasználói igény, hogy a folyadék robbanásmentes legyen.

4. VÍZSZIVATTYÚK CSOPORTOSÍTÁSA

A szivattyúk több szempont szerint csoportosíthatók. Például:

- Működési elv,
- Szerkezeti felépítés,
- A szállított anyag,
- Hajtási mód,
- Hidraulikai megfontolás szerint,
- Szivattyú teljesítményadatai,
- Felhasználási terület.

A cikk következő részében bemutatom a felsoroltak közül néhány meghatározó csoportosítását. Működési elv szerint két nagy csoportot különböztetünk meg a térfogatkiszorítás elvén működő és az áramlástechnikai elven működő szivattyúkat [9]. A térfogatkiszorítás elvén működő szivattyúk működése a térfogatváltozáson alapul. A térfogatkiszorítással működő szivattyúkat sokféle szerkezettel készítenek. Osztályozásukat végezhetjük a kiszorító elem mozgása alapján is.

- A kiszorító elem egyenes vonalú lengőmozgást végez
 - dugattyús
 - membrán szivattyú
- A kiszorító elem forgó-lengőmozgást végez
 - szárnyszivattyú
 - lengőtollatlyús szivattyú
- A kiszorító elem forgómozgást végez
 - forgódugattyús szivattyúk
 - csavarszivattyúk
- A kiszorító elem térbeli mozgást végez
 - kardánszivattyúk
 - szférikus szivattyúk
 - axiális mozgólappátos szivattyúk

Az áramlástechnikai elven működő szivattyúkban az energiaátalakulás egy vagy több, lapátokkal ellátott forgó kerékben ún. járókerékben megy végbe. A lapátok közötti folyadékkal megtöltött terekből forgás közben a folyadék örvényszerűen távozik, ezért nevezik örvényszivattyúnak [7].

Áramlástechnikai elven (örvényelven) működő szivattyúk

- Örvényszivattyúk különböző fajtái
 - egy járókerekes
 - több járókerekes
- Egyéb áramlástechnikai elven működő szivattyúk:
 - vízsugárszivattyú,
 - gázsugár-légtelenítő.

Szivattyú által létrehozott nyomás

- Kisnyomású szivattyúk
- Nagynyomású szivattyúk
- Óriásnyomású szivattyúk

Folyadékhoz képest elfoglalt helyzet szerint

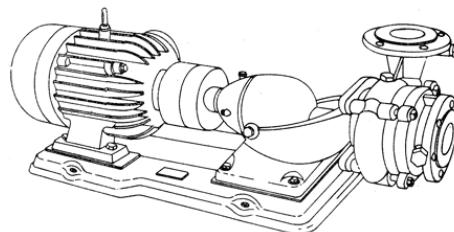
- Szívó-nyomó
- Nyomó, átnyomó
- Átemelő

5. HAZAI SZIVATTYÚGYÁRTÁS

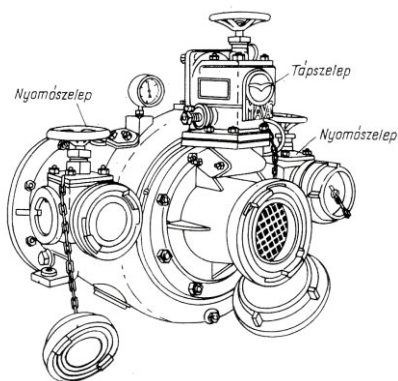
A hazai szivattyúgyártásban élen járó cégek kronológiai sorrendben a következők:

- Ganz Ábrahám Vasöntöde és Gépgyár (1844)
- Pesti Szivattyú és Gépgyár (1858)
- Schlick Ignác Gépműhely (1860)
- Ganz és Társa Vasöntő és Gépgyár (1869)
- Magyar Királyi Államvasutak Gép és Kocsigyár (1870)
- Schlick-féle Vasöntöde és Gépgyár Rt. (1896)
- Ganz és Társa Danubius Gép-Waggon és Hajógyár Rt. (1911)
- Schlick-Niholson Gép-Waggon és Hajógyár Rt. (1912)
- Teudloff-Dittrich Armatúr-Szivattyú és Gépgyár Rt. (1913)
- MÁVAG M. Kir. Vas-Acél és Gépgyárak (1925)
- Ganz és Társa Villamossági-Gép-Waggon és hajógyár Rt (1929)
- MÁVAG M. Áll. Vas-acél és Gépgyár (1946)
- Ganz-MÁVAG Mozdony-Vagon és Gépgyár (1959)
- DIGÉP Diósgyőri Szivattyúgyár (1962)
- Ganz Kiskunhalasi Gépgyár (1976)
- Ganz Gépgyár Energetikai Gépgyártó Kft. (1990)

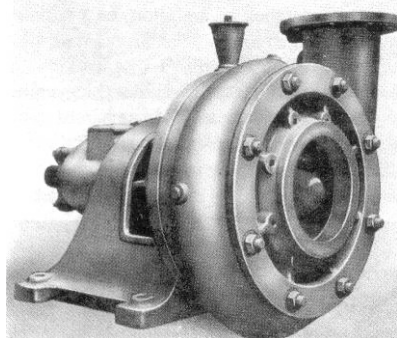
A felsorolt cégek gyártmányai közül néhány példa. 3., 4., 5., 6.. ábra



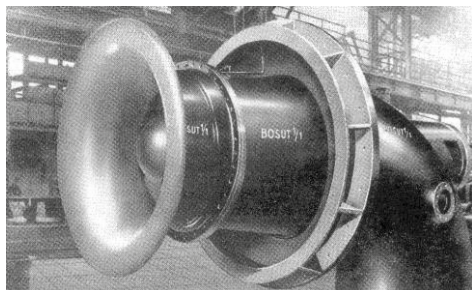
3. ábra Egyfokozatú spirálszivattyú Diósgyőri Gépgyár [2]



4. ábra. Tűzoltó fecskendő hajtóműves szivattyúja Diósgyőri Gépgyár [2]



5. ábra. BK típusú MÁVAG szivattyú [4]



6. ábra CsV1800 típusú szárnylapátos Ganz propeller csőszivattyú [4]

A szivattyúk fejlesztése több pilléren nyugszik, mint például a szivattyúkat gyártó vállalatok fejlesztő apparátusa, kísérleti üzemek, valamint az egyetemek e témával foglalkozó szakemberei, kutató laborjai. A munkahelyemen a Széchenyi István Egyetemen is található egy áramlástan gépek működéséhez kapcsolódó mérőlabor.

6. SZÉCHENYI ISTVÁN EGYETEM ÁRAMLÁSTANI LABORJA

A Széchenyi István egyetem laborjában, mely a 7. ábrán látható a „Hő- és áramlástan gépei”-

című tantárgyhoz kapcsolódó szivattyúüzemi mérések lebonyolítása történik. A különböző kísérletek során nyert adatok feldolgozásakor kapott eredmények alapján képezhetik új fejlesztési irányok kijelölésének. Jelenleg folyamatban lévő mérések például az affinitási törvény teljesülésének, a párhuzamosan kapcsolt csövezetékek együttes üzemének, párhuzamosan kapcsolt szivattyúk együttes üzemének, sorba kapcsolt szivattyúk együttes üzemének vizsgálata. [3]



7. ábra Széchenyi István Egyetem hő és áramlástan labor[3]

7. IRODALOM

- [1] Bendő M.: Alapfokú tűzoltó műszaki ismeretek, BM Tanulmányi és Képzési Csoportfőnökség, Budapest, 1971, pp.65-74
- [2] Fáy CS., Trokolanski Á., Varga J.: Szivattyúüzemi kézikönyv, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1966, pp.46-62.
- [3] Író B.: A hő- és áramlástan gépei tárgyhoz kapcsolódó szivattyúüzemi mérések lebonyolításához mérési útmutató, Győr, 2015, pp.3-5.
- [4] Józsa I.: A hazai Szivattyúgyártás története a XX. században, INVEST-MARKETING Bt., Budapest 2013, pp.10-84.
- [5] Józsa I.: Örvényszivattyúk a gyakorlatban, INVEST-MARKETING Bt., Budapest 2013, pp.10-102.
- [6] Pattantyús Á. : Gépek üzemtana, Tankönyvkiadó, Budapest, 1966, pp.189-281
- [7] Pázmány M.: A tűzoltás vízellátása, Zrínyi Nyomda, Budapest, 1974, pp.175-202.
- [8] Kuti R.: A vízköddel oltás taktikai lehetőségei, modern mobil oltóberendezések alkalmazhatóságának vizsgálata, Hallgatói Közlemények, ZMNE Tudományos Lapja, IX. 2007, pp. 147-178.
- [9] Rexroth Bosch Group A fluidtechnika-hidraulika alapjai és elemei, Bosch Rexroth, pp.58-60

BIOKOMPOZIT ANYAGOK IPARI ALKALMAZÁSA ÉS MECHANIKAI MODELLEZÉSE

INDUSTRIAL APPLICATION AND MECHANICAL MODELING OF BIOCOMPOSITE MATERIALS

*Fehér Lajos Bálint tanársegéd, Prof. Dr. Égert János egyetemi tanár
Széchenyi István Egyetem, Alkalmazott Mechanika Tanszék
9021, Győr, Egyetem tér 1.*

ABSTRACT

The paper deals with the characterization of biocomposite materials, its applicability in industry and its mechanical modeling possibility. These composites are light, degradable and environmental-friendly materials. Biocomposites are made of natural fibers and natural or petrochemical resins. Fully natural biocomposites or green composites are made of only natural materials so natural fibers and natural resins. Green composites are fully degradable materials. Machine parts which are made from green composites after their life cycle will not pollute the environment. This paper gives an introduction of the most common definitions and concepts of this field. After that general mechanical properties and classification of natural fibers and resins will be shown. The paper presents our first measurement results on mechanical properties of some biocomposites. The further part of paper deals with applications of biocomposites in automotive industry and with their mechanical modeling possibility. Finally we summarize fundamental engineering tasks that are necessary for accurate mechanical modeling and appropriate design of machine parts made of biocomposite materials.

1. BEVEZETÉS

A fenntartható fejlődés, fenntarthatóság, környezettudatosság, ökológiai lábnyom, élettartamra tervezés, életciklus analízis fogalmak nemcsak a műszaki szakemberek közötti szóhasználatban, hanem a köznyelvben is nagyon gyakran előfordulnak. Ez azt mutatja, hogy egyre többen felismerik, hogy a nyersanyagkészleteinkkel, az erőforrásainkkal fenntartható módon kellene gazdálkodnunk. Ami azt jelenti, hogy olyan gépeket, eszközöket kellene tervezni, előállítani és használni, melyeket fenntartható anyagokból, fenntarthat technológiákkal és megújuló energiával állítanak elő. Jelen cikk fenntartható anyagokkal, azon belül is a biokompozitok mechanikai szem-

pontú vizsgálatával foglalkozik. Fenntartható anyagokon azokat az anyagokat értjük melyek részben vagy teljesen megújuló forrásból származnak és élettartamuk végén újrahasznosíthatók, újra felhasználhatók vagy a környezetbe visszakerülve nem károsítják azt [3]. A kutatás egyik célja olyan természetes forrásból származó biokompozit anyagok felkutatása, amelyek alkalmazhatók szerkezeti anyagként. A másik fő cél annak tisztázása, hogyan kell a biokompozit anyagból előállított, teherviselő szerkezeti elemként alkalmazott alkatrészt szilárdsági szempontból méretezni, ellenőrizni, illetve megtervezni.

A biokompozitok viszonylag új anyagok, összetételük, felépítésük nem szabványos, makroszkópikus anyagjellemzőik a szakirodalomban egyáltalán nem, vagy csak hiányosan állnak rendelkezésre. Első lépésként tehát mérésrel meg kell határozni a számításba vehető biokompozitváltozatok géptervezéshez szükséges anyagjellemzőit. A következő lépés a szilárdságtani modellezés, illetve a tönkremenetel tisztázása. Meg kell vizsgálni, hogy a hosszú, rendezett szálakkal, illetve textillel erősített kompozitokra alkalmazott, többségében ortotropikus rétegmmodellek kellő pontossággal leírják-e biokompozit rétegek mechanikai viselkedését. Végül tisztázni kell, hogy a kompozitok mechanikájában eddig alkalmazott tönkremeneteli kritériumok megfelelően írják-e le a biokompozit anyagú alkatrészek tönkremenetelét.

2. BIOKOMPOZITOK JELLEMZŐI

Bio anyagon többféle anyagot is érthetünk: emberi testbe beültethető anyagokat, a biológiailag lebomló (lebontható) polimereket, a részben, vagy teljesen megújuló forrásból származó anyagokat [3]. A biológiailag lebomló polimerek általában természetes alapú, megújuló erőforrásból előállított polimerek, amelyeket a talajban komposztálva, vagy biotikus környezetbe helyezve a gombák, baktériumok lebontó képessé-

gének hatására hónapok, esetleg néhány év alatt alapanyagaira esik szét és nem szennyezik a környezetet [3]. Műszaki alkalmazásokban általában ezen anyagok kompozitjait használják.

A szakirodalomban a biokompozitokra több definíció is található. Az egyik szerint ezek olyan társított anyagok, melyek természetes vagy más néven bio szálakból és kőolajszármazékokból előállított műanyagokból, vagy biológiai úton lebomló műanyagokból állnak [2]. Fenn tarthatóság szempontjából előnyösebb tulajdonságú anyagok a zöld kompozitok (a teljesen bio kompozitok). Zöld kompozitoknak a természetes szálakból és biológiailag teljesen lebomló polimerekből álló anyag társításokat nevezik [3,4]. Előfordulnak még a hibrid biokompozitok is. Ezek olyan kompozitok, melyekben a mátrixanyag kettő, vagy többféle szálanyagot tartalmaz. Ezek a szálanyagok is lehetnek természetes vagy szintetikus eredetűek [2].

2.1. Biokompozitok természetes szálanyagai

A kompozit anyagok jó mechanikai tulajdonságait első sorban az erősítő szálanyag adja. Biokompozitok esetén az erősítő anyagok természetes szálak. Ezek a természetes szálak három forrásból származhatnak

- állati,
- ásványi és
- növényi forrásból. [5]

Állati eredetű természetes szál például a gyapjú és egyéb állati szőrök, a hernyóselyem, pókfonal, nyálkahal-nyálka, madártoll, stb. A bazaltszál például természetes ásványi eredetű. A természetes növényi szálak több csoportba sorolhatók [1], [6]:

- háncs rostok pl.: len, kender, juta, kenaf, ramie, rattan,
- levél szálak pl.: sisal, manila, curaua, banán,
- termés, mag szálak pl.: gyapot, kapok,
- gyümölcs szálak pl.: kókusz,
- szár pl.: bambusz, gabonaszalma (búza, árpa, rizs, kukorica), fűvek, nádak,
- farostok pl.: kemény- és puhafa rostok.

Az 1. táblázat néhány természetes szál, illetve a hagyományos polimer alapú kompozitokban gyakran alkalmazott szintetikus szálak főbb mechanikai jellemzőit mutatja be [1], [3]. Az 1. táblázatból látható, hogy a mechanikai jellemzők vonatkozásában a természetes szálak a szénszálaknak nem lehetnek versenytársai. A kompozitokban gyakran alkalmazott üvegszálnak viszont a természetes szálak már most is versenyképes alternatívái lehetnek. A természetes szálak mechanikai tulajdonságai valószínűleg tovább javíthatók, ami ezt a megállapítást erősítheti.

1. táblázat. Néhány természetes és szintetikus szál mechanikai jellemzői

Szál- anyag	Sűrűség [g/cm ³]	Szakítószilárdság [MPa]	Rugalmassági modulus [GPa]
pamut	1,5-1,6	400	5,5-12,6
juta	1,3	393-773	26,5
len	1,5	500-1500	27,6
kender	1,47	690	70
kenaf	1,45	930	53
ramie	1,5-1,6	400-938	61,4-128
sisal	1,5	411-635	9,4-22
coir	1,2	593	4-6
puhafa	1,5	1000	40
E-üveg	2,5	2000-3500	70
S-üveg	2,5	4570	86
Aramid	1,4	3000-3150	63-67
Szén	1,4	4000	230-240

2.2. Biokompozitok mátrix anyagai

A természetes szálak a növényi szerkezetük miatt már maguk is kompozitnak tekinthetők. Ezeket az erősítő szálanyagokat ipari alkalmazásokhoz mátrix anyagba kell ágyazni. Biokompozitok esetén a mátrix anyag lehet természetes és mesterséges úton előállított is.

2. táblázat. Biológiailag nem lebomló mátrix anyagok

Nem megújuló forrásból származó	Részben megújuló forrásból származó	Teljesen megújuló forrásból származó
Polietilén	Keményítő blendek	Bioalapú Poli- etilén
Polipropilén	Poliamid 610	Poliamid 11
Polietilén- tereftalát (PET)	Epoxy bioala- pú glicerolból	Bioalapú Poli- butilén
Polivinil-klorid	Polibutilén- tereftalát bio- alapú boros- tyánkő savból	
Epoxy	PET bioalapú etilénből	

A 2. és 3. táblázatokban [4] láthatóak a biokompozitokban leggyakrabban alkalmazott mátrix anyagok. A két táblázat a mátrix anyagokat forrásuk szerint csoportosítja, illetve külön láthatóak a 2 táblázatban a biológiailag nem lebomló a 3. táblázatban pedig a biológiailag lebomló mátrix anyagok. A teljesen biokompozit anyagok ideális mátrix anyagai a 3. táblázat harmadik oszlopában találhatóak.

3. táblázat. Biológiailag lebomló mátrix anyagok

Nem megújuló forrásból származó	Részben megújuló forrásból származó	Teljesen megújuló forrásból származó
Polibutilén-szukcinát	Keményítő blendek (biológiailag lebomló kőolajalapú kopolimerekkel)	Termoplasztikus keményítő
Polybutylene succinate-co-adipate		Politejsav (PLA)
Polikaprolakton		Polihidroxi-alkanoát
Polymethylene adipate/terephthalate	PLA blendek (biológiailag lebomló kőolajalapú kopolimerekkel)	Cellulóz acetát
Poliklórozott bifenilek		Keményítő blendek (biológiailag lebomló bioalapú kopolimerekkel)

2.3. Biokompozitok tulajdonságai

A biokompozitok egyik legfontosabb előnyös tulajdonsága, hogy a kompozitok szokásos gyártási eljárásaival biokompozit alkatrészek is előállíthatók. A leggyakrabban alkalmazott technológiák a nyomásos alakítás, fröccsöntés, termoforrázás, extrudálás, laminálás [1].

Előnyös jellemző az is, ami az 1. táblázatban összefoglalt adatokból is látszik, hogy a természetes száznak kicsi a tömegsűrűsége. Tehát biokompozitokból készült alkatrészekkel tömegcsökkentés érhető el. Ez például az autópárhban mind a benzines mind pedig az egyre jobban előretörő elektromos járművek esetén üzemanyag megtakarítást illetve hatótáv növekedést eredményezhet. A kis tömegsűrűség miatt a biokompozit anyagok fajlagos mechanikai jellemzőik magas értékűek.

Jó az akusztikus és hangelnyelő képességük és kevésbé abrazívek, könnyebben megmunkálhatóak, mint a hagyományos szintetikus szálak.

Biológiailag lebomlanak, illetve megújuló alapanyag forrásból előállíthatók. Ez a két jellemző rendkívül fontos a fenntarthatóság szempontjából.

Előállításukhoz jóval kevesebb energia szükséges, mint a hagyományos szintetikus szálakhoz.

Hátrányos tulajdonságuk, hogy nedvesség megkötő képességük nagy. Az anyag nedvességtartalma rontja a szilárdsági jellemzőket, a szálmátrix kapcsolatát és gyártási pontatlansághoz vezethet.

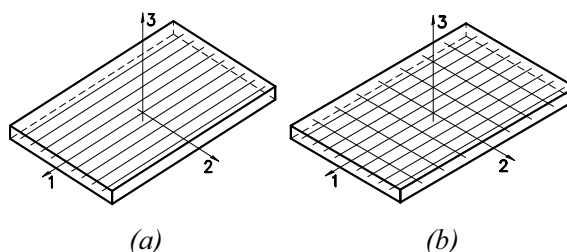
Biokompozit alkatrészek hátrányos tulajdonsága az alacsony hőálló képesség is. Magas

hőmérsékleten és hosszabb hőhatásra ugyanis általában elkezdődik az anyag degradációja.

A megújuló természetes forrásból származó alapanyag jellemzői nagy szórást mutathatnak, mert azok eltérő területekről származhatnak ahol az időjárás, természeti viszonyok mind befolyásolják az alapanyag minőségét.

3. BOKOMPOZITOK MECHANIKAI MODELLEZÉSE

A kompozit anyagokból készült aniztróp, iránytól függő anyagi tulajdonságú szerkezetek mechanikai szempontból nehezebben modellezhetők, mint a mérnöki gyakorlatban szokásos fémszerkezetek. Ez azért van, mert a kompozitok aniztróp, legtöbbször ortotróp anyagok, mechanikai jellemzőik irányfüggőek - szemben a fémekkel, melyek izotróp anyagi viselkedésűek. A 1.a. ábra egy egyirányban erősített (UD), a 1.b. ábra pedig egy textillel erősített kompozit réteg sematikus vázlatát mutatja be. Az anyagi főirányokat a szálaszás iránya határozza meg.



1. ábra: Ortotróp anyagi főirányok

Lényeges különbség még, hogy a szálerősített kompozitok többségében rideg, képlékeny alakváltozásra képtelen anyagok, míg a fémes szerkezeti anyagok általában képlékenyen alakíthatók.

3D esetben a lineárisan rugalmas, ortotróp anyag viselkedése a Hooke törvénnyel, amelyben az anyagi jellemzők (1) mátrixa összesen kilenc független anyagállandóval adható meg [9], [10]:

$$\underline{\underline{C}} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_1} & -\frac{\nu_{21}}{E_2} & -\frac{\nu_{31}}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{12}}{E_1} & \frac{1}{E_2} & -\frac{\nu_{32}}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{13}}{E_1} & -\frac{\nu_{23}}{E_2} & \frac{1}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{23}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{13}} \end{bmatrix} \quad (1)$$

ahol E_1, E_2, E_3 az 1, 2, 3 irányú húzáshoz tartozó rugalmassági modulus, G_{12}, G_{23}, G_{31} csúsztató rugalmassági modulusok és $\nu_{12}, \nu_{23}, \nu_{31}$ Poisson tényezők. Az anyagjellemzők mátrixa szimmetrikus:

$$\frac{\nu_{12}}{E_1} = \frac{\nu_{21}}{E_2}, \quad \frac{\nu_{23}}{E_2} = \frac{\nu_{32}}{E_3}, \quad \frac{\nu_{13}}{E_1} = \frac{\nu_{31}}{E_3} \quad (2)$$

A kompozit és a biokompozit szerkezetekben a szálerősítés általában rétegekbe rendezett. A szerkezetek üzemi terhelése során ezek a rétegek általában saját síkjukban terheltnek, azaz általánosított sík-feszültségi állapotban levőnek tekinthetők. Ebben az esetben az anyagjellemzők mátrixa négy független anyagjellemzővel adható meg [9], [10]:

$$\underline{C} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_1} & -\frac{\nu_{21}}{E_2} & 0 \\ -\frac{\nu_{12}}{E_1} & \frac{1}{E_2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} \end{bmatrix}, \quad \frac{\nu_{12}}{E_1} = \frac{\nu_{21}}{E_2} \quad (3)$$

Kompozitok modellezése a vizsgálat céljától függően több szinten történhet.

A mikromechanikai modellezés célja, hogy a heterogén szerkezetű kompozitok makroszkópikus viselkedését, makroszkópikus anyagjellemzőit meghatározza az összetevők (erősítő és mátrix anyag) mechanikai viselkedéséből, vagyis a mikroszerkezeti jellemzők alapján. Ilyen mikromechanikai modellezési eljárás az egyszerű keverési szabály, Hirsch, Halpin-Tsai, módosított Halpin-Tsai, Cox, módosított Bowyer és Bader modell. A [7] alapján mindegyik modell jól közelítette a mérésekkel kapott eredményeket, de a legjobb egyezést a Hirsch valamint a Bowyer és Bader modell adta. A makroszkópikus anyagjellemzők azonban nemcsak mikromechanikai modellezéssel, hanem méréssel is meghatározhatók.

Kompozit szerkezetek, szerkezeti elemek szilárdságtani méretezése, ellenőrzése makroszkópikus modellezéssel végezhető el. A makroszkópikus modellezés során a valóságban heterogén, iránytól függő tulajdonságú kompozit anyagot homogén, anizotróp (legtöbbször ortotróp) anyaggal modellezzük, helyettesítjük. A hosszú szál erősítésű kompozitok makroszkópikus szinten a tönkremenetelig jó közelítéssel lineárisan rugalmas viselkedést mutatnak [8].

Kompozit alkatrészek szilárdságtani méretezéséhez, ellenőrzéséhez más tönkremeneteli kritériumok használhatók, mint a hagyományos fémek szerkezeti anyagok alkalmazásánál. Ezek

a tönkremeneteli elméleti eljárások azt modellezzik, hogy a kompozit alkatrész az adott terhelés, feszültségi állapot esetén károsodik-e.

A leggyakrabban használt Tsai-Wu kritérium szerint tönkremenetel akkor következnek be, általánosított sík-feszültségi állapot esetén, ha:

$$\frac{\sigma_1^2}{X_T X_C} + \frac{\sigma_2^2}{Y_T Y_C} + \left(\frac{1}{X_T} - \frac{1}{X_C} \right) \sigma_1 + \left(\frac{1}{Y_T} - \frac{1}{Y_C} \right) \sigma_2 + \left(\frac{\tau_{12}}{S} \right)^2 - \sqrt{\frac{1}{X_T X_C} \frac{1}{Y_T Y_C}} \sigma_1 \sigma_2 \geq 1 \quad (4)$$

ahol X_T, Y_T a szakítószilárdság, X_C, Y_C a nyomószilárdság az 1 és 2 anyagi főirányokban és S a síkbeli nyírószilárdság.

4. LEN ERŐSÍTÉSŰ, POLITEJSAV MÁTRIXÚ BOKOMPOZIT ANYAGOK MECHANIKAI JELLEMZŐINEK MÉRÉSE

A bevezetésben kitűzött feladatok közül az első feladat megoldásához eddig azzal járultunk hozzá, hogy mérésekkel meghatároztuk megadott összetételű és felépítésű biokompozit lemezek mechanikai modellezéséhez szükséges anyagjellemzőket.

Biokompozitokban a szálerősítés – hasonlóan a hagyományos kompozitokhoz – legtöbbször egy irányban futó (UD) szálakkal, vagy egymásra merőlegesen álló (láncirányú és vetülékirányú) szálakból szőtt textillel történik. Ezért az ilyen biokompozitok makroszkópikus szempontból ortotróp viselkedésűnek tekinthetők. A mérésekkel lenszállal, illetve lenszövettel erősített politejsav mátrixú biokompozit lemezek ortotróp anyagjellemzőit határoztuk meg.

4. táblázat. A vizsgált biokompozit lemezek felépítése

	M1 jelű	M2 jelű
Anyagösszetétel	PLA gyanta és 4 réteg azonos irányítású RS4 szövet	PLA gyanta és 1 × RS4 + 1 × 0° UD + 1 × 90° UD
Rétegszám	4	3
Próbatest száanyag-tartalom [g]	38.2	24.7
Próbatest tömeg [g]	61.5	46.1
Rétegvastagság	0.5	0.5
Sűrűség [g/cm ³]	1.17	1.15

A 4. táblázat tartalmazza a vizsgált M1 és M2 jelű biokompozit lemez szerkezeti és tömegjellemzőit. Az M1 jelű lemez négy, azonos elrendezésű len fonalból szőtt textillel erősített réteget tartalmaz. Az M2 jelű lemez egy textillel, egy a textil láncirányával azonos és egy a textil

láncirányára merőlegesen, egy irányban erősített (UD) réteget tartalmaz.

A kísérletekkel három anyagjellemzőt: az $E_1 = E_2$ rugalmassági modulust, az ebben az esetben $\nu_{12} = \nu_{21}$ Poisson-tényezőt és a $G_{12} = G_{21}$ csúsztató rugalmassági modulust, valamint három szilárdsági jellemzőt: az $X_T = Y_T$ szakítószilárdságot, az $X_C = Y_C$ nyomószilárdságot és az S nyírószilárdságot határoztuk meg.

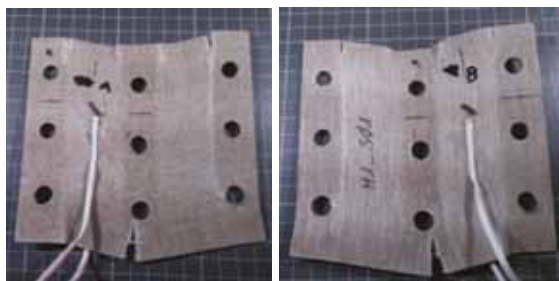
A húzó kísérlettel $E_1 = E_2$, $\nu_{12} = \nu_{21}$ (2. ábra) és $X_T \approx Y_T$, nyomó kísérlettel $X_C = Y_C$, (3. ábra) nyíró kísérlettel pedig $G_{12} = G_{21}$ és S határozható meg (4. ábra).



2. ábra. A húzó próbatetek terhelés előtt



3. ábra. A nyomó próbatest tönkremenetele



4. ábra. A nyíró próbatetek tönkremenetele

Minden kísérlethez 5-5db próbatestet használtunk a kapott eredményeket pedig átlagoltuk. A húzó és nyíró kísérleteknél a próbatesteken nyúlásmérő bélyegekkkel is mértünk, illetve mindhárom típusú próbatestnél mértük a szakítógép befogópofáinak elmozdulását és a fellépő erő nagyságát.

5. táblázat. A vizsgált biokompozitok anyag- és szilárdsági jellemzői

	M1	M2
E_1 [MPa]	4275,53	6060,66
ν_{21} [--]	0,1379	0,3661
G_{12} [MPa]	1154,02	1128
X_T [MPa]	58,99	107,96
X_C [MPa]	56,4	46,55
S [MPa]	24,93	23,01

A meghatározott anyag- és szilárdsági jellemzőket az 5. táblázat foglalja össze. Az M1 anyag jellemzői réteg-jellemzők, az M2 anyag jellemzői szerkezet-jellemzőknek tekinthetők. Ezek az anyag- és szilárdsági jellemzők az üvegszál erősítésű kompozitok mechanikai jellemzőit alulról közelítik.

5. BIOKOMPOZITOK MÉRNÖKI ALKALMAZÁSAI

Biológiailag lebomló polimereket, illetve biokompozitokat a környezettudatos gyártók több területen is használnak. Ilyen általános alkalmazási területek a irodaszerek, catering eszközök, csomagolóanyagok, műszaki textíliák, sporteszközök. A járműgyártók termékeikben is egyre több helyen fordulnak elő biokompozitok.

A biokompozitból készült elemek jelenleg járművek belső és külső részein fordulnak elő. Járművek külső elemeire nehezebben tervezhető a biokompozit alkatrészek, mivel itt több külső környezeti hatás éri az alkatrészeket. Ezért a gyártók a biokompozitokat jellemzően a járművek belső elemeinek anyagaként használják.

A Magyarországon jól ismert Trabant személygépkocsiban is alkalmaztak biokompozit elemeket. A Trabant karosszériája pamut szálakkal erősített fenolgyanta mátrixú biokompozit volt. Itt maga a váz fémből készült csak a jármű külső karosszéria paneljei voltak biokompozitból. A tapasztalatok azt mutatták, hogy ez az anyag nagyon tartósnak bizonyult.



5. ábra. Mercedes biokompozit elemei

A Daimler Chrysler jelenleg a következő biokompozit anyagokat használja a járműveiben. Len, sisal és kender anyagokat használják ajtó burkolatokhoz (door cladding), ülés burkolat/bélés (seatback lining), és padló panelekhez. Kókusz szálakat használják ülések ülőlapjához (seat bottoms), háttámlákhoz (back cushions), és fejtámlához (head restraint). Pamutot zaj elnyeléshez használnak, míg fa szálakat ülés hátsó párnázathoz (seatback cushions). Abaca anyagot pedig padló alatti karosszéria panelekhez hasz-

nálják. Az 5. ábrán egy Mercedes modellben található biokompozitból készült elemek láthatóak [1].

General motors kenaf és len keveréket használnak csomagtartó tálcákhoz és ajtó panel insertekhez (Saturn I300s), fa szálakat ülés hátsó részéhez (Cadillac Deville) és csomagter padlóhoz (cargo area floor), csúszó ajtó insertekhez fa szálanyagot használ (Ford Freestar) [1].

Goodyear kifejlesztett egy keményítő alapú töltőanyagok gumiabroncsokhoz, ami csökkenti a gördülési ellenállást [1].

Kenaf anyagot a Toyota csomag tartóterekhez (Lexus) és karosszéria elemekhez a i-foot és i-unit koncepció járművekhez használ [1].

Az Audi A2 személygépkocsijában a ajtó panelek készültek sisal és len szálerősítésű poliuretán mátrixú biokompozitból [2].

A 6. ábrán a Lotus ECO Elise elnevezésű koncepció autó látható. Ennél a járműnél a gyártó törekedett arra, hogy a lehető legtöbb természetes alapú anyagot használja az autó elemeihez. Ezért például a karosszéria kender szálerősítésű poliészter mátrixú kompozitból készült és szőtt sisal a kárpit anyag



6. ábra. Lotus ECO Elise Concept autó

6. ÖSSZEFOGALALÁS

Összegzésként elmondható, hogy a természetes alapú kompozit anyagok felhasználásában nagy lehetőségek rejlenek, mind az autópárhazban mind más műszaki területen. A biokompozitokban felhasználható sokféle szál anyag és mátrix anyag miatt az ilyen anyagátársítások specifikusan a különböző igényeknek megfelelően alkalmazhatók. Ugyanakkor a számtalan lehetséges mátrix és szál kombináció, valamint az egyes anyagok mechanikai tulajdonságainak ismeretének hiánya miatt az ilyen anyagból készült alkatrészek tervezése és mechanikai méretezése, ellenőrzése még nem kellően kidolgozott. A különböző anyagátársítások esetén szükség van a megfelelő anyag- és szilárdsági jellemzőkre, melyek rendkívül széles spektrumot ölelhetnek fel. Ezek mérésekkel határozhatók meg, illetve

ha nincs lehetőség mérésre tisztázni kell, hogy a szakirodalomban található mikromechanikai modellezési eljárások mennyire pontosan közelítik a valós mechanikai jellemzőket.

Szintén fontos megvizsgálni, hogy a kompozit alkatrészek tervezése szempontjából a rendelkezésre álló károsodási elméletek milyen pontosan írják le a biokompozitból készült alkatrészek tönkremenetelét.

A biokompozit anyagoknak helyük van az ipari alkalmazásokban különösen akkor, ha sikerül javítani a természetes erősítő és mátrix anyagok mechanikai tulajdonságait. Emellett számos mérnöki feladatot kell megoldani ahhoz, hogy az ilyen anyagokból előállított alkatrészek, tervezése, szilárdsági méretezése mérnöki rutin-feladattá váljon.

7. IRODALOM

- [1] Holbery, J., Houston, D.: *Natural-fibre-reinforced polymer composites in automotive applications*, JOM, Vol. 58, pp. 80-86, 2006
- [2] Maya, J. J., Sabu, T.: *Biofibres and biocomposites*, Carbohydrate Polymers, Vol. 71, pp. 343-364, 2008
- [3] Netravali, A. N., Pastore, C. M.: *Sustainable Composites: Fibers, Resins and Applications*, DEStech Publications, Inc., Lancaster, 2015
- [4] Faruk, O., Bledzki, A. K., Fink, H. P., Sain M.: *Biocomposites reinforced with natural fibers: 2000-2010*, Progress in Polymer Science, Vol. 37, pp. 1552-1596, 2012
- [5] Mezey Z., Dányádi L., Czigány T., Pukánszky B.: *Sisal szállal erősített polimer kompozitok vizsgálata*, Műanyag és Gumi, Vol. 5, pp. 164-167, 2003.
- [6] Rác I., Hargitai H.: *Természetes szálakkal erősített termoplastikus polimerek I. Irodalmi áttekintés*, Műanyag és Gumi, Vol. 37, pp. 201-206, 2000.
- [7] Kalaprasad, G., Joseph K., Thomas, S.: *Theoretical modelling of tensile properties of short sisal fibre-reinforced low-density polyethylene composites*, Journal of Materials Science, Vol. 32, pp. 4261-4267, 1997.
- [8] Uj J.: *Polimerek és kompozitok mechanikája*, kézirat, Budapest, 2001.
- [9] Tuttle, M. E.: *Structural analysis of polymeric composite materials*, Marcel Dekker, Inc., New York, 2004.
- [10] Elhajjar, R., La Saporana, V., Muliana, A.: *Smart composites, Mechanics and Design*, CRC Press, 2014.

A JELKÉPES ÁBRÁZOLÁSBÓL ADÓDÓ PROBLÉMÁK VIZSGÁLATA GYÁRTHATÓSÁGI SZEMPONTBÓL 2D-S ÁBRÁZOLÁS ÉS 3D-S TESTMODELLEK HASZNÁLATA ESETÉN

COMPARATIVE INVESTIGATIONS OF THE PROBLEM OF 2D DRAFTS AND 3D MODELS SYMBOLIC REPRESENTATION FROM MANUFACTURING POINT OF VIEW OF

*Dr. Ficzer Péter, PhD, egyetemi adjunktus
Győri Márk, egyetemi tanársegéd*

ABSTRACT The purpose of technical drawing is to represent parts simple and clear. In order to simplify the representation - in case of certain recurring parts - symbols are used. We can design with fewer errors in less time due to the development of 3D engineering systems. The 3D CAD models (CAD model is the input to the CAM software) are also the basis of the production. However symbolic representation are used in case of 3D CAD software, the purpose of clarity is compromised.

1. BEVEZETÉS

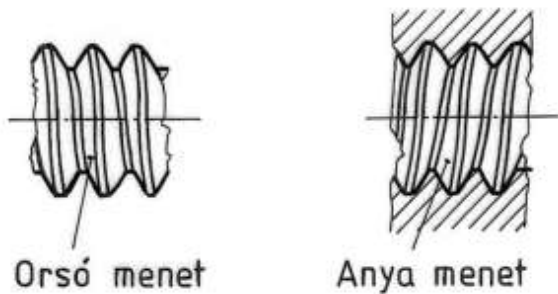
Az utóbbi évtizedekben jelentősen csökkent az új termékek piacra kerülési ideje. Ezért a tervezésre jutó időt is csökkenteni kell. Kevesebb idő jut a prototípusok tesztelésére is, így különösen hangsúlyos, hogy lehetőleg elsőre minél jobb terméket tervezzünk. Egy termék esetében igen jelentős szereppel bír az ár, melynek meghatározó része az, hogy hogyan állítjuk elő a terméket. Egy adott alkatrészt általában több különböző gyártási technológiával is elő lehet állítani. A különböző gyártástechnológiákkal elérhető eredmények viszont különbözőek lehetnek (pontosság, felületi minőség, stb.), továbbá az eltérő technológiáknak eltérő időszükséglete és költségvonzata is lesz. Ahhoz, hogy az adott alkatrészt, adott mennyiségben történő leggyártásához a legmegfelelőbb technológiát ki tudjuk választani igen jelentős gyártástechnológiai ismeretekre és komoly tapasztalatra van szükség. A megfelelő eredményhez (előírt pontosság, alakhúság a legkisebb költséggel) fontos tehát, hogy már a tervezés korai szakaszában megfelelő rajzdokumentációt készítsünk. A minél korábbi felismerés elve [1] szerint, ha egy problémára csak a gyártás során, esetleg összeszereléskor derül fény, az már csak komoly költségek árán

javítható. Minél később vesszük észre a hibát annál nagyobb lesz a hibaköltség. Ezért fontos, hogy a műhelyrajzok gyártáshelyes rajzok legyenek és egyértelműen definiálják az adott alkatrész geometriáját. A műszaki rajz célja az egyértelmű és egyszerű ábrázolás. Az egyszerű és átlátható ábrázolás miatt bizonyos esetekben az általánosan ismert, ismétlődő részeket (fogazat, bordázat ábrázolása, stb.) jelképesen ábrázoljuk [2]. Napjainkban a térfogat modellező mérnöki szoftverek elterjedésének köszönhetően gyakran 3D testmodelleket készítünk, amiből csak generáljuk a nézeteket, metszeteket, vetületeket. Ugyanez a 3D CAD modell lehet a gyártás, a CAM alapja is. Ezek a modellek tartalmazzák a geometriai méretekre vonatkozó adatokat, így akár a sok esetben nehézkesen kialakítható, szakértelmet és rutint igénylő gyártáshelyes mérethálózat egyszerűsítése is lehetséges [3]. A jelképes ábrázolást bizonyos esetekben, pl. menetek esetében a 3D-s CAD modelleken is alkalmazzák. Ezzel a megjelenítés során sok számítási időt és kapacitásigényt lehet megspórolni. Az itt történő alkalmazás viszont esetenként - a gyártás során - nehézségeket, többletmunkát okoz. Jelen tanulmányban ezekkel a felmerülő problémákkal kívánunk foglalkozni.

2. MÓDSZER

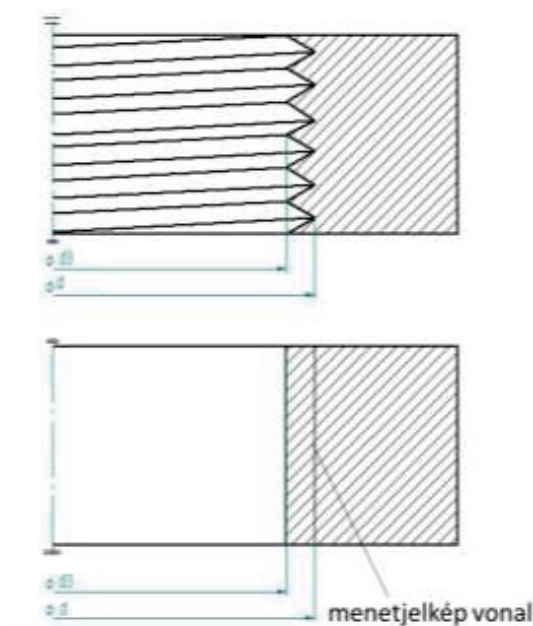
Sok esetben vannak az alkatrészeknek olyan ismétlődő elemei (csavarmentet, fogaskerék fogai, stb.), amelyek valóságban csak nagyon nehezen rajzolhatók meg. Az alapvető géprajzi célkitűzéssel – amely az alkatrész legegyszerűbb, egyértelmű ábrázolását teszi feladatunkká – szembekerülnénk, ha ezeket a részleteket megrajzolnánk (gépi szerkesztésre ez értelemszerűen nem vonatkozik). Már régen kialakult a géprajzi gyakorlatban olyan törekvés, hogy a rajzi egyszerűsítés érdekében – ezekben az esetekben – olyan jelképeket alkalmazzunk, amelyek az alkatrész tényleges alakjától

elvonatkoztatva, alakra vonatkozó utalásokkal helyettesíti a valóság-hű ábra egyes részeit. Egyes esetekben a méretmegadáskor is jelképeket alkalmazunk. Ebben az értelemben lehet beszélni egyszerűsített- és jelképes ábrázolásról (pl. csavarment ábrázolása és méretmegadása). Ilyen esetet mutat az 1. ábra. Egy csavarment valós ábrázolása jelentősen megnehezítené a rajz elkészítését, anélkül, hogy az alapvető információkon felül több információ-tartalommal bírna.



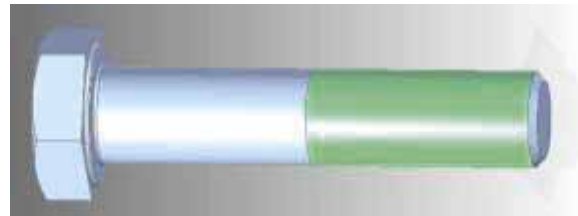
1. ábra. Menetek valóság-hű ábrázolása

A menetek pontos geometriai kialakítását szabványok tartalmazzák. A menetek egyszerűsített megjelenítése, jelképes ábrázolása látható a 2. ábrán.



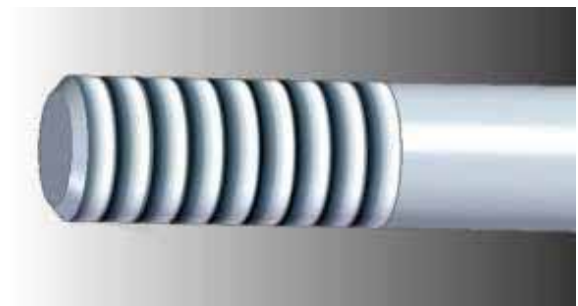
2. ábra. Menetek jelképes ábrázolása

A 3D CAD modellek megjelenésével már lehetőségünk van valóság-hű ábrázolásra is, bár az egyszerűség elvével itt is szembe kerülünk. Ezért a testmodellező CAD szoftverekben is egyszerűsített ábrázolást használunk.



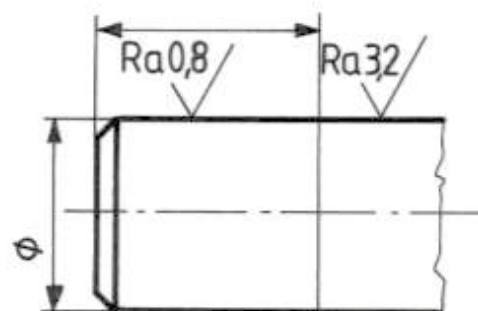
3. ábra. Jelképes menetábrázolás 3D CAD modellen

Erre többféle lehetőségünk is van. A legelterjedtebb megoldás, hogy a menetes felületet más színnel jelenítjük meg. Bizonyos esetekben, amikor a látvány nagyobb szereppel bír (marketing anyagok), a szoftverek segítségével egy menetet tudunk a kérdéses felületre renderelni.



4. ábra. Jelképes menetábrázolás 3D CAD modellen renderelve

Egy másik hasonló jellegű probléma az azonos névleges méretű, de eltérő tőrésű felületek, vagy eltérő felületi minőségek jelölése.



