

GÉP

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET MŰSZAKI FOLYÓIRATA



2013/6.

nka
Nemzeti Kulturális Alap

82 oldal
LXIV. évfolyam

**GÉPTERVEZŐK ÉS TERMÉKFEJLESZTŐK
XXIX. SZEMINÁRIUMA
MISKOLC, 2013. NOVEMBER 7-8.**

**Géptervezők és Termékfejlesztők
XXIX. Szemináriuma**

**Gépipari Tudományos Egyesület
Borsod-Abaúj-Zemplén megyei Géptervező Szakosztálya**

MTA Miskolci Akadémiai Bizottsága

Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék

**MTA Miskolci Akadémiai Bizottságának Székháza
Miskolc, Erzsébet tér 3.**

2013. november 7 (csütörtök) - 8 (péntek)

Címünk:

Géptervezők és Termékfejlesztők

XXIX. Szemináriuma

Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék

H-3515 Miskolc-Egyetemváros

Telefon/Fax: (0036)-46-327 643

E-mail: machpj@uni-miskolc.hu aa

**GÉPTERVEZŐK ÉS TERMÉKFEJLESZTŐK
XXIX. SZEMINÁRIUMA
MISKOLC, 2013. NOVEMBER 7-8.**

**I. emelet, Nagyterem
2013. november 7.
(csütörtök), délelőtt**

ELNÖK: Vadászné Dr. Bognár Gabriella
CSc., habil., tanszékvezető egyetemi docens

10.00-10.05 Vadászné Dr. Bognár Gabriella CSc., habil., tanszékvezető egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék: Megnyitó

10.05-10.30 Dr. Horák Péter PhD., tanszékvezető egyetemi docens, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gép- és Terméktervezés Tanszék: A mesterképzés tapasztalatai a BME Gépészmérnöki Karán

10.30-10.55 Dr. Lelkes Márk PhD., fejlesztési intézetvezető, igazgatóhelyettes Rába Futómű Kft: High-end mezőgazdasági futóművek fejlesztésének kérdései, fejlődési irányok

10.55-11.20 Dr. Hegedűs József CSc., Nyugat-magyarországi Egyetem: A gépész-szakmakultúra válsága?

11.20-11.45 Dr. habil. Döbröczöni Ádám CSc., egyetemi tanár, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék: Műegyetemi gépész jegyzet az 1940-es évekből (Terplán Zénó egyetemi hallgató jegyzetei)

11.45-14.00 Szünet

**I. szekció, I. emelet, Nagyterem
2013. november 7. (csütörtök), délután**

SZEKCIÓVEZETŐ: Dr. habil. Döbröczöni Ádám CSc., egyetemi tanár, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék, Dr. Horváth Péter PhD., tanszékvezető egyetemi docens, Széchenyi István Egyetem Mechatronikai és Gépszerkezettan Tanszék

14.00-14.15 Dr. Horváth Péter PhD., tanszékvezető egyetemi docens Széchenyi István Egyetem Mechatronika és Gépszerkezettan Tanszék: Haptic jelenségek modellezése zongora mechanikában

14.15-14.30 Dr. Hány András igazgató, Illés Tamás műszaki vezető Zalaegerszegi Technológiai Centrum, Sághegyi Ramóna mechatronikai mérnökhallgató: Bevonatos kötőelemek vizsgálatára alkalmas kísérleti berendezés tapasztalatai

14.30-14.45 Dr. Szabó Ferenc PhD., egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék: Csapágy-költségfüggvények tengelyek csapágyazásának optimalálásához

14.45-15.00 Dr. Németh Gábor PhD., egyetemi docens, Kovács Péter PhD. hallgató, Dr. Varga Dénes tudományos munkatárs, Nyugat-magyarországi Egyetem, Simonyi Károly Műszaki, Faanyagtudományi és Művészeti Kar, Gépészeti és Mechatronikai Intézet: Fókuszáló napkollektor tervezése

15.00-15.15 Bider Zsolt tanársegéd, Széchenyi István Egyetem, Mechatronika és Gépszerkezettan Tanszék: A menetes kapcsolatok túréseinek hatása az előfeszített csavar-kötésekre

15.15-15.30 Csörtán Beáta PhD. hallgató, Dr. Horák Péter PhD., tanszékvezető egyetemi docens Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gép- és Terméktervezés Tanszék: A Termék-Szolgáltatás rendszerek szerepe a terméktervezésben

15.30-15.45 Gárdonyi Péter PhD. hallgató, Dr. Szabó István PhD., intézetigazgató, habil. egyetemi tanár, Dr. Kátai László PhD., tanszékvezető egyetemi docens Szent István Egyetem Gépészmérnöki Kar Mechanikai és Géptani Intézet Gépszerkezettan Tanszék: Az ékszíjak melegezési viszonyainak vizsgálata