5. ábra. Azonos méretű, de eltérő felületi érdességgel rendelkező felületek jelképes ábrázolása

3D CAD modellező környezetben lehetőség van a felületek különböző színekkel történő jelölésére.



6. ábra. Azonos méretű, de eltérő felületi érdességgel rendelkező felületek színekkel történő ábrázolása 3D CAD modellek esetén

A fenti ábrákból jól látható, hogy mind 2D, mind pedig 3D környezetben lehetőségünk van a jelképes ábrázolásra. Korábban a gyártás 2D-s műhelyrajzok alapján történt, az NC program elkészítéséhez komoly szakértelemre volt szükség. A 3D CAD modellek megjelenésével a szerszámpályákat ma már többnyire a testmodell alapján készítjük el. A CAM szoftverek viszont nem ismerik fel a testmodelleken létrehozott jelképes ábrázolást. A tervező és a gyártó általában külön személy, így a CAD szoftverrel nem is találkozik a gyártásért felelős személy. Ebből pedig az következik, hogy a gyártáshoz továbbra is szükséges a műhelyrajzok alapos átvizsgálása. A különböző tűrésű - és érdességű felületek, valamint a menetek a gyártás számára egyértelmű megadásának lehetőségeit vizsgáljuk.

A vizsgálat annál is inkább időszerű, mivel az új gyártástechnológiák terjedésével új problémák is megjelennek. A 3D nyomtatási technológiát ma már egyre gyakrabban használjuk. Ehhez szükség van egy 3D CAD modellre, valamint az abból készített ún. stl fájlra. Ezt a formátumot a legtöbb mérnöki tervezőrendszer képes előállítani, viszont a technológia ismeretében célszerű már a tervezés során valamilyen ráhagyásokkal, tűrésekkel számolni. Az stl fájlformátum előállítása is csak a geometriai modellt veszi figyelembe, az azon megadott tűréseket, meneteket elveszítjük a konverzió során, így könnyen selejtet gyárthatunk.

3. EREDMÉNYEK

Vizsgálataink eredményeképpen megállapítható, hogy a 2D-s műhelyrajzok használata esetén a jelképes ábrázolás szükségszerű, de a gyártástervezés során a valós geometria eléréséhez komoly számítások, NC, CNC programozási ismeretek, szabványok ismerete és használata is szükséges.

3.1. Tűrésezett méretek

Térfogatmodelleket használó CAM rendszerek esetén a geometriai méreteket a CAD modell tartalmazza, ennek alapján generáljuk a szerszámpályákat. Ez a CNC kódok pontosabb, gyorsabb létrehozását teszi lehetővé.

Könnyebben kiszűrhetők a hibák, még a gyártásba kerülés előtt, jelentősen csökkentve ezzel a hibaköltségeket. Sokakban felmerül ezek után, hogy szükség van-e egyáltalán a hagyományos 2D-s rajzdokumentációra. A látszólagos egyszerűség ellenére könnyen jelentős hibákat véthetünk, ha nem fordítunk elég figyelmet bizonyos alaksajátosságokra, jelölésekre. A CAM szoftverek által használt CAD modellek ugyanis csak a névleges méreteket tartalmazzák. Így pl. egy $p6$ tűrésű méret esetén a névleges méretre készített szerszámpályával azonnal javíthatatlan selejtet állítunk elő. Bizonyos helyeken (Audi, Catia) az ilyen jellegű problémák elkerülésére a különböző tűrésmezőket különböző színnel jelölik. Így a színek figyelembe vételével elkerülhető a selejtek gyártása. Sok szoftver geometriai kernele azonban nem teszi ezt lehetővé, azaz a CAM szoftverben már nem látszik semmilyen a névleges mérettől történő eltérésre utaló jel. Ez egyben azt is jelenti, hogy a gyártás-szimulációhoz feltétlenül szükség van a 2D-s műhelyrajzokra. A gyártás-szimuláció során a simítópályák készítésénél ráhagyással kell számolni, ami jelentős idő és munkaráfordítással jár. A CAM szoftverekben ugyan van rá lehetőség, hogy egyes méreteket módosítsunk, de ezt csak felületenként egyesével, nehézkesen tudjuk megtenni. Egy új fejlesztés (Enterprise Group) az ún. tűrésközpontú állítás segíthet az ilyen jellegű, esetlegesen fellépő hibák kiküszöbölésében. Itt a CAD szoftverben egy parancs segítségével a tűrésezett méreteket a tűrésmező elhelyezkedésének és méretének megfelelően annak a középtértékének megfelelő méretűre módosítja. A CAM szoftverekben ezt a geometriát alapul véve már biztosan megfelelő szerszámpályákat lehet generálni. Ez a megoldás komoly előnyt jelenthet a 3D nyomtatáshoz szükséges geometria előállításában is.

3.2. Menetek

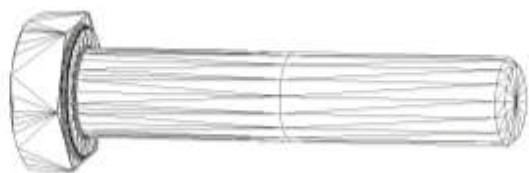
A meneteket, ahogy láthattuk mind 2D-s, mind pedig 3D-s környezetben jelképesen ábrázoljuk. A gyártáshelyes konstrukcióhoz viszont vagy a CNC pályák generálása során kell külön figyelmet fordítani, vagy pedig a pontos geometriát kell modellezni, ami meglehetősen nehézkes. Ezen a téren jelenthet előrelépést a test a testen átvezetett funkció (SolidEdge ST9), ami sok esetben gyártáshelyesen modellezett konstrukciót eredményez. Ezzel a gyártás során szükséges utómunka mennyisége csökkenthető.

Külső menetek esetén könnyen elveszhet az információ (menet, menettípus, menetemelkedés), így a műhelyrajzok áttekintése

mindenképpen ajánlott, bár a külső menetek esetén a menet nélkül legyártott alkatrész még javítható.

Menetes furatoknál a Parasolid kernel a magátmérőt írja ki névleges méretként (beállítható opció). Így a CAM szoftverben a szerszámpanyák generálása előtt az alakcsapás keresővel némi rutinnal, a szabványos magátmérőnek megfelelő méretű furatoknál automatikusan kiszűrhetőek a menetes furatok. A menetemelkedésre vonatkozó adatok így is elvesznek, tehát ez a módszer csak a szabványos menetemelkedés esetén használható.

A 3D nyomtatott menetes alkatrészek esetében a gyártáshoz szükséges fájl (a felületek háromszögekkel történő lefedése) létrehozása során a **CAD szoftverben megadott menetinformációt elveszítjük.**



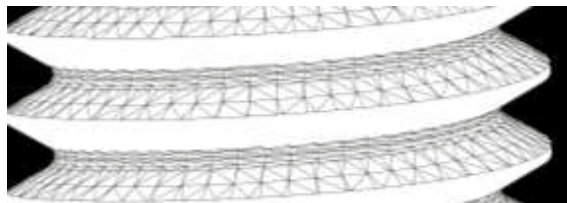
7. ábra. Csavar stl (standard triangular language) fájlként mentve (háromszögelt felületekkel határolva)

A fenti (7. ábra) ábrán jól látható, hogy bár a menetes részt külön felületként látjuk, a menetinformációk elvesztek. **Menetek 3D nyomtatásához tehát magát a pontos geometriát kell modellezni, mert a jelképes ábrázolás információvesztéssel jár.**



8. ábra. Csavar valóság-hű modellezése

A 8. ábrán egy **valóság-hűen modellezett** csavar látható. Ezt a **modellt alapul véve a CAM szoftverekben biztosan megfelelő, menetes alkatrészeket tudunk gyártani.** Szintén a valóság-hűen modellezett menet ajánlott 3D nyomtatással készülő alkatrészek esetén. Egy ilyen valóság-hűen modellezett CAD modellből készített stl formátum látható a 9. ábrán.



9. ábra. Csavar valóság-hű modellezésből készített stl formátum

Összehasonlítva a 7. és a 9. ábrát, megfigyelhetők a különbségek a jelképes és a valóság-hű ábrázolás közti háromszögelt modellek között. Utóbbi megfelelő eredményt biztosít, igaz a felületek száma láthatóan jóval nagyobb, így a modellinformációkat tartalmazó fájl mérete is kb. a 30-szorosára nőtt.

4. ÖSSZEFOGLALÁS

Összefoglalva megállapítható, hogy a menetek jelképes ábrázolása mind 2D-ben, mind 3D-ben megoldott. Ugyanez a túrésezett méretek esetében nem feltétlenül igaz. A testmodellek és a műhelyrajzok között a menetek jelképes ábrázolását tekintve asszociatív kapcsolat van. Bár a jelképes ábrázolás itt jól működik mindkét esetben, a 3D CAD modelleken alapuló CAM szoftverek használata esetén a jelképek alkalmazása információvesztéssel járhat. A gyártáshelyes, gyártást támogató kialakításhoz a jelképes ábrázolás nem ajánlott.

5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A szoftverekkel kapcsolatos segítséget és információkat köszönjük Veres Tibornak és Huszár Andrásnak (Enterprise Group PLM üzletág)

6. IRODALOM

[1] Péter Ficzere, Lajos Borbás, Ádám Török
ECONOMICAL INVESTIGATION OF RAPID
PROTOTYPING, INTERNATIONAL
JOURNAL FOR TRAFFIC AND TRANSPORT
ENGINEERING 3:(3) pp. 344-350. (2013)

[2] KLEMENTIS Cs., NYOLCAS M., CSEKE J., NYITRAI J., TÖRÖK I., BÁNDY A., BARTA M., LOVAS L. (szerk.), Műszaki ábrázolás I.: egyetemi BSc jegyzet, Budapest: Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, 2010. 203 p.

[3] Ficzere P, Győri M, A mérethálózatok átalakulása a 3D CAD modellek megjelenésével
GÉP LXVII:(4) pp. 5-8. (2016)

ALAKOPTIMÁLT FUTÓMŰALKATRÉSZ JÁRMŰDINAMIKAI VIZSGÁLATA MACSKAKÖVES ÚT ESETÉN

VEHICLE DYNAMIC STUDY OF SHAPE OPTIMIZED SUSPENSION PART IN CASE OF COBBLESTONE ROAD

Dr. Ficzer Péter, PhD, egyetemi adjunktus

Székely Péter, egyetemi tanársegéd

ABSTRACT It is well known that the mass reduction is one of the main field of innovations in the automotive industry. It is particularly important when dealing with unsprung masses in suspension systems. The reduction of these masses can not only reduce the fuel consumption and emissions but can also improve parameters of the vehicle dynamics. In this paper the effect of a suspension part optimisation is described when driving at different velocities on different road surfaces.

1. BEVEZETÉS

A folyamatos életszínvonal emelkedés velejárója, hogy egyre több belsőégésű hőerőgéppel meghajtott gépjárművet használunk, melyek már igényeinkre szabva készülnek el. A közlekedés számára rendelkezésre álló hely korlátos már most is - végtelen sokáig nem bővíthető - ezért egyre gyakoribbak a torlódások, közlekedési dugók, melyek közel sem optimálisak a gépjárművek erőforrásainak felhasználása szempontjából [1]. Több gépjármű használata egyben több tüzelőanyag felhasználást is igényel. A globális felmelegedés csökkentése és a fenntartható fejlődés érdekében gépjárműveinket folyamatosan fejleszteni kell. Az innovációnak egyszerre több területen kell megvalósulnia, úgy mint a forgalomirányítás, a közlekedési hálózatok irányítása, valamint a járművek fejlesztése. Előbbihez hálózattervezés, számítógépes vezérlések fejlesztése, valamint törvényi és gazdasági szabályozórendszerek szükségesek. A klímaváltozásért, valamint a légszennyezésért felelős károsanyag-kibocsátás másik lehetősége a járművek fejlesztése. A belsőégésű motorokban lejátszódó égési folyamatok hatásfokán jelentős mértékben javítani már nem igen lehetséges. Más, pl. elektromos hajtások elterjedéséhez még nincs kiépítve a megfelelő infrastruktúra. Viszont ugyanakkor egyértelmű, hogy a járművek tömegének csökkentésével jelentős mértékben csökkenthető a károsanyag-kibocsátás. A

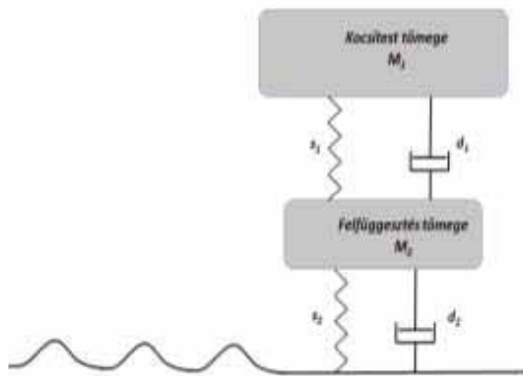
gépjárművek fejlesztése során mindig arra törekszünk, hogy azok megbízhatóbban, gyorsabban, kényelmesebben, olcsóbban és minél inkább környezetbarát módon közlekedjenek. Fenti szempontok teljesítése nem egyszerű a fejlesztőmérnökök számára, különösen úgy, ha figyelembe vesszük, hogy mindezekre egyre rövidebb idő áll rendelkezésre. A mérnöki tervező- és szimulációs szoftverek segítségével ennek ellenére is jelentős eredményeket lehet elérni. Fontos megjegyezni, hogy a szoftverek csak segítenek, lerövidítik a számítási időt, de gondolkodni nem gondolkodnak. Így a legnehezebb rész a modellalkotás, a terhelési esetek definiálása (várható igénybevételek), valamint az eredmények értékelése továbbra is a mérnök feladata marad. Általánosan ismert, hogy a járművek esetében a tömegcsökkentés, a downsizing döntő fontosságú, hiszen a járművek olyan speciális gépek, amik mozognak. Logikusan adódik tehát, hogy ahol lehet könnyíteni érdemes. Ezzel csökkenthetjük az anyagfelhasználást (anyagár), a gyorsuló- és a szállítandó tömeget. A mozgó tömegek csökkentésének köszönhetően csökkenthetőek az alkatrészeire ható erők is (Newton II. ax.). További előnye a tömegcsökkentésnek, hogy ezáltal könnyebb a jármű, a mozgatásához szükséges energiaigény is csökken. Ez pedig azt jelenti, hogy csökken a fogyasztása és a károsanyag-kibocsátása is. Abban az esetben, ha a rugózatlan tömegeket csökkentjük, további javulás érhető el járműdinamikai, stabilitási szempontokból.

Vizsgálatunk tárgya a felfüggesztés részét képező egyik alkatrész a tengelycsonk állvány. Ez az alkatrész ún. rugózatlan (egzaktul gyengén rugózott) tömegnek minősül. Korábbi vizsgálatok megmutatták, hogy alakoptimalás segítségével jelentős mértékben, kb. 40%-kal csökkenthető a vizsgált alkatrész tömege [2]. Fontos megjegyezni, hogy az alakoptimalás hatással van a tömegcsökkenésen kívül a gyártási időre, költségekre, a kifáradási tulajdonságokra,

valamint a dinamikai jellemzőkre is [3]. Jelen tanulmányban ezeket a dinamikai jellemzőkre gyakorolt hatást vizsgáljuk.

2. MÓDSZER

A járműdinamikai vizsgálatok során jelentős mértékben egyszerűsíteni kell a modelleket. A fellépő igénybevételeknek megfelelő terhelési esetek száma a valóságban végtelen, így csak néhány szélsőséges esetet vizsgálunk. Az eredményekből a további közttes állapotokra is következtetni lehet. Esetünkben egy ún. negyed járműmodellt alkalmazunk. A negyed járműmodell látható az 1. ábrán.



1. ábra. Negyed járműmodell

A számításokhoz egy kiskategóriás személygépkocsi adatait használtuk. A számításokhoz szükséges kiinduló adatok. [4].

- $m_{\text{össz}} = 800 \text{ kg}$ (önsúly) $\Rightarrow M_{11} = 200 \text{ kg}$
- $m_{\text{max}} = 1160 \text{ kg}$ (max. terhelés) $\Rightarrow M_{12} = 290 \text{ kg}$
- $m_{\text{futómű}} = 25 \text{ kg}$ $\Rightarrow M_{21} = 25 \text{ kg}$
- $m_{\text{optimált futómű}} = 15 \text{ kg}$ $\Rightarrow M_{22} = 15 \text{ kg}$
- rugómerevség $\Rightarrow s_1 = 160000 \text{ N/m}$
- csillapítási tényező $\Rightarrow d_1 = 350 \text{ NS/m}$
- gumi rugómerevsége $\Rightarrow s_2 = 375000 \text{ N/m}$
- gumi csillapítása $\Rightarrow d_2 = 15000 \text{ Ns/m}$

Ugyan a hivatkozott alakoptimalás során csak a tengelycsonk állvány esetében végeztük el az optimalást, annak alapján azt feltételezzük, hogy a futómű többi eleménél is nagyságrendileg hasonló eredményre juthatunk. Ezt támasztja alá, hogy a tömegerők csökkenése miatt kisebb csapágyakat, kisebb rugókat és kisebb teljesítményű, csillapítókat használhatunk.

Mindezek alapján az feltételeztük, hogy a teljes felfüggesztés esetében elérhető a 40 %-os tömegcsökkentés.

Útgerjesztésként egy $h = \pm 20 \text{ mm}$ magasságú és 200 mm hosszúságú folytonos sinusos jellegű útegyenlőtlenség feltételezésével közelítjük a valóságot. Ez kb. megfelel egy régi rossz minőségű macskaköves útnak.



2. ábra. Macskaköves út

Több, állandó sebességi paraméter esetén is elvégeztük a vizsgálatokat:

• $v = 10 \text{ m/s}$ és

• $v = 30 \text{ m/s}$

A megadott terhelési esetekben a vizsgált jellemzők:

- kitérések
 - kocsitest
 - kerék
- gyorsulások
 - kocsitest
 - kerék
- csillapítási idő
 - kocsitest
 - kerék

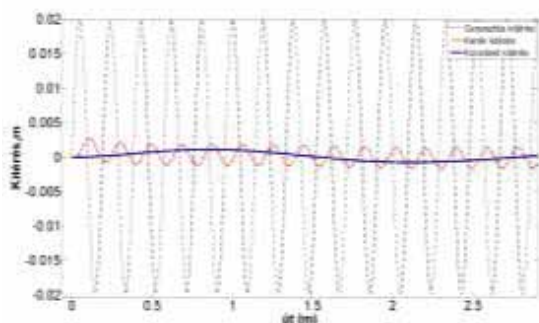
3. EREDMÉNYEK

Az egyes esetekhez tartozó MATLAB szimulációk lefuttatása után az alábbi eredményekre jutottunk.

1. táblázat. Kitérés, gyorsulás és csillapítási idő
 $M_{11} = 200 \text{ kg}$ és $v = 10 \text{ m/s}$ esetén

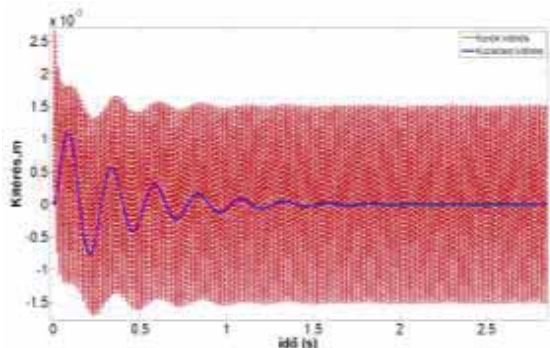
$M_{11} = 200 \text{ kg}$			
$v = 10 \text{ m/s}$			
		$M_{21} = 25 \text{ kg}$	$M_{21} = 15 \text{ kg}$
Kitérés [mm]	Kocsitest	0,012	0,012
	Kerék	1,52	1,57
Gyorsulás [m/s ²]	Kocsitest	1,22	1,27
	Kerék	164	171
Csillapítási idő [s]	Kocsitest	1,8	2
	Kerék	1,8	2

Az 1. táblázatban láthatók az üres autóval 10 m/s sebességgel a macskaköves útra történő hajtás eredményei. Az útgerjesztés, a kerék- és a kocsitest kitérései láthatók az út függvényében a 3. ábrán.



3. ábra. A gerjesztés, valamint a kerék- és a kocsitest kitérései [m] az út [m] függvényében

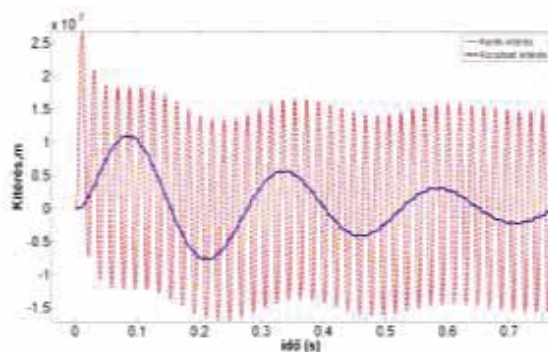
A 3. ábrán jól érzékelhető, milyen jelentős mértékű a csillapítás mértéke. A gerjesztés (nagy kiterjedésű, amplitúdójú) pontvonallal, a kerék kitérés (kisebb amplitúdó) szaggatott vonallal, míg a kocsitest (lágy íves görbe) kitérései folytonos vonallal jelölve láthatók. A csillapítás időbeni lefutásának vizsgálatához érdemes más skálát alkalmazni.



4. ábra. A kerék- és a kocsitest kitérései [m] az idő [s] függvényében

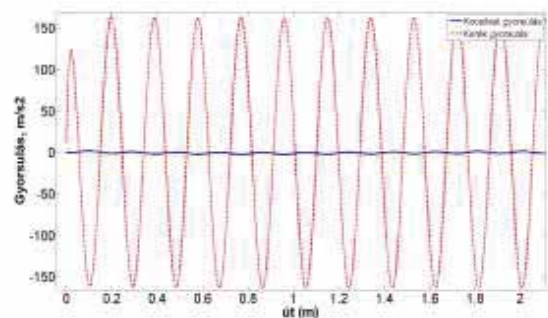
A csillapítás – a kitérések lefutása – látható a 4. ábrán. Egyértelmű, hogy kb. 1,5-2 s

után a görbék gyakorlatilag teljesen kisimulnak. Az értékek pontosabb meghatározásához további módosításokat végeztünk az eredmények megjelenítésén.



5. ábra. A kerék- és a kocsitest kitérései [m] felnagyítva az idő [s] függvényében

Az út függvényében vizsgált kerék- és kocsitest gyorsulások közötti arányok megfigyelhetők a 6. ábrán.



6. ábra. A kerék- és a kocsitest gyorsulásai [m/s²] az út [m] függvényében

A sebességet 30 m/s értékre növelve a kapott eredményeket mutatja a 2. táblázat.

2. táblázat. Kitérés, gyorsulás és csillapítási idő
 $M_{11} = 200 \text{ kg}$ és $v = 30 \text{ m/s}$ esetén

$M_{11} = 200 \text{ kg}$			
$v = 30 \text{ m/s}$			
		$M_{21} = 25 \text{ kg}$	$M_{21} = 15 \text{ kg}$
Kitérés [mm]	Kocsitest	$3 \cdot 10^{-4}$	0,012
	Kerék	1,52	1,57
Gyorsulás [m/s ²]	Kocsitest	1,22	1,27
	Kerék	164	171
Csillapítási idő [s]	Kocsitest	1,8	2
	Kerék	1,8	2

A maximális terheléssel ($M_{12} = 290 \text{ kg}$) végzett vizsgálatok számszerűsített eredményeit látjuk a 3. és 4. táblázatban összefoglalva.

3. táblázat. Kitérés, gyorsulás és csillapítási idő
 $M_{12} = 290 \text{ kg}$ és $v = 10 \text{ m/s}$ esetén

$M_{12} = 290 \text{ kg}$			
$v = 10 \text{ m/s}$			
		$M_{21} = 25 \text{ kg}$	$M_{21} = 15 \text{ kg}$
Kitérés [mm]	Kocsitest	0,008	0,008
	Kerék	1,50	1,58
Gyorsulás [m/s ²]	Kocsitest	0,85	0,86
	Kerék	164	171
Csillapítási idő [s]	Kocsitest	2,5	2,5
	Kerék	1,4	1,6

A 3. táblázatban leterhelt járművel ($M_{12} = 290 \text{ kg}$) és $v = 10 \text{ m/s}$ sebességgel, míg a 4. táblázatban leterhelt járművel és $v = 30 \text{ m/s}$ sebességgel a macskaköves úton haladva kapott eredmények láthatók.

4. táblázat. Kitérés, gyorsulás és csillapítási idő
 $M_{12} = 290 \text{ kg}$ és $v = 30 \text{ m/s}$ esetén

$M_{12} = 290 \text{ kg}$			
$v = 30 \text{ m/s}$			
		$M_{21} = 25 \text{ kg}$	$M_{21} = 15 \text{ kg}$
Kitérés [mm]	Kocsitest	$2 \cdot 10^{-4}$	$3 \cdot 10^{-4}$
	Kerék	0,38	0,55
Gyorsulás [m/s ²]	Kocsitest	0,2	0,3
	Kerék	344	492
Csillapítási idő [s]	Kocsitest	2,4	2,2
	Kerék	1,4	1,5

4. ANALÍZIS

Macskaköves útra hajtva, az adott peremfeltételek mellett megvizsgálva az eredményeket az alábbi kijelentéseket tehetjük:

- Az optimálás eredményeként létrejövő tömegcsökkentés a kisebb ($v = 10 \text{ m/s}$) sebesség esetén nem változtat a kitérések mértékén, míg a nagyobb sebességek esetén a kitérés mértéke növekszik, bár még az így kapott eredmények is elhanyagolhatók
- Az optimálás eredményeként létrejövő tömegcsökkentés a kisebb ($v = 10 \text{ m/s}$) sebesség esetén érdemben nem változtat a gyorsulások mértékén, míg a nagyobb sebesség ($v = 30 \text{ m/s}$) esetében a gyorsulások mértéke is növekedő.
- A csillapítási idők vizsgálatánál a futómű tömegcsökkentésének hatására nagy sebességek esetén csökkenést tapasztalhatunk, míg kis sebességek esetén nem mutatható ki jelentős mértékű változás.

5. KÖVETKEZTETÉSEK

Összefoglalva megállapítható, hogy a rugózatlan tömegek csökkentésnek ilyen vizsgálati körülmények esetében a vártnál némileg kisebb hatása van. Fontos megjegyezni, hogy a gyorsulások mértéke főleg kis sebességek esetén nem változott jelentős mértékben, így az a tömegcsökkentéssel párosulva a tömegezők jelentős csökkenéséhez vezet, ami egyben az alkatrészek hosszabb élettartamát is garantálja. Megjegyzendő továbbá, hogy a $v = 30 \text{ m/s}$ sebesség macskaköves úton nem valószínű, de extrém esetben ilyen jellegű igénybevételek is felléphetnek az üzem során. Természetesen a kérdés megfelelő mélységű vizsgálatához szükséges további esetek vizsgálata, mint pl. átterhelődések hatása, valamint pontosabb, a jelenségeket jobban leíró- fél, vagy egész járműmodell használata.

6. IRODALOM

[1] G Szendro, M Csete, Á Török (2014): The Sectoral Adaptive Capacity, Index of Hungarian Road Transport, Periodica Polytechnica. Social and Management Sciences 22(2):99-106

[2] Ficzer P., Török Á. (2013). Gépjárműalkatrészek biztonságkritikus optimalása. A JÖVŐ JÁRMŰVE, JÁRMŰIPARI INNOVÁCIÓ 8:(3-4), pp. 66-70.

[3] Ficzer P. Székely P., Gépjárműalkatrész-alkoptimalás hatásának dinamikai vizsgálata, Innováció és fenntartható felszíni közlekedés konferencia, Budapest, 2016. Online: ISBN 978-963-88875-3-5

[4] Ilosvai L., Gépjárműmechanika, pp 490, (2012)

ORTHOTROP ANYAGMODELL ALKALMAZÁSA ADDITÍV GYÁRTÁSTECHNOLÓGIÁVAL ELŐÁLLÍTOTT ALKATRÉSZ MÉRETEZÉSE SORÁN

USAGE OF ORTHOTROP MATERIAL LAW FOR ADDITIVE MANUFACTURING IN PART DESIGN

Dr. Ficzer Péter, PhD, egyetemi adjunktus

ABSTRACT The feature of the additive manufacturing technology is that the strength properties are direction-dependent. This investigation for the FDM technology and raw material PLA is the first part of this paper. The strength properties are direction-dependent at a material also means that the load capacity of the part is largely dependent on the printing (building) direction. In the second part of the paper will be presented on an example of the design of a concrete part how impacts the printing direction in the production process on load capacity and applicability.

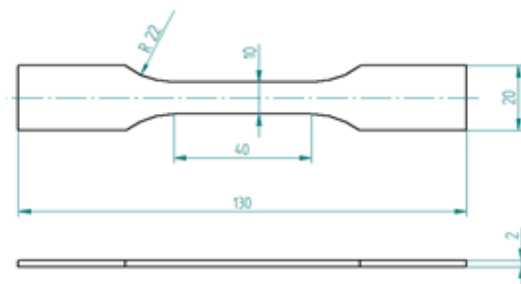
1. BEVEZETÉS

Az ipar rohamos fejlődésénél nagyobb ütemben fejlődnek az additív gyártástechnológiák. A folyamatos fejlesztéseknek köszönhetően ez a technológia egyre több felhasználó számára válik elérhetővé [1]. A beszerzési ár, valamint a gyártási költségek jelentős csökkenésének következtében mind gyakrabban használjuk a 3D nyomtatókat. Emellett - a technológia jobb megismerése mellett - felhasználási területei is bővülnek, ezért már nem is igazán nevezhető gyors-prototípusgyártási technológiának [2], [3]. A prototípusokon kívül ma már szerszámokat (öntőmintákat) is készítünk ilyen elven, mely jelentős költségmegtakarítást eredményezhet [4], [5]. Sok esetben viszont már szerszámra sincs szükség, kisebb szériák esetén közvetlenül magát az alkatrészt állítjuk elő additív technológiával. Így mind az anyagi-, mind az idő ráfordítást megspórolhatjuk. Ebben az esetben viszont fontos megvizsgálni, vajon az alkatrész elviseli-e az üzemi terheléseket. A méretezéshez a pontos geometrián túl, ismernünk kell a várható igénybevételeket, valamint az anyagjellemzőket. Korábbi vizsgálatok alapján feltételezhető, hogy a gyártástechnológia orthotrop anyagmodellel leírható anyagtulajdonságokat eredményez (a különböző irányokban eltérő anyagjellemzők) [6]. Ez pedig elővigyázatosságot igényel a

méretezés során, legyen az akár kézi mechanikai számítás, akár numerikus szimuláció [7].

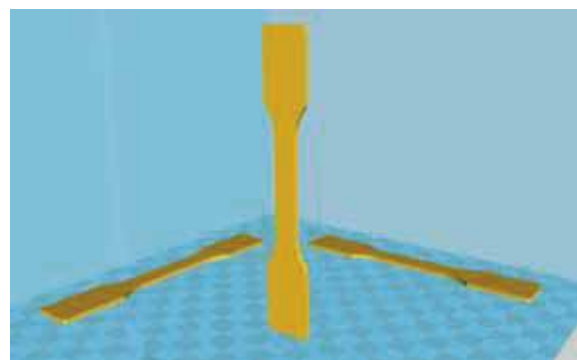
2. MÓDSZER

A rétegről rétegre való építési gyártástechnológiából adódóan és az irodalomkutatásból azt feltételezhetjük, hogy az anyag nem izotrop. Ebben az esetben az anyagjellemzők a különböző irányokban eltérőek, azaz irányfüggőek. Ezért különböző irányokban és különböző helyzetekben gyártottam le a szabványos rövid szakító próbatesteket.



1. ábra. Szabványos rövid szakító próbatest

A próbatesteket PLA (polylactic acid) anyagból, egy FDM technológia elvén működő nyomtatóval fekvő és álló pozícióban is elkészítettem, hogy meg lehessen vizsgálni van-e különbség a különböző helyzetekben gyártott próbatestek anyagjellemzői között, azaz az elrendezés ilyen jellegű módosítása hatással van-e az alkatrészek teherbíró képességére.

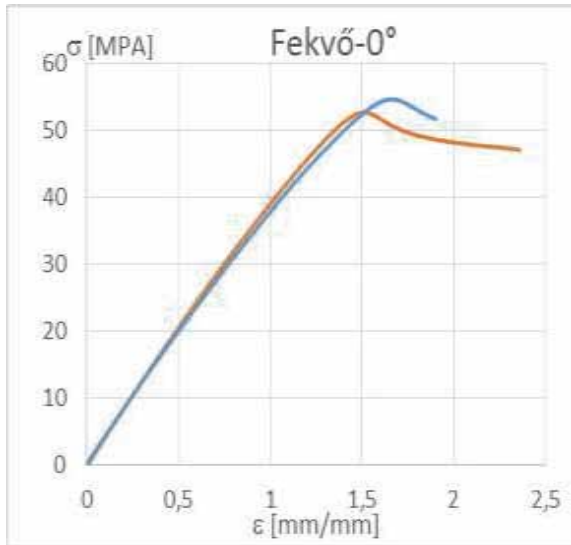


2. ábra. Különböző helyzetű fekvő és álló próbatestek

A 2. ábrán is látható módon x, y és z irányokban nyomtatott próbatesteket vizsgáltam. Természetesen a vizsgálatokhoz a nyomtatás paraméterein (sebesség, rétegvastagság, hőmérséklet) nem változtattam, mert az is befolyásolta volna a szilárdsági tulajdonságokat [8].

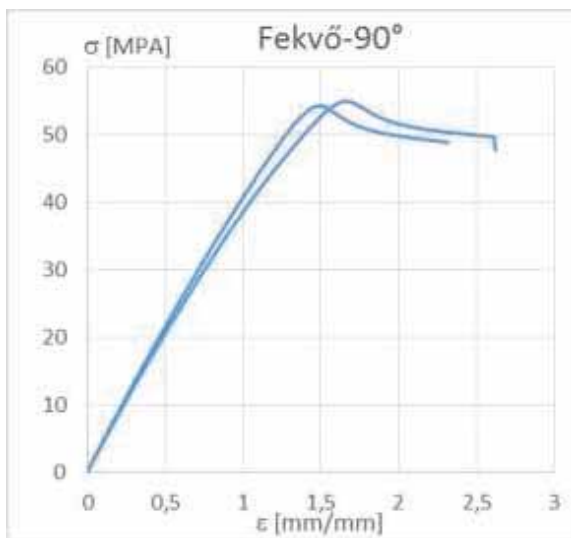
3. EREDMÉNYEK

A mérési eredményeket az alábbi diagramokkal lehet a leginkább jellemezni.



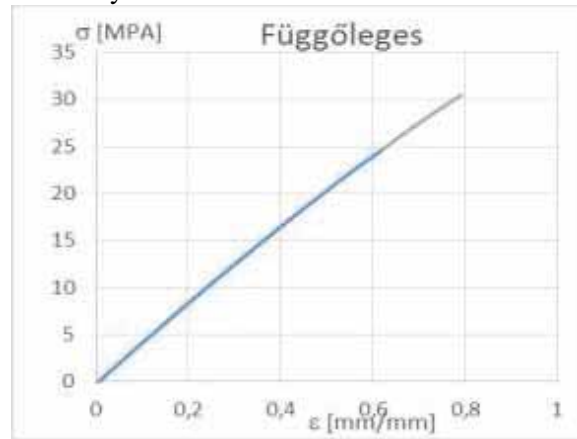
3. ábra. x-irányban fekvő próbatestek szakítódigramjai

A 3. ábrán az x-, míg a 4. ábrán az y-irányban fekvő pozícióban nyomtatott próbatestek szakítódigramjai láthatók.



4. ábra. y-irányban fekvő próbatestek szakítódigramjai

Az 5. ábrán a függőleges helyzetben nyomtatott próbatesteken végzett szakítóvizsgálatok eredményei láthatók.



5. ábra. Függőlegesen nyomtatott próbatestek szakítódigramjai

Az eredményeket számszerűen az alábbi táblázat tartalmazza.

1. táblázat. Szakítóvizsgálatok eredményei

	Szakítószilárdság R_m [MPa]	Young modulus E [MPa]
Fekvő-0°	53,73±0,99	2885,76±29,53
Fekvő-90°	54,619±0,33	3019,817±67,909
Függőleges	27,464±2,928	2891,227±6,695

4. ANALÍZIS

Vizsgálataink eredményeképpen megállapítható, hogy a korábbi feltételezésünknek megfelelően - más additív technológiákhoz hasonlóan - a PLA anyag esetében is eltérők az anyagjellemzők az építés irányában és arra merőlegesen. Az 1. táblázatot, valamint a 3. és 4. ábrát megvizsgálva látható, hogy sem az eredmények közti eltérések, sem jellegbeli különbségek nem utalnak eltérő anyagjellemzőkre a sík különböző irányjaiban. Ugyanakkor erre a síkra merőlegesen, az építési irányban, függőlegesen álló próbatest esetében jelentős eltéréseket láthatunk mind az értékeket, mind pedig a jelleget tekintve. Az így legyártott próbatest terhelhetősége (szakítószilárdsága) nagyságrendileg a fele, mint a fekvő próbatestek esetében. Megállapítható tehát, hogy az FDM típusú, additív gyártástechnológiákkal készített alkatrészek is anizotrop anyagmodelllel modellezhetők. Jellemzésükre az anizotropia egy speciális fajtája az orthotrop anyagmodell a legalkalmasabb. Ezen belül is, az ún. semi-orthotrop anyagmodelllel közelíthetjük leginkább a valóságot. Ebben az esetben a síkban izotropnak tekintjük az anyagot adott

anyagjellemzőkkel, arra merőleges irányban viszont ettől eltérő anyagjellemzőket kell használnunk.

5. KÖVETKEZTETÉSEK

A vizsgálati eredmények kiértékelése után megállapítható, hogy egy PLA alapanyagból FDM típusú 3D nyomtatóval előállított alkatrész esetében, ha numerikus szimulációk segítségével végezzük a méretezést, akkor orthotrop anyagmodellt kell használnunk.

Szintén az eredményekből következik, hogy az egyes alkatrészek méretezése és tervezése során különösen megfontolt módon foglalkozunk a gyártástechnológiával. Az alkatrész elhelyezése ugyanis meghatározza annak szilárdsági tulajdonságait, terhelhetőségét. Egy ilyen esetet mutatok be a következő egyszerű példán keresztül.

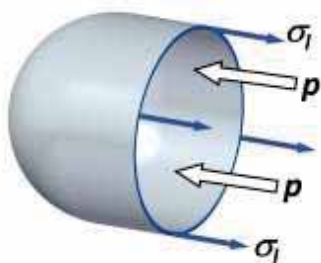
5.1. Vékonyfalú nyomástartó edény méretezése

Ebben a példában egy vékonyfalú nyomástartó edény tervezési lépéseit mutatom be, melynek során könnyen érthetővé válik az alkatrészeknek a nyomtató térben való elhelyezésének szerepe.



6. ábra. A vizsgált vékonyfalú nyomástartó edény

A vizsgált vékonyfalú nyomástartó edény látható a 6. ábrán. A belső átmérője $\varnothing 50 \text{ mm}$, falvastagsága $t = 1 \text{ mm}$, míg a csőszakasz hossza $l = 100 \text{ mm}$. A belső nyomást $p = 2 \text{ MPa}$



7. ábra. Belső nyomás (p) hatására kialakuló feszültségek (σ_l) a keresztmetszetben

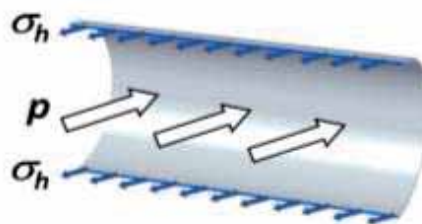
A belső nyomás hatására a nyomástartó edény falában – annak keresztmetszeti felületében – hosszirányban kialakuló feszültségek

meghatározásához nyújt segítséget a 7. ábra. Az ábra alapján felírható az erők egyensúlyi állapota:

$$\sigma_l 2\pi r t = p \pi r^2 \quad (1)$$

$$\sigma_l = \frac{pr}{2t} \quad (2)$$

Az l hosszúságú hosszmetsetet megvizsgálva kapjuk a további feszültségkomponenseket (gyűrűfeszültség).



8. ábra. Belső nyomás (p) hatására kialakuló gyűrűfeszültségek (σ_h) a hosszmetsetben lévő felületeken

A 8. ábra alapján újra felírhatjuk az erők egyensúlyi állapotát, amely az alábbi összefüggésekhez [9] vezet:

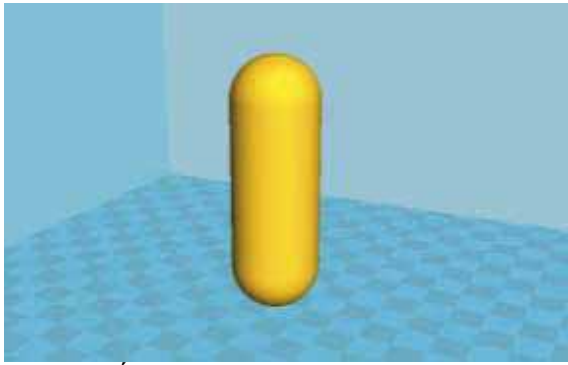
$$\sigma_h 2lt = p 2rl \quad (3)$$

$$\sigma_h = \frac{pr}{t} \quad (4)$$

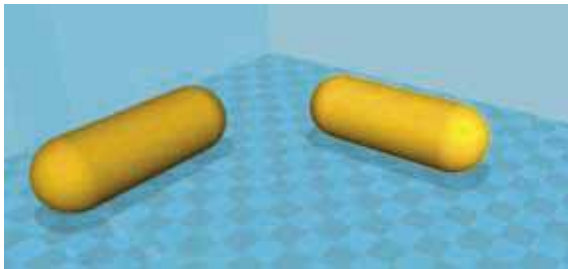
A radiális irányú feszültség a nyomástartó edény falának belső oldalán $\sigma_r = p$, valamint a külső oldalon $\sigma_r = 0$ értékűre adódik. A $p = 2 \text{ MPa}$ belső nyomás esetén a feszültségek az alábbi módon alakulnak: $\sigma_h = 50 \text{ MPa}$, $\sigma_l = 25 \text{ MPa}$ és $\sigma_{rmax} = 2 \text{ MPa}$. Ebből látszik, hogy a radiális irányú feszültségkomponenst gyakorlatilag elhanyagolhatjuk. A másik két feszültség 25, illetve 50 MPa. Egy ilyen nyomástartó edényt több módon is elkészíthetünk az additív gyártástechnológiák valamelyikével. Vegyük először az alábbi esetet.

A 9. ábrán látható módon nyomtatva az alkatrészt annak terhelhetősége z-irányban kb. 27 MPa, ami nagyobb, mint a $p = 2 \text{ MPa}$ belső nyomás hatására a falban keletkező $\sigma_l = 25 \text{ MPa}$. A terhelhetőség x, és y-irányban kb. 53 MPa, ami szintén nagyobb, mint a belső nyomás hatására keletkező $\sigma_h = 50 \text{ MPa}$. Tehát az alkatrész megfelel az adott igénybevételnek. Vizsgáljuk meg, hogy milyen eredményre

jutunk, ha más elrendezésben kívánjuk az alkatrészünket kinyomtatni.



9. ábra. Álló helyzetben nyomtatott nyomástartó edény



10. ábra. Fekvő helyzetben nyomtatott nyomástartó edény

Ebben az esetben az alkatrészünk z-irányú terhelhetősége kb. 27 MPa, és a hozzá tartozó – terhelés hatására keletkező feszültség $\sigma_z = 50 \text{ MPa}$. Továbbá az x-y síkban a terhelhetősége kb. 53 MPa, míg az igénybevétele $\sigma_x = 25 \text{ MPa}$. Tehát ebben az esetben az egyik irányban mintegy kétszeresen túlméretezett az alkatrész, míg a másik irányban alulméretezett. Ez azt jelenti, hogy a fekvő helyzetben gyártott alkatrész nem lesz képes elviselni a $p = 2 \text{ MPa}$ belső nyomású terhelést.

4. ÖSSZEFOGLALÁS

Összefoglalva megállapítható, hogy az FDM típusú gyártástechnológiával gyártott alkatrészek terhelhetősége irányfüggő, méretezésükhöz az orthotrop anyagmodellt kell használni. Fontos, hogy az alkatrészek gyártástervezése során kellő figyelemmel járjunk el, mert az alkatrész elhelyezése a nyomtatóban döntő mértékben befolyásolja a szilárdsági jellemzőket.

6. IRODALOM

[1] P Ficzere, L Borbas, A Torok: Theoretical and practical investigation of rapid prototyping. In: Stanisław Borkowski, Jacek Selejdak Denis Jelacič, Hadzima Branislav (szerk.), Toyotarity. Standarizations' Kinds. Dnepropetrovsk: Yurii V

Makovetsky, 2012. pp. 139-150. (ISBN:978-966-1507-77-6)

[2] Ficzere Péter, Borbás Lajos, Lovas László, Feszültségoptikai vizsgálatok fejlesztési lehetőségei 3D nyomtatási technológia segítségével, Gép LXVI:(5-6) pp. 43-46. (2015)

[3] Horváth Ákos Márk, Ficzere Péter, Rapid prototyping in medical sciences, Production Engineering Archives8:(3) pp. 28-31. (2015)

[4] Ficzere Péter, Török Ádám, Gyorsprototípus gyártás gazdasági előnyei, In: Dr Csibi Vencel-József (szerk.), OGÉT 2013 XXI Nemzetközi Gépészeti Találkozó. Konferencia helye, ideje: Arad, Románia, 2013.04.25-2013.04.28. Kolozsvár: Erdélyi Magyar Műszaki Tudományos Társaság (EMT), pp. 113-117.

[5] Péter Ficzere, Lajos Borbás, Ádám Török Economical investigation of rapid prototyping, International Journal for Traffic and Transport Engineering 3:(3) pp. 344-350. (2013)

[6] Ficzere Péter, Borbás Lajos, Gyorsprototípus készítő eljárással gyártott termékek anyagtulajdonságainak meghatározása végeleses analízis számára, Gép 60:(10-11) pp. 36-39. (2009)

[7] Ficzere P, Borbás L, Material law for numerical analysis of rapid prototype products, In: Francesca Cosmi, Francesco Iacoviello (szerk.), 9th Youth Symposium on Experimental Solid Mechanics (YSESM 2010). Konferencia helye, ideje: Trieste, Olaszország, 2010.07.07-2010.07.09. Trieste: Università degli Studi di Trieste, 2010. pp. 9-12., (ISBN:978-88-95940-30-4)

[8] Tisza M, Tóth D, Kovács P Z, A 3D nyomtatás (FDM) paramétereinek vizsgálata, optimalizálása, Gép 67:(1-2) pp. 29-32. (2016)

[9] Muttányászky Ádám, Szilárdságtan, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1981., ISBN 963-10-359-13

ÉKSZÍJHAJTÁS VESZTESÉGÉT BEFOLYÁSOLÓ HAJTÁSJELLEMZŐK VIZSGÁLATÁNAK MÓDSZERE

INVESTIGATION METHOD OF THE DRIVE CHARACTERISTICS AFFECTING THE POWER LOSS OF V-BELT DRIVES

Gárdonyi Péter

Szent István Egyetem, Gépészmérnöki Kar

ABSTRACT

The efficiency of V-belt drives is determined by several factors collectively: the slip, the external and inner friction. In this study an experimental method and equipment was developed to define the V-belt temperature increase and slipping of the drive characteristics affecting the power loss. The optimal parameters can be calculated that serve as beneficial references for designing V-belt drives on base of the test results.

Keywords: V-belt, infrared thermal analysis, efficiency, relative motion, slow motion

1. BEVEZETÉS

Az ékszíjhajtások méretezésénél a hajtott gépegység teljesítményigényét és kinematikai paramétereit veszik alapul a mérnökök, amelyet a hajtással megváltoztatva az erőforrás hajtásjellemeihez igazítanak. A teljesítmény-átvitel több szíjhajtás konstrukcióval is megoldható, így a tervezőre hárul az a feladat, hogy különböző szempontokat figyelembe véve határozza meg az optimálisnak tekinthető hajtáskialakítást. Az ékszíjhajtások teljesítményvesztését befolyásoló hajtásjellemei vizsgálata segítséget nyújthat az optimális ékszíjhajtás tervezésében.

Minden gépszerkezet, hasonlóan a szíjhajtás is, bizonyos hatásfokkal (η) üzemel, amely a hasznos és a bevezetett teljesítmény hányadosa.[6]

$$\eta = \frac{P_h}{P_b} \quad (1)$$

A hasznos teljesítmény a hajtott tengelyen jelenik meg, amely a szíjtárcsára átadott kerületi erő (F_{t2}) és a kerületi sebesség (v_2) szorzata. A bevezetett teljesítmény a hajtó oldalon, a hajtó tárcsán keresztül tápláljuk be a rendszerbe. [5]

$$\eta = \frac{F_{t2} \cdot v_2}{F_{t1} \cdot v_1} \quad (2)$$

$$s = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \quad (3)$$

ahol,

v_1 - kerületi sebesség a hajtó tárcsán,

v_2 - kerületi sebesség a hajtott tárcsán,

s - a teljesítmény átvitel során jelentkező szíjcsúszás (szlip).

A hatásfok egyenletet tovább alakítva két tagból álló összefüggést kapunk. A zárójeles rész a mozgásvesztéseket, a κ pedig a kerületi erőn megjelenő veszteségeket jelenti. [5]

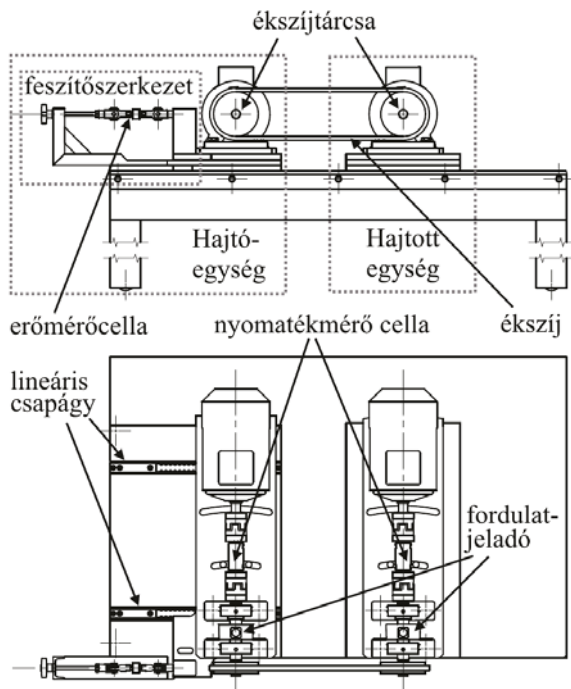
$$\eta = \frac{F_{t2}}{F_{t1}} \cdot (1 - s) = \kappa \cdot (1 - s) \quad (4)$$

A kerületi erő veszteségét egyrészt az érintkező felületek makroszkopikus súrlódása, másrészt az ékszíz ismétlődő igénybevétele következtében fellépő belső súrlódás (hiszterézis veszteség) okozza, amelynek nagy része hővé alakul. Az ékszíjhajtás veszteségét befolyásoló hajtásjellemei elemzésénél mind a két veszteség összetevő vizsgálata szükséges.

2. FÉKPAD

A hajtásjellemei vizsgálata során laboratóriumi kísérletekkel, azok eredményeire támaszkodva juthatunk közelebb a megoldáshoz. „A kísérlet során a vizsgált jelenséget mesterségesen állítjuk elő szigorúan ellenőrizhető helyzetben, amelynek feltételei megváltoztathatók és megismételhetők.” [7]

Az ékszíjhajtás veszteségeit a hajtás üzemhasonló körülményének felállításával lehet csak vizsgálni, ahol a hajtáselemek változtatás nélkül kerülnek a kísérletekbe. A mérések megvalósítására egy tesztpadot terveztem és állítottam össze, amely egyedi megoldásaival alkalmas a mezőgazdasági gépeken, berendezéseken használt, extrém körülmények között működő szíjhajtások vizsgálatára is.



1. ábra A tesztpad felépítése

A tesztpad felépítéséből adódóan a legkülönbözőbb mechanikus hajtások, tengelykapcsolók és forgómozgást végző gépelemek vizsgálatára egyaránt alkalmas. A tesztpad hornyos asztalán a hajtó és a hajtott egységek elhelyezése nagyon sok lehetőséget kínál.

A szíjhajtások vizsgálatához a hajtóegységet egy lineáris csapággal megvezetett feszítőszerkezetre rögzítettem. A szíj előfeszítését menetsóval és vele sorba kötött erőmérőcella (HBM U9B 10kN) segítségével lehet beállítani, amelynek hatásvonalja a tengelyhúzó erő (F_H) hatásvonalával egybeesik. Így közvetlenül az előfeszítő erőt mérhetjük. A szíjhajtás vizsgálatokra összeállított univerzális tesztpad felépítését az 1. ábra mutatja.

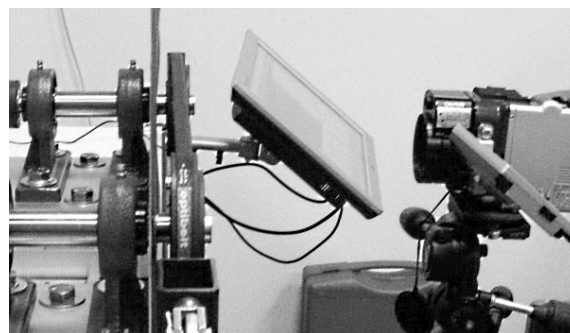
A mérések során lehetőség van minden hajtásparaméter értékének rögzítésére mérőadatgyűjtőn keresztül, valamint azok precíz definiálására programozható logikai vezérlő (PLC) segítségével. A nyomaték értékeket a NCTE 2200-17,5 típusú nyomatékmérő cellák szolgáltatják. A fordulatszámok, szögsebesség-ingadozások, szöggyorsulások, tengelyek közti szöghelyzet-eltérések, csúszások Hengstler 0538633 RI76TD/5000ED fordulatszámjeladók segítségével mérhetők, amelyeknek a felbontása 5000 impulzus fordulatonként.

3. AZ ÉKSZÍJ HŐMÉRSEKLET-EMELKEDÉS VIZSGÁLATA

A kerületi erő vesztesége hőenergia formájában realizálódik és megnöveli az ékszija

hőmérsékletét, amelyet a keletkezett és a leadott hőmennyiségek egyensúlyi állapota határoz meg. Ezt számos nehezen irányítható tényező is befolyásolhatja, mint például a levegő hőmérséklete, páratartalma, az érintkező alkatrészek hőmérséklete és hőkapacitása, stb. A további fejlesztési irány ennek kiküszöbölésére egy klímakabin létrehozása, amellyel különböző üzemi körülmények is létrehozhatók.

A vizsgálati paraméter az ékszija hőmérséklet-emelkedése, amely a két egyensúlyi állapot között – műhely- és üzemi hőmérséklet állandósult állapota között – a teljesítményvesztést jelenti. A 2. ábrán látható a kísérleti elrendezés, ahol nagy felbontású (640 x 480) infrakamerával 1Hz frekvenciával készítettem felvételeket. Kísérleteim során az ékszíjtárcsa horonnyal érintkező oldalfelületeit vizsgáltam, amelyek a hajtás működéséről több információt tartalmaznak. Az ékszija aktív felületéről készült hőkamerás felvételtől képfeldolgozás után nyertem hőmérsékleti adatokat. [2][4]



2. ábra Hőmérséklet vizsgálatok kísérleti elrendezés

Az infrakamerás felvételekből (3. ábra), a feszes szíjra kijelölt mintavételezési felület (1) átlaghőmérsékletei megadják az ékszija hőmérséklet-emelkedését. Ezt a növekedést a Baule-Mitscherlich-féle telítődési függvény írja le, amelyben a mért paraméterek egy csökkenő gradiens mentén változnak a telítettségi maximum felé haladva.



3. ábra. Az ékszija vizsgálati felülete

4. KÍSÉRLETI MÓDSZER AZ ÉKSZÍJHAJTÁS MOZGÁSVESZTESÉGÉNEK VIZSGÁLATÁRA

Az ékszíjhajtás teljesítmény-átvitele során jelentkező mozgásveszteségek eredménye a hajtó és hajtott tengelyek szögsebesség-eltérése. Az egész rendszerre nézett csúszás értéke a hajtás be- és kimenő fordulatszámából könnyen megállapítható, viszont a veszteség kialakulására nem kapunk magyarázatot. A jelenség megfigyelését üzemhasonló körülmények között nagymértékben megnehezíti a folyamat gyors lezajlása. 1000 min^{-1} fordulatonál és 180° átfogási szög esetén az ékszíj egy pontja 30 ms ideig tartózkodik a szíjtárcsán. A gyors folyamatok lassított megfigyelésére alkalmas ún. nagysebességű kamera (High Speed Camera) segítségével elemezhetők ezek a rövid idő alatt lejátszódó folyamatok.

A vizsgálati módszer kidolgozására a fent említett fékpadot és Olympus i-SPEED TR típusú kamerát használtam. A nagysebességű felvételeknél nem használható a hálózati árammal működő, 50 Hz frekvenciával villogó lámpa, ezért egy speciális fényforrást alkalmaztam, amellyel konstans fényt lehet előállítani. A megvilágítást és a kamera helyzetét nagy körültekintéssel kell beállítani, hogy elkerüljük a parallaxis hibát.

A kísérleti elrendezést a 4. ábra mutatja. A kamerával 1280×1024 -es felbontású képeket készítettem 2000 kép/s -os rögzítési sebesség mellett. A készülékhez tartozik, még egy Központi Vezérlő Egység – Controller Display Unit (CDU). Ez a berendezés valós idejű képet mutat a kijelzőjén, és a kamera lehető legrugalmasabb használatát teszi lehetővé.

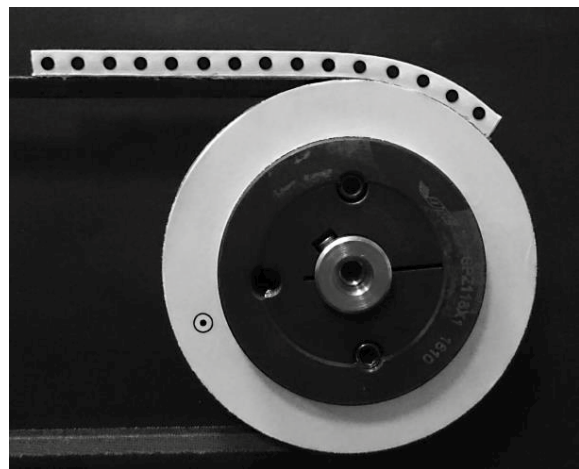


4. ábra Relatívmozgás vizsgálatok kísérleti elrendezés

A relatívmozgások megfigyelésére a hajtás elemeit (ékszíjtárcsát, ékszíjat) jellel láttam el, amelyek mozgáspályáját leírja a gépelemek mozgását. A megfelelő jelek létrehozását hosszadalmas kísérletezések útján optimaltam. A szíjtárcsára rögzített jelet a tárcsa homlokfelületére ragasztott, öntapadó papírra

kiszekesztett körben elhelyezett pont szolgáltatja.

Az ékszíjra rögzített jel létrehozása kulcsfontosságú feladat volt, és a nehézsége abban rejlett, hogy a rugalmas gépelem a mozgása során nagy frekvenciával hajlítódik, és deformálódik. A szíjtárcsa ékhornyának alak- és mérethibái befolyásolják a mérés eredményét, ezért az ékszíj relatívmozgását a tárcsahorony egy kellően szűk kerületén figyeltem meg, azaz a tárcsára rögzített jel körül 8° -os szögterületben. Az ékszíjat viszont több jellel kellett ellátni (5. ábra), hogy nagyobb valószínűséggel essen jel a tárcsa mérési területére.



5. ábra Mérési pontok a szíjtárcsán és ékszíjon

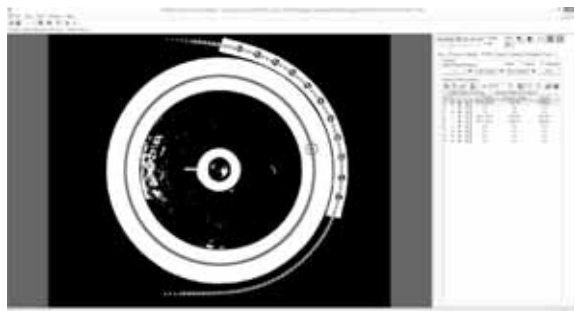
Az ékszíj mérési pontjait, „csapokkal jelölve” fekete színű műanyagból (POM) forgácsoltam ki, amelyeket az ékszíj felső oldalára ragasztott habosított szilikon szalagba ágyaztam (6. ábra). A csapok pozíciója CNC szerszám gép segítségével lett beállítva, ezzel a jelek pontos osztásban és az ékszíjtől azonos távolságba helyezkednek el.



6. ábra Ékszíjon kialakított mérési pontok

A mérési pontok által leírt pályát i-SPEED Control Pro szoftver segítségével képfeldolgozás után kaptam meg (7. ábra), majd Excel

táblázatkezelő program segítségével dolgoztam fel a koordináta adatokat.

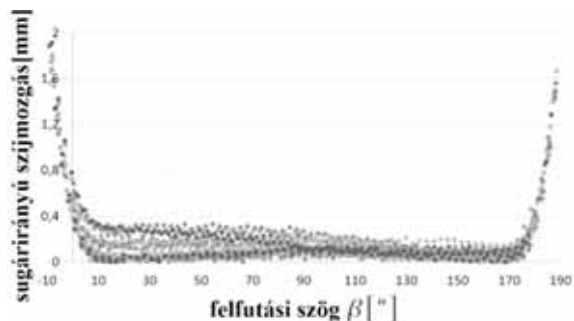


7. ábra A szíjtárcsa és az ékszíj mérési pontjainak képfeldolgozása

A forgómozgás szemléltetéséhez polárkoordináta-rendszerben kell dolgoznunk, amelyhez a mozgások középpontja szükséges. A szíjtárcsa jele körpályát ír le a valós forgástengely körül. A jelek által leírt kör középpontját a kör egyenletéből célértékkereséssel határoztam meg. A mérési módszer pontosságát a tárcsa jelének körtől való eltérése adja meg. A mérési hibát a kamera felbontása okozza. A kalibrálás során 7 pixel esik 1 mm-re, ebből adódik 1/7 mm hiba.

5.1. Próbamérések eredménye

A tesztmérések kiértékelését 8. ábrán mutatom be, ahol az ékszíj sugárirányú mozgása, azaz a beékelődése látható a tárcsa hornyába. A szakirodalomból ismeretes, hogy az ékszíj be- és kilépése nem egy pontban, a geometriából számított átfogás kezdetén és végén megy végbe. A belépési folyamat a szabad szíjágban már elkezdődik és a geometriai átfogás kezdetétől nézve 10-12°-os tartományig tart hasonlóan, mint a kilépési szakasz. [1] A szíjfelfutás szakaszán az ékszíj effektív felfekvési sugarának nagyobb mértékű szóródását a szabad szíjág lengései okozhatják.



8. ábra Az ékszíj sugárirányú relatívmozgása teljesítmény-átvitel nélkül

(profil: Z/10; $d_1 = 118 \text{ mm}$; $i = 1$; $L_d = 1142$; $f_0 = 10 \text{ s}^{-1}$;
 $M_t = 0 \text{ Nm}$; $F_H = 190 \text{ N}$; $s_\omega = 0,084 \%$)

A kísérleti módszer eltér az eddigi szíjmozgás vizsgálatoktól, ugyanis a hajtást üzemhasonló körülmények között, valóságos fordulatszám vizsgálatban a hajtáselemek különös átalakítása nélkül.

6. ÖSSZEFOGLALÁS

Az ékszíjhajtások veszteségei jellemzően a szíj és a szíjtárcsa kapcsolódásánál jelentkeznek, amelyhez még hozzáadódik az ékszíj ismétlődő igénybevétele következtében fellépő hiszterézis. Ezek a veszteségek egyrészt hővé alakulnak, másrészt az erőzárásból adódóan mozgásvesztésként jelennek meg. Az előbbi viszonyokat alapvetően a hajtásparemeterek határozzák meg, így azok vizsgálatánál nélkülözhetetlen az ékszíj hőmérsékletének, illetve a relatívmozgásának elemzése a fent említett új módszerekkel.

FELHASZNÁLT IRODALOM

[1] Arntz-Optibelt KG.: Technisches Handbuch für Optibelt-Antriebsselemente. H.n., I.k., É.n.

[2] Gárdonyi P., Kátai L., Szabó I.: Szíjhajtás kísérleti módszerének fejlesztése a hajtás veszteségeinek meghatározására, GÉP 66. évf. 5-6. szám, Miskolc, 2015. pp. 47-50

[3] Nagy D., Szerdró P., Bense L., STUDY OF NON-METALLIC ROLLING-ELEMENT BEARINGS, International journal of science, technics and innovations for the industry, 2015, Vol. 12. pp. 41-45, ISSN 1313-0226

[4] Kátai L, Szabó I.: Hajtásbeállítás hatása az ékszíjak melegedési viszonyaira GÉP 61. évf. 9-10. szám, Miskolc, 2010. pp. 44-47

[5] Kátai L, Szabó I.: Identification of V-belt power losses with temperature measurement. JOURNAL OF MECHANICAL SCIENCE AND TECHNOLOGY 29:(8) 2015. pp. 3195-3203.

[6] Kátai L.: Kötő- és támasztóelemek, Hajtások. In: Szendrő et.al.: Géptan. Mezőgazda Kiadó, Budapest, 2003. pp. 40-54

[7] M. Csizmadia B.: Kísérletek tervezése in Csorba László: Bevezetés a kutatásba (Módszerek, etika, publikáció). Gödöllő, 1998. pp. 2-4.



AZ EMBERI ERŐFORRÁSOK MINISZTERIUMA ÚJ NEMZETI KIVÁLÓSÁG PROGRAMJÁNAK TÁMOGATÁSÁVAL KÉSZÜLT

VEGYES POLIETILÉN FÓLIAHULLADÉK REOLÓGIAI TULAJDONSÁGAI

RHEOLOGICAL PROPERTIES OF MIXED POLYETHYLENE FILM WASTE

Gere Dániel, MSc hallgató, BME, Gépészmérnöki Kar, Polimertechnika Tanszék

ABSTRACT

In the research, LDPEs with different molecular weight and HDPE-LDPE compounds were analysed by capillary rheometry. Based on the results, it can be concluded that, the viscosity of blends can be estimated if the viscosity of components are known.

1. BEVEZETÉS

Napjainkban, a nemzetközi trendeknek megfelelően, a legtöbb műanyagot (36%) a csomagolóipar dolgozza fel. A fröccsöntött termékek gyártása után (31%), legnagyobb mennyiségben fólia típusú termékeket (21%) állítottak elő Magyarországon, 2015-ben. Az előállított fólia termékek alapanyag szerinti megoszlása a következőképpen alakult: kis sűrűségű polietilén (LDPE) 43%, nagy sűrűségű polietilén (HDPE) 13%, polipropilén (PP) 29%, polivinilklorid (PVC) 8%, poli(etilén-tereftalát) (PET) 6%, egyéb 1% [1].

A csomagolóanyagok funkciójukból adódóan, nagyon rövid élettartammal rendelkeznek, emiatt rövid időn belül hulladékként jelentkeznek. Azonban ez a hulladék sokkal értékesebb annál, hogy hulladéklerakóba, szeméttetőbe kerüljön, ezért törekedni kell az újrahasznosítására. Az újrafeldolgozás előtt azonban célszerű megismerni a hulladék/regranulátum reológiai tulajdonságait, mivel ezek nagymértékben befolyásolják, szűkítik a lehetséges feldolgozási technológiákat és paramétereiket.

Alapvető reológiai tulajdonság a viszkozitásfüggvény, amely a nyírósebesség függvényében mutatja meg a nyírási viszkozitás értékét. Végtelenül kicsi nyírósebesség esetén a nyírási viszkozitást nullviszkozitásnak szokták a szakirodalomban hívni. Fontos megjegyezni, hogy a nyírási viszkozitás függ a hőmérséklettől, a nyomástól, illetve a molekulatömegtől [2, 3].

1.1. A viszkozitás hőmérséklet függése

Különböző hőmérsékleteken mért homopolimerek és kompatibilis polimer

keverékek viszkozitás függvényei 45°-os tengely mentén eltolhatók idő-hőmérséklet szuperpozícióval, így egy közös görbét (mestergörbe) rajzolnak ki. Ez a trajektóriák menti elmozdulásnak felel meg konstans nyírófeszültség mellett. Az idő-hőmérséklet szuperpozíció előnye, hogy elérhetőek a vizsgálati tartományon kívüli nyírósebességhez vagy frekvenciához tartozó viszkozítások is [2].

Az idő-hőmérséklet szuperpozíció homopolimerek és elegyíthető blendék esetén működik, azonban nem elegyedő keverékek és töltött rendszerek (pl. üvegszállal erősített polimer) esetén nem [2].

1.2. Molekuláris paraméterek hatása a reológiai tulajdonságokra

A polimer ömledékek reológiai tulajdonságait nagymértékben befolyásolják a molekuláris paraméterek: molekulatömeg, molekulatömeg-eloszlás (polidiszperzítás), illetve az elágazás foka (molekuláris topológia). A polimer ömledékek esetében általános, empirikus összefüggés van a (null)viszkozitás, illetve a molekulatömeg között, ami szinte minden polimerre, valamint a koncentrált polimer oldatokra is érvényes [4].

A molekuláris koncepció az, hogy a hosszabb molekulaláncok áthurkolódnak, ami fokozott kölcsönhatást eredményez, és ez felelős a növekvő nullviszkozitásért és molekulatömegért. A molekulatömeg viszkozításra gyakorolt jelentős hatása a feldolgozás során válik nyilvánvalóvá: ha például a polimer degradálódik és ezáltal a molekulatömeg csökken, a viszkozitás és emiatt az extruderben felépített nyomás élesen csökkenhet [2].

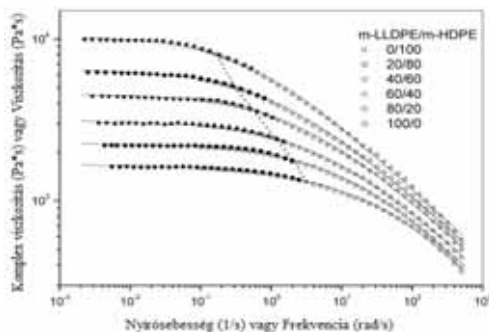
1.3. Keverékek hatása a reológiai tulajdonságokra

A visszagyűjtött, különböző anyag típusú fóliák szétválasztására gyakran sűrűségkülönbségen alapuló módszereket alkalmaznak. A kisméretűre darált fóliaszemcsék közül a polietilén (PE) és a PP a víz felszínén úszik, amíg a polisztirol (PS), a PET és a PVC lesüllyed. Víz és etil-alkohol

50-50 térfogat%-ú keverékében a víznél kisebb sűrűségű poliolefinnek (elsősorban a HDPE és a PP) is szétválaszthatók [5, 6].

Azonban a visszagyűjtés során nehézkes szétválogatni és külön-külön feldolgozni az LDPE-t, illetve a HDPE-t. Emiatt nagyon fontos a különböző keverékek reológiai tulajdonságainak megismerése, mivel ezek jelentős mértékben befolyásolják a későbbi feldolgozási lehetőségeket (pl. extrudálás, fröccsöntés), illetve ezek paramétereit.

Liu és társai [7] metalloccén lineáris, kis sűrűségű polietilén (m-LLDPE) és metalloccén HDPE (m-HDPE), valamint LDPE keverékek reológiai és termikus tulajdonságait vizsgálták. A keverékeket Haake Rheomix600 segítségével 160 °C-on készítették el. A dinamikus és állandó nyírású reológiai méréseket Rheometrics SR 200 dinamikus rotációs reométerrel vizsgálták három különböző hőmérsékleten (160, 180 és 200 °C-on). m-LLDPE és m-HDPE keverékek esetén, azt a következtetést vonták le, hogy a keverékek viszkozitása fokozatosan nő az m-HDPE arányának növekedésével a teljes nyírósebesség tartományon (1. ábra). Ez annak köszönhető, hogy az m-HDPE tömeg szerinti átlagos molekulatömege (83100 g/mol) jóval nagyobb, mint az LLDPE-é (45700 g/mol), amellett, hogy a molekulatömeg-eloszlásuk hasonló.



1. ábra. Különböző arányú m-LLDPE és m-HDPE keverékek viszkozitás görbéi 180 °C-on [7]

Az 1. ábrán a viszkozitás nyírósebesség függését a tele, míg a komplex viszkozitás frekvencia függését a lyukas jelölök mutatják. Az ábrán látható görbék, a mérési eredményekre, a Cross-egyeneslet alapján illesztett vonalak. Emellett három különböző hőmérsékleten (160, 180 és 200 °C) vizsgálták az m-HDPE arányában (w_{m-HDPE}) a nullviszkozitás (η_0) változását is. Azt tapasztalták, hogy a mérési pontokra lineáris trendvonal illeszthető.

A szakirodalom áttekintése alapján a cikk célja, hogy elemezze egy vegyes polietilén fóliahulladékból feldolgozott regranulátum

reológiai tulajdonságait. További célja vizsgálni a különböző molekulatömegű (különböző típusú fóliák gyártására ajánlott) LDPE alapanyagok viszkozitásra gyakorolt hatását. Emellett kísérletek elvégzése (modellezve a vegyes polietilén fóliahulladékot), arra vonatkozóan, hogy ismert összetevők alapján megbecsülhető-e egy tetszőleges HDPE-LDPE keverék viszkozitása. A vizsgálatok kapilláris reométerrel lettek elvégezve, mivel ennek a nyírósebesség tartománya (kb. 100-40000 1/s) egybeesik a fröccsöntés, illetve az extrudálás nyírósebesség tartományával.

A mérési eredmények összehasonlíthatóak a dinamikus rotációs reométerrel mértekkel, mivel mindkét módszerrel meghatározható az abszolút viszkozitás [8].

2. VIZSGÁLATOK

2.1. Felhasznált anyagok

A kísérletek a MOL Petrolkémia Zrt. által gyártott FB 243-51 (0,8 g/10 perc), FC 243-51 (2 g/10 perc), illetve FD 243-51 (4 g/10 perc) típusú LDPE, valamint az Unipetrol (Csehország) által gyártott LITEN MB 71 (8 g/10 perc) típusú HDPE eredeti alapanyagokon lettek elvégezve. Az alapanyag márkanevek után zárójelben a technikai adatlapon megadott folyási mutatószám (MFI) értékek olvashatók 190 °C/2,16 kg mérési paraméterek esetén.

Emellett, a kísérletek során, vegyes polietilén fóliahulladékból készült regranulátum (továbbiakban VPE) reológiai tulajdonságai is meg lettek vizsgálva.

A vegyes polietilén fóliahulladékot modellezve, manuálisan, granulátum formátumban összekevert HDPE-LDPE (25/75, 50/50, 75/25 m%-os) keverékek is elő lettek állítva.

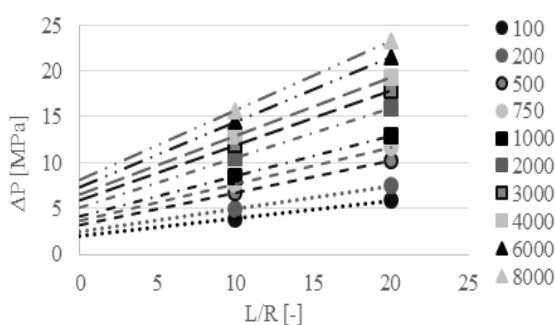
2.2. Mérési paraméterek

A méréseket Instron Ceast SR20 kapilláris reométerrel, 170, 190, 210 °C-on végeztem. A viszkozitásokat a 100-10000 1/s-os nyírósebesség tartományon határoztam meg. Az előmelegítés ideje minden esetben 300 s volt. A mérések során alkalmazott kapillárisok geometriai méretei: $L_1=5$ mm, $D_1=1$ mm, $L_2=10$ mm, $D_2=1$ mm.

2.3. Mérési módszerek, mérések kiértékelése

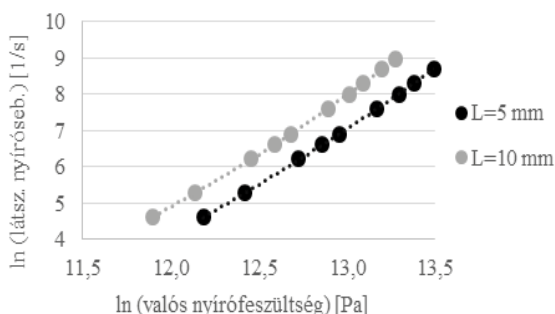
A mérési program lefutása után a keresztfej-sebességéből, valamint a mért erőből a két különböző hosszúságú kapillárisal mért látszólagos viszkozitások kiszámíthatóak.

Ezután a Bagley korrekció segítségével meghatározható a valós nyírófeszültség. A korrekciós tényező a nyírósebesség függvénye is, ezért minden egyes látszólagos nyírósebességnél meg kell határozni az értékét. Ennek meghatározásához a két különböző hosszúságú kapillárisnál kiszámolt nyomáskülönbségeket kell ábrázolni a kapillárisok L/R függvényében (2. ábra). Mindegyik nyírósebességnél egyenest kell illeszteni a diagramon ábrázolt pontokra (2 db pont/nyírósebesség), majd meg kell határozni az egyenesek ΔP tengelymetszetét (L/R = 0), ez lesz a korrekciós tényező értéke [3]. A Bagley korrekció a polimer ömledék kapillárisba történő belépéskor és kilépéskor fellépő úgynevezett belépési és véghatásokat veszi figyelembe [3, 9].



2. ábra. Bagley korrekció különböző nyírósebességeken

A valós nyírósebesség a Rabinowitsch módszer segítségével határozható meg. A korrekciós tényező meghatározásához a látszólagos nyírósebesség természetes alapú logaritmusát kell ábrázolni a valós nyírófeszültség természetes alapú logaritmusának függvényében. A két különböző hosszúságú kapillárishoz tartozó értékekre görbét kell illeszteni, amelynek meredeksége megadja a korrekciós tényező értékét (3. ábra) [3].



3. ábra. Rabinowitsch módszer alkalmazása különböző kapillárisokon

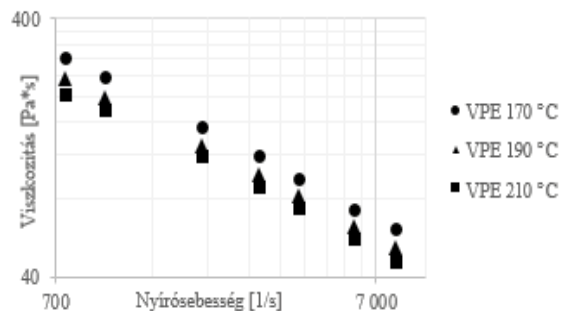
A Rabinowitsch módszer használatára akkor van szükség, ha az áramlás nyírósebesség eloszlása nem egyenletes. Kapilláris reométer esetén a nyírósebesség nagyon eltérő a cső

keresztmetszete mentén, ezért szükséges alkalmazni [3, 9].

3. EREDMÉNYEK

3.1. Hőmérséklet hatása

A 4. ábrán a vegyes fóliahulladékból készült regranulátum viszkozitás görbéi láthatók három különböző hőmérsékleten (170 °C, 190 °C, 210 °C).

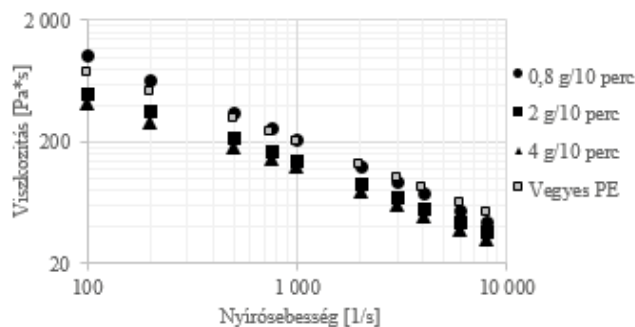


4. ábra. Különböző hőmérsékleteken mért viszkozitásgörbék

Az eredmények a 700-8000 1/s nyírósebesség tartományban vannak ábrázolva. Megfigyelhető, hogy a hőmérséklet növelésével a viszkozitás csökken, tehát az alapanyag folyóképessége nő. Az is jól látszik, hogy a nyírósebesség növekedésével a viszkozitás csökken.

3.2. Molekulatömeg hatása

Az 5. ábrán három különböző molekulatömegű LDPE alapanyag, illetve a VPE viszkozitás görbéi láthatók 190 °C-on. Az eredmények a 100-8000 1/s nyírósebesség tartományban vannak ábrázolva.



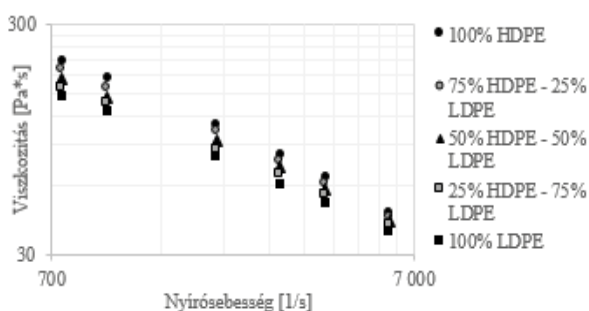
5. ábra. Különböző folyásindexű alapanyagok viszkozitás görbéi 190°C-on

Megfigyelhető, hogy a molekulatömeg növekedésével, ami kapcsolatban áll az MFI csökkenésével is, a viszkozitás csökken, ez a molekulaláncok számával van kapcsolatban. A kis nyírósebességű tartományban (<1000 1/s)

nagyobb a különbség a viszkozitások között, de a nyírősebesség növekedésével ez egyre jobban csökken. A VPE mért MFI-je 1,1 g/10 perc, ez az érték összhangban van azzal, hogy a viszkozitás görbéje szinte megegyezik a 0,8 g/10 perc MFI-jű LDPE-ével. Azonban ez alapján csak az jelenthető ki, hogy a reológiai tulajdonságaik hasonlóak, viszont az anyag összetételéről más nem állapítható meg.

3.3. Keverékek reológiája

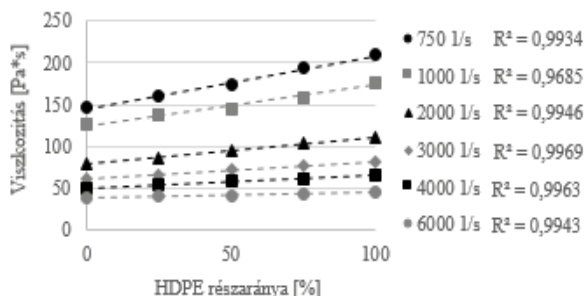
A 6. ábrán HDPE és LDPE 0/100, 25/75, 50/50, 75/25, illetve 100/0 tömeg%-ú keverékeinek viszkozitás görbéi láthatók 190 °C-on. Az eredmények a 700-8000 1/s nyírősebesség tartományban vannak ábrázolva.



6. ábra. HDPE-LDPE keverékek viszkozitás görbéi

Megfigyelhető, hogy a keverékek viszkozitása egyenesen nő a HDPE arányának növekedésével a teljes nyírősebesség tartományban. A mérési eredmények alapján kijelenthető, hogy a mérési tartományban tetszőleges arányú keverék viszkozitása megbecsülhető, ugyanezen összetevők esetén.

A 7. ábrán a HDPE arányában vannak ábrázolva a különböző nyírősebességekhez tartozó viszkozitások.



7. ábra. Viszkozitás a HDPE részarányában

A diagram alapján kijelenthető, hogy a mérési pontok egyenessel közelíthetők, mivel a determinációs együtthatók (R^2) 0,9685 és 0,9969 közé esnek. Megfigyelhető az is, hogy a

nyírősebesség növekedésével az illeszthető egyenes meredeksége csökken.

4. ÖSSZEFOGLALÁS

A kutatás során vegyes polietilén fóliahulladékból készült regranulátum, valamint különböző polietilének viszkozitás görbéit vizsgáltam. Az eredmények alapján kijelenthető, hogy a regranulátum viszkozitásgörbéje az FB 243-51 típusú eredeti LDPE alapanyaghoz nagyon hasonló. A HDPE-LDPE keverékek viszkozitás görbéi alapján megállapítható, hogy ismert összetevők esetén, a viszkozitásgörbe alapján a keverék összetétele megbecsülhető.

5. IRODALOM

- [1] L. Buzási: Magyarország műanyagipara 2015-ben. Polimerek, 2, 200-209, 2016.
- [2] K. Kohlgrüber: Co-rotating twin-screw extruders fundamentals, technology, and applications. Hanser Publishers, Munich, 2008.
- [3] P. J. Carreau, D. C. R. De Kee, R. P. Chhabra: Rheology of polymeric systems principles and applications. Hanser Publishers, Munich, 1997.
- [4] J. D. Ferry: Viscoelastic properties of polymers. John Wiley & Sons, New Jersey, 1980.
- [5] F. Ronkay, K. Dobrovsky, A. Toldy: Műanyagok újrahasznosítása. Egyetemi Jegyzet, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gépészmérnöki Kar, Budapest, 2015.
- [6] S. Pongstabodee, N. Kunachitpimol, S. Damronglerd: Combination of three-stage sink-float method and selective flotation technique for separation of mixed post-consumer plastic waste. Waste Management, 28, 475-483, 2008.
- [7] C. Liu, J. Wang, J. He: Rheological and thermal properties of m-LLDPE blends with m-HDPE and LDPE. Polymer, 43, 3811-3818, 2002.
- [8] Z. Huszár: A műanyag-feldolgozást segítő reométerek. Műanyagipari Szemle, 5, 7-12, 2004.
- [9] T. Á. Bánhegyiné: Kaucukok és hőre lágyuló műanyagok reológiai vizsgálata. Műanyagipari Szemle, 1, 23-32 (2003).

6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A szerző köszönettel tartozik a Jász-Plasztik Kft.-nek az ömledékviszkozitás mérések elvégzéséhez biztosított laboratóriumi háttérért. A kutatás az Országos Tudományos Kutatási Alap (OTKA K 109224) által biztosított forrásból valósult meg.

WWSS FELÜGYELET ALKALMAZÁSA A PYLON-94 KFT-NÉL A VKSZ 12-1-2013-0038 IPARI KUTATÁS-FEJLESZTÉSI PROGRAM KERETÉBEN

USING OF WWS SYSTEM AT PYLON-94 LTD INCONNECTION THE VKSZ 12-1-2013-0038 INDUSTRIAL RESEARCH AND DEVELOPMENT PROGRAMME

Gerencsér Tibor okl. hegesztőmérnök

ABSTRACT

Important to keep parameters of weld production. Nowadays we can use modern machines with inbiled sensors. These sensors can transmit all parameters about welding and can hold on in a Cloud Store. The parameters can be watched online and offline too. The storage capacity is dependant of the long termine datas that could be watched. (WWS System by REHM)

When online mode diagrams show the all parameters of present weld on the screen.

Similar systems are made by other weld machine producers too.

1. BEVEZETÉS

Napjaink gyártásában nagy hangsúlyt kap a különleges gyártási folyamatok irányítása, paramétereinek figyelése. Egyik – a gépipar számára szinte nélkülözhetetlen – folyamat a hegesztés. Minden hegesztett szerkezet gyártó nagy energiát fordít a hegesztett szerkezet gyártásnál az alapanyagok, a hozaganyagok és a hegesztő személyének azonosíthatóságára. Az azonosíthatóságon túl gondot kell még fordítani a hegesztés közben alkalmazott paraméterek betartására, wps lap szerinti beállítására. Ezeknek az értékeknek követésére alkalmas a WWS rendszer.

2. A VKSZ_12-1-2013-0038 PROJEKTRŐL

A Pylon-94 Gép és Acélszerkezetgyártó Kft kilenc nyugat-magyarországi gyártó vállalattal, oktatási intézménnyel és kutató intézettel együttesen vesz részt a projektben.

A projekt elindítása előtt minden résztvevőnek meg kellett fogalmaznia az általa elérendő célokat, kutatási részfeladatokat, fejlesztési irányokat. A projekt indításakor már ezen célkitűzések alapján lettek megfogalmazva a kutatási részterületek, feladatok. Ezekről az eredményekről időközönként be kell számolni, a felhasznált forrásokról el kell számolni.

Minden résztvevő próbálta a projekt indításakor számára nehézséget okozó, további kutatásokat igénylő feladatokat meghatározni, feldolgozni. Az egyes résztvevők együttműködnek és az együttműködés során oda-vissza alapon működnek együtt, aminek eredményeként létrejön a projekt kiírásában megfogalmazott „széleskörű együttműködés”.

3. A PYLON-94 KFT FELADATAI A VKSZ_12-1-2013-0038 PROJEKTBEN

Egyedi gépgyártó vállalkozásként elsődlegesen daru autódaru és egyéb egyedi alkatrészeket gyártunk. Ennek során a Megrendelőktől kapott dokumentáció alapján készítjük el a szerkezeteket, növelt szilárdságú és normál szerkezeti acélokból.

A ledarabolt elemekből hegesztéssel állítjuk össze a dokumentációban megadott geometriát, szerkezetet.

A feladatokat is ezzel összefüggésben határoztuk meg, készítettük elő.

A hegesztett szerkezet gyártásnál visszatérő probléma a gyártmány elhúzóódása, deformálódása. Az egyik részprojektben ennek a modellezését, előre kalkulálható értékeinek meghatározását szeretnénk elérni.

Másik részprojektben egy adott, aránylag nagy darabszámú alkatrész gyártásához alkalmas gyártó gép és készülék együttest szeretnénk volna létrehozni.

Külön projektrészben foglalkozunk a növelt szilárdságú anyagok viselkedésével, feldolgozásával.

Végül, de nem utolsó sorban a hegesztési folyamatok monitorozására alkalmas módszert, eszközt kerestünk, aminek segítségével a hegesztési folyamat annak zavarása nélkül figyelhető, ellenőrizhető

4. ELEKTROMOS GÉPEK FOLYAMAT FIGYELÉSÉRE ALKALMAS MÓDSZEREK, RENDSZEREK, FOGALMAK

4.1. Primer oldali figyelő rendszerek

Az elektromos berendezések figyelésére régóta alkalmazott rendszer a primer áramfelvétel mérésével végzett megfigyelés. Ennek során az energia elosztó hálózat leágazási pontjainál egy árammérő elemet építünk a rendszerbe, amely az adott leágazás áramát méri. Mivel a hálózati feszültség állandónak tekinthető, ezzel az áramméréssel közvetlenül tudunk felvett teljesítményt mérni, figyelni. Automata megmunkáló berendezéseknél megadható egy teljesítmény maximum, ami a normál működéshez tartozik, illetve megengedett.

Ennek a maximumnak a pontos meghatározása nehézkes, mert például egy újabb hajtómotor megindulása, vagy szerszámtörés okozhat áram növekedést. Megbízhatóan ez a felügyeleti rendszer csak bizonyos kiegészítőkkal (optikai szenzor, zajmérő) alkalmazható megbízhatóan.

Összességében alkalmas munkaidő kihasználtság ellenőrzésre, egy motoros berendezéseknél állapotfigyelésre.

4.2. Szekunder oldali figyelő rendszerek

A szekunder oldali figyelésnél az átalakított energia kimenő értékét, nagyságát tudjuk figyelni, rögzíteni. Pontosabb, a végfelhasználásnál már az aktuális érték figyelhető rögzíthető.

Hegesztőgépek esetében az ilyen felügyeletnél közvetlenül mérhető, tárolható az érték.

Az egyes kimeneteken külön-külön mérhető és gyűjthető minden jellemző, vagyis minden adat.

Pontos képet kapunk az éppen működő folyamatról, mivel a mért értékek egyértelműen hozzárendelhetők eseményekhez.

4.3. Cloud Store tárolás

Az adattárolás egyik újszerű módja, „Felhő” tárolónak is nevezik. Az adattárolás nem egy fizikailag is meghatározható szerveren, hanem ezek összességén, láncolatán, vagyis felhőjén történik. A felhasználó pontosan nem tudhatja, hogy melyik szerveren, szerverparkon és mely adattípusát tárolják. Az adatok elérhetőségét külön programok, hozzáférő rendszerek biztosítják. Bármilyen probléma esetén csak részleges adatvesztés fordulhat elő, a tárolók fizikai elkülönülése miatt

4.4. X, Y és Z generáció

Attól függően, hogy a számítástechnika egy-egy korosztály életét mennyire szövi át és mennyire

része az életének, beszélhetünk a különböző generációkról.

5. PRIMER FELÜGYELETI RENDSZER

a Pylon-94 Kft-nél jelenleg is alkalmazunk egy primer oldali felügyeleti rendszert, Ennél a rendszernél a fogyasztási adatok, a gépkihasználási mutatók és a csúcsteljesítmény mérése lehetséges.



1. ábra. Az AMAR fogyasztás figyelő rendszer képernyője

A kezelőfelületen választható diagramtípussal jeleníthetők meg a villamos teljesítmény felvételre vonatkozó adatok, gépenként, 24 óránként akár összegezve is. A bal oldali listából választható, mely gépnek a felvett energiájára, annak meddő és hasznos teljesítmény összetevőjére vagyunk kíváncsiak.

6. A HKS RENDSZER FELÉPÍTÉSE

A hegesztés során minden paraméter mérésére van mód, csak ezek mind-mind külön mérő-jeladó segítségével mérhetők, gyűjthetők. Mivel a hegesztőgép kimeneti oldalán helyezük el a szenzorokat, ezért a valós hegesztések paramétereit tudjuk mérni, ennek az adatai összegyűjteni. Az így összegyűjtött adatok utólagosan kiértékelhetők, grafikusan megjeleníthetők. A folyamat során minden lényeges paramétert tudunk rögzíteni, gyűjteni, amelyek a gyártás nyomon követhetősége miatt lényeges.

Nehezíti a rendszer használatát a plusz szenzorok felszerelése, ezek kábeleinek elhelyezése, sérülékenysége (ipari környezet, ahol több tonnás alkatrészeket, amik helyenként 150-200 °C hőmérsékletűek, mozgatnak, forgatnak)



2. ábra. A HKS mérő szenzorai

7. A VEZETÉKNÉLKÜLI HEGESZTÉSI FELÜGYELETI RENDSZER (WIRELESS WELDING SUPERVISOR SYSTEM)

Az ilyen típusú felügyeleti rendszerek az alábbiakkal jellemezhetők:

- A gépek belső vezérlésének szenzorait használja
- WiFi hálózaton keresztül kapcsolódik az internethez
- Az adatok tárolása „Felhő” tárolókon történik
- A lekérdezéseket bármilyen eszközzel elvégezhetjük, megjeleníthetjük
- Az adatrögzítés történhet memória kártyán közvetlen a gépen, majd kapcsolat létrejöttékor áttöltődik



3. ábra. A WWS rendszer felépítése

Az egyes gyártók saját rendszert alakítanak ki, amelyek felépítésüket tekintve alig, megjelenésükben jelentősen eltérnek. Az egyes rendszereknek más-más fantázia vagy márkanév kapnak, de a felhasználó szempontjából az adatok megjelenítése, és feldolgozása tér el egymástól.

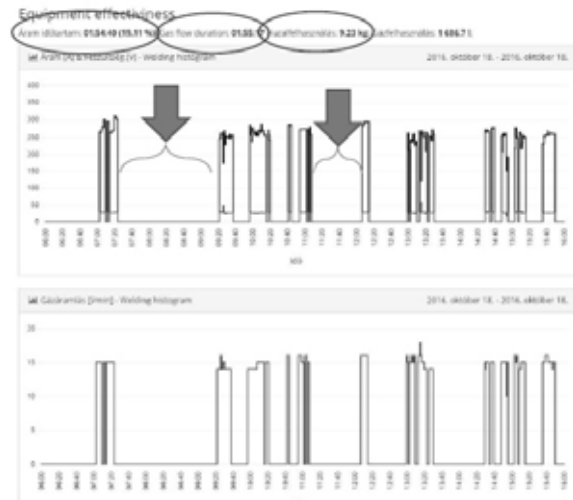
Ilyen rendszer kifejlesztésén és beüzemelésén dolgozik az ESAB magyarországi csapata, a

Lincoln Electric a tengerentúlon, és a REHM Kft szakértői.

A Pylon -94 Kft-nél – a megalakulás óta többségében REHM gépeket használunk, így kézenfekvő volt, ennek a rendszernek az alkalmazása.

Jelen pillanatban egy bérelt ilyen rendszerrel felszerelt berendezést használunk. Az eddigi tapasztalataink alapján a jövőbeni beruházásainknál ilyen felszereltségű gépeket kívánunk beszerezni, beállítani.

A növelt szilárdságú acélok feldolgozásánál lényeges a paraméterek betartása, azok szűk határok közötti tartása a megfelelő minőségű gyártás elérése érdekében.



4. ábra. A WWS rendszer képernyője

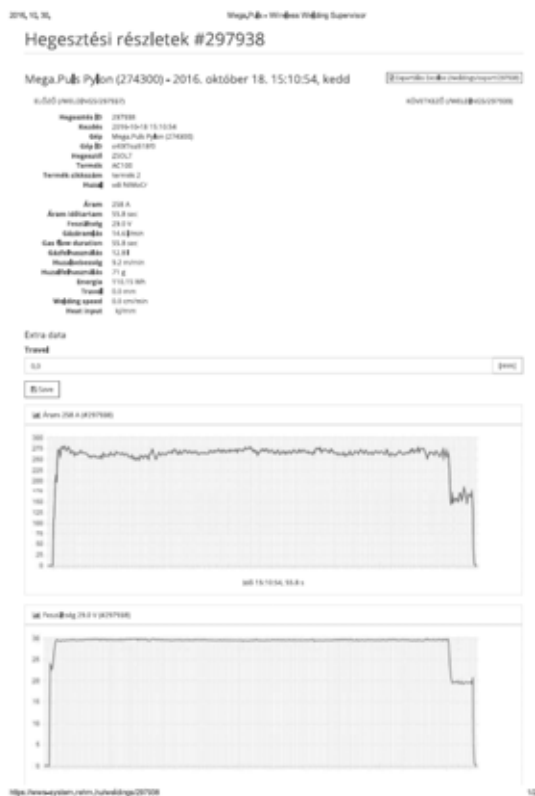
A teljes munkanap megjelenítésén túl, az egyes munkaszakaszok kiértékelése és elemzése is lehetséges a kezelő program segítségével. Minden munkamenet esetében, a valós idejű megjelenítéshez hasonlóan, megjeleníthető az egész munkaszakasz diagramja. Külön megjelennek a felhasználási összegek (hegesztő huzal, védőgáz, energia, stb).

A valós idejű megjelenítés esetében négy, minden időpillanatban változó, alul pedig a futó időértéket mutató diagramot látunk.

Ezek az adatok hozzákötethetők egy termékhez, egy dolgozóhoz, és alkalmazott anyagminőséghez.

A pár éve megjelent szimulációs rendszerekhez hasonlóan, egy pontos helyzet meghatározás segítségével a hegesztés minden egyes apró paramétere hozzárendelhető lenne minden varratszakaszhoz.

Mivel a rendszer folyamatos fejlesztés, bővítés alatt van, így a jövőbeni fejlesztések pontos iránya, célja nem ismert, nem megadható.



5. ábra. A WWS adatok kiértékelése (1.lap)



6. ábra. A WWS adatok kiértékelése (2.lap)

Jelen állapotában az ipari gyakorlatban tökéletesen alkalmas - a hegesztési napló

kiegészítéseként – a paraméterek rögzítésére, megtartására.

Ezen túlmenően nagyon jó lehetőséget ad a hegesztői munka megtételére, teljesítmény mérésére.

Mivel a jelenlegi munkaerő-piaci állapot jelentős minősített hegesztő hiányt mutat, ezért a meglévő dolgozók megbecsülésével, teljesítmény ösztönzésével lehet ezt a kapacitás hiányt lefedni, pótolni.

8. ÖSSZEZEGÉS

A hegesztési paraméterek betartása és azok pontos ismétlése jelentős feladat a hegesztett szerkezet gyártóknak. Ezen paraméterek összegyűjtése és online értékelése lehetőséget ad az azonnali beavatkozásra, módosításra.

A cikkben ismertetett módszer segítségével a Pylon-94 Kft-nél a hegesztési adatokat tudjuk figyelni, szükség esetén módosíthatni. Az adatok utólagos kiértékelése lehetőséget ad egyes gyártmányoknál a várható megmunkálási idő kalkulálására a varratmennyiség függvényében.

Ezek az így nyerhető adatok lehetőséget adnak a teljesítményberezés elszámolásához és további üzemgazdasági számítások elkészítésére.

A hegesztő gépekbe beszerelendő rendszer segítségével szeretnénk elérni termelésünk hatékonyságának és minőségének javulását, ahogyan ezt előre meghatároztuk a VKSZ projektbe történő belépéskor.

A FESZÜLTSGMEZŐ ANALITIKUS SZÁMÍTÁSA FELÜLETI HIBÁK KÖRNYEZETÉBEN ESHELBY EGYENÉRTÉKŰ ZÁRVÁNY MÓDSZERÉVEL

ANALYTICAL COMPUTATION OF THE STRESS FIELD IN THE VICINITY OF SURFACE DEFECTS WITH ESHELBY'S EQUIVALENT INCLUSION METHOD

Gróza Márton doktorandusz, Dr. Váradi Károly egyetemi tanár, BME Gép- és Terméktervezés Tanszék

ABSTRACT

The applicability of the Equivalent Inclusion Method (EIM) to compute stresses around surface defects on components with complex geometry has been investigated. It has been found, that despite the mechanical preconditions of the method are not met, the results remain fairly good. With an improved evaluation of the input stress tensor the accuracy could be greatly improved, which requires further research.

1. BEVEZETÉS

Öntési technológiával összetett alakú alkatrészek gazdaságos módon állíthatók elő nagy mennyiségben. Megfelelő anyagminőség (pl. gömbgrafitos és ausztemperált gömbgrafitos vasöntvények) megválasztásával acélokkal közel azonos mechanikai tulajdonságok biztosíthatók.

A technológia sajátosságai (áramlási viszonyok az öntőformában, lehülési folyamat) következményeként az anyagszerkezet inhomogenitása az öntött alkatrészek velejáró tulajdonsága. A nyers öntvényfelület mechanikai tulajdonságai jelentősen gyengébbek lehetnek az alkatrész belsejére jellemző értékeknél. A felületi és belső öntvényhibák (zárványok, lunkerek, porozitás) bizonyos mértékű jelenléte szintén elkerülhetetlen.

Az öntvények tulajdonságai (anyaghibák állandó jelenléte) és a kifáradás jelenségének (repedések keletkezése és terjedése) ismeretében kijelenthető, hogy az öntött alkatrészeket homogen anyagszerkezetet feltételező módszerekkel csak jelentős biztonsági tényezőket felvéve lehet életartamra tervezni és ellenőrizni. A fáradási repedések az anyag „gyengébb” helyein (felületi és belső hibák, öntött felület, grafitszemcsék) keletkeznek, egy pontos számítási módszernek tehát figyelembe kell vennie az anyag valódi tulajdonságait.

A felületi és felület közeli hibák hatása kritikusabb, hiszen az érintkezésben álló felületek kivételével a felületen a legnagyobb az alkat-

részek igénybevétele. Továbbá levegővel érintkező repedések akár hússzor is gyorsabban terjedhetnek, mint a belső repedések [1]. Emellett a (kezeletlen) felületi réteg mechanikai tulajdonságai is kedvezőtlenebbek [2].

A felületi hibák kifáradásra való hatásának értékelésére alkalmas módszerek nagyobb része törésmechanikai alapú. Ezek a felületi hibát repedésként modellezik, a terjedésének kezdetét, kritikus méretének elérését képesek számítani. Nem alkalmasak viszont a repedéskeletkezési szakasz kezelésére, pedig az a várható élettartam növekedésével annak egyre jelentősebb részét teszi ki. Az ilyen módszerek hátránya továbbá, hogy a repedésterjedés modellezése általános feszültségállapot esetében kifejezetten összetett és költséges számítás.

Kontinuummechanikai módszerekkel a repedéskeletkezési fázis modellezhető a feszültségi és alakváltozási állapothoz rendelt határértékekkel. Általános tapasztalat, hogy a hiba szélén számított helyi csúcsheszültség nem jellemzi megfelelően a hiba (vagy bármely más feszültséggyűjtő hely) hatását az alkatrész élettartamára, ennek figyelembevételére számos tapasztalati módszer született. A pontosabb számításokhoz szükséges a feszültségmező ismerete a hiba környezetében. A felületi hibák geometriáját modellezve, végeselemes számítással pontos képet kaphatunk a kialakuló feszültségmezőről. Azonban az alkatrészek nagy száma, és a felületi hibák előfordulási helyeinek szórása miatt azok egyesével való figyelembevétele a számításokban túlzottan időigényes és költséges lenne.

Felmerül az igény egy olyan gyors és automatizálható számítási eljárásra, amellyel meghatározható a felületi hibák feszültségmezőre gyakorolt hatása.

2. FELÜLETI HIBÁK HATÁSA AZ ÉLETTARTAMRA, MEGENGEDHETŐ HIBAMÉRET SZÁMÍTÁSA

Az 1. ábra annak az eljárásnak a lépéseit tartalmazza, ami a felületi hibák kifáradásra gyakorolt hatását vizsgálja. Az eljárás ebben a cikkben vizsgált - és az 1. ábrán ezért vastaggal kiemelt - lépése a felületi hibák hatásának számítása a feszültségi- és alakváltozási mezőre. A következőkben Eshelby analitikus módszerének [4] (továbbiakban EIM) gyakorlati alkalmazhatóságát vizsgáljuk.

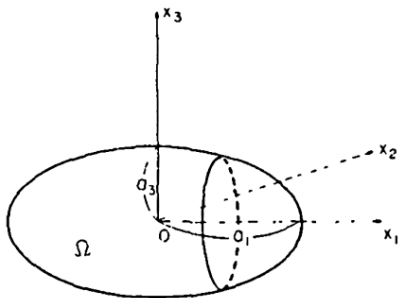
Általános lineárisan rugalmas VEM számítás az alkatrészre
Felületi hiba egyszerűsített geometria modellezése
Felületi hiba hatásának analitikus számítása a feszültségmezőre
Folyáshatárt meghaladó feszültségértékek rugalmas-képlékeny korrekciója
Megfelelő kifáradási kritérium alkalmazása
Adott hiba → Élettartam számítása Előírt élettartam → Legnagyobb megengedhető hibaméret számítása

1. ábra. Eljárás a felületi hibák kifáradására való hatásának vizsgálatához

3. ESHELBY EGYENÉRTÉKŰ ZÁRVÁNY MÓDSZERE

Eshelby EIM módszere egy végtelen testben elhelyezkedő zárvány hatására módosuló feszültségmező számítására alkalmas. A zárvány a mátrix anyagtól eltérő rugalmassági jellemzői következtében feszültséggyűjtő helyként viselkedik. Az EIM-mel a mátrix anyagban és a zárványban is (amennyiben nem üreget modellezünk) számolni tudjuk a külső terhelés hatására megjelenő alakváltozási- és feszültségmezőt.

Az EIM [4] egy egyedülálló, az azt körülvevő kontinuumhoz képest elhanyagolhatóan kicsi ellipszoid alakú Ω inhomogenitást (2. ábra) feltételez, amelynek merevségi tenzora C_i . A végtelen kiterjedésű mátrixanyag a C_m merevségi tenzorral jellemezhető, amelyet a végtelen távolban ható ϵ_0 alakváltozási tenzor terhel.



2. ábra. Ellipszoid alakú zárvány a_1 , a_2 és a_3 féltegyelgyekkel [5]

Vincent és társai [3] alkalmazták elsőként Eshelby [4] analitikus módszerét felületi hibák feszültséggyűjtő hatásának meghatározásához. Az elméleti háttér T. Mura [5] könyvében található meg, az analitikus és végeselemes megoldás egyenértékűségét pedig Vincent [3] cikkében igazolta.

A számítási módszer legfontosabb lépéseit a következőkben röviden összefoglaljuk. A végtelenben értelmezett ϵ_0 alakváltozási tenzor a σ_0 feszültség tenzorból számítható (a feszültség és alakváltozás tenzort vektor formába átírva):

$$\epsilon_0 = C_m^{-1} \cdot \sigma_0, \quad (1)$$

ahol C_m a mátrixanyagra jellemző merevségi tenzor.

A zárvány alakváltozása a terhelésként értelmezett ϵ^* képzetes egyenértékű belső alakváltozás segítségével számítható:

$$\epsilon^* = -((C_i - C_m) \cdot S + C_m)^{-1} \cdot (C_i - C_m) \cdot \epsilon_0, \quad (2)$$

ahol S az Eshelby tenzor, C_i pedig a zárvány anyagára jellemző merevségi tenzor.

A zárványon belül, ill. a mátrix anyag tetszőleges pontjában az ϵ alakváltozási tenzor az alábbi módon számítható:

$$\epsilon = D \cdot \epsilon^* + \epsilon_0, \quad (3)$$

ahol D az ún. kiegészítő tenzor.

És végül az alakváltozásokból a σ helyi feszültségállapot a már ismert módon számítható:

$$\sigma = C_m \cdot \epsilon. \quad (4)$$

4. A MÓDSZER ALKALMAZÁSA ÖSSZETETT ALAKÚ ALKATRÉSZEKEN, ÁLTALÁNOS FESZÜLTSEGI ÁLLAPOTBAN

A korábbi kutatások alapján az egyik - és talán legfontosabb - megválaszolatlan kérdéskör, hogy mekkora eltérést okoz, amennyiben az ideális feltételezésekhez képest a hiba hatását inhomogén feszültségmezőben számítjuk. Ennek vizsgálatára az analitikus eredményeket végeselemes eredményekkel hasonlítottuk össze.

4.1. A végeselemes modellek

A számításokban egy szabadon megválasztott méretekkel rendelkező terhelésátadó kart vizsgáltunk. Két furat rögzítésével, a harmadikra a kar síkjában ható terhelést ráadva hajlító igénybevételt hoztunk létre a karban. A lineárisan rugalmas számításokban alkalmazott anyagjellemzők gömbgrafitos öntöttvasra jellemző értékek ($E=179$ GPa, $\nu=0,275$).

A két összehasonlított számítás legfontosabb jellemzői:

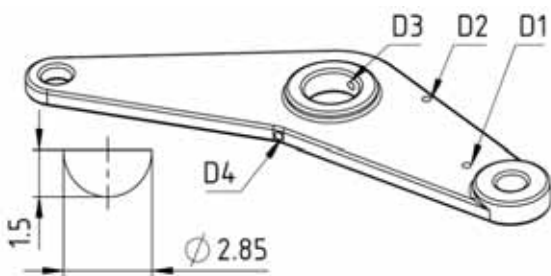
(1) *Végeselemes számítás a felületi hibák modellezésével.*

A 3. ábrán látható geometriai modell felhasználásával, a felületi hibák környezetében megfelelő hálósűrítést alkalmazva meghatározható a felületi hibák hatása a feszültségmezőre.

(2) *Végeselemes számítás a felületi hibák modellezése nélkül, eredmények felhasználása az EIM bemenő paramétereiként.*

A felületi hibák nélküli (minden más értelemben az előzővel azonos) modellen végzett számítással meghatározható az alkatrész általános igénybevételi állapota. A hibák helyén lekérdezett feszültségértékek alapján (azt σ_0 -nak tekintve) a hiba környezetében a feszültségmező az EIM felhasználásával számítható.

(Megjegyzés: Tekintve, hogy a vizsgálat szempontjából csak az analitikus és végeselemes számítás tárgyának azonossága a fontos, a modell összes paraméterének ismertetésétől eltekintünk.)



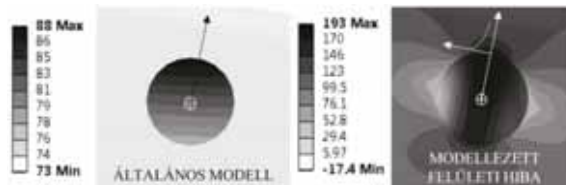
1. ábra.

3. ábra. A geometriai modell a felületi hibák jelölésével, és az ellipszoid alakú hiba

4.2. A kiértékelés módja

Az összehasonlított feszültségértékeket az EIM bemenő adatai (feszültségtenzor a hiba helyét kijelölő körlap középpontjában) alapján meghatározott első főirányban, a hiba szélétől 1 mm távolságig terjedő szakaszon értékeljük ki. Az eljárást a 4. ábra magyarázza.

A fáradási repedés jellemzően a legnagyobb nyírófeszültség síkjában alakul ki a hiba legjobban terhelt részén, és a legnagyobb főfeszültség irányára merőlegesen terjed [6]. A kifáradás szempontjából tehát kiemelt fontosságú a feszültségeloszlás ebben az irányban.



4. ábra. A legnagyobb főfeszültség eloszlása rendre az általános és a felületi hibával ellátott modelleknél a D2-es hibánál

Az egyes feszültségkomponensek (σ_{11} , σ_{22} , σ_{33} , σ_{12} , σ_{13} , σ_{23}) lekérdezése, ill. kiszámítása után elsőként a következő korrekciót alkalmaztuk: a felületre merőleges komponens értékét (σ_{11}) figyelmen kívül hagyva, azt 0-nak tekintettük. Ez feltétlenül szükséges, hiszen az EIM egy belső hiba hatására módosult feszültségeloszlást számolja, míg a felületen nem lehet arra merőleges feszültségkomponens (ha nincs ott terhelés).

A komponensek összegzésével a következő - összehasonlításra alkalmas - invariáns mennyiségeket képeztük:

(1) *Von Mises szerinti egyenértékű feszültség.*

A mérnöki gyakorlatban a statikus tönkremenetel szempontjából általánosan mértékadónak tekintett egyenértékű feszültség jól jellemzi az általános feszültségállapotot.

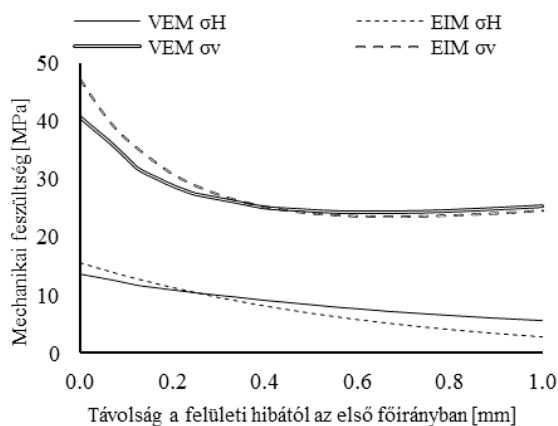
(2) *Hidrosztatikus feszültség.*

Nadot [6] kutatásai alapján a σ_H hidrosztatikus feszültség gradiense alapvető fontosságú paraméter a hibák kifáradásra gyakorolt hatása szempontjából. A hiba nélküli anyagok kifáradása esetében általánosan elfogadott tapasztalat, hogy a hidrosztatikus feszültségből származtatott nyíráshatására keletkezik a repedés.

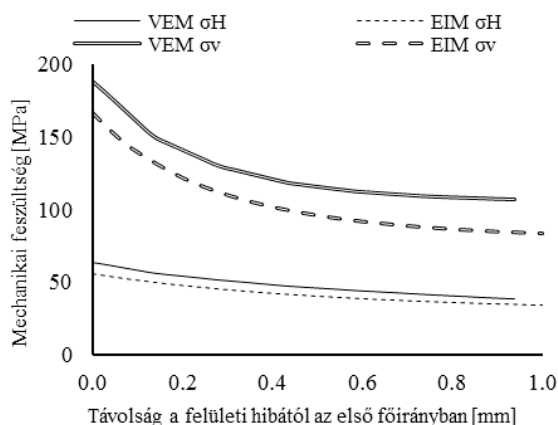
4.3. Eredmények

A numerikusan és analitikusan számolt σ_v von Mises szerinti egyenértékű- és σ_H hidrosztatikus feszültség eloszlását a hiba szélétől az első főirányban 1 mm-t eltávolodva a D1-D4 (jelölés a 3. ábrán) hibák esetén rendre az 5-8. ábrák mutatják.

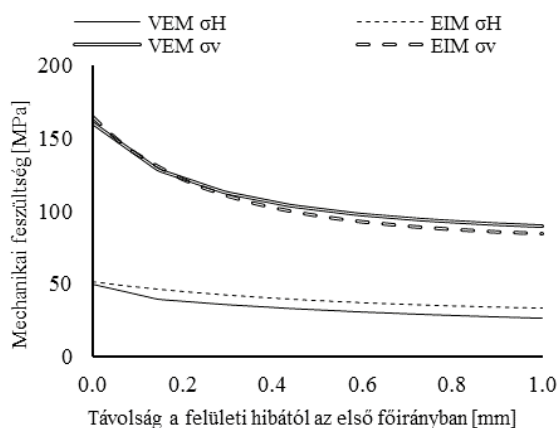
A feszültségelfutások bővebb értelmezése nem is szükséges, a megfelelő eredmények jellegre minden esetben hasonlóak, és jó közelítéssel egybeesnek. A becsült átlagos eltérés a végeselemes és analitikus értékek között 13%. (Megjegyzés: Az eredmények kiértékelési helyére utaló pontok a jobb láthatóság érdekében el lettek tüntetve. A végeselemes értékek 49, az analitikus értékek 12 pontban lettek lekérdezve. Bizonyos esetekben (6. és 8. ábra) a végeselemes értékek nem voltak 1 mm távolságig lekérdezhetőek a geometria alakjából adódóan.)



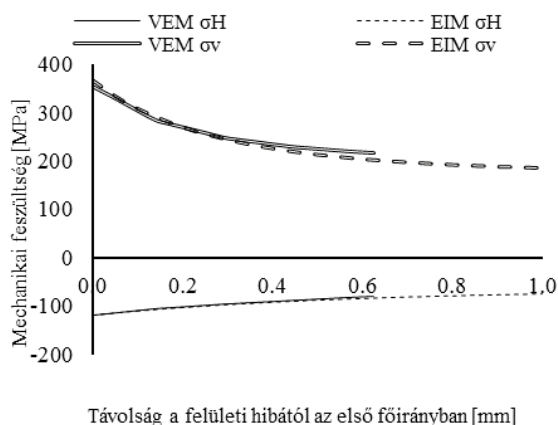
5. ábra. Feszültségeloszlás vizsgálata a D1 hiba közelében



6. ábra. Feszültségeloszlás vizsgálata a D2 hiba közelében



7. ábra. Feszültségeloszlás vizsgálata a D3 hiba közelében



8. ábra. Feszültségeloszlás vizsgálata a D4 hiba közelében

5. ÖSSZEFOGLALÁS ÉS KITEKINTÉS

Az eredmények alapján egyértelműen kijelenthető, hogy az EIM alkalmas eszköz a felületi és belső hibák feszültségmezőre gyakorolt hatásnak számítására.

A mai mérnöki gyakorlatban általánosan rendelkezésre állnak végelelemes számítások szinte minden legyártott alkatrészfajta. A bemutatott eljárással a számított feszültségmező tetszőleges pontjában megvizsgálható egy ellipszoid alakú hiba hatására bekövetkező változás (egy külön erre a célra készített végelelemes számításhoz képest elhanyagolható idő alatt). A megfelelő többtengevényű feszültségállapot értékelésére alkalmas kifáradási kritérium alapján eldönthető az alkatrész megfelelősége egy előírt élettartam esetén. A számítást fordítva elvégezve, egy előírt élettartamhoz számítható a legnagyobb megengedett hibaméret.

A módszer az EIM bemenő adatainak (σ_0 feszültségtenzor) megfelelő megválasztásával tovább pontosítható. A kiinduló végelelemes modellben a nem modellezett hiba mérete nem teljesen elhanyagolható, az általa kijelölt térfogatban a feszültség nem állandó. A hiba által kijelölt térfogatban az EIM bemenő adatainak lekérdezési helyének optimális megválasztásához a feszültségeloszlás vizsgálata szükséges több terhelési mód esetében. Az EIM bemenő adatainak optimális lekérdezési helyének meghatározása a kutatás egyik további célja.

5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutatás anyagi háttérének megteremtését köszönjük a Knorr-Bremse Vasúti Jármű Rendszerek Hungária Kft.-nek.

6. IRODALOMJEGYZÉK

- [1] Y. Nadot et al. Fatigue life assessment of nodular cast iron containing casting defects, *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, vol. 22, no. 4, pp. 289–300, 1999.
- [2] M. Holtzer et al. *Microstructure and Properties of Ductile Iron and Compacted Graphite Iron Castings: The Effects of Mold Sand/Metal Interface Phenomena*, London: Springer, 2015.
- [3] M. Vincent et al. “Fatigue from defect under multi-axial loading: Defect Stress Gradient (DSG) approach using ellipsoidal Equivalent Inclusion Method,” *Int. J. Fatigue*, vol. 59, pp. 176–187, 2014.
- [4] J. D. Eshelby. “The Determination of the Elastic Field of an Ellipsoidal Inclusion, and Related Problems,” *Proc. R. Soc. A Math. Phys. Eng. Sci.*, vol. 241, no. 1226, pp. 376–396, 1957.
- [5] T. Mura. *Micromechanics of Defects in Solids*, Dordrecht, Martinus Nijhoff Publishers, 1987.
- [6] Y. Nadot et al. Multiaxial fatigue limit criterion for defective materials, *Eng. Fract. Mech.*, vol. 73, no. 1, pp. 112–133, 2006.

KOMPOZIT TERMÉKEK ÁLLAPOTELEMZÉSI MÓDSZEREI

EVALUATION METHODS OF COMPOSITE PRODUCTS

Hegedűs Gergely¹, PhD hallgató

Czigány Tibor^{1,2}, MTA levelező tagja

¹Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gépészmérnöki Kar, Polimertechnika Tanszék

²MTA–BME Kompozittechnológiai Kutatócsoport

ABSTRACT

The aim of this publication is to present some notable examples from the non-destructive evaluation (NDE) methods of polymer composite materials, and the main methods of those NDE techniques, which use optic instruments and optic fibres.

1. BEVEZETÉS

Ösödök óta használ az emberiség kompozit eszközöket, melyek fejlődése napjainkig töretlen. A jelentős térhódítás a polimer kompozitok összetett szerkezetének köszönhető, amely szívós mátrixból, és a teherviselés kitértetett irányában a szerkezeti anyag szilárdságát növelő, nagy szilárdságú és rendszerint nagy rugalmassági modulusú erősítőanyagból áll. Közöttük kiváló adhéziós kapcsolattal, mely hosszú távon, tartós- és ismétlődő terhelések esetén is fennáll [1]. A velük kapcsolatos nagy mérnöki szabadságnak köszönhetően nem csak kis, egyedi, hanem nagy teherbírású és nagyméretű, sorozatgyártásra alkalmas alkatrészek alapanyagaként is használhatjuk ezen anyagokat, így már mindennaposak többek között a járműiparban is. Magyarországon is egyre nagyobb szerepet kap a kompozitok szerkezeti anyagként való felhasználása a korábban használt, nehezebb fémszerkezetek kiváltására. Az elmúlt években tervezett és sorozatgyártás alatt álló, magyar fejlesztésű Modulo autóbusz könnyűszerkezetes karosszériája is teljes mértékben polimer kompozitból készül [2] (1. ábra), amelynek modularitásán túl nagy előnye a szerkezet súlyának nagymértékű csökkentése.

A fémek homogénebb szerkezetével szemben a kompozitok felépítése sokkal bonyolultabb, ebből adódóan új módszert kívánnak nem csak az alkatrészek méretezése, szerkezetoptimalizálása, gyártástechnológiája, hanem a szerkezeti elemek állapotvizsgálatának

szempontjából is. A kompozitok összetett szerkezetében terhelés alatt máshogy viselkedik a mátrix és az erősítőszál, valamint a határfelület is. A szerkezeti elemek állapotismerete éppen emiatt rendkívül fontos, mind a termékfejlesztés, mind a használat alatt, mindenekelőtt akkor, ha személyi biztonsággal összefüggő alkatrészeket vizsgálunk.



1. ábra Magyar fejlesztésű Modulo busz [2]

2. KOMPOZIT TERMÉKEK ÁLLAPOTELEMZÉSI MÓDSZEREI

Az állapotelemzési eljárások nagy részéhez önálló, az alkatrésztől független berendezés szükséges. Ezekkel az eljárásokkal különböző hatékonysággal lehet elemezni a termékek állapotát, de általában nem a felhasználás helyén, nem beszerelt állapotban, nem működés közben. További hátránya ezen eljárásoknak, hogy úgynevezett „helyi” technikák, mivel egyszerre csak egy viszonylag kis terület vizsgálatára korlátozódnak (mindazonáltal több „helyi” technika összegzésével információt kaphatunk a szerkezet egészéről is).

A szakirodalom- megkülönböztet „direkt” és „indirekt” eljárásokat [3]. A direkt módszerekkel szemben az indirekt eljárások nem tárják fel közvetlenül a rejtett hibákat, vagy szerkezeti változásokat. Ehelyett például a hiba okozta hőmérsékletváltozást, vagy a felület deformációját jelzik terhelés hatására. A beépített hibafeltáró módszereknél a megváltozott szerkezeti reakció a kompozitba integrált szenzor jelváltozásából

következtethető. A szenzor jelváltozását egy külső egységgel mérni lehet, ami összefügg a szerkezet deformációjával. Ezen eljárások - mivel a szenzor az alkatrészbe van beépítve - használhatóak működés közben, nem szükséges az alkatrészhez hozzáférni, és ezáltal egy folyamatos állapotelemzésre adnak lehetőséget. A csoportok közötti határok vonalakat nem teljesen definiáltak, egyes technikák összetettségük miatt akár több csoportba is besorolhatóak. Az alábbi felsorolásban csak a polimer kompozit szerkezetekre használható roncsolásmentes állapotelemző módszereket foglaltuk össze, számos további eljárás létezik, amelyek jellemzően a fémeknél használhatóak (örvényáramú-, mágneses repedés vizsgálat stb.).

Direkt állapotelemzési módszerek:

- Szemrevételezés és érintés, kopogtatás
- Mechanikai vizsgálat
- Mikroszkópos vizsgálat
- Folyadékbehatolásos vizsgálat
- Diffrakciós képalkotó eljárás
- Akusztikus emisszió
- Ultrahangos mérés
- Nagy távolságú ultrahangos mérés
- Akusztográfia
- Akusztó-ultrahang
- Mikrohullámú vizsgálat
- Terahertz képalkotás
- Röntgenvizsgálat

Indirekt állapotelemzési módszerek:

- Infravörös termográfia
- Rétegbevonásos optikai feszültségmérés
- Holografikus interferometria
- Lézer interferometria
- Lézer-ultrahang

Beépített állapotelemzési módszerek:

- Nyúlásmérő bélyeg
- Kapacitív érzékelő
- Piezorezisztív érzékelő
- Piezoelektromos átalakító
- Szén nanocsöves deformáció mérés
- Önjelölő kompozit
- Beépített szénszálalás állapotelemzés
- Optikai szálalás módszerek:
 - Intenzitás alapú intrinsic szenzorok
 - Interferométer alapú optikai érzékelők
 - Fényvezető szálba írt Bragg rácsok
 - Elosztott paraméterű szenzorok

Jelen cikk terjedelmi korlátai nem teszik lehetővé a fenti eljárások részletes bemutatását, ezért a következőkben bemutatjuk a legelterjedtebb technikák mellett, a napjainkban egyre inkább előtérbe kerülő optikai szálalás módszereket.

2.1. Akusztikus emisszió

A szilárd testben tárolt energia felszabadulása közben rugalmas hullámok keletkeznek (többségében 1 kHz és 1 MHz közötti tartományban), amelyet akusztikus emisszióknak nevezünk. Ezen hullámok néha akár emberi füllel is hallhatóak. A hullámok érzékelésére és feldolgozására sokfajta megoldás létezik. Terhelés alatt az anyagra erősített szenzorokkal ezek a hanghullámok érzékelhetők, alkalmas elektronikus rendszerben feldolgozhatók.

Az akusztikus jelet leíró paraméterek (amplitúdó, frekvencia, hullámszám) értelmezéséből a hangforrás milyenségére következtetni lehet (jól elkülönülnek a mátrix és az erősítőanyag tönkremeneteli formái). Több szenzor felhelyezésével, és az anyagban a hanghullám terjedési sebességének ismeretével a beérkezési időpontok különbségeit mérve a hangforrás pontos geometriai helye is meghatározható [4]. Előnye, hogy nagyméretű objektum egészében figyelhető. Az ultrahangos eljárásokhoz képest olcsó, gyors, akár üzem közben is végezhető (beépített szenzorok is kivitelezhetőek). Romhány és társai [5] cikkükben AE módszert használtak sérülés terjedésének vizsgálatára. Megállapítják, hogy a módszer alkalmas terhelés alatt a megfelelő méretű, bemetszett próbatesten a sérülés terjedésének, növekedésének megbízható meghatározására. Hátránya a módszernek, hogy a környezeti hangok a szenzorok által mért adatokban zajként jelennek meg, és amelyek kiszűrése nehézkes és időigényes folyamat. Az érzékelt jel egyszeri, nem reprodukálható.

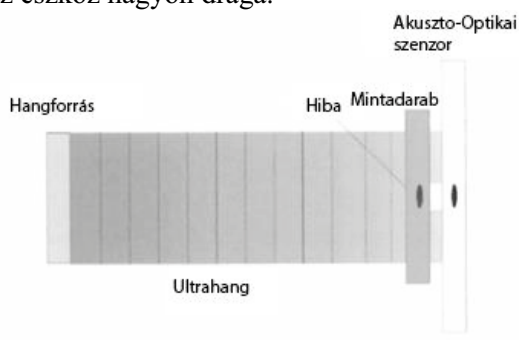
2.2. Ultrahangos mérés

Az ultrahangos vizsgálat általánosan az 500 kHz és 20 MHz frekvenciatartományon belüli hanghullámokkal történik. Az ultrahangos elektroakusztikus átalakítók (transducer) lényegi részei ezen berendezéseknek, mert képesek elektromos jelet piezoelektromos egység segítségével impulzusszerű hanghullámokká alakítani, és fordítva. Általában 0,5 – 25 MHz-es frekvenciatartományban működnek, de különleges alkalmazásokban magasabb és mélyebb tartományok is előfordulhatnak. Az

átalakító egy rövid időtartamú hangimpulzust generál, és ugyanez, vagy egy másik „vevő” átalakító a visszaterő jelet figyeli. Az anyagon belüli hibát egy arról visszaverődő hanghullám, vagy két átalakító esetén a mért jel erősségének csökkenése jelzi [6] (a két átalakító kerülhet akár egy oldalra is [7]). A berendezéseket megkülönböztethetjük a vizsgálatban részt vevő átalakítók száma alapján (impulzus-visszhang, impulzus áthangzás), a hanghullámokat közvetítő közeg alapján, és a mérési eredmények megjelenítése alapján. Léteznek fázisvezérelt (Phased-arrays), több piezo-elektromos elemet tartalmazó átalakítók is [6]. A vizsgálati módszer előnye, hogy a hibákról közvetlenül visszaverődő hanghullámokkal mutatja ki a belső hibákat, hátránya, hogy csak viszonylag kis területet lehet egyszerre feltárni.

2.3. Akusztográfia

A hagyományos ultrahangos eljárásokból kifejlesztett eljárás, ami az ultrahangon alapuló analógiája a röntgenkép készítésnek. A feszültségre érzékeny 2D felületérzékelő közvetlenül optikai információvá képes konvertálni a jelet, hasonlóan, mint fluoreszkáló képernyő a röntgensugarakat vizuális képpé (2. ábra). Ez az eljárás képes nagy területek ultrahangos térképének (közel) valós idejű megjelenítésére [8, 9]. További előnye az eljárásnak, hogy képes bonyolultabb alakzatok vizsgálatára is. Összehasonlítva a pásztázó ultrahang vizsgálattal, részletgazdagabb, és kevésbé zajos képet lehet kapni. Hátránya, hogy az eszköz nagyon drága.

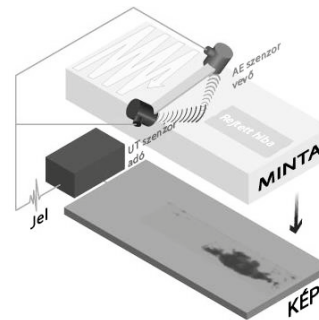


2. ábra Akusztográfia működési elve [8]

2.4. Akusztó-ultrahang vizsgálat

Egy piezoelektromos átalakító segítségével a vizsgált alkatrész felületére előre meghatározott szöget bezáró ultrahang impulzusokat küldenek a vizsgálat alatt, amelyek a mintán keresztülhaladnak, és az anyagon belüli különböző inhomogenitásokon visszaverődnek (3. ábra). Más elrendezés esetén az adó- és vevő

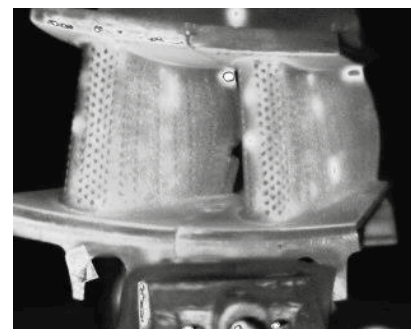
átalakítókat közvetlenül a felületre helyezik. A visszakapott jel függ a küldő és fogadó átalakító közötti anyagi struktúrától. Belső folytonossági hiba (pl. rétegelválás) esetén a visszavert akusztikus energia megváltozik, ami feltárja a hibát. A jel megfigyelése hasonlóan történik, mint az akusztikus emissziós vizsgálatnál [10]. Az eljárás előnye az ultrahangos vizsgálattal szemben, hogy az adó és vevő átalakítóknak és a vizsgálandó mintának nem kell egy egyenesbe esniük.



3. ábra Akusztikus ultrahang vizsgálat elve [11]

2.5. Infravörös termográfia

A termográfiai eljárások közös elve a vizsgált elem gerjesztése külső energiaforrással (pl.: mechanikus rezgés, fény, hang), a vizsgált elem kibocsátott sugárzásának (3-14 μm) mérése, majd ezen információ képi megjelenítése. A módszer használatával a mintadarabot gerjesztik, és a gerjesztés hatására a törésekben, repedésekben keletkező hőváltozást figyelik. Például piezoelektromos gerjesztők nagy amplitúdójú hang-, vagy ultrahang hullámokkal rezegtethetik a mintadarabot, és infravörös kamerával figyelik a válaszként az anyaghibákban, repedésekben sűrűlő hatására generálódó hőt (4. ábra) [6]. Előnye az eljárásnak, hogy képi információt szolgáltat, de hátránya, hogy a vizsgálandó mintát gerjeszteni kell.



4. ábra Termográfiaival készült képe egy vizsgált mintadarabnak [12]

2.6. Beépített optikai szál érzékelők

Optikai szálakat kétféle módon használhatunk szenzorként: ha a szál maga csak az információt közvetíti az érzékelő és feldolgozó egység között, extrinsic szenzornak, míg ha a szál maga a jeltovábbító (fényvezető) közeget, és az érzékelő egyben, intrinsic szenzornak nevezzük. A szálban terjedő fény valamely jellemzője (intenzitása, fázisa, polarizációja, hullámhossza, időzítése, spektrális eloszlása) megváltozik a külső körülmények hatására (mint például a szál terhelés, deformáció). Ennek megfelelően vannak intenzitás alapú, spektrális alapú, polarimetrikus és interferometrikus szenzorok, illetve ezek kombinációi. A mérést általában visszavezetjük intenzitás-mérésre. Előnyük, hogy működésüket elektromágneses zavarforrás nem befolyásolja (pl.: rádióhullámok, villámlás, háttérsugárzás), nincs szükség elektromágneses szempontból árnyékolásra, ugyanakkor az optikai szál maga sem sugároz, így nem jelent zavarforrást. Könnyen beépíthetőek kis méretük, kis tömegük, flexibilitásuk miatt, anyaguk nagymértékben ellenáll korrózióknak, hőterhelésnek, továbbá a jelfeldolgozó, kiértékelő egységet nem szükséges beépíteni. Az optikai szálak csillapítása lényegesen kisebb, mint a rézvezetők kábeleké, vagy a rádiós összeköttetéseké, ezért nagy távolságok közötti adattovábbítására kiválóan alkalmazhatóak. Továbbá igen gyorsak és az esetek többségében valós időben megfigyelhetőek [13, 14]. További előnyük, hogy beépítve a szenzor maga használható gyártás közbeni folyamatos megfigyelésre, használat közbeni állapotelemzésre és sérüléselemzésre (5. ábra) [15].

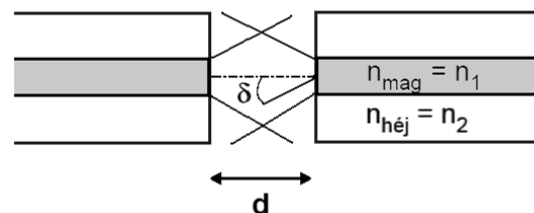


5. ábra Életciklus alatti elemzés beépített optikai szállal [15]

Hátrányuk, hogy általában drágábbak, mint az elektromos, elektromechanikus érzékelők, és szakadásuk után, kis méretük miatt nehézkes a javításuk. További hátrányuk, hogy a szálakkal (felépítésükből adódóan) rendkívül nehéz több irányban a deformációt mérni [16].

2.7. Intenzitás alapú intrinsic szenzorok

Az intenzitás alapú optikai szenzoroknál külső környezeti hatásra az áthaladó vagy a visszavert fény intenzitása megváltozik, és ez a változás mérhető. Az intenzitásváltozás a szál belsejében történő veszteségek miatt jön létre. Ilyen szenzorral egyszerűen megvalósítható mikrométeres nagyságrendű távolság- vagy rezgésmérés. Két szálvég között a fénytávítal nagymértékben függ a szálvégek közötti távolságtól. A rendszer okozta csillapítás függ a mag és héj törésmutatójától (n_1, n_2), és a légrés nagyságától (d). Az optikai szálból kilépő fény az üveg-levegő határfelületen törik, és minél nagyobb a kilépő- és belépő szálvég távolsága, annál kevesebb fénysugár lép be. A szálba csak azon sugarak képesek belépni, melyek az ún. akceptancia-szög (δ) alatt érkeznek, a többi visszaverődik (6. ábra). A légrés nagysága a kilépő fény intenzitásmérésével meghatározható [13].



6. ábra Intenzitás alapú száloptikai szenzorok távolságmérésének elvi ábrája [13]

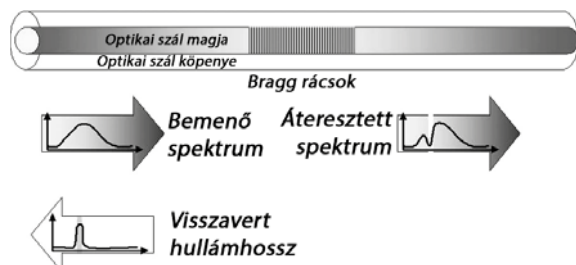
2.8. Interferométer alapú optikai érzékelők

Az interferometrikus szenzorok két különböző hatásnak kitett optikai ágából állnak. Az egyik ág (referencia) a külső hatások ellen védve van, a másik ág (szenzor) a külső hatásokra (pl. hőmérsékletváltozás, nyomásváltozás, kémiai hatás) megváltoztatja optikai tulajdonságait, pl. hossz vagy törésmutató. Ezáltal a két ág között optikai úthossz különbség jön létre. Működési elvük a fázismoduláción alapszik, miszerint az átvitt fény fázisa az optikai úthossz változása miatt módosul. Ugyanazon koherens fényforrással megvilágítva mindkét szál, a fáziskülönbség interferométerben intenzitásmérésre visszavezethető. A szenzorok

érzékenysége nagy, de mérési tartományuk korlátozott (ekvivalens hossz maga a hullámhossz). Különböző interferométer elrendezések vannak. A Sagnac-interferométer két ága ugyanabban a hurokban van, a fény a két ágban ellenkező irányban terjed, így a fáziseltolódás révén pl. a hurok forgása érzékelhető. A Mach-Zehnder interferométer két egymódusú üvegszálból áll, az egyik ága a referencia a másik az érzékelő. Ez az egyik legpontosabb optikai szenzor. Ehhez hasonló a Michelson-interferométer, de felépítésében különbözik: a két ág végén egy-egy tükör van, így a fény oda-vissza befutja az ágakat. A kereskedelemben kapható ilyen érzékelőt SOFO interferométernek hívják [13, 17].

2.9. Fényvezető szálba írt Bragg-rácsok

Az optikai Bragg rács a fényvezető szál magjában a tengelyére merőlegesen álló, a szál magjától eltérő törésmutatójú keskeny sávok sorozata (7. ábra). A szálba fényt bocsátva a törésmutatótól, és a sávok távolságától függően a rács visszaver bizonyos hullámhosszúságú nyalábot, míg minden más hullámhossz ezen zavartalanul áthalad. A sávok távolsága, alakja függ a deformációtól és a hőmérséklettől. Ha ez megváltozik, akkor más hullámhosszúságú fény verődik vissza. A visszavert fény hullámhosszúságtól függő intenzitás elemzésével, a hullámhossz eltolódásból a sávok távolságának változását számítani lehet. Ha deformáció és hőmérsékletváltozás egyszerre előfordulhat, szükséges egy szabad referenciasávot használni a hőmérsékletváltozás kompenzálására. Egy optikai szálon akár több, különböző hullámhosszhoz tartozó sávozást is ki lehet alakítani különböző helyeken (tipikusan 4-16, vagy akár több száz [18]), így több ponton mérhető a deformáció [14].

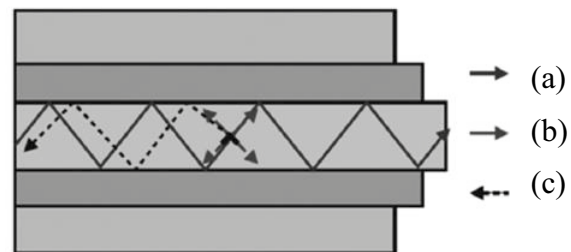


7. ábra FBG szenzor működési elve [15]

2.10. Elosztott paraméterű szenzorok

Elosztott paraméterű szenzorokkal egy fizikai jellemzőnek az üvegszál mentén történő

folytonos (elosztott) érzékelése lehetséges, így nagyszámú különálló szenzor kiváltására alkalmasak. A szenzorok főként a Rayleigh-, a Raman-, vagy a Brillouin szórás elvén működnek. Mindegyik módszer a mért jellemző (pl.: deformáció, hőmérséklet) és a visszaverődő fény optikai jellemzőinek összefüggésére épít (8. ábra). Egy optikai szálban terjedő fényimpulzus Rayleigh- és Brillouin szórás miatt visszaverődő fénye mérhető, és használható hőmérséklet és deformáció mérésére is. A Raman-szórás miatt visszaverődő fény elemzése hőmérsékletmérésre alkalmas [19].



8. ábra Optikai szálban a fény terjedése (a), a fényszóródás (b) és a visszaszóródás (c) jelensége [19]

3. ÖSSZEFOGLALÁS

A bemutatott eljárások alapján is elmondható, hogy alapvetően kétféle módszer lehetséges a kompozit szerkezetek állapotának vizsgálatára. Egyik lehetőség a külső berendezés segítségével történő vizsgálat, amelynek során a vizsgálatot a kompozit szerkezet felületének egészen elvégezve közvetve vagy közvetlenül feltárhatóak a szerkezeten belüli hibák. Másik lehetőség a kompozit szerkezet összetettségét kihasználni, és beépített szenzorok visszakapott jeléből számítani a szerkezetben ébredő feszültséget, illetve deformációt. Ebből a kapott jelből következtetni lehet a szerkezetben történt strukturális változásokra. A külső, nem beépített módszerek alkalmasak lehetnek egy időszakos állapotvizsgálatra, míg beépített szenzorokkal folyamatos megfigyelés alatt, akár működés közben, *in-situ* lehet követni a szerkezet belső deformációit. A két eljárás hasznosan kiegészítheti egymást [20], beépített érzékelőkkel következtetni lehet a sérülésre, és adott helyen „külső” berendezéssel pontosabban fel lehet tárnai a szerkezeten belüli hibák típusát, kiterjedését és egyéb tulajdonságait.

Beépített érzékelőkkel, és különösen beépített optikai szálakkal meg lehet figyelni a

kompozit szerkezet teljes élettartama alatt, az élelciklus különböző szakaszaiban (laminálás, térhálósodás, formából való kiemelés, összeszerelés, használat) bekövetkező deformációkat, feszültségeket és az ebből eredő sérüléseket, hibákat. Az optikai szálak további előnye, hogy beépítésükkel nem romlanak jellemzően a kompozit szerkezeti elem mechanikai tulajdonságai. Hátrányuk a relatív összetettségük, és szűk dinamikus mérési tartományuk. További hátrányuk, hogy csak a szál közvetlen környezetéről kapható információ.

4. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS



Az Emberi Erőforrások Minisztériuma ÚNKP-16-3-I. kódszámú Új Nemzeti Kiválóság Programjának támogatásával készült.

A cikk megjelenését a Nemzeti Kutatási, Fejlesztési és Innovációs Hivatal - NKFIH, OTKA K 116070 pályázata támogatta.

5. IRODALOM

- [1] Czikovszky T., Nagy P., Gaál J.: A polimertechnika alapjai. Műegyetemi Kiadó, Budapest, 2000
- [2] http://totalcar.hu/magazin/hirek/2015/10/01/evopro_modulo_hazaibem/, 2015.10.14.
- [3] Pezzoni R.: Laser-shearography for nondestructive testing of large area composite helicopter structures. in Proceeding of 15th World Conference on Nondestructive Testing. Rome, Italy, 2000
- [4] Czigány T.: A károsodási zóna kialakulása és a repedésterjedés erősített polipropilén rendszerekben. PhD thesis. Budapest Műszaki Egyetem, 1997
- [5] Romhány G., Czigány T., Karger-Kocsis J.: Determination of J–R curves of thermoplastic starch composites containing crossed quasi-unidirectional flax fiber reinforcement. Composites Science and Technology, 66, 3179-3187, 2006
- [6] <https://www.cnde.iastate.edu/>, 2015.10.19.
- [7] Kite A. H.: Nondestructive evaluation of a carbon fiber wing spar. PhD thesis. Iowa State University, 2007
- [8] Sandhu J. S., Wang H.: Recent advances in acoustography-based NDE. in Recent Advances in Experimental Mechanics (ed.: Gdoutos E. E.) Kluwer Academic Publisher, Netherland, 2002
- [9] Tampus P.: Beszámoló a 17. roncsolásmentes vizsgálati világkonferenciáról. Anyagvizsgálók lapja, 3, 83-95, 2009
- [10] Zhenqing L.: Lamb Wave Analysis of Acousto-Ultrasonic Signals in Plate. in Proceeding of 15th WCNDT. Róma, Olaszország, 2000
- [11] <http://www.mistrasgroup.com/products/technologies/acoustoultrasonics.asp>, 215.11.16.
- [12] <https://thermal.cnde.iastate.edu/index.xml> 2015.10.19.
- [13] Gholamzadeh B., Nabovati H.: Fiber optic sensors. International Journal of Electrical, Computer, Energetic, Electronic and Communication Engineering, 2, 1107-1117, 2008
- [14] Glisic B., Inaudi D.: Fibre optic methods for structural health monitoring, John Wiley & Sons Ltd., New York, 2007
- [15] Minakuchi S., Takeda N.: Recent advancement in optical fiber sensing for aerospace composite structures. Photonic Sensors, 3, 345-354, 2013
- [16] Güemes A., Fernández-López A., Soller B.: Optical Fiber Distributed Sensing - Physical Principles and Applications. Structural Health Monitoring, 9, 233-245, 2010
- [17] Glisic B.: Fiber optic sensors for subsea structural health. in Subsea optics and imaging (eds.: Watson J. and Zielinski O.) Woodhead Publishing, Oxford, 434-467, 2013
- [18] Childers B.A., Froggatt M.E., Allison S.G.: Use of 3000 Bragg grating strain sensors distributed on four eight-meter optical fibers during static load tests of a composite structure. in Proceeding of the SPIE Conference, San Diego, CA, 2001
- [19] Sánchez D. M., Gresil M, Soutis C.: Distributed internal strain measurement during composite manufacturing using optical fibre sensors. Composites Science and Technology, 120, 49-57, 2015
- [20] Lee J., Chong S. Y., Sunuwar N.: Repeat scanning technology for laser ultrasonic propagation imaging. Measurement Science and Technology, 24, 1-11, 2013

A KREATIVITÁS FOKOZÁSA A TERMÉKTERVEZÉSBEN

INCREASING THE CREATIVITY IN THE PRODUCT DESIGN

Dr. Hegedűs József műsz. tud. kandidátus

ABSTRACT

One of our most frequently used word is "creativity". It is a topic industry and economy experts can discuss for hours at end. However, when we ask concrete questions regarding creative thinking or try to determine the characteristics of our creative activity, the answers are not so simple. Based on our research we suggest that in addition to our inborn and learned creative abilities utilized by creativity enhancing methods, we need to employ a carefully constructed system of algorhythm. In this lecture we shall demonstrate how to develop and use the above mentioned system of algorhythm. Our aim is to bring to fruition the creative man's most important characteristic, thus making the process more effective and conscious. In addition we will try bringing to the foreground the ability to form quick and flexible reactions.

Keywords: the algorithym of creativity, knowledge condensation, the foreground of creativity.

1. BEVEZETÉS

A kreativitást Csikszentmihalyitól [1] és Guilford-tól [2] tanultuk meg. A kreativitás vizsgálódásunk szempontjából olyan alkotóképességet jelent, amely a már meglévő megoldások - Guilford szerint - elszigetelt tapasztalatok felkutatását, összekapcsolását jelenti. Az alkotás számunkra ezen megoldások újszerű értelmezését, új formában történő felhasználását, alkalmazását eredményezi. Kiindulásképpen Csikszentmihalyit [1] idézzük és Guilford-ot [2] a kreatív ember jellemzésére, ezek:

- a változás szakadatlan keresése,
- bátorság a megoldásokat illetően,
- az impulzív fegyelmezetség a konformizmus nélkül,
- nyitott, gyors helyzetfelismerés,
- a megoldások rugalmas kezelése,
- elfogadás az új helyzetekre.

Mindezek a velünk született képességekre és a megtanult készségekre épülnek. Előadásunkban ez utóbbit mutatjuk be. A lényegyet tekintve ismertnek tekintjük az értékelemzést és az idézett módszereket - különösen az intuitív technikákat. A bemutatott eljárás rendszer (algoritmus) természetesen a terméktervezésen kívül alkalmas az ötlettermelésben való jártasság fejlesztésére, az ötletpiacon történő pozíciónk javításának megvalósítására is (A kreativitás a jövőbeni gazdaságunk, kultúránk egyik kulcskérdése).

Ebben az előadásunkban, kiegészítjük gondolatunkat. [7] A téma befejezését nem ígérjük, mivel a kreativitás probléma köre még számos kiegészítést kíván. Annál is inkább, mivel sok-sok szerző (kutató) szerint a kreativitás – innováció szavak kiürülni látszanak. A jelentéstartalmak kopásának megállítást a magunk részéről abban látjuk, hogy:

- egyrészt a jövőben az eddigieknél is nagyobb gondot fordítunk a csapatmunkára
- egyre több szakmakultúra gondolkodási rendszerét mozgósítjuk egy-egy ötlet-javaslat megfogalmazása érdekében [1]
- harmadszor minden feladat megoldásához megfelelő (legjobb)

módszert, szervezést, tervezési technikát, stb. használunk,

- végül, de nem utolsó sorban, kreativitásunk eredményességét leginkább az innovációs légkör megteremtésével segítjük (többször tanúi lehetünk annak, hogy a kreativitás és az innováció „egymás kezét fogva menetelnek, vesznek részt az alkotó munkában).

A továbbiakban ezekről a gondolatokról „szólunk”. Nem ismételjük meg, de a hivatkozott múlt év szemináriumára készült tanulmányunk 2. fejezetét is e gondolatkörhöz tartozónak tekintjük [7].

2. CSAPATMUNKA – INNOVÁCIÓ

A digitális forradalom kialakulását, beteljesedését tanulmányozva azt látjuk, hogy az ismert kreatórok vagy feltalálók csapatmunkáját nemcsak szervezték, irányították, hanem megfelelő inspirációkkal látják el a résztvevőket, akik maguk is „megtermékenyültek”.

Walter Isaacson véleményében még a gondolatból is tovább lép amikor ezt mondja: „az igazi innováció nem attól származott, aki kiagyalta az áttörést jelentő technológiát, hanem attól, aki hasznosan alkalmazta. A tudomány és a művészet összekapcsolása révén nemcsak kortársak, hanem nemzedékek között is megvalósult az együttműködés, amelynek végső célja a gép és az ember szimbiózisa”... [8]

Nekünk a gépészeti szakmakultúra művelőinek ez nagy inspirációt jelent mivel valamennyi tudományágban, valamennyi innovációban a gépiparnak mindig nagy szerepe volt. Ez ma sincs másképp. Ezért is hívjuk fel a figyelmet e témában végzett kutatásunk ismertetésére [9].

A következő részfejezetben bemutatunk egy korábbi munkánkból származó példát, amellyel a csapatmunka fontosságára hívjuk fel a figyelmet. Ezt megelőzően még visszatérünk az innováció-kreativitás

elszakíthatatlan kapcsolatára. Ez az újra való törekvésnél, a feltalálásnál természetesebbnek tűnik. De itt e kérdésnek új oldalával foglalkozunk, amely az egyik leghatékonyabb kreativitás fejlesztő tevékenység az innováció tervezése. Az innováció szintjének jellemzésével, meghatározásával (itt ezt ismertnek tekintjük) egyben a kreativitást ismerjük. Más szóval az innováció értékét a kreativitásunk növelheti. Itt elsősorban a tervezéshez, méréshez használt módszerekre gondolunk [4].

Jelentősen növelte-növeli a lehetőségünket e tekintetben az, hogy az OSLOI III-as könyvben [10] a termék és eljárás innovációja mellett a marketing a szervezés-szervezet innovációja is megfogalmazást (megértést) nyert.

A fő témakörünk itt a TERMÉKTERVEZÉSSEL kapcsolatosan összefoglaljuk azokat a SZAKMAKULTÚRÁKAT, amelyeket a tervezési-szervezési munkánkhoz igénybe kell vennünk, ezek:

- marketing,
- szervezés, szervezet fejlesztés,
- technológiák, gyártási rendszerek, ökológiai tudományok,
- iparforma tervezés-ergonómia rekreáció pszichológia
- a tervezendő termékkel kapcsolatos tudományterületek,
- költségelemzés,
- szociológia, informatika.

A fő kutatási profilunkhoz „alkalmazott kreativitást” fokozó - fenntartó módszereket is összegyűjtöttünk az egy évvel ezelőtti előadásunkban [7].

A következő részfejezetben ezek közül mutatunk be egyet.

3. A REM ALKALMAZÁSÁNAK BEMUTATÁSA

Korábbi felsorolásunkban [7] az alkalmazott módszereket és a kreativitást fokozó tényezők között szerepeltettük. A rangsoroló Eljárási Mikro-számítógéppel (REM) módszert

kutatásunk részeként kifejezetten a terméktervezéssel kapcsolatos munkánkhoz dolgoztuk ki [11].

Azt mutatjuk be, hogy miként alkalmaztuk egy kutatási feladatunkhoz [12]. A REM eljárás – ellentétben több ismert módszerrel – nem redukálja le a probléma megoldását az alternatívák összehasonlítására és rangsorolására, hanem komplexen kezeli a témát. Tartalmazza a szempontok (értékelési tényezők) feltárásának, függetlenségvizsgálatának és strukturálásának korszerű csoportmódszerét, a számítógéppel támogatott súlyszám képzést, valamint a minősítés eredményének felhasználását is.

Az eljárást támogató programrendszer több modulból áll és PC XT/AT gépeken futtatható. A rendszer tartozéka a szakértők (tématagok) részére kiosztandó és a számítógéphez illesztett kapcsolórendszer, illetve a pontosabb információ-bevitelt biztosító infravörös adatátvitelt megvalósító mini-terminálok.

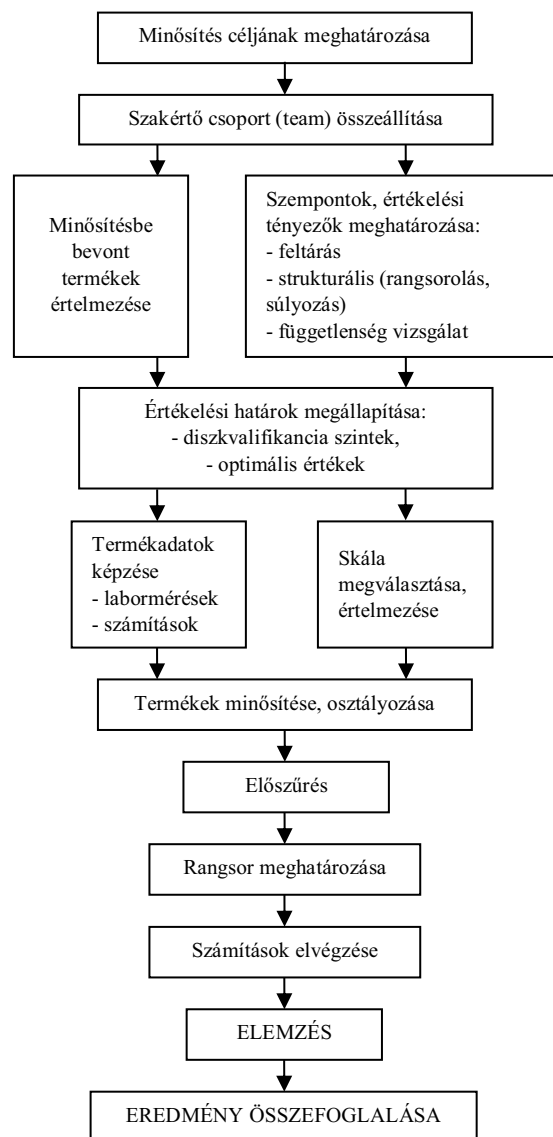
A program informatikai, számítástechnikai részleteivel itt nem foglalkozunk. A terméktervezés – értékelemzés lépéseit pedig ismertnek tekintjük. A REM eljárás algoritmusát az 1. ábra szemlélteti.

Ha értékelemzéssel segített új tervezést végzünk az értékelés szempontjai, az értékelési tényezők lesznek, ezek:

- az igényeknél a tervezett igények,
- a funkcióknál a megfogalmazott absztrakt kifejezése
- megoldásváltozatoknál pedig a megoldások halmaza

A REM nagy előnye az is, hogy az egyéni és a kollektív (csapat) értékelések váltják egymást (1. ábra). Fontos megjegyeznünk, hogy a REM számítógépes programja kijelzi a vélemények szóródását, az egyeztetési együtthatót és a csapattagok következetességének mértékét. Ezeket és más

az elemzéshez szükséges matematika-statisztika jellemzőit is be lehet állítani követelményként.



/saját szerkesztés/

1. ábra: A REM eljárás algoritmus

Egyik géptervezési feladatunknál az alábbi követelmény rendszernek kellett eleget tenni (a felsorolást súlyszámokkal ellátva mutatjuk be).

1. piaci pozíció javítása 40
2. technológia transzfer 25
3. taktikai fejlesztés 10
4. minőségi követelmény 10
5. stratégiai választás 5
6. innováció mértéke 5
7. operatív tevékenységek szempontjai 5

Egy másik feladatnál (közbeszerzési pályázat), a REM alkalmazásával a következő jellemzőket kellett megállapítani:

- pályázatok rangsora
- pályázatok minősítése
- a pályázatok városenkénti összehasonlítása
- egy kiválasztott pályázat összevetése az átlagértékkel

Ezeket a jellemzőket vonatkoztatjuk a pályázat egészére vagy egy-egy értékelési tényezőre. Megállapítható például egy optimális megoldás, vagy egy pályázat halmaz értékelése a pályázati feltételekben megjelölt funkciók teljesítését összehasonlítva.

4. ÖSSZEFOGLALÁS

A választott témakörünkből a hely és az előadás korlátai miatt csak néhány „villanásnyit”, összefüggést érintettünk.

A kreativitás fokozásával növelhető az innováció eredménye, rendszere, az innováció szintjével mérhető a kreativitás [4].

Az innováció gyorsítását, szintjének emelését, hasznosságát a legjobban a csapatmunkával erősíthetjük. Az innováció eredménye minden esetben EGY TERMÉK. Más helyen bizonyítottuk, hogy a TERMÉK TERVEZÉS CSAK TEAM MUNKÁVAL VÉGEZHETŐ [3].

Előadásunk, illetve rövid írásunk középpontjába a REM módszert állítottuk, amelyet az érintett feladatok számítógépes elvégzéséhez alkalmazhatunk. A REM szükség szerint váltakozva segítheti az egyéni és a csoportos (csapat-team) elemzéseket, ezért alkalmas a nem paraméteres mérések vezénylésére. A REM alkalmas a számítógéppel segített valamennyi mat.-stat. elemzés elvégzésére (rangsorolástól a skálaelemzésig).

Tapasztalatból javasoljuk, hogy az alkalmazást célszerű olyan szakértőre bízni,

aki egyébként a probléma megoldó, terméktervező – csapat – team tagja is.

IRODALOM

[1] MIHALY CSIKSZENTMIHALYI: CREATIVITY FLOW AND THE PSYCHOLOGY OF DISCOVERY AND INVENTION. HarperCollins Publishers, 1996.

[2] J:P: GUILFORD: PSYCHOLOGY, 1987

[3] HEGEDŰS József – Kő Ferenc: Az értékelemzésre alapozott terméktervezés módszertana. Egyetemi jegyzet, Kecskeméti Főiskola, Kecskemét, 2001.

[4] HEGEDŰS JÓZSEF: INTUITIV TERVEZÉSI TECHNIKÁK. Egyetemi jegyzet, Soproni Egyetem, 1998.

[5] HEGEDŰS József: Az értékelemzés a virtuális tervezés és a valós világ metszéspontjában. A gépészeti szakmakultúra szerepe a hazai gazdaság fenntartható fejlődésében. Konf., Budapest, 2015 április.

[6] Sir Ken Robinson: AZ ALKOTÓ TÉR. HVG Kiadó Zrt., Budapest, 2011.

[7] Hegedűs József: A KREATIVITÁS FOKOZÁSA A TERMÉKTERVEZÉS BEN. GÉP LXVI. évf. 5-6. szám, 2015.

[8] Walter Isaacson: Innovátorok HVG Kiadó ZRT, Budapest, 2015.

[9] Hegedűs József: A GÉPÉSZETI SZAKMAKULTÚRA ALAKULÁSA AZ EGYSZERŰ GÉPEKTŐL NAPJAINKIG, A DIGITÁLIS GAZDASÚG IGÉNYEINEK FELVÁZOLÁSA. A GÉP.SZK. SZEREPE A HAZAI GAZDASÁGI FENNTARTHATÓ FEJLŐDÉSÉBEN KONF. BP. BMGE, 2015 ÁPRILIS 15.

[10] Katona József – M. Innovációs Szövetség: Az Osloi kézikönyv harmadik kiadása, Budapest, 2006. május 30.

[11] Raduly Zoltán: Rangsoroló Eljárás Mikroszámítógéppel OMF-B-ORG Pjt. Kutatási jelentés, Budapest, 1988.

[12] Hegedűs József – Nyikos László: KÖZBESZERZÉS ÉRTÉKELEMZÉSSEL Saldó Pénzügyi TANÁCSADÓ ÉS INFORMAZIKAI RT, Budapest, 1996. január.

CRAIG-BAMPTON ALAPÚ MODELL-REDUKCIÓS ELJÁRÁS HATÉKONYSÁGÁNAK BEMUTATÁSA RÚD KONTINUUM REZGÉSI FELADATÁN

EFFICIENCY TEST OF THE CRAIG-BAMPTON METHOD BASED MODEL ORDER REDUCTION METHOD ON CONTINUUM VIBRATIONS OF A BEAM

*Horváth Péter tanársegéd, Prof. Dr. Égert János egyetemi tanár
Széchenyi István Egyetem, Alkalmazott Mechanika Tanszék
9021, Győr, Egyetem tér 1.*

ABSTRACT

The paper investigates and shows the efficiency and accuracy of the Craig-Bampton reduction method on the analysis of a cantilever beam with harmonic excitation. The results of different finite element- and Craig-Bampton models are compared to the analytic continuum vibrations result as reference.

1. ANALITIKUS MEGOLDÁS

A rugalmas szál differenciálegyenlete, valamint az egyensúlyi egyenletek alapján prizmatikus rudakra az impulzus tétel [1] szerint az alábbi parciális differenciálegyenlet alakban írható fel:

$$\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial x^4}, \quad (1)$$

ahol $y(x,t)$ a keresztmetszet súlypontjának függőleges irányú elmozdulása és

$$c = \sqrt{\frac{I_z E}{A \rho}} \text{ a hajlító rezgéshullám hangsebessége.}$$

Az (1) parciális differenciálegyenlet megoldása az alábbi alakban keresendő:

$$y(x,t) = Y(x) \cos(\alpha t + \varepsilon). \quad (2)$$

A (2) összefüggést az (1) differenciálegyenletbe visszahelyettesítve tetszőleges időpontban az alábbi közönséges differenciálegyenlet adódik:

$$cY^{IV}(x) + \alpha^2 Y(x) = 0. \quad (3)$$

A differenciálegyenlet általános megoldása:

$$Y(x) = A \cos(kx) + B \sin(kx) + C \operatorname{ch}(kx) + D \operatorname{sh}(kx), \quad (4)$$

ahol:
$$k = \sqrt{\frac{\alpha}{c}}. \quad (5)$$

A peremfeltételek figyelembe vételével egy l hosszúságú rúd esetén a megoldást szabad-szabad, illetve befalazott-szabad rúdvégek esetén a (6), illetve (7) mátrixegyenletek szolgáltatják:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 \\ \operatorname{ch}(kl) & \operatorname{sh}(kl) & -\cos(kl) & -\sin(kl) \\ 0 & 1 & 0 & -1 \\ \operatorname{sh}(kl) & \operatorname{ch}(kl) & \sin(kl) & \cos(kl) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (6)$$

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ \operatorname{ch}(kl) & \operatorname{sh}(kl) & -\cos(kl) & -\sin(kl) \\ \operatorname{sh}(kl) & \operatorname{ch}(kl) & \sin(kl) & -\cos(kl) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (7)$$

A (6), (7) egyenleteknek akkor van triviálisól különböző megoldása, ha az együtthatómátrixuk determinánsa zérus. A determinánsokat kifejtve az alábbi összefüggések adódnak szabad-szabad (8), illetve befalazott-szabad (9) esetekre:

$$\operatorname{ch}(kl) \cos(kl) = 1, \quad \cos(kl) \operatorname{ch}(kl) = -1, \quad (8, 9)$$

A (8) és (9) egyenleteknek végtelen sok megoldásuk van, melyek numerikus módon számíthatók. Szabad-szabad (sz-sz), illetve befalazott-szabad (b-sz) esetekre $k_i l$ értékeit [3] alapján az 1. táblázat foglalja össze.

1. táblázat: A $k_i l$ értékei

i	$k_i l$ (sz-sz)	$k_i l$ (b-sz)
1	4,73004074	1,87510407
2	7,85320462	4,69409113
3	10,9956078	7,85475744
4	14,1371655	10,99554073
5	17,2787597	14,13716839
>5	$(2i+1)\frac{\pi}{2}$	$(2i-1)\frac{\pi}{2}$

Az (5) összefüggésből a saját körfrekvenciák, illetve a saját frekvenciák:

$$\alpha_i = k_i^2 c, \quad f_i = \frac{k_i^2 c}{2\pi}, \quad (10a, 10b)$$

A peremfeltételek figyelembevételével k_i ismeretében (4)-be visszahelyettesítve [5] szerint a tömegre normalizált lengésképek sz-sz (11) és b-sz (12) esetekben:

$$Y_i(x) = \frac{1}{\sqrt{\rho l}} [sh(k_i x) + \sin(k_i x) + \sigma(ch(k_i x) + \cos(k_i x))], \quad (11)$$

$$Y_i(x) = \frac{1}{\sqrt{\rho l}} [ch(k_i x) - \cos(k_i x) - \sigma(sh(k_i x) - \sin(k_i x))], \quad (12)$$

ahol a σ állandó a szabad-szabad esetben a (13), illetve befogott-szabad esetben (14)-ből számítható:

$$\sigma = \frac{\sin(k_i l) - sh(k_i l)}{ch(k_i l) - \cos(k_i l)}, \quad \sigma = \frac{ch(k_i l) + \cos(k_i l)}{sh(k_i l) + \sin(k_i l)} \quad (13, 14)$$

2. MEGOLDÁS VÉGESELEM MÓDSZERREL

Végeselem-módszer alkalmazása során a rudat véges számú hajlított rúdelemre bontjuk fel, így egy diszkrét rezgőrendszert kapunk, melynek dinamikai viselkedését a (15) közönséges differenciálegyenlet írja le:

$$\underline{\underline{M}}\ddot{q} + \underline{\underline{K}}q = \underline{\underline{f}}, \quad (15)$$

ahol $\underline{\underline{M}}$ a rúd tömegmátrixa, $\underline{\underline{K}}$ a rúd merevségi mátrixa és $\underline{\underline{f}}$ a rúdra ható külső erők csomóponti vektora.

[2] alapján egy h hosszúságú hajlított rúdelem merevségi és tömegmátrixa az alábbi formában írható fel:

$$\underline{\underline{K}}_e = \frac{EI_z}{h^3} \begin{bmatrix} 12 & 6h & -12 & 6h \\ 6h & 4h^2 & -6h & 2h^2 \\ -12 & -6h & 12 & -6h \\ 6h & 2h^2 & -6h & 4h^2 \end{bmatrix} = \frac{EI_z}{h^3} \underline{\underline{K}}, \quad (16)$$

$$\underline{\underline{M}}_e = \frac{\rho Ah}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22h & 54 & -13h \\ 22h & 4h^2 & 13h & -3h^2 \\ 54 & 13h & 156 & -22h \\ -13h & -3h^2 & -22h & 4h^2 \end{bmatrix} = \frac{\rho Ah}{420} \underline{\underline{M}}. \quad (17)$$

A (15) egyenlet homogén részének megoldása az alábbi sajátérték feladat megoldását igényli:

$$\left(\frac{EI_z}{h^3} \underline{\underline{K}} - \alpha_i^2 \frac{\rho Ah}{420} \underline{\underline{M}} \right) \underline{\underline{Y}}_i = \underline{\underline{0}}, \quad (18)$$

ahol α_i a rúd i -edik saját körfrekvenciája és $\underline{\underline{Y}}_i$ az i -edik saját körfrekvenciához tartozó lengéskép.

A (18) egyenlet az alábbi feltétel esetén teljesül:

$$\det[\underline{\underline{K}} - \lambda_i \underline{\underline{M}}] = 0 \quad (19)$$

ahol λ_i az általánosított (anyagtulajdonságokat és keresztmetszeti jellemzőket nem tartalmazó) rendszer sajátértéke, mely a (18) és a (19) egyenletek összevetéséből (20) szerint számítható:

$$\lambda_i = \alpha_i^2 \frac{\rho Ah}{420} \left(\frac{EI_z}{h^3} \right)^{-1}, \quad (20)$$

ahonnan a tényleges rendszer saját körfrekvenciája és sajátfrekvenciája:

$$\alpha_i = \sqrt{\frac{420EI_z}{h^4 A \rho}} \lambda_i, \quad f_i = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{420EI_z}{h^4 A \rho}} \lambda_i. \quad (21a, 21b)$$

A sajátkörfrekvenciák ismeretében a lengésképek a (18) egyenletbe visszahelyettesítve adódnak.

3. CRAIG-BAMPTON MÓDSZER

A *Craig-Bampton* (*CB*) módszer alkalmazása során perem-, illetve belső elmozdulás koordinátákat kell kijelölni, melyek alapján a (15) mozgásegyenlet az alábbi particionált formában írható:

$$\begin{bmatrix} \underline{\underline{M}}_{mm} & \underline{\underline{M}}_{ms} \\ \underline{\underline{M}}_{sm} & \underline{\underline{M}}_{ss} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{\underline{q}}_m \\ \underline{\underline{q}}_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \underline{\underline{K}}_{mm} & \underline{\underline{K}}_{ms} \\ \underline{\underline{K}}_{sm} & \underline{\underline{K}}_{ss} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{\underline{q}}_m \\ \underline{\underline{q}}_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{\underline{f}}_m \\ \underline{\underline{f}}_s \end{bmatrix}, \quad (22)$$

ahol az m index a perem-, míg az s index a belső szabadságfokokat jelöli.

A *CB* módszer során az eredeti rendszerből egy redukált - a perem elmozdulás koordinátákat, illetve a belső elmozdulás koordináták által alkotott rendszer redukált számú lengésképét tartalmazó - modellt állítunk elő, melynek redukált rendszer mátrixai az alábbi módon számíthatók:

$$\underline{\underline{M}} = \underline{\underline{T}}_{CB}^T \underline{\underline{M}} \underline{\underline{T}}_{CB}, \quad \underline{\underline{K}} = \underline{\underline{T}}_{CB}^T \underline{\underline{K}} \underline{\underline{T}}_{CB}, \quad (23, 24)$$

ahol $\underline{\underline{T}}_{CB}$ a *Craig-Bampton* transzformációs mátrix, melynek alakja [4] alapján:

$$\underline{\underline{T}}_{CB} = \begin{bmatrix} \underline{\underline{E}} & \underline{\underline{0}} \\ \underline{\underline{R}} & \underline{\underline{\Phi}} \end{bmatrix}, \quad (25)$$

ahol - $\underline{\underline{R}} = -\underline{\underline{K}}_{ss}^{-1} \underline{\underline{K}}_{sm}$ a *Guyan*-féle redukációs mátrix,

- $\underline{\underline{\Phi}}$ a belső elmozdulás koordináták által alkotott rendszer redukált, p számú lengésképét tartalmazó modális mátrix, melynek sajátvektorai az alábbi sajátérték feladatból számíthatók:

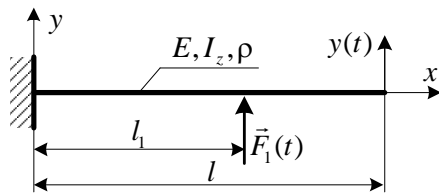
$$\left(\underline{\underline{K}}_{ss} - \alpha_{ss}^2 \underline{\underline{M}}_{ss} \right) \underline{\underline{Y}}_{ss} = \underline{\underline{0}}. \quad (26)$$

A redukált rendszer mátrixok segítségével a *CB* modell saját körfrekvenciái és sajátvektorai a (27) sajátérték feladatból számíthatók:

$$\left(\underline{\underline{K}} - \alpha_i^2 \underline{\underline{M}} \right) \underline{\underline{Y}}_i = \underline{\underline{0}}. \quad (27)$$

4. NUMERIKUS PÉLDA

A 3 pontban bemutatott módszerek hatékonyságát az alábbi feladaton vizsgáltuk meg. Adott az 1. ábrán látható l hosszúságú, bal végén befalazott rúd, melyet l_1 távolságban egy \vec{F}_1 egységnyi nagyságú erővel harmonikusan gerjesztünk.



1. ábra: A vizsgált feladat modellje

A feladat jellemzőit a 2. táblázat foglalja össze:

2. táblázat: A vizsgált feladat jellemző adatai

Jellemző	Jele	Értéke
A rúd hossza	l	1 000 mm
A keresztmetszet másodrendű nyomatéka	I_z	12 500 mm ⁴
A rugalmassági modulus	E	$2,1 \cdot 10^5$ MPa
A tömegsűrűség	ρ	$7,85 \cdot 10^{-9}$ t/mm ³
A gerjesztés helye	l_1	600 mm

A vizsgálat célkitűzése:

- 1) A mindkét végén szabad rúdon végrehajtani a *Craig-Bampton* féle modell-redukciót, majd összehasonlítani az egyes módszerek által szolgáltatott sajátfrekvenciákat.
- 2) A bal végén befalazott rúd esetén előállítani a megoldást az előző *CB* féle modell-redukciót felhasználva és összehasonlítani az egyes módszerek által szolgáltatott sajátfrekvenciákat.
- 3) Az $x=l_1$ helyen működtetett egységnyi amplitúdójú harmonikus gerjesztés esetén összehasonlítani az egyes módszerek segítségével az $x=l$ helyen számított elmozdulást a gerjesztő frekvencia függvényében.

4.1. A mindkét végén szabad rúd modell-redukciója

A modell-redukciót a rúd 11 csomópontú végelem (*VEM*) modelljén végeztük el. A csomóponti elmozdulás-vektor hajlítás esetén két koordinátát tartalmaz:

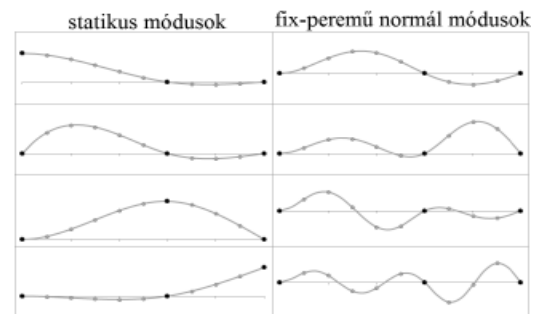
$$\vec{q}_i = \begin{bmatrix} y_i \\ \varphi_i \end{bmatrix} \quad (i=1,2,\dots,11), \quad (28)$$

ahol y_i az i -edik csomópont y irányú elmozdulása, φ_i pedig az i -edik csomópont keresztmetszetének z tengely körüli szögelfordulása.

A vizsgálat során az így adódó 22 általánosított elmozdulás koordinátából az alábbi négyet tartjuk meg:

- Az y_1 -et és a φ_1 -et a kinematikai peremfeltétel miatt.
- Az y_{13} -at, melyre a gerjesztő erőt írjuk elő.
- Az y_{21} -et, melynek nagyságát az adott gerjesztés esetén szeretnénk meghatározni.

Ennek megfelelően a *Craig-Bampton* modell-redukció során a fenti négy általánosított elmozdulás-koordinátát hagyjuk meg, azaz ezek lesznek a perem (vagy fő) elmozdulás koordináták, míg a többi a belső (vagy al) elmozdulás koordináta. A 2. ábra a feladat *Craig-Bampton* transzformációs mátrixában szereplő statikus módusokat (rezgésképeket), illetve az első négy rögzített-peremű normál módust / rezgésképet szemlélteti.



2. ábra: A statikus módusok és az első négy rögzített peremű normál módus szemléltetése

4.2. A mindkét végén szabad rúd modális vizsgálata

A kitűzött cél elérése érdekében a számításokat az alábbi hét modellen végeztük el:

- *A modell*: Az analitikus megoldás, mely referenciaként (az összehasonlítás alapjául) szolgál.
- *B modell*: A 22 szabadságfokú *VEM* modell.
- *C modell*: A 22 szabadságfokú *VEM* modellből létrehozott, 4 fizikai és 18 modális koordinátát tartalmazó *CB* modell.
- *D modell*: A 12 szabadságfokú *VEM* modell.
- *E modell*: Az eredetileg 22 szabadságfokú *VEM* modellből létrehozott 4 fizikai és 8 modális koordinátát tartalmazó *CB* modell.
- *F modell*: A 42 szabadságfokú *VEM* modellből létrehozott, 4 fizikai és 8 modális koordinátát tartalmazó *CB* modell.
- *G modell*: A 22 szabadságfokú *VEM* modellből létrehozott 4 fizikai és 4 modális koordinátát tartalmazó *CB* modell.

A mindkét végén szabad rúd első 20 sajátfrekvenciáit az előbbieken definiált modellekre a 3. táblázat foglalja össze.

3. Táblázat: A szabad rúd sajátfrekvenciái

	frekvencia [Hz]						
	A modell	B modell	C modell	D modell	E modell	F modell	G modell
1	159,50	159,50	159,50	159,58	159,51	159,50	159,53
2	439,66	439,77	439,77	441,06	439,82	439,74	441,65
3	861,91	862,71	862,71	870,23	862,83	862,14	865,23
4	1424,79	1428,21	1428,21	1438,99	1429,24	1426,72	1451,73
5	2128,39	2139,19	2139,19	2368,03	2141,31	2131,76	2262,99
6	2972,71	3000,16	3000,16	3409,14	3018,40	3001,16	5729,05
7	3957,75	4016,52	4016,52	4862,71	4061,57	4026,74	-
8	5083,50	5187,74	5187,74	6875,86	5230,66	5147,60	-
9	6349,98	6444,60	6444,60	10376,17	6543,00	6549,49	-
10	7757,18	8558,43	8558,43	10902,29	18323,14	18290,61	-
11	9305,10	10296,90	10296,90	-	-	-	-
12	10993,74	12434,42	12434,42	-	-	-	-
13	12823,10	14946,23	14946,23	-	-	-	-
14	14793,17	17887,34	17887,34	-	-	-	-
15	16903,97	21322,83	21322,83	-	-	-	-
16	19155,49	25279,58	25279,58	-	-	-	-
17	21547,73	29624,77	29624,77	-	-	-	-
18	24080,68	33746,27	33746,27	-	-	-	-
19	26754,36	42646,45	42646,45	-	-	-	-
20	29568,76	42725,62	42725,62	-	-	-	-

A 3. táblázat adataiból az alábbi megállapítások szűrhetők le:

- Ha a végeelem (*VEM*) modell szabadságfokát növeljük (a D modell 12 szabadságfokáról a B modell 22 szabadságfokára), akkor ezzel nem csak a kiszámított sajátfrekvenciák száma nő 12-ről 22-re, hanem alacsonyabb frekvenciatartományban a sajátfrekvenciák pontossága is javul.
- A B *VEM* és C *CB* modelleket összehasonlítva megállapítható, hogy ha a *CB* modell létrehozása során nem csökkentjük a mozgásegyenlet-rendszer ismeretlenek számát (dimenziószámát), azaz csak a koordináták egy részét alakítjuk át modális koordinátává, a *CB* módszer a *VEM* módszerrel azonos megoldást ad.
- Az egyik legfontosabb eredmény a D *VEM* és E *CB* modellek összehasonlításakor állapítható meg. A két modellben azonos, $n=12$ az ismeretlenek száma, tehát a mozgásegyenlet-rendszernek numerikusan azonos a műveletigénye. Pontosság szempontjából viszont a *CB* módszer általában sokkal jobb eredményeket szolgáltat. Rosszabb eredményt csak a 10. sajátfrekvencia esetén kapunk.
- Az E és F *CB* modelleket összehasonlítva azt láthatjuk, hogy a *CB* modell alapjául szolgáló *VEM* modell szabadságfokának növelése javítja ugyan a *CB* modell pontosságát, de nem számottevő mértékben.
- A G *CB* modellt vizsgálva azt látjuk, hogy az 5. sajátfrekvenciáig ez a modell is pontosabb eredményt ad, mint a D *VEM* modell és a korábban értékelt *CB* modellekhez hasonlóan ez is csak a legnagyobb sajátfrekvenciáján ad rosszabb közelítést.

4.2. A befalazott rúd modális vizsgálata

A befalazás, mint kinematikai peremfeltétel az $y_1 = 0$ és $\varphi_1 = 0$ előírásokat jelenti, mely az előző pontban szereplő vektorok és mátrixok 1. és 2. sorának és oszlopának a törlésével vehető figyelembe. Ennek megfelelően a kinematikai peremfeltétel figyelembe vétele után az előző alfejezetben megadott modellek annyiban módosulnak, hogy a *VEM* modellek 22 helyett 20 szabadságfokkal rendelkeznek, míg a *CB* modellek 4 helyett 2 fizikai koordinátát tartalmaznak. A befalazott rúd esetén az egyes modellek által szolgáltatott sajátfrekvenciákat a 4. táblázat foglalja össze.

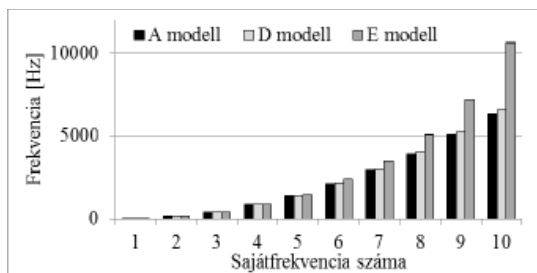
4. Táblázat: A befalazott rúd sajátfrekvenciái

	frekvencia [Hz]						
	A modell	B modell	C modell	D modell	E modell	F modell	G modell
1	25,07	25,07	25,07	25,07	25,07	25,07	25,07
2	157,08	157,09	157,09	157,16	157,09	157,09	157,14
3	439,84	439,95	439,95	441,42	439,98	439,89	440,92
4	861,90	862,73	862,73	872,01	862,83	862,08	864,02
5	1424,79	1428,38	1428,38	1447,32	1429,01	1425,99	1456,61
6	2128,39	2139,88	2139,88	2404,40	2141,82	2131,23	2286,02
7	2972,71	3002,35	3002,35	3516,45	3019,93	2999,17	-
8	3957,75	4022,32	4022,32	5099,63	4065,93	4023,08	-
9	5083,50	5200,81	5200,81	7244,41	5239,18	5134,97	-
10	6349,98	6465,36	6465,36	10656,91	6566,93	6561,01	-
11	7757,18	8605,11	8605,11	-	-	-	-
12	9305,10	10396,05	10396,05	-	-	-	-
13	10993,74	12602,43	12602,43	-	-	-	-
14	12823,10	15210,29	15210,29	-	-	-	-
15	14793,17	18277,41	18277,41	-	-	-	-
16	16903,97	21859,92	21859,92	-	-	-	-
17	19155,49	25944,34	25944,34	-	-	-	-
18	21547,73	30288,78	30288,78	-	-	-	-
19	24080,68	34108,53	34108,53	-	-	-	-
20	26754,36	42686,42	42686,42	-	-	-	-

A 4. táblázatból a 3. táblázathoz hasonló megállapítások szűrhetők le, két megjegyzéssel kiegészítve:

- A befalazott rúd esetén a *CB* modellek már az utolsó, legnagyobb sajátfrekvencián is jobb közelítést adnak, mint az azonos szabadságfokú végeelem-modell.
- Megállapítható továbbá, hogy a 4.1 alfejezetben ismertetett, négy általános elmozdulás koordinátát megtartó *CB* modellek mind a szabad, mind a befalazott tartó esetén jó közelítést adnak. Ezért a *Craig-Bampton* féle modellredukciónál a peremfeltételeket nem kell előre megadni, csak azokat az elmozduláskoordinátákat kell előírni, melyekre a későbbiekben esetleg kinematikai peremfeltételeket szeretnénk működtetni. A kinematikai peremfeltételek a redukció után is megadhatók, mint ahogy az a bemutatott példában is történt.

A 3. ábra az A, D és E modellek első 10 sajátfrekvenciáját hasonlítja össze. Jól látható, hogy az azonos számú ismeretlen tartalmazó E *VEM* és D *CB* modell közül utóbbi sokkal jobb közelítést ad a magasabb sajátfrekvenciákon.



3. ábra: A sajátfrekvenciák összehasonlítása

4.3. A befalazott rúd gerjesztett rezgései

A modális szuperpozíció értelmében a rúd elmozdulása x helyen:

$$y(x, t) = \sum_{i=1}^n u_i(t) Y_i(x), \quad (29)$$

ahol $u_i(t)$ az i -edik modális koordináta.

A (29) összefüggés mind az analitikus, mind a végesesemes, mind a *Craig-Bampton* modellel érvényes. Különbség csupán az n -ben van, mely analitikus megoldás esetén végtelen, míg végesesemes, illetve *CB* modell esetén a fizikai elmozdulás koordináták számával egyenlő.

A modális térben felírt, i -edik módushoz (rezgéképhez) tartozó mozgásegyenlet:

$$\ddot{u}_i + 2\zeta_i \alpha_i \dot{u}_i + \alpha_i^2 u_i = Y_i(l_i) F_i(t), \quad (30)$$

ahol ζ_i az i -edik módushoz tartozó csillapítási arány (vagy *Lehr*-féle csillapítási tényező).

Ha a t idő változóról a (31) *Laplace*-transzformációval áttérünk az $s = \sigma + j\omega$ komplex frekvencia (*Laplace*) változóra, akkor a mozgásegyenlet zérus kezdeti feltételek esetén az ún. *Laplace* tartományban felírva a (32) alakú:

$$U(s) = \mathcal{L}(u) = \int_0^{\infty} e^{-st} \cdot u(t) dt \quad (31)$$

$$(s^2 + 2\zeta_i \alpha_i s + \alpha_i^2) U_i(s) = Y_i(l_i) F_i(s), \quad (32)$$

$$\text{ahol: } (s^2 + 2\zeta_i \alpha_i s + \alpha_i^2) = Z_i(s), \quad (33)$$

az i -edik módushoz tartozó dinamikus merevség.

Az átviteli függvény a dinamikus merevség reciproka, tehát:

$$H_i(s) = \frac{1}{Z_i(s)} = \frac{1}{(s^2 + 2\zeta_i \alpha_i s + \alpha_i^2)}. \quad (34)$$

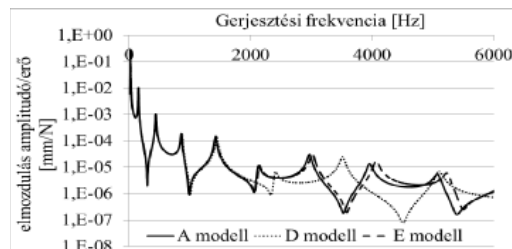
A frekvencia átviteli függvény az átviteli függvény $\sigma = 0$ -nál vett metszete, így a (34) összefüggés $s = j\omega$ helyettesítéssel:

$$H_i(\omega) = \frac{1}{(\alpha_i^2 - \omega^2) + j2\zeta_i \alpha_i \omega}. \quad (35)$$

A frekvencia átviteli függvény a fizikai térben:

$$H(\omega) = \sum_{i=1}^n Y_i(l_i) H_i(\omega) Y_i(l), \quad (36)$$

A frekvencia átviteli függvény az $x = l_i$ helyen működtetett egységnyi nagyságú harmonikus gerjesztés hatására az $x = l$ létrejövő elmozdulást írja le. $H(\omega)$ komplex mennyiség, melynek abszolút értéke az elmozdulás amplitúdóját, míg valós tengellyel bezárt szöge a gerjesztéshez képesti fáziskésést jellemzi. A 4. ábra az előbbit, az amplitúdót szemlélteti a gerjesztési frekvencia függvényében az A, D és E modellek esetén, $\zeta = 0,01$ csillapítási tényező mellett.



4. ábra: A frekvencia átviteli függvények összehasonlítása

A 4. ábra frekvencia függvényeinek eltolódása összhangban áll a 3. ábrán bemutatott sajátfrekvenciák eltolódásával. Látható, hogy körülbelül 2000 Hz-ig mindhárom modell jó közelítést ad, efelett viszont a D *VEM* modell egyre jobban eltolódik az analitikus A modellhez képest, míg az azonos dimenziószámú E *CB* modell esetében ez az eltolódás jóval kisebb.

5. ÖSSZEFOGLALÁS

A cikkben hajlító rezgéseket végző kontinuum rudak különböző *végesesemes*-, illetve *Craig-Bampton* modelljei által szolgáltatott eredmények lettek összevetve az analitikus megoldással pontosság, illetve dimenziószám tekintetében. A vizsgálatok alapján megállapítottuk, hogy azonos dimenziószám esetén a *Craig-Bampton* módszer sokkal pontosabb eredményeket biztosít magasabb frekvenciatartományokban, mint a végesesemes módszer.

6. IRODALOM

- [1] Égert J., Jezsó K.: *Mechanika-Rezgéstan*, Universitas-Győr Kht., Győr (2006)
- [2] Égert J., Pere B.: *Végeselem Analízis*, Universitas-Győr Kht., Győr (2011)
- [3] R. D. Blevins: *Formulas for Natural Frequency and Mode Shape*, Krieger Pub Co, Malabar, Florida (2001)
- [4] J. T. Young.: *Primer on the Craig-Bampton Method* (Based on input from William B. Haile) (2000)
- [5] T. Irvine.: *The Transverse Vibration Response of a Cantilever Beam Subject to an Applied Concentrated Force*, Vibrationdata Publications (2003)

DINAMIKAI RENDSZEREK STATIKUS, MODÁLIS ÉS HIBRID MODELL-REDUKCIÓS ELJÁRÁSOKKAL TÖRTÉNŐ DIMEN- ZIÓCSÖKKENTÉSI LEHETŐSÉGEI

DIMENSION REDUCTION OPPORTUNITIES OF MULTYBODY DYNAMIC SYSTEMS THROUGH STATIC, MODAL AND HYBRID MODEL ORDER REDUCTION METHODS

*Horváth Péter tanársegéd, Prof. Dr. Égert János egyetemi tanár
Széchenyi István Egyetem, Alkalmazott Mechanika Tanszék
9021, Győr, Egyetem tér 1.*

ABSTRACT

The paper deals with the fundamental question of the elastic multibody simulation. The key step of this type of simulation is the model order reduction i.e. the reduction of the dimension of the finite element equation of motion. This paper discusses the three main classical types of model order reduction, the modal reduction, the physical (or Guyan) reduction, and the hybrid reduction (especially the Craig-Bampton method).

1. BEVEZETÉS

A több alkatrészből felépülő mechanizmusoknak, gépszerkezeteknek – mint például egy belsőégésű motor forgattyús mechanizmusának – a vizsgálata mérnöki, mechanikai szempontból csatolt feladatnak, szilárdságtani, dinamikai, rezgéstani, kifáradási feladatok együttesének tekinthető. A gépszerkezet működésének a valóságot jól megközelítő leírása úgy végezhető el, ha minél több szerkezeti elemet, illetve folyamatot együtt vizsgálunk.

A szerkezeti elemek együttes vizsgálata általában rugalmas több-test szimuláció segítségével valósítható meg. Mivel a rugalmas testek diszkretizációjával – például a végelelem-módszer segítségével – rendkívül nagy szabadságfokú rendszert kapunk, ennek hatékony kezelése nehézségekbe ütközik. A rugalmas szabadságfokok csökkentése kulcsfontosságú lépés, ha a több-test szimuláció során rugalmas testeket szeretnénk alkalmazni, valamint a szimulációt hatékonyabbá szeretnénk tenni számítási szempontból. Ennek végrehajtására számos eljárást dolgoztak ki, melyek közül jelen munkában az iparban jelenleg leginkább elterjedt Craig-Bampton módszert, illetve az ezt megalapozó statikus (Guyan) és modális redukciót ismertetjük részletesen.

2. A RUGALMAS TÖBB-TEST RENDSZEREK VIZSGÁLATÁNAK ALAPJAI

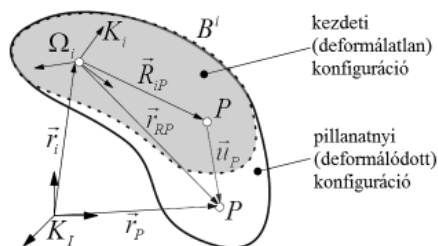
Egy klasszikus több-test rendszer merev elemeket / testeket tartalmaz, melyek ideális kapcsolati modellekkel (pl. csukló, csúszka, görgő, stb.) kapcsolódnak egymáshoz, illetve a környezethez. Számos mérnöki alkalmazás esetén, melynél a rugalmas hatások nem elhanyagolhatóak – mint például egy belsőégésű motor működésének vizsgálatánál – rugalmas több-test rendszereket alkalmazunk, melyeknél a klasszikus megközelítés kiegészül az alkatrészek rugalmas viselkedésének figyelembevételével. Azon több-test rendszerek esetén, melyeknél a rugalmas alakváltozás kicsi a merevtestszerű mozgáshoz képest, a lokális referencia módszert szokás alkalmazni. A módszer lényege, hogy a test mozgását szétválasztja a testhez kötött referencia koordináta-rendszer általában erőteljesen nemlineáris mozgására, valamint a referencia koordináta-rendszerekhez viszonyított kisméretű, lineárisan rugalmas alakváltozásból származó elmozdulásokra. A lokális referencia módszer alapján egy tetszőleges P pont $\vec{r}_p(t)$ mozgásfüggvénye kettéválasztható az i jelű testhez kötött K_i koordináta-rendszer P pontjának rendszerint nemlineáris $\vec{r}_i(t)$ mozgására, valamint az erre szuperponált, a referencia koordináta-rendszerhez viszonyított lineárisan rugalmas alakváltozásból származó $\vec{u}_p(t) = \vec{u}_p(\vec{R}_{ip}, t)$ elmozdulásra:

$$\vec{r}_p(t) = \underbrace{\vec{r}_{i\Omega}(t) + \vec{R}_{ip}(t)}_{\vec{r}_i(t)} + \underbrace{\vec{u}_p(\vec{R}_{ip}, t)}_{\text{elmozdulás az}} \quad (1)$$

merevtestszerű alakváltozásból
elmozdulás

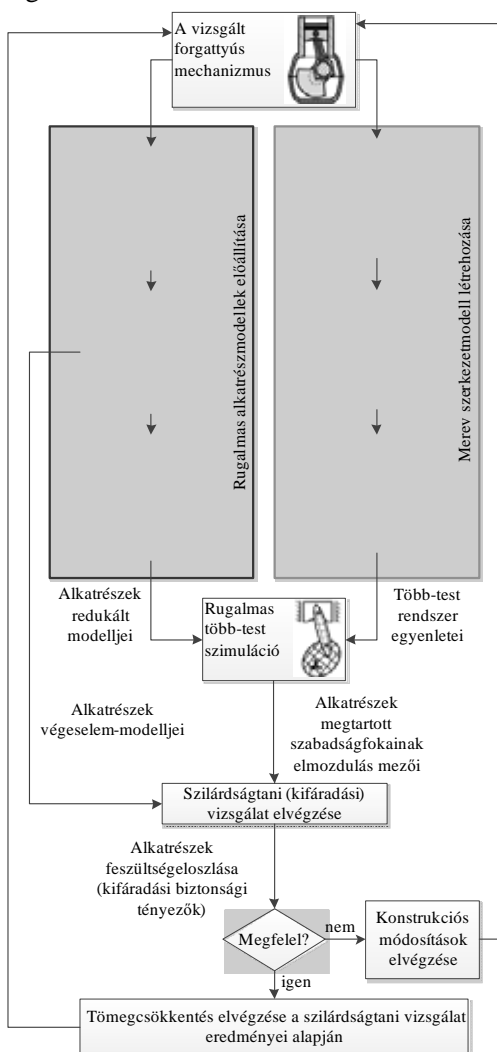
Az \vec{R}_{ip} vektor a testhez kötött mozgó K_i koordináta-rendszerben állandó, az álló K_l koordináta-rendszerben viszont az idő függvénye, mert a

test merevtestszerű forgó mozgását jellemzi (1. ábra).



1. ábra: Rugalmas test mozgásának leírása

A lokális referencia módszer alkalmazásával a rugalmas több-test modellezés két részre bontható: egyrészt a több merev testből álló mechanizmus merev szerkezetmodellezésére, másrészt az alkatrészek rugalmasságának modellezésére, ahogy azt a 2. ábra egy forgattyús mechanizmus tömegcsökkentési feladatán szemlélteti.



2. ábra: Forgattyús mechanizmus rugalmas több-test szimuláció segítségével megvalósított tömegcsökkentésének folyamatábrája

A rugalmas több-test szimuláció i jelű alkatrészének mozgásegyenlete az alábbi formában írható fel:

$$\begin{bmatrix} \underline{\underline{M}}_r & \underline{\underline{M}}_{re} \\ \underline{\underline{M}}_{er} & \underline{\underline{M}}_e \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{\underline{\ddot{q}}}_r \\ \underline{\underline{\ddot{q}}}_e \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \underline{\underline{K}}_e \underline{\underline{q}}_e + \underline{\underline{D}}_e \underline{\underline{\dot{q}}}_e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{\underline{f}}_r \\ \underline{\underline{f}}_e \end{bmatrix} \quad (2)$$

A $\underline{\underline{q}}$ csomóponti elmozdulásvektor r indexű része a merevtestszerű, míg az e indexű része a rugalmas elmozdulási koordinátákat tartalmazza. Ennek megfelelően a merevtestszerű mozgáshoz a tömegmátrix $\underline{\underline{M}}_r$ almátrixa tartozik, a merevtestszerű gyorsulásokat, illetve szöggyorsulásokat pedig a $\underline{\underline{\ddot{q}}}_r$ csomóponti elmozdulásvektor-rész írja le. Az $\underline{\underline{M}}_{re} = \underline{\underline{M}}_{er}^T$ almátrixok a koordináta-rendszereknek az egymáshoz képesti mozgását veszik figyelembe. A tehetetlenségi erőket és a külső erőket az $\underline{\underline{f}}_r$ és az $\underline{\underline{f}}_e$ erővektor foglalja magában. Az i jelű test rugalmas deformációját leíró mozgásegyenlet:

$$\underline{\underline{M}}_e \underline{\underline{\ddot{q}}}_e(t) + \underline{\underline{D}}_e \underline{\underline{\dot{q}}}_e(t) + \underline{\underline{K}}_e \underline{\underline{q}}_e(t) = \underline{\underline{f}}_e \quad (3)$$

ahol $\underline{\underline{D}}_e$ a test csillapítási és $\underline{\underline{K}}_e$ a test merevségi mátrixa.

3. A MODELL-REDUKCIÓ ALAPJAI

A mérnöki gyakorlatban egyre nagyobb igény mutatkozik arra, hogy a szimuláció minél pontosabb legyen és végrehajtása minél rövidebb számítási időt igényeljen. A számítási pontosság növelése a végelem felosztás sűrítésével érhető el, melynek következményeként jelentősen megnő a (3) mozgásegyenlet mérete (a mozgásegyenletben szereplő ismeretlenek száma), amely viszont drasztikusan megnöveli a szükséges számítási időt. A fenti ellentmondás áthidalása a modell-redukció révén lehetséges, melynek célja a mozgásegyenlet méretének drasztikus lecsökkentése úgy, hogy közben az eredeti szerkezet dinamikai viselkedése – legalább az általunk lényegesnek tartott frekvenciatartományban – közel változatlan maradjon.

A modell redukció során a rugalmas alakváltozást leíró (3) mozgásegyenlet egy olyan altérbe transzformálódik, melynek dimenziója / mérete lényegesen kisebb az eredeti tér dimenziójánál. Legyen az eredeti tér dimenziója N , a csökkentett n , ahol $n \ll N$. Az eredeti tér és a csökkentett dimenziójú altér elmozdulás vektorai közti összefüggés:

$$\underline{\underline{q}}_e = \underline{\underline{T}} \underline{\underline{\tilde{q}}}_e \quad (4)$$

ahol:

- $\underline{\underline{q}}_e \in \mathbb{R}^N$ az eredeti elmozdulás vektor,

- $\underline{\tilde{q}} \in \mathbb{R}^n$ a csökkentett dimenziójú, redukált elmozdulás vektor,
- $\underline{T} \in \mathbb{R}^{N \times n}$ a transzformációs mátrix, melynek oszlopvektorai az n dimenziós tér bázisai. (\mathbb{R} a valós számok halmaza.)

A modell redukció során feltételezzük, hogy a rendszer energiája állandó marad, így felírható az (5) egyenlet, amely alapján a $\underline{\tilde{K}}_e$ redukált merevségi mátrix meghatározható:

$$U = \frac{1}{2} \underline{q}^T \underline{K}_e \underline{q} = \frac{1}{2} \underline{\tilde{q}}^T \underline{T}^T \underline{K}_e \underline{T} \underline{\tilde{q}} = \frac{1}{2} \underline{\tilde{q}}^T \underline{\tilde{K}}_e \underline{\tilde{q}}. \quad (5)$$

$$\underline{\tilde{K}}_e = \underline{T}^T \underline{K}_e \underline{T}. \quad (6)$$

A redukált tömeg, illetve csillapítási mátrixok hasonló módon adódnak:

$$\underline{\tilde{M}}_e = \underline{T}^T \underline{M}_e \underline{T}, \quad \underline{\tilde{D}}_e = \underline{T}^T \underline{D}_e \underline{T}. \quad (7,8)$$

A redukált rendszer erővektora pedig az alábbi alakú:

$$\underline{\tilde{f}}_e = \underline{T}^T \underline{f}_e. \quad (9)$$

A több-test szimulációban résztvevő rugalmas test teljes mozgásegyenlete a transzformációs mátrix és redukált mátrixok felhasználásával az alábbi alakú:

$$\begin{bmatrix} \underline{M}_r & \underline{M}_{re} \underline{T} \\ \underline{T}^T \underline{M}_{er} & \underline{\tilde{M}}_e \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{\ddot{q}}_r \\ \underline{\ddot{q}}_e \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \underline{0} \\ \underline{\tilde{K}}_e \underline{\tilde{q}}_e + \underline{\tilde{D}}_e \underline{\dot{q}}_e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{f}_r \\ \underline{\tilde{f}}_e \end{bmatrix}. \quad (10)$$

A redukált mátrixok előállításához szükséges transzformációs mátrix előállítására számos eljárás létezik. A modell-redukciós eljárások ebben különböznek egymástól. A klasszikus modell-redukciós eljárások három fő csoportba sorolhatóak:

- Modális redukció
- Statikus (Guyan) redukció
- Hibrid (statikus/modális) redukció

4. MODÁLIS REDUKCIÓ

Egy N szabadságfokú, csillapítatlan rezgőrendszer mozgásegyenlete az alábbi formában írható fel:

$$\underline{M} \underline{\ddot{q}} + \underline{K} \underline{q} = \underline{f}. \quad (11)$$

A fenti egyenlet megoldása a következő sajátérték feladat megoldását igényli:

$$(\underline{K} - \alpha_i^2 \underline{M}) \underline{\phi}_i = \underline{0}, \quad (i = 1, 2, \dots, N), \quad (12)$$

ahol α_i a rendszer i -dik saját körfrekvenciája és $\underline{\phi}_i$ az i -dik saját körfrekvenciához tartozó lengéskép.

A sajátérték probléma megoldása a rendszer saját körfrekvenciáit és lengésképeit szolgáltatja. A lengésképeket mátrixba rendezve kapjuk az ún. modális mátrixot:

$$\underline{\Phi} = \begin{bmatrix} \underline{\phi}_{=1} & \underline{\phi}_{=2} & \dots & \underline{\phi}_{=N} \end{bmatrix}. \quad (13)$$

A modális mátrixban szereplő lengésképek az \underline{M} tömegmátrixra nézve ortogonálisak és az elmozdulások / lengési amplitúdók egymáshoz viszonyított nagyságát tartalmazzák. Az egyes koordináták nagysága ezért ebben a formában nem összehasonlítható. Az összehasonlíthatóság a lengésképek tömegre (tömegmátrixra) történő normálásával érhető el. A tömegre normált sajátvektoroknak az alábbi egyenletet kell kielégíteniük:

$$\underline{\phi}_i^T \underline{M} \underline{\phi}_j = \delta_{ij}, \quad (14)$$

ahol δ_{ij} a Kronecker-delta függvényt jelöli ($\delta_{ij} = 1$, ha $i=j$ és $\delta_{ij} = 0$, ha $i \neq j$).

A (14) egyenlet kielégítéséhez az egyes sajátvektorokat egy Q modális tényezővel kell elosztani. Az i -edik sajátvektorhoz tartozó Q_i modális tényező:

$$Q_i = \sqrt{\underline{\phi}_i^T \underline{M} \underline{\phi}_i}. \quad (15)$$

A tömegre normált sajátvektorokból álló, tömegre normált $\underline{\Phi}_m$ modális mátrix segítségével a (11), fizikai térben felírt mozgásegyenlet felírható a modális térben:

$$\underline{M}_m \underline{\ddot{u}} + \underline{K}_m \underline{u} = \underline{f}_m, \quad (16)$$

$$\text{ahol: } \underline{u}(t) = \underline{\Phi}_m^{-1} \underline{q}(t), \quad (17)$$

$$\underline{M}_m = \underline{\Phi}_m^T \underline{M} \underline{\Phi}_m = \underline{E}, \quad (18)$$

$$\underline{K}_m = \underline{\Phi}_m^T \underline{K} \underline{\Phi}_m = \underline{\Lambda}, \quad (19)$$

$$\underline{f}_m = \underline{\Phi}_m^T \underline{f}. \quad (20)$$

A (18) képletben szereplő \underline{E} az egységmátrix, a (19) összefüggésben szereplő $\underline{\Lambda}$ pedig a sajátfrekvenciák négyzeteit tartalmazó diagonális mátrix.

A diagonális rendszermátrixoknak köszönhetően a modális térben felírt mozgásegyenlet egy lineárisan független homogén differenci-

ál-egyenlet rendszerhez vezet, melynek egyenletei így külön-külön megoldhatók. Az eredményül kapott \underline{u} modális koordinátákból az eredeti rendszer \underline{q} csomóponti elmozdulásai az alábbi módon számíthatók:

$$\underline{q} = \underline{\Phi} \underline{u} = \sum_{k=1}^N \underline{\phi}_k \underline{u}_k. \quad (21)$$

A gyakorlatban az egész normált modális mátrix felírása általában nem szükséges, mivel a magasabb frekvenciájú lengésképek hatása általában elenyésző. Ebből kifolyólag célszerű egy redukált méretű modális mátrix használata, mely általában az első p db, a gerjesztés szempontjából domináns lengésképet tartalmazza, ahol $p \ll N$. A gyakorlatban általában elég a gerjesztőerő frekvenciájának 1,5-szeresénél kisebb sajátfrekvenciákhoz tartozó lengésképek figyelembe vétele [6]. Így a (21) egyenlet helyett a vizsgálatoknál általában a (22) összefüggést használjuk:

$$\underline{\tilde{q}} = \underline{\tilde{\Phi}} \underline{u} = \sum_{k=1}^p \underline{\tilde{\phi}}_k \underline{u}_k, \quad (22)$$

ahol $\underline{\tilde{\Phi}} \in \mathbb{R}^{N \times p}$ a redukált modális mátrix, vagy a modális transzformációs mátrix.

5. A STATIKUS (GUYAN) REDUKCIÓ

A statikus redukció során a rendszer szabadságfokát csökkentjük. Legyen adott egy N szabadságfokú végeelem-modell, melynek szabadságfokát csökkentjük le m -re úgy, hogy s szabadságfokot elhagyunk. Nevezzük a megtartott m számú elmozdulás koordinátát / szabadságfokot fő elmozdulás koordinátáknak, vagy főszerkezeti elmozdulásoknak, az elhagyottakat pedig al elmozdulás koordinátáknak, vagy alszerkezeti elmozdulásoknak. Ekkor az eredeti, valamint a fő- és al-szabadságfokok elmozdulás vektorai között felírható a (23) összefüggés:

$$\underline{q}_{=N} = \begin{bmatrix} \underline{q}_{=m} \\ \underline{q}_{=s} \end{bmatrix} = \underline{T} \underline{q}_{=m}, \quad m \ll N, \quad (23)$$

ahol $\underline{T} \in \mathbb{R}^{N \times m}$ a szabadságfok-transzformációs mátrix. Ennek meghatározásához a végeelemes egyensúlyi egyenletet a fő- és al-szabadságfokok szerint particionálva, mátrixblokkokra bontva írjuk fel:

$$\begin{bmatrix} \underline{K}_{=mm} & \underline{K}_{=ms} \\ \underline{K}_{=sm} & \underline{K}_{=ss} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{q}_{=m} \\ \underline{q}_{=s} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{f}_{=m} \\ \underline{f}_{=s} \end{bmatrix}. \quad (24)$$

A kijelölt mátrixszorzást elvégezve, fenti mátrixegyenlet második blokkora:

$$\underline{K}_{=sm} \underline{q}_{=m} + \underline{K}_{=ss} \underline{q}_{=s} = \underline{f}_{=s}, \quad (25)$$

melyből meghatározható az al-szabadságfokok elmozdulás vektora. Feltételezve, hogy az al-szabadságfokokra nem hat terhelés, a (25) egyenletből meghatározható az ún. Guyan-féle $\underline{R}_{=sm}$ redukciós mátrix:

$$\underline{q}_{=s} = -\underbrace{\underline{K}_{=ss}^{-1} \underline{K}_{=sm}}_{\underline{R}_{=sm}} \underline{q}_{=m} + \underbrace{\underline{K}_{=ss}^{-1} \underline{f}_{=s}}_{\underline{0}}. \quad (26)$$

Az össz-szabadságfokok $\underline{q}_{=N}$ és fő-szabadságfokok $\underline{q}_{=m}$ elmozdulásvektora közti összefüggést leíró Guyan-féle transzformációs mátrix úgy adódik, hogy minden egyes fő-szabadságfokra egy egységnyi nagyságú elmozdulást / szögelfordulást kell működtetni, miközben az összes többi fő-szabadságfok elmozdulása nulla. Ez gyakorlatilag a Guyan-féle redukciós mátrixnak egy $\underline{E}_{=mm}$ ($m \times m$)-es méretű egységmátrixszal történő kiegészítését jelenti. Így a Guyan-féle szabadságfok-transzformációs mátrix az alábbi alakú:

$$\underline{T}_{=G} = \begin{bmatrix} \underline{E}_{=mm} \\ \underline{R}_{=sm} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{E}_{=mm} \\ -\underline{K}_{=ss}^{-1} \underline{K}_{=sm} \end{bmatrix}. \quad (27)$$

Tehát a Guyan-féle szabadságfok-transzformációs mátrix egyes oszlopvektorainak jelentése a megtartott, fő szabadságfokok egységnyi elmozdulásához / szögelfordulásához tartozó deformált alak (statikus módus). Mivel a Guyan-féle koordináta-transzformációs mátrix figyelmen kívül hagyja a dinamikai hatásokat, a Guyan módszert statikus redukciónak is szokták nevezni.

6. HIBRID REDUKCIÓ

A hibrid redukció az előző két pontban ismertett modális redukció és Guyan-féle statikus redukció kombinációjának tekinthető. A módszer egy és több rugalmas alkatrészt, szerkezeti elemet (komponenst) tartalmazó mechanizmus / gépszervezet esetén is alkalmazható. Ez utóbbi esetben lehetővé téve a szerkezet egyes rugalmas testeinek külön-külön történő vizsgálatát. Így az eredeti feladat több kisebb méretű problémára vezethető vissza, melyek párhuzamos megoldásával a számítási idő jelentősen lecsökkenthető. Ezért a szakirodalom ezt a módszert gyakran a komponens mód szintézis néven is említi.

A hibrid redukció során az eredeti szerkezet elmozdulás koordinátáit / szabadságfokait a Guyan-féle redukcióhoz hasonlóan fő-, illetve al-szabadságfokokra osztjuk. A gyakorlatban általában a fő szabadságfokok az eredeti végelelemmodell azon csomópontjainak a szabadságfokai, melyekre valamilyen kinematikai, vagy dinamikai peremfeltételt szeretnénk megadni, illetve amelyekkel a vizsgált alkatrész egy másik alkatrészhez kapcsolódik. Ezért a hibrid redukció esetén a fő-szabadságfok helyett inkább a külső- vagy perem elmozdulás / szabadságfok az elterjedtebb elnevezés, míg az al-szabadságfok helyett a belső elmozdulás / szabadságfok a szokásos elnevezés.

A szerkezet dinamikai jellemzése alapján a hibrid redukciónak több változata létezik, melyek közül jelen cikkben a legelterjedtebben használt Craig-Bampton módszert ismertetjük.

7. A CRAIG-BAMPTON MÓDSZER

A módszer alkalmazásához első lépésként ki kell jelölni a perem- illetve belső szabadságfokokat, melyek alapján felírható az eredeti végelelemmodell particionált mozgásegyenlete, mely a csillapítás elhanyagolása mellett az alábbi alakú:

$$\begin{bmatrix} \underline{\underline{M}}_{mm} & \underline{\underline{M}}_{ms} \\ \underline{\underline{M}}_{sm} & \underline{\underline{M}}_{ss} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\underline{q}}_m \\ \ddot{\underline{q}}_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \underline{\underline{K}}_{mm} & \underline{\underline{K}}_{ms} \\ \underline{\underline{K}}_{sm} & \underline{\underline{K}}_{ss} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{q}_m \\ \underline{q}_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{f}_m \\ \underline{f}_s \end{bmatrix} \quad (28)$$

A Craig-Bampton transzformációhoz ezután egy statikus és egy modális redukció útján juthatunk el. A statikus redukció az 5. pontban ismertetett módon végezhető el. A (26) egyenletből a belső szabadságfokok statikus elmozdulása:

$$\underline{q}_{=s}^{stat} = -\underline{\underline{K}}_{ss}^{-1} \underline{\underline{K}}_{sm} \underline{q}_{=m} = \underline{\underline{R}}_{sm} \underline{q}_{=m} \quad (29)$$

Ezt kiegészítve az $\underline{\underline{E}}_{mm}$ egységmátrixszal, a Craig-Bampton transzformációs mátrix statikus része adódik, mely gyakorlatilag a (27) egyenletben szereplő Guyan-féle szabadságfok-transzformációs mátrixszal azonos:

$$\underline{\underline{S}}_{CB} = \underline{\underline{T}}_G = \begin{bmatrix} \underline{\underline{E}}_{mm} \\ \underline{\underline{R}}_{sm} \end{bmatrix} \quad (30)$$

Ennek felhasználásával az össz-szabadságfok és fő szabadságfokok közti összefüggés a (23) szerint:

$$\underline{q}_{=N}^{stat} = \underline{\underline{S}}_{CB} \underline{q}_{=m} \quad (31)$$

A szerkezet dinamikai viselkedésének jellemzéséhez a belső fizikai szabadságfokokat / belső elmozdulás koordinátákat a modális térbe kell transzformálni. Ez a transzformáció a belső

szabadságfokok által meghatározott rezgőrendszer sajátérték-problémájának megoldását igényli.

$$\left(\underline{\underline{K}}_{=ss} - \alpha_{ss}^2 \underline{\underline{M}}_{=ss} \right) \underline{\phi} = \underline{0} \quad (32)$$

A (32) egyenlet megoldása a belső szabadságfokok által meghatározott rezgőrendszer saját körfrekvenciáit és lengésképeit szolgáltatja. Mivel az egyenletben a perem-szabadságfokok nem szerepelnek, ezért azok elmozdulása nullának tekinthető. Az így kapott tömegre normalizált lengésképeket a szakirodalom fix peremű normál-módusok / normál rezgéseképek néven illeti.

A tömegre normalizált modális mátrixon ezt követően a 4. pontban részletezett modális redukciót hajtjuk végre, mely során az eredeti $\underline{\underline{\Phi}}_{=ss} \in \mathbb{R}^{s \times s}$ méretű modális mátrixból az első p domináns lengésképet meghagyva egy $\underline{\underline{\Phi}}_{=sp} \in \mathbb{R}^{s \times p}$ méretű redukált modális mátrix adódik, ahol $p \ll s$. Így a belső szabadságfokok dinamikus elmozdulása:

$$\underline{q}_{=s}^{din} = \underline{\underline{\Phi}}_{=sp} \underline{u}_s \quad (33.a)$$

$$\underline{u}_s = \underline{\underline{\Phi}}_{ps}^{-1} \underline{q}_{=s}^{din} \quad (33.b)$$

Mivel a perem szabadságfokok elmozdulása nulla, a belső szabadságfokok modális és az össz-szabadságfokok fizikai elmozdulása közti összefüggést megadó transzformációs mátrixhoz a redukált modális mátrixot még egy $\underline{0}_{=mp} \in \mathbb{R}^{m \times p}$

null mátrixszal kell kiegészíteni. Így a Craig-Bampton transzformációs mátrix dinamikus része:

$$\underline{\underline{D}}_{CB} = \begin{bmatrix} \underline{0}_{=mp} \\ \underline{\underline{\Phi}}_{=sp} \end{bmatrix} \quad (34)$$

Ennek felhasználásával az össz-szabadságfok fizikai elmozdulásai és a belső szabadságfokok redukált számú modális elmozdulás koordinátái közti összefüggés (23)-mal analóg módon:

$$\underline{q}_{=N}^{din} = \underline{\underline{D}}_{CB} \underline{u}_p \quad (35)$$

A szerkezet csomópontjainak elmozdulása az előzőekben ismertetett statikus és dinamikus elmozdulások szuperpozíciójaként állítható elő:

$$\underline{q}_{=N} = \underline{q}_{=N}^{stat} + \underline{q}_{=N}^{din} \quad (36)$$

A (36) összefüggésbe behelyettesítve a (31) és (35) összefüggéseket:

$$\underline{q}_{=N} = \underline{S}_{=CB} \underline{q}_{=m} + \underline{D}_{=CB} \underline{u}_{=p}. \quad (37)$$

A fenti egyenletbe a (30) és (34) összefüggéseket helyettesítve:

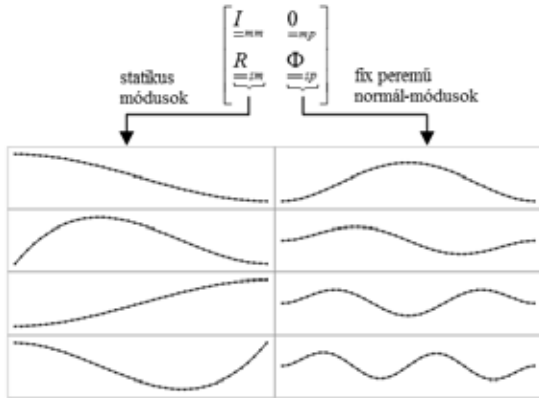
$$\begin{bmatrix} \underline{q}_{=m} \\ \underline{q}_{=s} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{E}_{=mm} & \underline{0}_{=mp} \\ \underline{R}_{=sm} & \underline{\Phi}_{=sp} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{q}_{=m} \\ \underline{u}_{=p} \end{bmatrix}, \quad (38)$$

amelyben a *Craig-Bampton* transzformációs mátrix:

$$\underline{T}_{=CB} = \begin{bmatrix} \underline{S}_{=CB} & \underline{D}_{=CB} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{E}_{=mm} & \underline{0}_{=mp} \\ \underline{R}_{=sm} & \underline{\Phi}_{=sp} \end{bmatrix}. \quad (39)$$

A (38) egyenletből látható, hogy a *Craig-Bampton* transzformáció az eredeti szerkezet fizikai koordinátáit egy hibrid elmozdulás vektorra transzformálja, amely a peremszabadságfokok fizikai elmozdulásait és a belső szabadságfokok egy redukált számú modális elmozdulás koordinátáit tartalmazza.

A *Craig-Bampton* transzformációs mátrix statikus és dinamikus részét szemlélteti a 3. ábra egy olyan hajlító kontinuumrezgéseket végző rúdra, amelynél a rúd két végén lévő csomópontot választjuk fő csomópontnak, azaz a rúd két végén a lehajlás és a keresztmetszet szögelfordulása a fő szabadságfokok.



3. ábra: A *Craig-Bampton* transzformációs mátrix fizikai tartalmának szemléltetése

A *Craig-Bampton* transzformációs mátrix felhasználásával az eredeti (28) mozgásegyenlet redukált tömeg és merevségi mátrixai az alábbi alakúak:

$$\underline{\tilde{M}}_{=CB} = \underline{T}_{=CB}^T \underline{M} \underline{T}_{=CB} = \begin{bmatrix} \left[\underline{S}_{=CB}^T \underline{M} \underline{S}_{=CB} \right]_{mm} & \left[\underline{S}_{=CB}^T \underline{M} \underline{D}_{=CB} \right]_{mp} \\ \left[\underline{D}_{=CB}^T \underline{M} \underline{S}_{=CB} \right]_{pm} & \underline{I}_{=pp} \end{bmatrix} \quad (40)$$

$$\underline{\tilde{K}}_{=CB} = \underline{T}_{=CB}^T \underline{K} \underline{T}_{=CB} = \begin{bmatrix} \left[\underline{S}_{=CB}^T \underline{K} \underline{S}_{=CB} \right]_{mm} & \underline{0}_{=mp} \\ \underline{0}_{=pm} & \underline{\Lambda}_{=pp} \end{bmatrix}. \quad (41)$$

A redukált rendszer mátrixok mérete a megtartott perem szabadságfokok és a megtartott módusok számának összege.

7. ÖSSZEFOGLALÁS

A cikkben három klasszikus modellredukációs eljárás, a modális-, a statikus-, illetve a *Craig-Bampton* féle eljárás került bemutatásra. A három közül az iparban a *Craig-Bampton* eljárás a legelterjedtebb, mely gyakorlatilag az előbbi kettő szintézisének tekinthető. Egy többszáz ezer szabadságfokú alkatrész redukálása során általában 10-100 számú fizikai szabadságfok, illetve hasonló számú módus megtartása a szokásos. A műveletigény a szabadságfokok számával négyzetesen nő, így az eredeti 10^{10} nagyságrendű probléma egy $10^2 - 10^4$ nagyságrendű problémává redukálható.

8. IRODALOM

- [1] Zu-Qing Qu: *Model Order Reduction Techniques with Applications in Finite Element Analysis*, Springer Science & Business Media, 2013 ISBN 978-1-84996-924-6.
- [2] F. C. Nowakowski, J. Fehr, M. Fischer, P. Eberhard: *Model Order Reduction in Elastic Multibody Systems using the Floating Frame of Reference Formulation*, Proceedings MATHMOD 2012.
- [3] F. C. Nowakowski, P. Kürschner, P. Eberhard, P., P. Benner: *Model reduction of an elastic crankshaft for elastic multibody simulations*, ZAMM-Journal of Applied Mathematics and Mechanics/Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik, 93(4), 198-216.
- [4] Horváth P., Égert J.: *Rugalmas több-test szimuláció szabadságfok csökkentési lehetőségei*, XXIV. Nemzetközi Gépészeti Találkozó, Déva, 2016. április 21 - 24., pp 214-217
- [5] Gazdag Z., Marcali M., Schuster M., Jakubik T.: *Modális alapú alrendszerre bontás módszerének analitikus példán keresztül való bemutatása*, XXIII. Nemzetközi Gépészeti Találkozó, Csíksomlyó, 2015. április 23 - 26., pp 105-108
- [6] J. T. Young.: *Primer on the Craig-Bampton Method*, (Based on input from William B. Haile), 2000.

FINOMESZTERGÁLÁSI ERŐMODELL MEGHATÁROZÁSA ELTÉRŐ ANYAGOK ESETÉN

DETERMINATION OF FINE TURNING FORCE MODEL IN CASE OF DIFFERENT MATERIALS

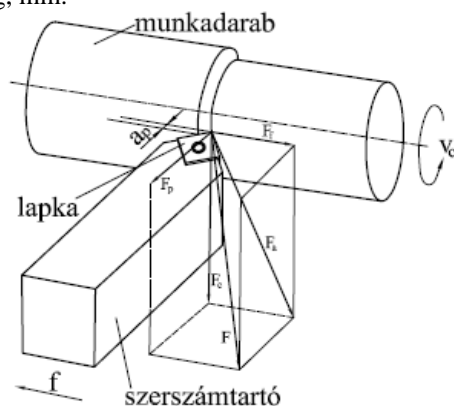
Horváth Richárd*, Lukács Judit**

ABSTRACT

The knowledge of cutting forces is very important in process planning. They might affect e.g. the deformation of the workpiece. In case of turning, the generated forces depend not only on the material properties and on cutting parameters (cutting speed, feed, depth of cut), but on the geometry of the chip (width and thickness) as well. In this paper the application of a force model adapted for fine turning is demonstrated in case of three different types of raw materials (C45, KO36 and AS12) by help of which the force components can be estimated with an adequate accuracy.

1. BEVEZETÉS

A forgácsolás közben fellépő erők nagy hatással vannak a termék (főleg vékony, karcsú munkadaraboknál) geometriai méreteire, tűréseire (pl.: köralakúság, köralakhiba, hengeresség-eltérés, ovalitás, kúposág, hordósság), melyek a gyártott darab fontos kritériumai. Ezért a forgácsoló erő ismerete napjainkban is fontos kutatási terület, hiszen a forgácsoló technológia fejlődése, az újabb szerszámok (bevonatok) és alapanyagok megkövetelik a forgácsoló erők pontos ismeretét. Az esztergálás mozgásviszonyait valamint a kialakuló térbeli erőrendszert ismerteti az 1. ábra, ahol: F_c – főforgácsolóerő, N; F_f – elötolás irányú erő, N; F_p – passzív erő, N, valamint F – az eredő erő, N; v_c – forgácsoló sebesség, m/min; f – elötolás, mm; a_p – fogásmélység, mm.



1. ábra Az esztergálás mozgásviszonyai és az esztergáláskor kialakuló térbeli erőrendszer

A forgácsolási folyamatok matematikai modellezése alapvetően kétféle módon történhet: mechanikai, illetve empirikus modellek konstruálásával. Az utóbbi években számos kutató foglalkozott különböző anyagok forgácsolhatósági vizsgálatával, forgácsolási erők optimalizálásával, mérésével illetve számításával.

Az acélok forgácsolhatóságának vizsgálata máig alapvető kutatási terület.

Atul[2] és társai AISI304 ausztenites korrózióálló acél forgácsolásának kutatását végezték AlTiCrN bevonatos szerszámmal. Tanulmányozták a fellépő erőhatásokat és forgácsolási hőmérsékletet. Vizsgálataikból azt állapították meg, hogy az erőkomponensekre az elötolás volt nagy hatással, míg a forgácsoló sebességnek alig volt hatása. Míg a forgácsolás közben kialakult hőmérsékletre a forgácsoló sebesség volt domináns hatással.

ČEP és társai[6] 13MoCrV6 és C45-ös acél forgácsolhatóságának vizsgálatát végezték kétféle eltérő tulajdonságú, de Si_3N_4 alapú kerámia szerszámmal megszakított forgácsolás körülményei között.

Cukor és Jurković[9] DIN Ck45 acél forgácsolhatóságát vizsgálták. A forgácsolási bemenő paraméterek függvényében (v_c , f , a_p) mérték a fellépő erőhatást, az esztergált felület érdességét, valamint a szerszámkopást, mint kimeneti paramétert. Vizsgálataikat bevonatos szerszámmal végezték száraz esztergálás körülményei között. Genetikus algoritmus segítségével kerestek összefüggést bemenő forgácsolási paraméterek és a kimenő mért paraméterek között.

Selvaraj és társai[29] kétféle duplex korrózióálló acél esztergálásának vizsgálatát végezte el száraz körülmények között. Vizsgálták a bemenő paraméterek forgácsolóerőre, gyártott felületi érdességre és a szerszámkopásra gyakorolt hatását. Megállapították, hogy az elötolás befolyásolja legnagyobb mértékben a forgácsolóerő értékét és a felületi érdességet, míg a forgácsolósebesség elsősorban a szerszámkopásra van hatással. Optimális beállítási paramétereket határoztak meg anyagonként, ahol a forgácsolóerő, illetve a felületi érdesség minimális.

A kemény esztergálás (edzett acélok esztergálása) különleges technológiát és szerszámot igényel. Ennek a területnek a kutatása is igen intenzíven folyik napjainkban.

Nayak és Sehgal[29] AISI D6 acél forgácsolhatóságát vizsgálták keményesztergáláskor. Vizsgálataikat három-

* adjunktus, Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar

** intézeti mérnök, Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar

féle CBN szerszámmal végezték. A forgácsolási teszt során mérték a főforgácsoló erő és a passzív erő értékét. A forgácsolóerő vizsgálatának eredményei alapján a következő megállapításokat tették: a főforgácsoló erőre (F_c) legnagyobb hatással az előtolás volt, míg elenyésző hatása volt a forgácsoló sebességnek.

Hakim és társai [11] egy erősen ötvözött szerszámacél (AISI T15), keményszertergálását kutatták többretegű (TiC/TiCN/Al₂O₃) bevonatos szerszám alkalmazásával. Munkájukban bizonyították, hogy bizonyos sebesség fölött ($v_c \approx 40$ m/min) mindhárom erőkomponens (F_c , F_f , F_p) alig függ a forgácsoló sebesség értékétől.

Kundrák és társai [26] keményszertergálással megmunkált felületek mikrokeménységének változását vizsgálták. Munkájukban megállapították, hogy bár közvetlenül nem befolyásolja a forgácsolóerő a felület keménységét a szakirodalom szerint, közvetve azonban a rendszerbe bevezetett mechanikus energia hőenergiává való átalakulása miatt mégis hatással van arra.

Chan és társai [7] GCr15csapágyacél forgácsolhatóságát vizsgálta. Kísérleteik során mérték a három erőkomponenst. Megállapították, hogy a forgácsolóerő értékére a legnagyobb hatással az előtolás volt.

Meddour és társai [28] AISI 52100 acélkeményszertergálását vizsgálták különböző csúcsgárral rendelkező kerámia szerszámokkal. Kutatásukban empirikus modellt építettek a forgácsoló erő becslésére a bemenő, szisztematikusan változtatott forgácsolási paraméterek alapján. A forgácsolóerőre vonatkozóan azt a megállapítást tették, hogy arra legnagyobb hatással a fogásmélység volt majd ezt követte az előtolás értéke, míg a forgácsoló sebességnek nem volt szignifikáns hatása.

Keményfém (WC-Co) esztergálás közbeni erőtani viszonyainak vizsgálatára mutat példát Zębala és Kowalczyk [35] polikristályos gyémánt szerszám (PCD) alkalmazásával. Háromféle alapanyagot vizsgáltak, melyek a Co tartalmukban különböztek (10, 15 és 25 tf%). Vizsgálataikban azt találták, hogy a 15 és 25 Co tf%-os alapanyagok forgácsolásánál nincs szignifikáns különbség a kialakuló forgácsolóerők között.

Számos kutató vizsgálja az újabb és újabb műszaki műanyagok (erősítetlen és erősített változatok – polimer kompozitok) forgácsolhatóságát.

Mata és társai [27] 30% szénszállal erősített poli-éter-éter-eton (PEEK CF30) forgácsolhatóságának vizsgálatát végezték el TiN bevonatos szerszámmal. Fuzzy alapú modellt készítettek, mellyel jól becsülhetőek a fellépő erőhatások.

Issam Hanafi és társai [14] szintén PEEK CF30 anyag esztergálásának vizsgálatát végezték el TiN bevonatos szerszámmal 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.

Fetecau és Stan [12] kétféle politetrafluoretilén (PTFE) alapú kompozit anyag forgácsolhatóságának vizsgálatát végezték el esztergálás technológiájánál: 32% szén és 3% grafit tartalmú - PTFE CG 32-3, valamint 15% újraképződött grafitot tartalmazót - PTFE GR 15. Kísérleteik során háromféle csúcsgárrú polikristályos gyémánt (PCD) szerszámot használtak. Kutatási eredményeikből kiderült, hogy a forgácsolóerőre az előtolás és a fogásmélység volt nagy hatással, míg a forgácsolóerő fő összetevője szinte állandó értékű a forgácsolósebesség és a lapka csúcsgara függvényében. Mindkét vizsgált anyagra külön-külön empirikus egyenletet közöltek.

A könnyűfémek felhasználása egyre növekvő tendenciát mutat. Ezért az ilyen anyagok vagy ötvözetük forgácsolhatóságának vizsgálata is fontos kutatási terület.

SiC-dal erősített alumínium kompozitokat (LM6) esztergáltak Joardar és társai [22] száraz körülmények között. Vizsgálataikhoz PCD szerszámot használtak. Empirikus modellt építettek a forgácsolóerő becslésére, melyben a forgácsolási paramétereken kívül a szilícium tartalom is szerepel bemenő paraméterként.

Colak [8] genetikus algoritmus segítségével határozta meg az optimális forgácsolási paramétereket Ti6Al4V titánötvözet esztergálásakor hagyományos és magasnyomással történő hűtés esetén. Optimalizálást végzett empirikus egyenletek segítségével három érték tekintetében: felületi érdesség, anyagleválasztási arány és gépteljesítmény.

Agustina [10] és társai alumíniumötvözetet (UNS A97075) vizsgáltak szárazon végzett esztergálásakor. Kétféle csúcsgárrú szerszámmal dolgozva mérték a forgácsolási erőkomponenseket. Azt a megállapítást tették, hogy kis előtoláson a különböző rádiuszú szerszám erőigénye igen hasonló volt.

A szerzők és társaik is foglalkoztak már alumínium forgácsolhatóságának vizsgálatával finomesztergálás körülményei között [16][17][19]. Kétféle nyomáson öntött, tömeggyártásban használt alumínium ötvözet (AS12 – eutektikus ötvözet és AS17 – hiper-eutektikus ötvözet) forgácsolhatósági vizsgálatát végezték el ötféle gyémánt szerszámmal. A gyártott felületi érdesség becslésére olyan fenomenológiai modellt hoztak létre, melyben a bemenő kvalitatív forgácsolási paramétereken kívül (v_c , f , a_p) az alapanyagok és a szerszám él anyagok is szerepeltek, mint minőségi változók [18]. Ezen kívül vizsgálták a gyártott felületi érdességek statisztikai paramétereit is (Rsk – ferdeségi mérőszám; Rku – lapultsági mérőszám), melyekről bebizonyították, hogy nem függenek a forgácsoló paraméterektől, csak a szerszám geometriájától [15]. Továbbá alumínium finomesztergálására új erőmodellt dolgoztak ki [21].

Hagyományostól eltérő esztergálási technológiáknál is fontos a forgácsolóerő ismerete, azok egzakt leírása.

Venkatesan és társai [34] lézerrel segített gyártásra (LAM – laser assisted machining) mutat be egy áttekinthető munkát és ismerteti annak jövőbeli fejlesztési lehetőségeit. Ezzel a módszerrel (lokalizált melegítés), csökkenthető a forgácsolóerő és a szerszámkopás értéke,

növelhető a felület minősége illetve az anyagleválasztás mennyisége.

A hagyományos hosszsztergálástól gyakran eltérő kinematikai, geometriai és technológiai viszonyok miatt a forgácsolóerő meghatározásához további vizsgálatok szükségesek. Így például Kunderák[25][31][32]és társai munkájukban bemutatták, hogy rotációs esztergálásnál (mellyel rendkívül nagy anyagleválasztási mennyiség érhető el) hogyan lehet meghatározni a forgácskeresztmetszet geometriai jellemzőit, valamint a forgácsolási paramétereket.

A szerzők ebben a cikkben a finomesztergálás körülményeit leíró erőmodell alkalmazhatóságát mutatják be, három eltérő szerkezeti anyag (C45, KO36 és AS12) esztergálásánál, mely a Kienzle-Victor[23]modellel alapul, de finomesztergálás technológiájára van adaptálva.

2. ANYAG ÉS MÓDSZER

2.1 A forgácsolási kísérletekhez felhasznált alapanyagok

Kísérleteinket három, jelentős mértékben eltérő technológiai tulajdonságokkal rendelkező anyagminőségen végeztük el.

Egy ötvözetlen szerkezeti acélon(C45, 1.0503).Az ötvözői összetétele az alábbi tf%-ban: C=0,42-0,5; Si= \leq 0,4; Mn=0,5-0,8; P= \leq 0,045; S= \leq 0,045; Cr= \leq 0,4; Mo= \leq 0,1; Ni= \leq 0,4; Cr+Ni+Mo= \leq 0,63.

Egy ausztenites korrózióálló acélon(KO36, 1.4541), Az ötvözői összetétele az alábbi tf%-ban: C= \leq 0,8; Si= \leq 1; Mn \leq 2; Cr=17-19; Ni=9-12.

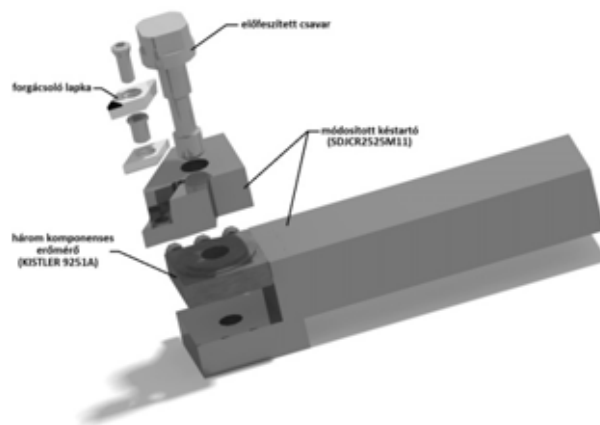
Végül vizsgálatainkat egy eutektikus összetételű alumínium ötvözetten végeztük(AS12), mely ötvözőinek összetétele az alábbi tf%-ban:Si=12,2-13,2; Fe =0,35-0,55; Cu \leq 0,04; Mn \leq 0,09; Mg \leq 0,04; Ni \leq 0,04; Zn \leq 0,09; Ti \leq 0,09.

2.2 A kísérletben használt szerszámok

Az szerkezeti acél forgácsolása (C45) CVD bevonatos (TiN/TiCN/Al₂O₃/TiN) keményfémlapkával történt. Lapkakód: DCMT 11T304 FG TT8115 CVD, gyártó: TaeguTec.A korrózióálló acél (KO36) vizsgálatához bevonatmentes CerMet lapkát (lapkakód: DCMT 11T304 PC CT3000, gyártó: TaeguTec), míg nyomásosan öntött alumínium ötvözet (AS12) megmunkálása bevonatmentes keményfém lapkával történt. Lapkakód: DCGT 11T304 FL K10, gyártó: TaeguTec.

2.3 A kísérletben használt eszközök, berendezések

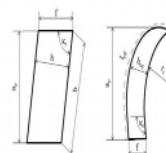
A forgácsolási kísérleteket Dugard Eagle BNC 1640CNC esztergagépen végeztük.Az erőmérésre egy speciálisan átalakított késszárat használtunk[20], melyet a szerzők kifejezetten a finomesztergáláskor fellépő kis erők mérésére fejlesztettek ki (2. ábra). A késszár (egy KISTLER 5019, töltéserősítőhöz lett csatlakoztatva. Az erőértékeket DynoWare szoftverrel értékeltük ki.



2. ábra Erőmérő rendszer szétvetett modellje [20]

2.4 Finomesztergálás technológiájára kifejlesztett erőmodell bemutatása

Az egyikelterjedten használt, Kienzle-Victor féle erőmodell(6)[23] alapját az előtolásból (f) és fogásmélységből (a_p),és a szerszám főélelhelyezési szögéből (κ_r) meghatározható forgács geometriai tényezői adják, úgy mint: h – forgácsvastagság, mm; b –forgácsszélesség, mm (3. ábra).



3. ábra Leválasztott forgácskeresztmetszet Kienzle-Victor modell esetére (csúcssugar elhanyagolásával)

Az 3. ábra alapján felírható, hogy:

$$b = \frac{a_p}{\sin \kappa_r} \quad (1)$$

$$h = f \cdot \sin \kappa_r \quad (2)$$

$$A = a_p \cdot f = b \cdot h \quad (3)$$

ahol, a_p – fogásmélység,mm; f – előtolás, mm; κ_r – szerszám főélelhelyezési szöge,°; b –forgácsszélesség, mm; h – forgácsvastagság,mm; és A – forgácskeresztmetszet,mm².

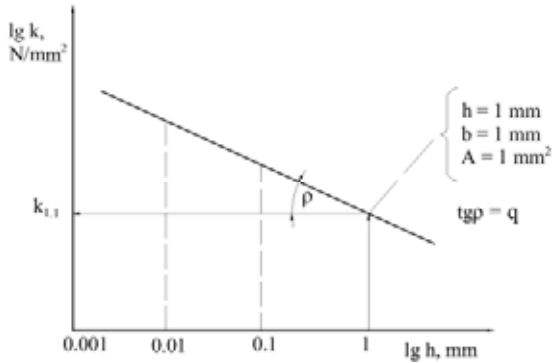
Kienzle-Victor modellje bevezeti a fajlagos forgácsolóerőt:

$$k_c = \frac{F_c}{A} \quad (4)$$

Mivel a fajlagos forgácsoló erő nagyban függ a forgács vastagságától [23] (4. ábra), ezért Kienzle és Victor bevezették a fajlagos forgácsolóerő főértékét:

$$k_{c1} = \frac{k_{c1.1}}{h^{q_c}} \quad (5)$$

ahol $k_{c1.1}$ – fajlagos forgácsolóerő, N/mm^2 ; $ab=1$ mm; $h=1$ mm; $A=1$ mm² leválasztott forgácskeresztmetszethez tartozó fajlagos forgácsolóerőértéke, q_c pedig empirikus módon meghatározott hatványkitevő.



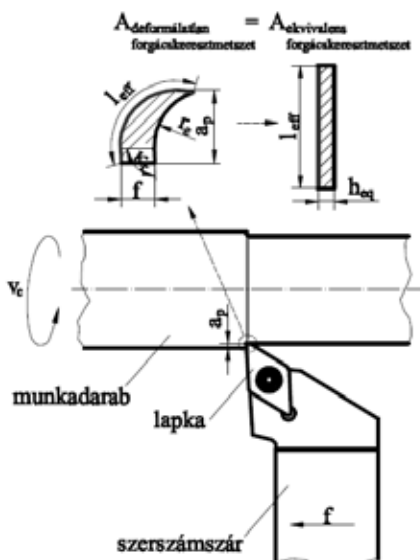
4. ábra A fajlagos forgácsoló erő változása a forgácskeresztmetszet függvényében

Ezek alapján Kienzle-Victorforgácsolóerő modellje a főforgácsolóerő komponensre az alábbi [23]:

$$F_c = k_c \cdot A = \frac{k_{c1.1}}{h^{q_c}} \cdot b \cdot h = k_{c1.1} \cdot h^{1-q_c} \cdot b \quad (6)$$

A Kienzle-Victor számítóképlet nagyoló esztergálásnál, elsősorban a főforgácsolóerő meghatározására szolgál, ahol a csúcsgár hatása el van hanyagolva.

Ezzel szemben finomesztergálás esetén, a forgács leválasztása nagyrészt ($a_p > r_\epsilon$), vagy teljes mértékben ($a_p \ll r_\epsilon$) a csúcsgáron történik, így a fent bemutatott Kienzle-Victor erőmodell nem alkalmazható. A forgács geometriai viszonyai is jelentősen eltérnek (5. ábra), hiszen a forgácskeresztmetszet nagyságrendekkel kisebb finomesztergálásnál. Emiatt új alakú jellemzők bevezetése válik szükségessé finomesztergálásnál kialakuló forgácskeresztmetszet jellemzésére.



5. ábra Leválasztott forgácskeresztmetszet finomesztergáláskor

Csúcsgáron vagy annak közelében történő forgácsoláskor az elméleti forgács szélesség a működő, fogásban levő élhossz (l_{eff} , mm) (8) alkalmazása indokolt [5]:

$$l_{eff} = \frac{a_p - r_\epsilon \cdot (1 - \cos \kappa_r)}{\sin \kappa_r} + r_\epsilon \cdot \left(\kappa_r + \arcsin \frac{f}{2 \cdot r_\epsilon} \right) \quad (7)$$

ahol a_p – fogásmélység, mm; f – előtolás, mm; r_ϵ – szerző szám csúcsgara, mm; κ_r – főélelhelyezési szög, °.

Ennek ismeretében és a beállítási paraméterek alapján számítható az ekvivalens forgácsvastagság (9):

$$A = a_p \cdot f = l_{eff} \cdot h_{eq} \quad (8)$$

$$h_{eq} = \frac{A}{l_{eff}} = \frac{a_p \cdot f}{l_{eff}} \quad (9)$$

A fajlagos forgácsolóerő pedig a (4) alapján határozható meg:

$$k = \frac{F}{A} = \frac{F}{a_p \cdot f} = \frac{F}{l_{eff} \cdot h_{eq}} \quad (10)$$

Megállapítható, hogy a fajlagos forgácsolóerő nem egyértelműen a leválasztott forgács keresztmetszetének nagyságával, sokkal inkább az egyes geometriai paraméterekkel (h_{eq} és l_{eff}) van összefüggésben. Így a Kienzle-Victor féle számítóképlet Horváth [21] féle bővítése indokolt, ahol finomesztergálás technológiájára a fajlagos forgácsolóerő az alábbi alakban kereshető:

$$k = C \cdot h_{eq}^q \cdot l_{eff}^y \quad (11)$$

ahol $C = k_{1.1}$, N/mm^2 – fajlagos forgácsolóerő főértéke, q és y pedig empirikus módon meghatározott kitevők.

További problémát jelent azonban, hogy a finomesztergálás technológiai tartományában az $l_{eff} = 1$ mm és $h_{eq} = 1$ mm nem valósítható meg. Sőt a fajlagos forgácsolóerő növekedésének meredeksége nem konstans a forgácsvastagság csökkenésével [2][4]. Így a fajlagos forgácsolóerő új főértékét kell bevezetni ($k_{c1.0.1}$), melyek célszerűen $l_{eff} = 1$ mm; $h_{eq} = 0,1$ mm értékekhez tartoznak. A két főérték között az analitikai kapcsolat az alábbiak szerint alakul:

$$k_{1.0.1} = C \cdot h_{eq}^q \cdot l_{eff}^y = C \cdot 0,1^q \cdot 1^y = C \cdot 0,1^q = C \cdot 10^{-q} \quad (12)$$

$$C = k_{1.1} = \frac{k_{1.0.1}}{0,1^q} = \frac{k_{1.0.1}}{10^{-q}} = k_{1.0.1} \cdot 10^q \quad (13)$$

A forgácsolóerő modelljét pedig a (11) és a (13) alkalmazásával kapjuk [21]:

$$F = k \cdot A = k \cdot h_{eq} \cdot l_{eff} = k_{1.0.1} \cdot 10^q \cdot h_{eq}^{1+q} \cdot l_{eff}^{1+y} \quad (14)$$

2.5 Forgácsolási kísérletek

A kísérleti pontokat úgy választottuk meg, hogy azok a finomesztergálás technológiai tartományát teljes mértékben lefedjék. Ennek érdekében az előtolás értékeket hét egyenközű ($f = 0,03 \dots 0,15$, mm), míg a fogásmélység-

get három szinten ($a_p=0,25; 0,5; 0,7$ mm) változtattuk. A mérési pontokat, és a hozzájuk tartozó beállítási és geometriai jellemzőket tartalmazza a 1. táblázat.

1. táblázat Mérés pontok

Mérési pontok	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
8.	0,5	0,03	0,743	0,020	0,015
9.	0,5	0,05	0,753	0,033	0,025
10.	0,5	0,07	0,763	0,046	0,035
11.	0,5	0,09	0,774	0,058	0,045
12.	0,5	0,11	0,784	0,070	0,055
13.	0,5	0,13	0,794	0,082	0,065
14.	0,5	0,15	0,804	0,093	0,075
15.	0,7	0,03	0,944	0,022	0,021
16.	0,7	0,05	0,954	0,037	0,035
17.	0,7	0,07	0,964	0,051	0,049
18.	0,7	0,09	0,974	0,065	0,063
19.	0,7	0,11	0,984	0,078	0,077
20.	0,7	0,13	0,994	0,092	0,091
21.	0,7	0,15	1,004	0,105	0,105

A szerszám csúcsugarából adódóan a legnagyobb fogásmélység esetén a főél egy rövid szakasza vesz csupán részt a forgácsleválasztásban, míg a legkisebb érték beállításakor a csak szerszám csúcssugara.

A szakirodalomban több tanulmány vizsgálja a forgácsoló sebesség, valamint a fellépő erőhatások kapcsolatát. Eredményeik alapján megállapítható, hogy a forgácsoló sebesség változásának elhanyagolható hatása van a forgácsoló erő változására, az előtolás és a fogásmélység paraméterekkel szemben [1][7][11][12][13][28][29][33]. Ezért forgácsolási kísérletek végrehajtása anyagonként eltérő, mégis konstans forgácsoló sebesség mellett történt (2. táblázat).

2. táblázat Vizsgálatba vont anyagminőségekhez tartozó konstans forgácsoló sebesség értékek

Anyagminőség	C45	KO36	AS12
v_c , m/min	300	210	600

3. EREDMÉNYEK

Mindhárom anyagminőség esetén mértük a forgácsolóerő komponenseit (F_c, F_p, F_f - 1. ábra), melyek átlag értékeit tartalmazza a 3. táblázat.

3. táblázat Mért erőkomponensek értékei

Mér. pont	C45			KO36			AS12		
	F_c , N	F_f , N	F_p , N	F_c , N	F_f , N	F_p , N	F_c , N	F_f , N	F_p , N
1.	41,2	32,9	41,1	41,1	35,9	58,5	7,3	2,4	3,2
2.	50,9	36,0	50,2	53,8	37,9	60,9	10,7	3,1	4,0
3.	63,0	39,4	57,1	68,2	38,8	62,7	14,1	3,6	4,8
4.	70,2	42,0	63,8	75,0	42,5	66,2	16,8	4,0	5,5
5.	78,2	45,1	66,2	83,5	45,5	74,6	18,9	4,1	5,9
6.	88,4	49,0	71,6	92,5	50,8	76,9	21,1	4,4	6,3
7.	100,0	52,4	75,6	103,3	51,2	79,4	24,0	4,9	7,1
8.	70,0	72,3	44,9	75,6	82,3	56,3	14,0	5,8	2,8

9.	95,9	81,1	54,7	102,0	93,8	59,8	21,5	7,3	3,9
10.	125,5	89,2	63,8	128,3	102,2	62,2	28,5	8,6	4,9
11.	142,0	93,9	73,0	155,0	107,2	65,9	34,5	9,5	5,2
12.	160,8	103,5	82,2	170,8	110,2	67,5	39,8	10,3	5,8
13.	183,5	108,6	87,1	196,4	113,6	70,0	44,1	10,5	6,0
14.	198,2	114,5	92,3	222,8	118,4	74,1	48,3	10,8	6,3
15.	90,7	92,4	40,9	105,0	137,5	44,4	19,3	8,3	2,7
16.	124,0	109,0	51,4	145,8	169,8	49,2	29,8	11,3	3,8
17.	167,0	122,0	59,7	195,4	184,9	51,3	37,8	13,0	4,6
18.	185,0	134,9	70,5	219,3	197,4	53,8	45,0	14,1	5,1
19.	216,2	148,4	80,7	265,3	208,0	55,3	51,9	14,7	5,6
20.	246,0	154,3	89,7	293,0	215,0	58,9	58,5	14,8	5,8
21.	278,0	162,4	94,8	315,5	225,0	64,9	67,2	15,9	5,9

3.1 Fajlagos forgácsoló erők vizsgálata

A fajlagos forgácsolóerő egyes összetevőit a (4) alapján határoztuk meg. Majd kerestük a fajlagos forgácsolóerő finomesztergálásra adaptált modelljének (11) konstansait háromparaméteres hatványfüggvény-regresszióval. Minden vizsgált anyag és a hozzátartozó konstansok értékét tartalmazza a 4. táblázat.

4. táblázat Fajlagos forgácsolóerő modelljének (11) konstansai

	k_c			k_f			k_p		
	C_c	q_c	γ_c	C_f	q_f	γ_f	C_p	q_p	γ_p
C45	982	-0,408	0,094	268	-0,764	0,591	238	-0,557	-1,121
KO36	1193	-0,390	0,260	322	-0,820	1,155	98	-0,810	-1,370
AS12	358	-0,259	0,125	39	-0,635	0,751	22	-0,442	-1,542

A 4. táblázat értékeinek behelyettesítésével mindhárom anyag esetén a fajlagos forgácsolóerő komponensei (k_c, k_p, k_f) $\pm 10\%$ -on belüli eltéréssel jósolhatóak.

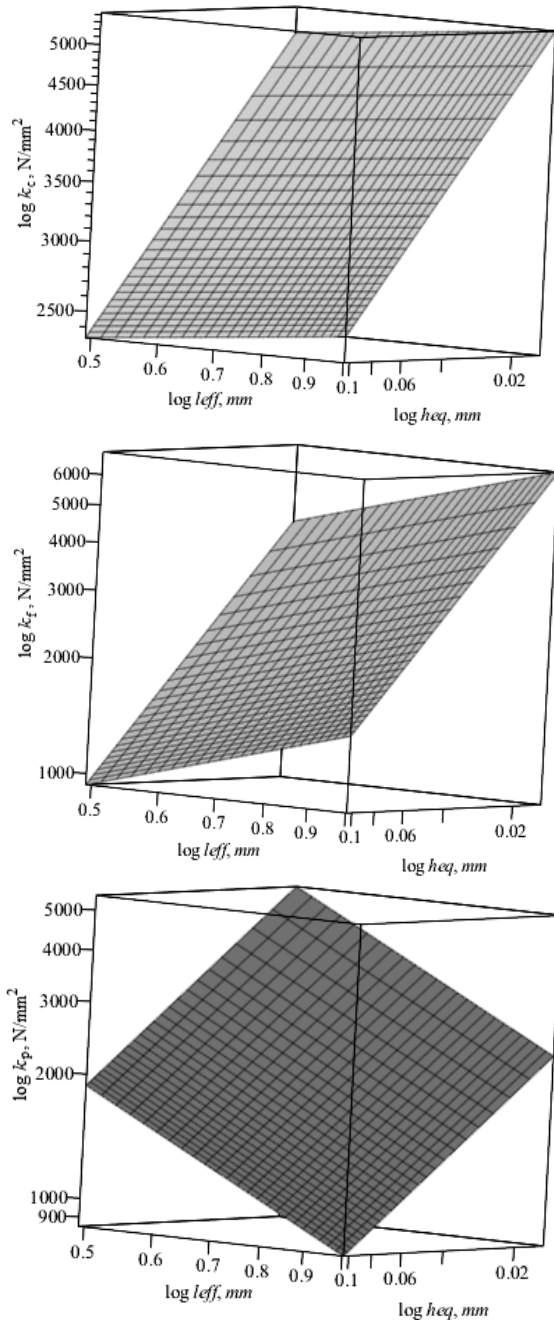
Ezt követően minden irányban meghatároztuk a fajlagos forgácsolóerő a finomesztergálás technológiai korlátain belül definiálható főértékeit, melyek a $h_{eq}=0,1$ mm és $l_{eff}=1$ mm-es leválasztott forgácskeresztmetszethez tartoznak (5. táblázat). Ezek felhasználásával a forgácsolóerő komponensek könnyen számolhatóak (15-23).

5. táblázat A fajlagos forgácsoló erő főértékei finomesztergálás esetén

	C45	KO36	AS12
$k_{c1,0,1}$	2513	2928	650
$k_{f1,0,1}$	1556	2127	168
$k_{p1,0,1}$	858	633	61

A 6. ábrán láthatóak az egyes erőkomponensek fajlagos forgácsolóerő értékei az ekvivalens forgácsvastagság (h_{eq}) és a fogásban lévő élhossz (l_{eff}) függvényében logaritmikusan léptékű diagramon C45-ös anyag esetén. Megállapítható, hogy a Kienzle-Victor modellel (lásd 4. ábra) hasonlóan a fajlagos forgácsolóerő értékek függenek a forgácsvastagságot jellemző ekvivalens forgácsvastagságtól, viszont nagy hatása van a fogásban lévő élszakasznak is, főként az előtoló és a passzív komponensek esetén. Ezért finomesztergáláskor szükségessé válik a forgácskeresztmetszet mindkét jellemző geometriai paraméterének a modellbe történő bevezetése (lásd (11)), mely a h_{eq} és l_{eff} tényezők hatását egyaránt figyelembe veszi. A 6. ábra felületei természetesen hasonlóan alakulnak a másik két anyag esetében is (KO36,

AS12) a rájuk jellemző fajlagos forgácsolóerő értékekkel.



6. ábra Fajlagos forgácsoló erő komponensek változása az ekvivalens forgácsvastagság és a fogásban lévő élszakasz függvényében (C45 anyag esetén)

3.2 Forgácsolóerő modellek

A fajlagos forgácsolóerő főértékét finomesztergálás technológiájára meghatározva (4. táblázat és 5. táblázat) megadható az (14) alapján minden vizsgált anyagra és minden forgácsoló erő komponensre a forgácsolóerő modell, melyek az alábbiak:

$$F_{c_C45} = 2513 \cdot 10^{-0,408} \cdot h_{eq}^{0,592} \cdot l_{eff}^{1,094} \quad (15)$$

$$F_{f_C45} = 1556 \cdot 10^{-0,764} \cdot h_{eq}^{0,236} \cdot l_{eff}^{1,591} \quad (16)$$

$$F_{p_C45} = 858 \cdot 10^{-0,557} \cdot h_{eq}^{0,443} \cdot l_{eff}^{-0,121} \quad (17)$$

$$F_{c_KO36} = 2928 \cdot 10^{-0,390} \cdot h_{eq}^{0,610} \cdot l_{eff}^{1,260} \quad (18)$$

$$F_{f_KO36} = 2127 \cdot 10^{-0,820} \cdot h_{eq}^{0,180} \cdot l_{eff}^{2,155} \quad (19)$$

$$F_{p_KO36} = 633 \cdot 10^{-0,810} \cdot h_{eq}^{0,190} \cdot l_{eff}^{-0,370} \quad (20)$$

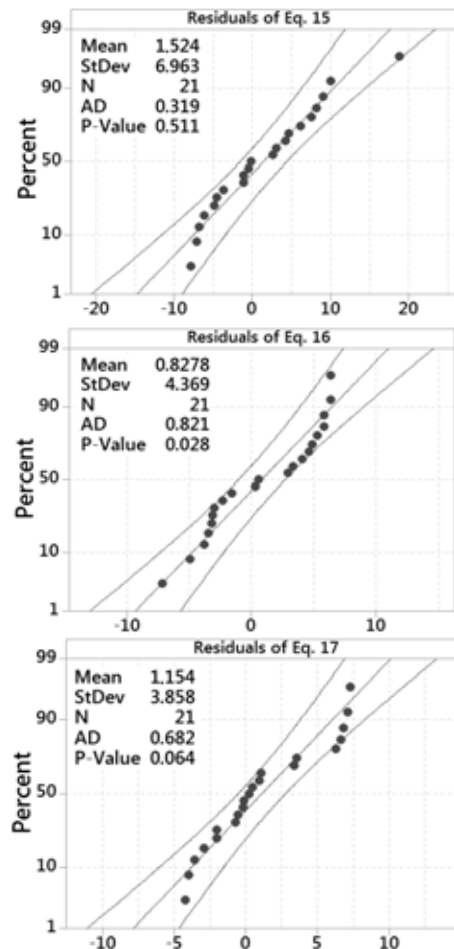
$$F_{c_AS12} = 650 \cdot 10^{-0,259} \cdot h_{eq}^{0,741} \cdot l_{eff}^{1,125} \quad (21)$$

$$F_{f_AS12} = 168 \cdot 10^{-0,635} \cdot h_{eq}^{0,365} \cdot l_{eff}^{1,751}$$

$$(22) F_{p_AS12} = 61 \cdot 10^{-0,442} \cdot h_{eq}^{0,558} \cdot l_{eff}^{-0,542} \quad (23)$$

3.3 Az erőmodellek ellenőrzése

A7.ábrán normlitáshálón ellenőrizve láthatóak a mért és a számított értékek. Megállapítható, hogy a hibák eloszlása normális és a várható értékük közelíti a nullát. Továbbá az erőmodellek (15-23) mindegyike 10%-on belüli eltérést eredményez, így a technológiai előtervezésben megfelelő pontossággal alkalmazhatóak.



7. ábra Reziduuumok vizsgálata normalitás hálón C45anyag esetén

4. ÖSSZEGZÉS

Ebben a cikkben egy finomsztergálás technológiájára kidolgozott erőmodellt és annak használhatóságát mutattuk be, három eltérő anyag típus esetén, melyek befejező megmunkálása gyakran történik forgácsolással. A cikkben bemutatott erőmodellről és annak használhatóságáról a következők vonhatóak le:

- finomsztergálás technológiájánál nem használható a h - forgácsvastagság és b - forgács szélesség, mint deformálatlan forgácskeresztmetszeti jellemző, hiszen ennél a technológiánál szinte kizárólag a csúc sugar veszt részt a forgácsleválasztásban. Ezért az erőmodellben bevezetésre került az ún. h_{eq} - ekvivalens forgácsvastagság és l_{eff} - fogásban lévő élszakasz;


- bizonyításra került, hogy a fajlagos forgácsolóerőt mindhárom erőkomponens esetén h_{eq} paraméteren kívül nagyban befolyásolja az l_{eff} érték is (főként k_f és k_p esetében), így l_{eff} hatása a fajlagos forgácsoló erő számításából nem elhanyagolható (11), mint nagy forgácskeresztmetszetek esetében (Kienzle-Victor modellnél).

- bizonyítottuk, hogy a finomsztergálásra kidolgozott erőmodell jól használható egymástól teljesen eltérő tulajdonságú anyagoknál is, tehát a modell használhatósága anyagfüggetlen;

- mivel a finomsztergáláskor leválasztott forgácskeresztmetszet nem összevethető a klasszikus Kienzle-Victor modellben használt forgácskeresztmetszettel, amely a $k_{1,1}$ fajlagos forgácsoló erő főértékével számol, ezért bevezetésre került egy finomsztergálás technológiájában használható $k_{1,0,1}$ érték. A három vizsgált alapanyagra meghatározásra kerültek ezek a fajlagos forgácsoló erő főértékek mindhárom erőkomponensre;

- a finomsztergálás technológiájára kidolgozott fajlagos forgácsoló értékekkel és a finomsztergálásra jellemző forgácskeresztmetszeti jellemzőkkel (h_{eq} , l_{eff}) olyan erőmodelleket alkottunk (mindhárom vizsgálatba vont anyagnál, mindhárom erőkomponens esetére), mellyel a forgácsolási erőkomponensek technológiai tervezésben megfelelő pontossággal ($\pm 10\%$) becsülhetők, valamint a mért és a becsült értékek közötti hibák eloszlása normális a várható értékük közel nulla.

5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

 AZ EMBERI ERŐFORRÁSOK
MINISZTERIUMA ÚJ NEMZETI KIVÁLÓSÁG
PROGRAMJÁNAK TÁMOGATÁSÁVAL KÉSZÜLT.

6. IRODALOM

[1] AOUCI H., YALLESE M. A., CHAOUI K., MABROUKI T., RIGAL J.: 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

- [2] ATUL P.K., Girish G. J., AMIT K., VIKAS G. S.: Investigation on cutting temperature and cutting force in turning AISI 304 austenitic stainless steel using AlTiCrN coated carbide insert; *International Journal of Machining and Machinability of Materials* 2 15.3-4 (2014) 147–156
- [3] BIRÓ I., CZAMPA M., SZALAY T.: Experimental model for the main cutting force in face milling of a high strength structural steel. *Period Polytech Mech.*, 59 (1) (2015) 8–15
- [4] BIRÓ I., SZALAY T.: Extension of empirical specific cutting force model for the process of fine chip-removing milling, *Int J AdvManufTechnol*, (2016) 1–9
- [5] BUS, C., TOUWEN N. A. L., VEENSTRA P. C., VAN DER WOLF A. C. H.: On the Significance of Equivalent Chip Thickness, *Annals of the CIRP*, XXIV. (1971) 121–124
- [6] ČEP R., JANÁSEK A., SADÍLEK M., ČEPOVÁ L.: Tungaloy ceramic cutting tools at interrupted machining, *Engineering Review* Vol. 32, Issue 2, (2012) 112–118,
- [7] CHEN T., LI S., HAN B., LIU G.: Study on cutting force and surface micro-topography of hard turning of GCr15 steel, *Int J AdvManufTechnol* (2014) 72:1639–1645
- [8] ÇOLAK O.: Optimization of Machining Performance in High-Pressure Assisted Turning of Ti6Al4V Alloy: *Strojnikivestnik - Journal of Mechanical Engineering* 60(2014)10, 675–681
- [9] CUKOR G., JURKOVIĆ Z.: Optimization of turning using evolutionary algorithms, *Engineering Review* Vol. 30 Issue 2, 1–10, 2010.
- [10] DE AGUSTINA B., BERNAL C., CAMACHO A. M., RUBIO E. M.: Experimental Analysis of the Cutting Forces Obtained in Dry Turning Processes of UNS A97075 Aluminium Alloys, *Procedia Engineering* 63 (2013) 694–699.
- [11] EL HAKIM M. A., SHALABY M. A., VELDHUIS S. C., DOSBAEVA G. K.: Effect of secondary hardening on cutting forces, cutting temperature, and tool wear in hard turning of high alloy tool steels, *Measurement* 65 (2015) 233–238
- [12] FETECAU C., STAN F.: Study of cutting force and surface roughness in the turning of polytetrafluoroethylene composites with a polycrystalline diamond tool, *Measurement* 45 (2012) 1367–1379.
- [13] GOKKAYA H., TASKESAN A.: The Effects of Cutting Speed and Feed Rate on Bue-Bul Formation, Cutting Forces and Surface Roughness When Machining Aa6351 (T6) Alloy; *Strojnikivestnik - Journal of Mechanical Engineering* 54(2008)7-8, 521–530
- [14] HANAFI I., KHAMLIHI A., CABRERA F. M., LOPEZ P. J. N., JABBOURI A.: Fuzzy rule based predictive model for cutting force in turning of rein-

- forced PEEK composite, *Measurement* 45 (2012) 1424–1435
- [15] HORVÁTH R., CZIFRA Á., DRÉGELYI-KISS Á.: Effect of conventional and non-conventional tool geometries to skewness and kurtosis of surface roughness in case of fine turning of aluminium alloys with diamond tools, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* (2015) 78:297–304
- [16] HORVÁTH R., DRÉGELYI-KISS Á., MÁTYÁSI GY.: Application of RSM Method for the Examination of Diamond Tools, *ActaPolytechnicaHungarica* Vol. 11, No. 2, 2014, 137-147
- [17] HORVÁTH R., DRÉGELYI-KISS Á., MÁTYÁSI GY.: The examination of surface roughness parameters in the fine turning of hypereutectic aluminium alloys, *University Politechnica of Bucharest Scientific Bulletin, Series D, Vol. 77, Iss. 2, 2015, 205-216*
- [18] HORVÁTH R., DRÉGELYI-KISS Á.: Analysis of surface roughness of aluminum alloys fine turned: United phenomenological models and multi-performance optimization, *Measurement* 65 (2015) 181–192
- [19] HORVÁTH R., MÁTYÁSI GY., DRÉGELYI-KISS Á.: Examination of the Machinability of Eutectic Aluminium Alloys, *Manufacturing Technology* 15:(5) (2015)830-836.
- [20] HORVÁTH R., PÁLINKÁS T., MÁTYÁSI GY.: Erőmérőrendszertervezése, kivitelezésé-sadaptációjafinomesztergáláskor fellépőkiserőkméréséhez, *GÉP* (2013)(6) 48–53
- [21] HORVÁTH R.: A New Model for Fine Turning Forces, *ActaPolytechnicaHungarica* Vol. 12, No. 7, 2015 pp- 109–128.
- [22] JOARDAR H., DAS N. S., SUTRADHAR G., SINGH S.: Application of response surface methodology for determining cutting force model in turning of LM6/SiCP metal matrix composite, *Measurement* 47 (2014) 452–464.
- [23] KIENZLE O., VICTOR H.: Die Bestimmung von Kräften und Leistungen an spanenden Werkzeugmaschinen, *VDI-Z* 94 (1952) 299–305.
- [24] KULKARNI A. P.; JOSHI G. G.; KAREKAR A.; SARGADE V. G.: Investigation on cutting temperature and cutting force in turning AISI 304 austenitic stainless steel using AlTiCrN coated carbide insert, *International Journal of Machining and Machinability of Materials (IJMMM)*, Vol. 15, No. 3/4, (2014) 147-156.
- [25] KUNDRÁK J., GYÁNI K., DESZPOTH I., SZTANKOVICS I.: Some topics in process planning of rotational turning, *Engineering Review*, Vol. 34, Issue 1, (2014) 23–32
- [26] KUNDRÁK J., MAMALIS A. G., GYANI K., BANA V.: Surface layer microhardness changes with high-speed turning of hardened steels, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 53:(1-4) (2011) 105-112.
- [27] MATA F.; HANAFI I.; BEAMUD E.; KHAMLICH A.; JABBOURI A.: Modelling of machining force components during turning of PEEK CF30 by TiN coated cutting tools using artificial intelligence, *International Journal of Machining and Machinability of Materials (IJMMM)*, Vol. 11, No. 3, (2012) 263–279
- [28] MEDDOUR I., YALLESE M. A., KHATTABI R., ELBAH M., BOULANOUAR L.: Investigation and modeling of cutting forces and surface roughness when hard turning of AISI 52100 steel with mixed ceramic tool: cutting conditions optimization, *Int J AdvManufTechnol* (2015) 77:1387–1399
- [29] NAYAK M., SEHGAL R.: Effect of Tool Material Properties and Cutting Conditions on Machinability of AISI D6 Steel During Hard Turning, *Arab J SciEng* (2015) 40 1151–1164
- [30] SELVARAJ D. P., CHANDRAMOHAN P., MOHANRAJ M.: Optimization of surface roughness, cutting force and tool wear of nitrogen alloyed duplex stainless steel in a dry turning process using Taguchi method, *Measurement* 49 (2014) 205–215
- [31] SZTANKOVICS I., KUNDRÁK J.: Determination of the Chip Width and the Undeformed Chip Thickness in Rotational Turning, *Key Engineering Materials* 581 (2014) 131–136.
- [32] SZTANKOVICS I., KUNDRÁK J.: Effect Of The Inclination Angle On The Defining Parameters Of Chip Removal In Rotational Turning, *Manufacturing Technology* 14 (1) (2014) 97–104.
- [33] VELCHEV S., KOLEV I., IVANOV K.: Research on the Influence of the Cutting Speed on the Specific Cutting Force During Turning; *Strojníškivestník - Journal of Mechanical Engineering* 55(2009)6, 400-405
- [34] VENKATESAN K., RAMANUJAM R., KUPPAN P.: A review on conventional and laser assisted machining of aluminium based metal matrix composites, *Engineering Review*, Vol. 34, 2, (2014) 75–84
- [35] ZĘBALA W., KOWALCZYK R.: Estimating the Effect of Cutting Data on Surface Roughness and Cutting Force during WC-Co Turning with PCD Tool using Taguchi Design and ANOVA Analysis *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* (2014) 1–16

AZ AKUSZTIKAI SZIMULÁCIÓ STATISZTIKAI MÓDSZEREI

STATISTICAL METHODS OF THE ACOUSTIC SIMULATION

Dr. Jálies Károly PhD, machijk@uni-miskolc.hu

ABSTRACT. Simulation methods are widely used in the field of acoustic. Depending on the complexity, the dimension and the frequency range of a problem different methods have to be applied. In some cases the exact solution is not possible, since the computational efforts would be too much. In that cases statistical approaches deliver good results. One of them, the Statistical Energy Analysis (SEA) will be here introduced.

1. BEVEZETÉS

A számítógépes szimulációs eljárások alapjait, pl. a végeselemes módszert (FEM), már a múlt század 60-as éveiben lefektették. A mai szemmel nézve primitív számítástechnika azonban nem tette lehetővé széleskörű alkalmazásukat. A személyi számítógépek az elmúlt 30 évben lezajlott robbanásszerű fejlődése következtében azonban mindenhol elérhetővé vált alkalmazásuk.

Általánosságban egy szimulációs eljárás feladata egy valós rendszer (objektum) átvezetése egy egyszerűsített matematikai, mechanikai modellbe. A modell leképzésénél a következőket kell figyelembe venni:

- idealizált megközelítés
- amennyire lehetséges, legyen pontos
- amennyire lehetséges, legyen egyszerű

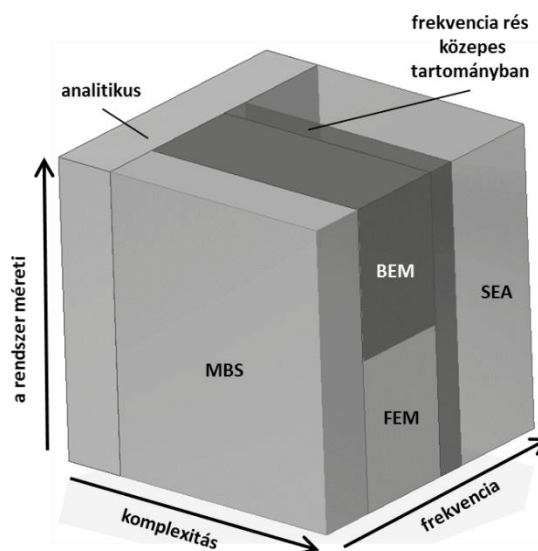
Végeredményben meg kell találni az egyensúlyt a modellpontosság és az előrejelzés minősége között.

2. MÓDSZEREK

Akusztikai problémák (zaj és rezgés) vizsgálatához jelenleg több módszer is rendelkezésre áll. Egy adott probléma megoldására azonban nem mindegyik módszer alkalmazható, hiszen az alkalmazhatóságuk az akusztikában nagymértékben függ a vizsgálni kívánt frekvenciatartománytól, a rendszer méreteitől és az összetettségétől. Ezek alapján az 1. ábrán vázolt módszerek jöhetnek szóba.

Látható, hogy pl. a széles körben alkalmazott végeselemes módszer (FEM) nagyméretű, komplex akusztikai probléma megoldásakor, mint pl. egy szgk. utasteri

zajának számítása, csak korlátozott frekvenciatartományban alkalmazható. ($f < 300$ Hz)



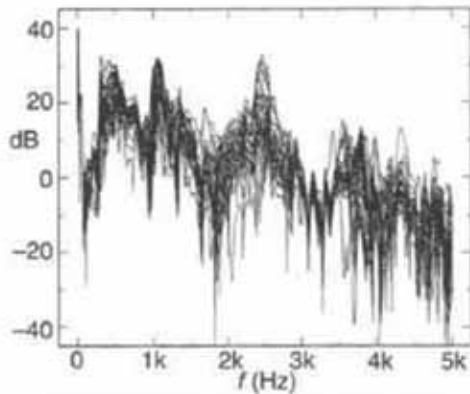
1. ábra: Szimulációs eljárások az akusztikában

3. A STATISZTIKUS ENERGIAFOLYAM ANALÍZIS (SEA)

A SEA módszer alapjait a FEM-hez hasonlóan már a múlt század 60-as éveiben lefektették. Konkrétan a Saturn sorozatú rakéták tervezésénél lépett föl az probléma, hogy a rakétajármű analitikusan becsült sajátfrekvenciáinak száma 0 - 2000 Hz-ig terjedő frekvenciatartományban meghaladta az 500.000-t. Ez akkori számítástechnikai lehetőségekkel egy kezelhetetlenül magas számot jelentett, hiszen azzal csak az első néhány sajátfrekvencia előrejelzésére volt lehetőség. Ekkor 1959-ben egymástól függetlenül R.H. Lyon és P.W. Smith végezték el a módszer első fejlesztéseit, majd 1960-tól ezt közösen folytatták.

A SEA módszer ellentétben a determinisztikus módszerekkel (pl. FEM) átlagos energiaértékeket számít. Ennek akkor is megmutatkozik az előnye, ha pl. a 2. ábra diagramját vizsgáljuk. Ezen 41 db azonos üres

alumínium sörös doboz frekvenciaválaszát látjuk egy akusztikus gerjesztésre. Látható, hogy a frekvenciaválaszok nagy szórást mutatnak annak ellenére, hogy a sörös dobozok látszólag azonos méretűek és egy gyártósorról kerültek le. Ez a példa is mutatja egy olyan szimulációs módszernek a szükségességét, amely statisztikus értékekkel dolgozik.



2. ábra: 41 db azonos üres sörös doboz frekvenciaválasza [2]

A „statisztika” fogalma alatt az SEA-ban azt értjük, hogy egyrészt mivel a frekvenciatartományt jobbra tercsávokra osztjuk, és tercsáv középfrekvenciáján végezzük a számításokat, ezért a tercsávon belüli frekvenciák átlagolása történik. Másrészt csak egy globális jellemzőt használunk egy alrendszer energiájának a jellemzésére, ez tehát egyfajta térbeli középértéket eredményez. Harmadrésztől egy populációs átlagolás is lehetséges, ha elegendő számú azonos rendszer áll rendelkezésre. Ez azonban a költségek és az időráfordítás szempontjából nehezen kivitelezhető.

A módszert jelenleg is a járműipar (közúti, vasúti, légi, vízi) alkalmazza, elsősorban nagyfrekvenciás belső zaj számítására, ill. előrejelzésére. A nagyfrekvenciás jelző egy relatív fogalomnak kell tekinteni, amely elsősorban a probléma méretétől függ. Pl. egy személyautó esetén a nagyfrekvenciás határt kb. 500 Hz környékén határozhatjuk meg. Addig ez a határ pl. nagyméretű hajók esetén akár 10 Hz alatt is lehet. A frekvenciafüggést a legjobban az ún. Helmholtz –számmal írhatjuk le mely a következőképpen határozható meg:

$$He = L/\lambda \gg 1 \quad (1)$$

ahol L egy karakterisztikus hossz, λ a hullámhossz. Látható, hogy nagy méret esetén

már alacsony frekvencia (azaz nagy hullámhossz) esetén is magas Helmholtz – számot kapunk, tehát a magas frekvenciatartományban vagyunk.

A módszer alapját következő teljesítményegyensúlyi egyenletek adják, melyeket a 3. ábra is illusztrál két alrendszerből álló rendszer esetén. Alrendszernek a SEA módszer szempontjából azt a szerkezeti elemet értjük, amely viszonylag függetlenül a többitől rezgéseket végezhet. Persze a kifejezés „független” nem lehet teljesen helytálló, hiszen az egyes elemek egymással fizikai kapcsolatban állnak. Másrészt egy elemen belül többfajta hullám is terjedhet (nyíró, kompressziós, stb.), melyeket külön alrendszerként kezelünk. Ez azt jelenti, hogy egy elem akár 4 alrendszert is generálhat. Néhány példa alrendszerek képzésére, különböző alakú, jellemzőjű elemekre:

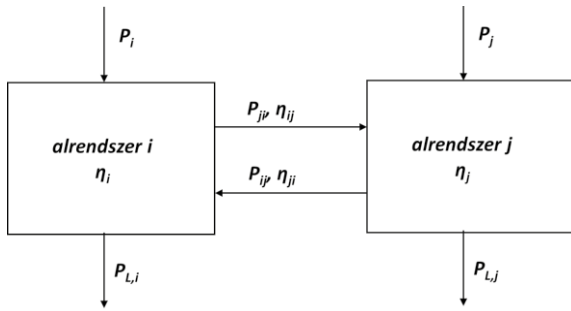
- *lemez*: hajlító, kompressziós és nyíró hullámok miatt három alrendszert képezünk, melyek a felület, vastagság, anyag, abszorpció paraméterekkel jellemezhető.
- *rúd*: négy hullámtípus jellemezhető, a nyíró, hajlító, kompressziós és torzós hullám miatt négy alrendszerrel írhatjuk le. Paraméterei a hosszúság, a keresztmetszet alakja, anyaga és a csillapítás
- *zárt térfogati elem (terem)*: csak longitudinális hullámok terjednek, ezért csak egy alrendszernek kezeljük, amelyet a térfogat, a közeg anyagjellemzői és az abszorpció tényező jellemez.

A rendszer egyik alrendszerével energiát közlünk, amely egy része az energiaközlés alrendszerében, pl. anyagcsillapítás miatt elnyelődik. A fennmaró rész átadódik a szomszédos alrendszerre, ahol annak egy része szintén elnyelődik. Ezt írja le az 2. egyenlet. A maradék továbbíthat egy harmadik, negyedik, stb. alrendszerre. Ez a folyamat fordított irányba is működik. Ezt írja le a 3. egyenlet [2,3].

$$P_i + P_{ji} = P_{ij} + P_{L,i} \quad (2)$$

$$P_j + P_{ij} = P_{ji} + P_{L,j} \quad (3)$$

ahol P_i és P_j a bevezetett teljesítmény, $P_{L,i}$ és $P_{L,j}$ az egyes alrendszerek belső vesztesége, valamint P_{ij} és P_{ji} az átvitt teljesítmény az i . alrendszerből a j . –be.



3. ábra: A SEA módszer alapja

Összegezve az 2. és 3. egyenletet, valamint bevezetve a modális sűrűség, n_i fogalmát, a következő mátrix formátumú egyenletrendszert kapjuk:

$$\begin{bmatrix} P_i \\ \vdots \\ P_n \end{bmatrix} = \omega \begin{bmatrix} \eta_i n_i & \cdots & -\eta_{ni} n_i \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ -\eta_{in} n & \cdots & \eta_n n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_i/n_i \\ \vdots \\ E_n/n_n \end{bmatrix} \quad (4)$$

ahol $[P_i]$ a bevezetett teljesítmények vektora, $[E_i/n_i]$ az egyes alrendszerek modális energiája, η_i a belső veszteségtényező (internal loss factor), η_{in} az átmeneti veszteségtényező (coupling loss factor).

Alkalmazva a következő állandósági feltételt

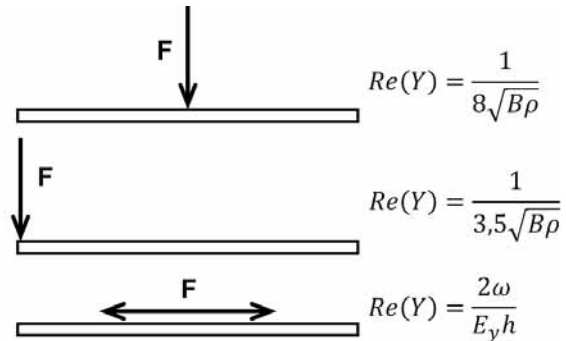
$$n_i \eta_{ij} = n_j \eta_{ji}, \quad (5)$$

az energiaátvitelt csak az egyik irányba kell figyelembe venni, tehát a 4. egyenlet mátrixának csak a főátló fölötti, vagy alatti részét kell számítani. Az főátló alatti, vagy fölötti rész számítása a 4. egyenlet alapján az állandósági feltétel alapján történik. Ez nagyméretű modellek esetén jelentős számítástechnikai igény csökkenést jelent. Különösen nagy rendszerek esetén sok alrendszer nincs kapcsolatban egymással, ezért a mátrix sok 0 értékű főátlón kívüli elemet fog tartalmazni. A továbbiakban a 4. egyenlet egyes elemeinek megadása történik.

Egy alrendszert háromféleképpen lehet gerjeszteni, azaz energiát közölni vele. Mechanikai úton erő-, vagy sebességgerjesztéssel, valamint léghanggerjesztéses úton. Példaként a sebességgerjesztés esetén a **bevitt teljesítményt** (energiát) az 6. egyenlet adja meg.

$$P_i = |F(\omega)|^2 Re(Y(\omega))/2 \quad (6)$$

ahol F a gerjesztő erő a frekvencia függvényében, $Y(\omega) = v(\omega)/F(\omega)$ a mobilitás a frekvencia függvényében. A mobilitás függvény valós részének számítását pl. lemezszerű alkatrésze az erő közlésének helyétől függően a 4. ábra szemlélteti.



4. ábra: A mobilitás számítása lemezszerű alkatrésze

Az **akusztikus energia** egy alrendszer elsődleges változójaként tekinthető, amely általános akusztikai változókkal is kifejezhető. Egy akusztikus és egy szerkezeti alrendszer energiája a következőképpen adható meg:

$$E_{i,aku} = (p_i^2 V_i)/(\rho_i c_i^2) \quad (7)$$

$$E_{i,str} = m_i v_i^2 \quad (8)$$

ahol p a hangnyomás, V a térfogat, ρ a sűrűség, c a hangsebesség, m a tömeg és v a rezgési sebesség.

Egy további fontos paraméter az alrendszer **belső csillapítása**, (belső veszteségtényező) η_i . Ez elsősorban az alrendszer anyagának belső csillapítását jelenti és a mozgási energia átalakulása hőenergiává jellemzi. Figyelembe vehető ezen kívül a csatolási jellemzők függvényében kisugárzott akusztikus energia is, ha azonban a sugárzás egy már a modellben szereplő másik alrendszerbe történik, ezt már figyelembe vettük, mint P_{ij} átvitt teljesítmény (lásd pl. 1. egyenlet). Számítása (a kisugárzás figyelembe vétele nélkül) a f frekvencia és a T_{60} lecsengési idő figyelembevételével a 9. egyenlet szerint végezhető.

$$\eta_i = \ln 10^6 / (2\pi f T_{60}) = 2,2 / (f T_{60}) \quad (9)$$

A leggyakrabban alkalmazott csatolástípusok lehetnek, rúdelem-rúdelem, rúdelem-lemez, lemez-lemez, valamint felületi csatolás lemez és egy térfogat között. A hosszú levezetést mellőzve egy rúdelem-rúdelem

alrendszer párra és egy akusztikus alrendszer párra a **csatolási veszteségtényező**

$$\eta_{12, str} = (Lc_{g1}\tau_{12})/(\omega\pi A_1) \quad (10)$$

$$\eta_{12, aku} = (c_0 A_1 \tau_{12})/(4\omega V_1) \quad (11)$$

ahol L csatlakozás geometriai hossza, c_{g1} az 1. alrendszerre vonatkozó, hajlítási merevségtől függő csoportsebesség, τ_{12} az átviteli tényező az 1. és 2. alrendszer között, A az 2. alrendszer felülete, V az alrendszer térfogata, c_0 a hangsebesség, ω a (kör)frekvencia.

A 4. egyenlet további fontos paramétere az n_i **modális sűrűség**, ami a vizsgált frekvenciasávba eső módusok számát adja meg, és a 12. egyenlettel számítható általánosan és egy egydimenziós L hosszúságú alakzatra:

$$n_i(\omega) = dN/d\omega = L/(\pi c_g) \quad (12)$$

ahol N az adott frekvenciasávban található módusok száma, ω a sáv szélessége, L a hossz és c_g a csoportsebesség. A számítás analitikusan elvégezhető különböző alakú elemek (rudak, lemezek, térfogati elemek) modális sűrűségének számításához, ahol az elemekre vonatkozó csoportsebesség, felület, kerület, vagy térfogat vesszük figyelembe.

A módszer alkalmazhatóságának több feltétele is van, ezek közül a legfontosabbak a következők:

- *linearitás*: jobbra kiindulhatunk egy szerkezet linearitásából, ha a gerjesztő amplitúdó nem túl nagy.
- *gyenge csatolás*: ez alatt azt értjük, hogy a közvetlenül gerjesztett alrendszer modális energiája jóval nagyobb, mint a szomszédos alrendszereké.
- *magas modális sűrűség*: ha egy bizonyos statisztikus pontosságot akarunk elérni, akkor az átlagolást lehetőleg sok értékkel kell elvégezni. Az SEA-ban általában tercsávokat veszünk alapul, amelyekben egy minimális számú módusnak lennie kell. Általában 3-6 módus frekvenciasávonként az elfogadott.
- *a módusok energia eloszlása*: azt feltételezzük, hogy egy frekvenciasáv összes energiája egyenletesen oszlik el a módusok között.
- *konzervatív csatolás*: Azt feltételezzük, hogy a csatolási helyeknek nincs veszteségük. Ez a gyakorlatban nehezen

elképzeltető, hiszen a csatlakozásoknál a mikro-elmozdulások következtében sűrűlódás is fellép. Azonban abból indulunk ki, hogy az egyes alrendszerek belső veszteségei jóval nagyobbak a csatolások veszteségeinél.

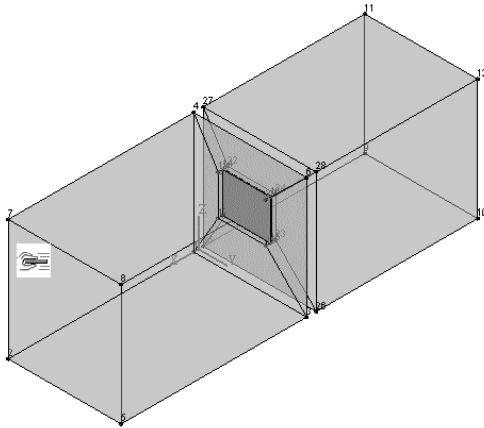
- *gerjesztés*: A rendszer egyes alrendszereinek gerjesztései egymástól függetlenek, nem korrelálnak egymással.

A matematikailag összehasonlítva pl. a FEM módszerrel, az SEA módszer egyszerű és gyors. Hátrányaként említhetjük azt, hogy csak átlagos energetikai értékeket szolgáltat, tehát egy diszkrét pontra vonatkozó pl. hangnyomásszint értéke nem számítható. Ezen kívül a többszörös átlagképzés miatt a fázisinformáció is eltűnik. Továbbá a modális sűrűség értékének elegendően nagyoknak kell ahhoz lennie, hogy pontos eredményeket kapjunk. A modális sűrűség kis frekvencián kicsi. Ez kisméretű alkatrészek esetén jellemző, hiszen pl. egy vizsgált tercsávban nem található egy sajátfrekvencia sem. Erre az esetre nyújthat megoldást a hibrid FEM/SEA módszer, amely a kis modális sűrűségű elemeket a FEM módszer segítségével modellezi, míg a rendszer többi elemét a SEA-val.

Alkalmazási példaként egy lemezszerű alkatrész hanggátlásának meghatározásának elvét mutatja be az 5. ábra. Két közel hasonló térfogatú ($V \approx 65 \text{ m}^3$), kis átlagos hangelnyelési tényezőjű terem ($\alpha < 0,1$) közötti, nagy hanggátlású falban elhelyezkedő nyílásba elhelyezett kb. 10 mm vastagságú kompozit anyagból készült, egyik oldalán perforált és így kisméretű Helmholtz-rezonátorokkal ellátott lemez hanggátlásának meghatározása történt. A számításokat a SEA eljárással is elvégeztem, ill. mérésekkel is ellenőriztem. Modell felépítéskor a kompozit lemez belső felépítését is figyelembe vettem, mint a 6. ábrából látható, hogy a SEA számítások (szaggatott vonal) jól közelítik a mérési eredményeket (pontvonal) 100 Hz-től egészen 2 kHz-ig. A 100 Hz alatti tartományban az eltérés a mérés és a szimuláció között már igen nagy, a lemez kis modális sűrűsége már láthatóan nem teszi lehetővé a módszer használatát. A 2 kHz fölötti tartományban figyelemre méltó a 4 kHz körül jelentkező kiugró hanggátlás, amely egyértelműen a Helmholtz-rezonátor hatásaként értelmezhető, és a modell is mutatja ezt a jelenséget.

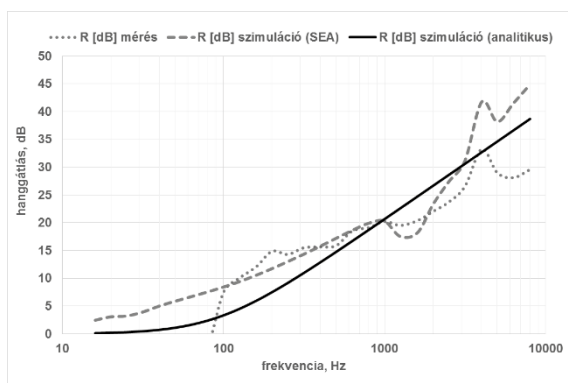
Analitikus eljárást alkalmazva (a Berger-féle tömegtörvény) is elvégezhető a számítás (a tömeggel kormányzott frekvenciatartományra), amelyet a 13. egyenlet mutat be [5].

$$R = 10 \log \left(1 + \left(\frac{\omega m c \cos \Theta}{2 \rho c} \right)^2 \right) \quad (13)$$



5. ábra: Egy lemez hanggátlásának számítására alkalmas SEA modell

ahol ω a körfrekvencia, m a fajlagos tömeg, ρ a levegő sűrűsége, Θ a beesési szög, c pedig a hang terjedési sebessége. Az analitikus eljárást alkalmazva az ismert anyagjellemzők használatával eredményként a 6. ábra folytonos vonalú görbéjét kapjuk.



6. ábra: Mérési és szimulációs eredmények összehasonlítása

Látható, hogy az analitikus számítás is jól közelíti a mérést és a SEA szimulációt. Természetesen ez egy olyan számítás, ahol csak az anyag fajlagos tömegét vesszük figyelembe, egyéb jellemzőket (pl. az említett Helmholtz-rezonátor) a módszer nem tudja kezelni. A tervezéskor, előzetes számításokra azonban kiválóan alkalmas.

4. ÖSSZEFOGLALÁS

A SEA módszer jól alkalmazható összetett szerkezetek akusztikai, rezgéstani problémáink megoldására. Pl. gépjárművek hangszigetelésének tervezésekor már a korai tervezési fázisban jól alkalmazható a módszer. Jól felépített modell esetén a zaj és rezgésátvitel a motortérből az utastérbe, valamint az egyes nyílások, átvezetések hatása pontosan leírható. (amelyek gépjármű működéséhez elengedhetetlenek: pl. kábelátvezetések, klímaberendezés csövei, stb.) Használata ezen kívül a gépészet és pl. a teremakusztika területén is elképzelhető.

IRODALOM

- [1] Zeller, P., Handbuch Fahrzeugakustik, Springer Verlag, 2012.
- [2] Fahy, F.J.: Foundations of Engineering Acoustics, 1st ed., San Diego, Calif. □; London, Academic Press, 2000.
- [3] Lyon, R.H.: Theory and application of statistical energy analysis, 2nd ed. Boston, Butterworth-Heinemann, 1995.
- [4] Lyon, R.H., Dejong, R. G.: Theory and Application of Statistical Energy Analysis, 2. ed., Butterworth-Heinemann, 1995
- [5] Kováts A., Zaj- és rezgésvédelem, Veszprémi Egyetemi Kiadó, Veszprém, 1995

CONTENTS

1. Bakosné Diószegi Mónika, Misi Ádám: AGITATOR OPTIMALISATION IN ANAEROBIC FERMENTATION REAKTOR	5	16. Dr. Ficzer Péter, Győri Márk: COMPARATIVE INVESTIGATIONS OF THE PROBLEM OF 2D DRAFTS AND 3D MODELS SYMBOLIC REPRESENTATION FROM MANUFACTURING POINT OF VIEW OF	70
2. Barányi István: THE EXAMINATION OF PROFILE ROUGHNESS PARAMETERS BY ABRASIVE WEAR CONDITION.....	10	17. Dr. Ficzer Péter, Székely Péter: VEHICLE DYNAMIC STUDY OF SHAPE OPTIMIZED SUSPENSION PART IN CASE OF COBBLESTONE ROAD....	74
3. Bihari János: TOLERANCES OF GEARBOXES WITH SMALL PLASTICS GEAR.....	14	18. Dr. Ficzer Péter: USAGE OF ORTHOTROP MATERIAL LAW FOR ADDITIVE MANUFACTURING IN PART DESIGN.....	78
4. Bölkény Ildikó, Füvesi Viktor, Vörös Csaba: HYDRATE DISCHARGE ON THE FIELD	18	19. Gárdonyi Péter: INVESTIGATION METHOD OF THE DRIVE CHARACTERISTICS AFFECTING THE POWER LOSS OF V-BELT DRIVES	82
5. Bódi Szabolcs, Prof. Dr. Belina Károly, Babcsánné Kiss Judit, Dr. Babcsán Norbert: STRENGTHENING POSSIBILITIES OF CAR SIDE BOARD AND DOOR, APPLYING A SANDWICH STRUCTURE.....	22	20. Gere Dániel: RHEOLOGICAL PROPERTIES OF MIXED POLYETHYLENE FILM WASTE	86
6. Dr. Cifra Árpád, Dr. Palásti-Kovács Béla: EFFECT OF SURFACE ROUGHNESS FOR BOND STRENGTH OF INTERFERENCE FITS	26	21. Gerencsér Tibor: USING OF WWS SYSTEM AT PYLON-94 LTD INCONNECTION THE VKSZ 12-1-2013-0038 INDUSTRIAL RESEARCH AND DEVELOPMENT PROGRAMME	90
7. Dr. Czipra György: THEORETICAL AND PRACTICAL CORRELATIONS OF COMPUTER-AIDED PRODUCT DESIGN	30	22. Gróza Márton, Dr. Váradi Károly: ANALYTICAL COMPUTATION OF THE STRESS FIELD IN THE VICINITY OF SURFACE DEFECTS WITH ESYHELBY'S EQUIVALENT INCLUSION METHOD.....	94
8. Darabos Anita, Szabó Krisztina: „DEVICE USAGE – DEVICE MAKING” FOR PLANTS, ANIMALS, PEOPLE	34	23. Hegedűs Gergely, Czigány Tibor: EVALUATION METHODS OF COMPOSITE PRODUCTS	98
9. Debreczeni Dániel, Dr. Kamondi László: DYNAMISCHEWIRKUNGEN DERFEINPROFILGEOMETRIE DER ZAHNRADVERBINDUNGEN.....	40	24. Dr. Hegedűs József: INCREASING THE CREATIVITY IN THE PRODUCT DESIGN.....	104
10. Domonyi Erzsébet, M. Csizmadia Béla, dr. Telekes Gábor: CRACKING RISK ANALYSIS OF MASS CONCRETE IN A FUNCTION OF AMBIENT TEMPERATURE AND HEAT TRANSFER COEFFICIENT.....	44	25. Horváth Péter, Prof. Dr. Égert János: EFFICIENCY TEST OF THE CRAIG-BAMPTON METHOD BASED MODEL ORDER REDUCTION METHOD ON CONTINUUM VIBRATIONS OF A BEAM.....	108
11. Dorogi János, Debreceni Tibor, Dr. Balázs Gergely György: POSSIBILITIES OF ELECTRIC AIRCRAFTS.....	48	26. Horváth Péter, Prof. Dr. Égert János: DIMENSION REDUCTION OPPORTUNITIES OF MULTYBODY DYNAMIC SYSTEMS THROUGH STATIC, MODAL AND HYBRID MODEL ORDER REDUCTION METHODS	113
12. Dr. Dömötör Csaba: ORGANIC ERGONOMICS	52	27. Horváth Richárd, Lukács Judit: DETERMINATION OF FINE TURNING FORCE MODEL IN CASE OF DIFFERENT MATERIALS	119
13. Ecsedi István, Baksa Attila: STATIC ANALYSIS OF RADIALLY POLARIZED PIEZOELECTRIC HOLLOW CIRCULAR DISC.....	56	28. Dr. Jálics Károly: STATISTICAL METHODS OF THE ACOUSTIC SIMULATION	127
14. Fecser Nikolett: A BRIEF HISTORY OF WATER PUMPS FOCUSING ON OUR NATIONAL DEVELOPMENTS.....	60		
15. Fehér Lajos Bálint, Prof. Dr. Égert János INDUSTRIAL APPLICATION AND MECHANICAL MODELING OF BIOCOMPOSITE MATERIALS	64		

GÉP

INFORMATIVE JOURNAL

for Technics, Enterprises, Investments, Sales, Research-Development, Market of the Scientific Society of
Mechanical Engineering

Dr. Döbröczöni Ádám

President of Editorial Board

Vesza József

General Editor

Dr. Jármái Károly

Dr. Péter József

Dr. Szabó Szilárd

Deputy

Dr. Barkóczi István

Bányai Zoltán

Dr. Beke János

Dr. Bercsey Tibor

Dr. Bukoveczky György

Dr. Czitán Gábor

Dr. Danyi József

Dr. Dudás Illés

Dr. Gáti József

Dr. Horváth Sándor

Dr. Illés Béla

Kármán Antal

Dr. Kalmár Ferenc

Dr. Orbán Ferenc

Dr. Pálincás István

Dr. Patkó Gyula

Dr. Péter László

Dr. Penninger Antal

Dr. Szabó István

Dr. Szántó Jenő

Dr. Tímár Imre

Dr. Tóth László

Dr. Zobory István

Cooperation in the editing:

Dr. Péter József

DEAR READER,

The economy, the academic life and the technical-public work were changed during the last two decades. In addition to the transient, not a pity things, a number of values including meaningful scientific events also disappeared. It is pleasure that the Seminary of Machine and Product Designers proved to be lasting. The participants, more than ever before, applied with 72 presentations to the 32nd event. Now the majority of the presentations is also published in the journal GÉP with high quality.

The idea of the former event of the Seminary of Machine and Product Designers conference was born more than four decade before, in the national secretariat meeting of the Scientific Society for Mechanical Engineering (GTE) in Téglás. On 22-24th August 1973 a number of 110 top designer members of firms and institutes dealt with the industrial design and its organisation, and made decision around the organisation of the Discussion of Chief Designers. The first Discussion was arranged in Miskolc, at the Technical University of Heavy Industry by the Society for Mechanical Engineering, with the leadership of Prof. Dr. Zénó Terplán, by the support of the colleagues of the Department of Machine Elements. 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. After the event of the Discussion of Chief Designers in 1975 the conference title was transformed into National Seminary of Machine Designers in 1977.

A period was closed by 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 repeatedly used keywords, without the completeness, were gear, epicyclic gear drive, worm gear drive, contact pattern, shaft, pipeline, stand, welding, computer aided 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 change, 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. 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 lecturers and participants of the very first arrangements are no longer among us or having regard to their ages they have not accept professional-public role. We are glad to see the many new and talented lecturers, authors, which proves the viability of the discipline.

At the end of this recommendation, do allow me the kind Reader a personal voice. Our organizing work since 1985 has not became fruitful without the support of the leaders, the educational and non-educational members of the staff 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 the encouragement, critic and the completed work to Dr. Gabriella Bognár Vadász, head of our institute, to Dr. Ádám Döbröczöni professor emeritus, to Géza Németh lecturer and to Aranka Gere secretary, and to the already deceased Dr. András Kálmán who has unaltered good memory for me, devoted chief editor of the journal GÉP until his death and my former teacher.

*Dr. József Péter
organizing secretary of the Seminary*

Managing Editor: Vesza József. Editor's address: 3534 Miskolc, Szervezet utca 67.

Postage-address: 3501. Pf. 55. Phone/fax: (+36-46) 379-530, (+36-30) 9-450-270 • e-mail: mail@gepujsag.hu

Published by the Scientific Society of Mechanical Engineering, 1027 Budapest, Fő u. 68.

Postage-address: 1371, Bp, Pf. 433

Phone: 202-0656, Fax: 202-0252, E-mail: a.gaby@gteportal.eu, Internet: www.gte.mtesz.hu

Responsible Publishere: Dr. Igaz Jenő Managing Director

<http://www.gepujsag.hu>

Printed by Gazdász Nyomda Kft. 3534 Miskolc, Szervezet u. 67.

Price per month: 1260 Ft.

Distribution in foreign countries by Kultúra Könyv és Hírlap Külkereskedelmi Vállalat H-1389
Budapest, Pf. 149. and Magyar Média H-1392 Budapest, Pf. 272.

INDEX: 25 343 ISSN 0016-8572

15.15-15.30 Dr. Szabó Gyula, egyetemi docens, Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar, Gépészkereszettani és Biztonságtechnikai Intézet: Ergonómia a gépek biztonsága szabványokban

15.30-15.45 Horváth Péter egyetemi tanársegéd, Prof. Dr. Egert János egyetemi tanár Széchenyi István Egyetem Alkalmazott Mechanika Tanszék: Dinamikai rendszerek statikus, modális és hibrid-modell-redukciós eljárásokkal történő dimenziócsökkentési lehetőségei

15.45-16.00 Horváth Péter egyetemi tanársegéd, Prof. Dr. Egert János egyetemi tanár Széchenyi István Egyetem, Alkalmazott Mechanika Tanszék: Craig-Bampton alapú modell-redukciós eljárás hatékonyságának bemutatása rúd kontinuum rezgési feladatán

16.00-16.15 Németh Kornél IQor Global Kft., Dr. Szalay Zsolt Kánya Zoltán, Kovács Károly Inventure Kft., Sághegyi Ramóna, Dr. Háy András Zalaegerszegi Technológiai Centrum: LVDS jelek zavarmentes továbbítási lehetőségére alkalmas megoldás kifejlesztése, fixtűrákban 1 m felett

16.15-16.30 Domonyi Erzsébet doktorandusz, Szent István Egyetem Műszaki Tudományi Doktori Iskola, Dr. M Csizmadia Béla egyetemi tanár Szent István Egyetem Gépészmérnöki Kar, Dr. Telekes Gábor főiskolai tanár Szent István Egyetem Ybl Miklós Építéstudományi Kar: Tömegbetonok repedési hajlamanak elemzése a hőmérséklet és a hőátadási tényező függvényében

16.30-16.45 Gróza Márton doktorandusz, Dr. Váradai Károly BME Gép- és Terméktervezés Tanszék: A feszültségmező analitikus számítása felületi hibák környezetében Eshelby egyenértékű zárvány módszerével

16.45-17.00 Dr. Oroszváry László címzetes egyetemi docens BME Gép- és Terméktervezés Tanszék, Dobos Zoltán, Herceg Bálint, Kalmár Zsolt, Pap Bence egyetemi hallgatók BME Gép- és Terméktervezés Tanszék: Vasúti kerékpár tengelyek szilárdsági számítása

17.00-17.15 Dr. Váradai Károly, egyetemi tanár, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gépészmérnöki Kar, Gép- és Terméktervezés Tanszék, Dr. Felhős Dávid PhD, csoportvezető, Knorr-Bremse Kft., Szabó Gyula doktorandusz, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gépészmérnöki Kar, Gép- és Terméktervezés Tanszék: Textilbetét erősítésű gumitömítő végeeselemes nyomóvizsgálata

17.15-17.30 Trautmann Laura ipari terméktervező mérnök MSC hallgató, Sáska Dóra ipari termék- és formatervező mérnök BSC hallgató, Dr. Piros Attila egyetemi docens BME Gép- és Terméktervezés Tanszék: Automatizálási lehetőségek a mintatervezésben

17.30-17.45 Dr. Piros Attila tanszékvezető helyettes egyetemi docens BME Gép- és Terméktervezés Tanszék, Schronk Edina MSC hallgató BME, Senczei Gábor K+F főmérnök, Sanatmatel Kft: Nyaki porckorongpótló protézis családélvű tervezése Skeleton modellezés segítségével

17.45-18.00 Horváth Richárd adjunktus, Lukács Judit intézeti mérnök, Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar: Finomsztergálási erőmodell meghatározása eltérő anyagok esetén

18.00-18.15 Schäffer Viola és Trautmann Laura MSC hallgató, Dr. Piros Attila: Networked Activities For Realization Of Innovative Products- Introducing DEGO BB- Design Goes Beyond Boundaries

I. SZEKCIÓ, I. EMELET, NAGYTEREM

2016. NOVEMBER 11. (PÉNTEK) DÉLELŐTT 10.00-TÓL

Szekcióvezető: Dr. Siposs István címzetes egyetemi tanár, Dr. Sarka Ferenc egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet

10.00-10.15 Dr. Sarka Ferenc egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet, Dr. Takács Agnes egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet: A gyártás és szerelés költségsökkenése – esettanulmány

10.15-10.30 Dr. Kiss Gábor egyetemi docens, Óbudai Egyetem Gépészeti és Biztonságtudományi Intézet, Szász Antonia főiskolai docens, Gábor Dénes Főiskola Alap- és Műszaki Tudományi Intézet: A gépészhallgatók információ-biztonság-tudatosságának elemzése

10.30-10.45 Dorogi János Siemens Zrt. K+F mérnök, Debreceni Tibor Siemens Zrt. K+F mérnök, Dr. Balázs Gergely György Siemens Zrt. K+F vezető: Elektromos repülés lehetőségei

10.45-11.00 Babcsáné Kiss Judit, MSC., fejlesztő mérnök, Aluivent Zrt., Dr. Babcsán Norbert, alelnök, technológiai igazgató, Aluivent Zrt., Prof. Dr. Belina Károly egyetemi tanár, Pallasz Athéné Egyetem, GAMF Kar, Anyagtechnológia Tanszék, Bódi Szabolcs tanársegéd, Pallasz Athéné Egyetem, GAMF Kar, Természet- és Műszaki Alaptudományi Tanszék: Személygépkocsi oldalfalának és ajtajának erősítési lehetőségei szendvicsszerkezet alkalmazásával

11.00-11.15 Dr. Jálics Károly egyetemi docens, ME Gép- és Terméktervezési Intézet: Az akusztikai szimuláció statisztikai módszerei

11.15-11.30 Tóth Dániel tanársegéd Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Intézeti Tanszéke: Gördülőcsapágyak vizsgálata különleges módszerekkel

11.30-11.45 Szűcs Marcell gépészmérnök MSc hallgató, BME Gép- és Terméktervezés Tanszék: Litium-ionos akkumulátoros rendszerek termodinamikai modellezésének lehetőségei hőáram-hálózatos modell segítségével

11.45-12.00 Tóth Sándor Gergő gépészmérnök MSc hallgató, Dr. Takács György egyetemi docens, Tóth Dániel tanársegéd Miskolci Egyetem Szerszámgépei és Mechatronikai Intézet Szerszámgépek Intézeti Tanszéke: Hidrosztatikus csapágyak fordulatszám növelésének vizsgálata

12.00-12.15 Bölkény Ildikó, tudományos segédmunkatárs, Füvesi Viktor PhD, tudományos munkatárs, Vörös Csaba tudományos munkatárs Miskolci Egyetem AFKI: Hidrát mentesítés a terepen

12.15-12.30 Konyha József tudományos segédmunkatárs, Subert József tudományos munkatárs, Szopkó Szilárd tudományos segédmunkatárs Miskolci Egyetem AFKI: Új trendek egy laboratóriumi berendezés fejlesztésben

12.30 Dr. Péter József egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet: Értékelés. A Gép- és Termékfejlesztők XXXII. Szemináriumának értékelése és bezárása

II. SZEKCIÓ, I. EMELET, DEÁK TEREM

2016. NOVEMBER 11. (PÉNTEK) DÉLELŐTT, 10.00-TÓL

Szekcióvezető: Dr. Szabó Ferenc János egyetemi docens, ME Gép- és Terméktervezési Intézet,

10.00-10.15 Dr. Szabó Ferenc János egyetemi docens, ME Gép- és Terméktervezési Intézet: Evolúciós alapú eredményértékelés

10.15-10.30 Ecsedi István professor emeritus, ME, Műszaki Mechanikai Intézet, Baksa Attila, egyetemi docens, ME, Műszaki Mechanikai Intézet: Radiálisan polarizált üreges piezoelektromos körtárcsák statikai vizsgálata.

10.30-10.45 Dr. Dömötör Csaba egyetemi docens ME Gép- és Terméktervezési Intézet: Organikus ergonómia

10.45-11.00 Dr. Papp Zoltán okl. bányamérnök, tiszteletbeli gépészmérnök: Okori elv, új ruhában

11.00-11.15 Bihari János tanársegéd ME Gép- és Terméktervezési Intézet: Kisméretű műanyag fogaskerekekkel szerelt hajtóművek túrérszési problémái

11.15-11.30 Hegedűs Gergely, PhD hallgató, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gépészmérnöki Kar, Polimertechnika Tanszék, Dr. Czigány Tibor, MTA levelező tagja Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gépészmérnöki Kar, Polimertechnika Tanszék, MTA–BME Kompozittechnológiai Kutatócsoport: Kompozit termékek állapotellenzési módszerei

11.30-11.45 Nagy Szabolcs érmegújító: A pénzverés története

11.45-12.00 Matisz Norbert, energetikai mérnök MSc hallgató, Dr. Bihari Zoltán, egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet: Háztartási gépek zajterhelése

12.00-12.15 Erdei Réka hallgató, Miskolci Egyetem: Cementipari malmok ikerhajtasainak mechanikai lengéstanai vizsgálata - Szemelvények a Gépelemek Tanszék ipari munkáiból

12.15-12.30 Németh Géza adjunktus, ME Gép- és Terméktervezési Intézet: Dörzshullámhajtómű fejlesztésének eredményei

12.30 Dr. Szabó Ferenc János egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet: A szekció munkájának értékelése és bezárása

III. SZEKCIÓ, FÖLDSZINT, OLVASÓTEREM

2016. NOVEMBER 11. (PÉNTEK) DÉLELŐTT, 10.00-TÓL

Szekcióvezető: Dr. Bihari Zoltán PhD, egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet

10.00-10.10 Balogh Ádám, hallgató, Dr. Kamondi László c. egyetemi tanár Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Intézet: Gépjármű nyugalmi biztonsági rendszerének fejlesztése

10.10-10.20 Erdei Réka hallgató, Jálics Károly c. egyetemi docens, Miskolci Egyetem: Műanyag hulladékok anyagból készült balák bontására alkalmas gép tervezése

10.20-10.30 Juhász Ádám hallgató, Dr. Bihari Zoltán egyetemi docens, Miskolci Egyetem: Mozgó súrlódási tényező mérő berendezés tervezése

10.30-10.40 Kavasánszki Soma János hallgató, Dr. Bihari Zoltán egyetemi docens, Miskolci Egyetem: Allványos faipari marógép koncepcionális tervezése

10.40-10.50 Matisz Norbert hallgató, Dr. Bihari Zoltán egyetemi docens, Miskolci Egyetem: Háztartási porszívó környezetterhelése

10.50-11.00 Novák Dominika hallgató, Rónai László: Programozható akusztikus hangszert tervezése

11.00-11.10 Suhaj Anett hallgató, Vadászné Dr. Bognár Gabriella intézetvezető egyetemi tanár, Miskolci Egyetem: Ragasztott, egyszerűen állapolított kötések nyírófeszültségének elemzése

11.10-11.20 Várkúli Miklós Gábor hallgató, Vadászné Dr. Bognár Gabriella intézetvezető egyetemi tanár: Blokkrendszerű tüzelőberendezés tervezése

11.20 Dr. Bihari Zoltán PhD, egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Intézet: A szekció munkájának értékelése és bezárása

A GÉPTERVEZŐK ÉS TERMÉKFEJLESZTŐK XXXII. SZEMINÁRIUMÁNAK SZERVEZŐI:

Vadászné Dr. Bognár Gabriella CSc. Dr. habil intézetigazgató Dr. habil. Döbröczöni Ádám egyetemi tanár, professor emeritus Dr. Péter József egyetemi docens, a szeminárium titkára Dr. Siposs István c. egyetemi tanár Németh Géza adjunktus Gere Aranka intézeti előadó

KORÁBBI RENDEZVÉNYEINK:

Vezető Konstruktorok Tanácskozása Miskolc, 1973. augusztus 23 - 24.
Vezető Konstruktorok Tanácskozása Miskolc, 1975. július 23 - 24.
Gép- és Termékfejlesztők III. Országos Szemináriuma Miskolc, 1977. augusztus 30 - szeptember 1.
Gép- és Termékfejlesztők IV. Országos Szemináriuma Miskolc, 1980. augusztus 26 - 27.
Gép- és Termékfejlesztők V. Országos Szemináriuma Miskolc, 1982. augusztus 25 - 26.
Gép- és Termékfejlesztők VI. Országos Szemináriuma Miskolc, 1985. április 11 - 12.
Gép- és Termékfejlesztők VII. Országos Szemináriuma Miskolc, 1989. május 29 - 31.
Gép- és Termékfejlesztők VIII. Országos Szemináriuma Miskolc, 1991. május 29 - 30.
Gép- és Termékfejlesztők IX. Országos Szemináriuma Miskolc, 1993. szeptember 30 - október 1.
Gép- és Termékfejlesztők X. Országos Szemináriuma Miskolc, 1994. május 20.
Gép- és Termékfejlesztők XI. Országos Szemináriuma Miskolc, 1995. május 29-30.
Gép- és Termékfejlesztők XII. Országos Szemináriuma Miskolc, 1996. május 24-25.
Gép- és Termékfejlesztők XIII. Országos Szemináriuma Miskolc, 1997. november 28.
Gép- és Termékfejlesztők XIV. Országos Szemináriuma Miskolc, 1998. december 15.
Gép- és Termékfejlesztők XV. Országos Szemináriuma Miskolc, 1999. szeptember 30-október 1.
Gép- és Termékfejlesztők XVI. Országos Szemináriuma Miskolc, 2000. november 15 - 16.
Gép- és Termékfejlesztők XVII. Országos Szemináriuma Miskolc, 2001. november 8 - 9.
Gép- és Termékfejlesztők XVIII. Országos Szemináriuma Miskolc, 2002. november 7 - 8.
Gép- és Termékfejlesztők XIX. Országos Szemináriuma Miskolc, 2003. november 6 - 7.
Gép- és Termékfejlesztők XX. Országos Szemináriuma Miskolc, 2004. november 11 - 12.
Gép- és Termékfejlesztők XXI. Országos Szemináriuma Miskolc, 2005. november 10 - 11.
Gép- és Termékfejlesztők XXII. Országos Szemináriuma Miskolc, 2006. november 9 - 10.
Gép- és Termékfejlesztők XXIII. Országos Szemináriuma Miskolc, 2007. november 15 - 16.
Gép- és Termékfejlesztők XXIV. Országos Szemináriuma Miskolc, 2008. november 13 - 14.
Gép- és Termékfejlesztők XXV. Országos Szemináriuma Miskolc, 2009. november 5 - 6.
Gép- és Termékfejlesztők XXVI. Országos Szemináriuma Miskolc, 2010. november 11-12.
Gép- és Termékfejlesztők XXVII. Országos Szemináriuma Miskolc, 2011. november 10-11.
Gép- és Termékfejlesztők XXVIII. Országos Szemináriuma Miskolc, 2012. november 8-9.
Gép- és Termékfejlesztők XXIX. Országos Szemináriuma Miskolc, 2013. november 7-8.
Gép- és Termékfejlesztők XXX. Országos Szemináriuma Miskolc, 2014. november 6-7.
Gép- és Termékfejlesztők XXXI. Országos Szemináriuma Miskolc, 2015. november 5-6.