15.45-16.00 Göncfalvi Balázs egyetemi hallgató, Dr. Krisch Róbert PhD. egyetemi adjunktus Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gép- és Terméktervezés Tanszék: Sikkerekes hullámhajtómű alapelemeinek vizsgálata

16.00-16.15 Pintér Ervin PhD. hallgató, Dr. Szabó István PhD., intézetigazgató, habil. egyetemi tanár, Dr. Kátai László PhD., tanszékvezető egyetemi docens Szent István Egyetem Gépészmérnöki Kar Mechanikai és Géptani Intézet Gépszerkezettan Tanszék: A Feature-Based Desing, mint tervezés módszertan, és alkalmazhatósága hajtóművek optimalizálási folyamatánál

16.15-16.30 Simonovics János PhD hallgató, Dr. Váradai Károly DSc., egyetemi tanár Budapesti Műszaki és Gaz-

daságtudományi Egyetem Gép- és Terméktervezés Tanszék, Dr. Bujtár Péter PhD, University Hospitals of Oulu Finnország, Dr. Szűcs Attila egyetemi docens, SOTE, Dr. Fejér Zsolt egyetemi adjunktus SOTE: Macerált mandibula minták roncsolásos biomechanikai vizsgálata

16.30-16.45 Székely Béla MSc hallgató, Kling Sándor PhD hallgató, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Polimertechnika Tanszék: Az első magyar formula monocoque

16.45-17.00 Turcsán Tamás MSc hallgató, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Polimertechnika Tanszék: Növelt energiateljesítményű kompozitok fejlesztése gépészeti alkalmazásokhoz

17.00-17.15 Szakács József MSc hallgató, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Polimertechnikai Tanszék: Bazaltszállal és grafénnel erősített kompozitok fejlesztése műszaki alkalmazásokhoz

**II. szekció, I. emelet, Deák terem
2013. november 7.
(csütörtök) délután**

SZEKCIÓVEZETŐ: Dr. Siposs István CSc., egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék, Dr. Czifra Árpád PhD., egyetemi docens, Óbudai Egyetem

14.00-14.15 Dr. Czifra Árpád PhD., egyetemi docens, Dr. Horváth Sándor PhD., egyetemi docens, Óbudai Egyetem: A felületi érdesség M-rendszerű és motív paramétereinek kapcsolata

14.15-14.30 Dr. Czifra Árpád PhD., egyetemi docens Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar, Fábiani Énikó Réka PhD hallgató Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Anyagtudomány és Technológia Tanszék, Dr. Kozma Mihály PhD., prof. emeritus Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gép- és Terméktervezés Tanszék: Vasúti féktuskó kopásának vizsgálata

14.30-14.45 Tatai Sándor egyetemi adjunktus, Dr. Magoss Endre PhD., intézetigazgató egyetemi docens Nyugat-magyarországi Egyetem Faipari Mérnöki Kar Gépészeti és Mechatronikai Intézet: A felületi érdességi mérőszámok alkalmazásának korlátai a géptervezésben

14.45-15.00 Horváth Richárd tanársegéd, Pálincás Tibor műszerfejlesztő Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar, Dr. Mátyási Gyula, egyetemi docens, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem: Erőmérő rendszer tervezése, kivitelezése és adaptációja finom esztergáláskor fellépő kis erők méréséhez

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. Barkóczy István
Bányai Zoltán
Dr. Beke János
Dr. Bercsey Tibor
Dr. Bukoveczky György
Dr. Czitán Gábor
Dr. Danyi József
Dr. Dudás Illés
Dr. Gáti József
Dr. Horváth Sándor
Dr. Illés Béla
Kármán Antal
Dr. Kalmár Ferenc
Dr. Orbán Ferenc
Dr. Pálincás István
Dr. Patkó Gyula
Dr. Péter László
Dr. Penninger Antal
Dr. Rittinger János
Dr. Szabó István
Dr. Szántó Jenő
Dr. Szücs Edit
Dr. Tímár Imre
Dr. Tóth László

A szerkesztésben közreműködött:
Dr. Péter József

Tisztelt Olvasó!

Negyven éve, 1973. augusztus 22-24-én 110 vállalat és intézmény 234 többnyire konstrukciós tevékenységet folytató vezető beosztású szakembere foglalkozott az ipari konstrukciós munkával és annak szervezésével. A tanácskozás gondolata 1972. nyarán a GTE országos titkári értekezletén született, és azt a GTE miskolci-egyetemi szervezete rendezte meg prof. Dr. Terplán Zénó, Dr. Magyar József és Dr. Száday Rezső közreműködésével, a sok apró munkát végzővel együtt. A Tanácskozást Dr. Varga Jenő egyetemi tanár, a GANZ gyár egykori főkonstruktőre nyitotta meg, kiemelve, hogy *ilyen rendezvény hazánkban korábban nem volt*. Tanácsolta, hogy *a konstrukció értékelésével is foglalkozni kell, mivel az utóbbi években több, a tervezés módszertanával foglalkozó - elsősorban nyugat-német munka - jelent meg*. A Tanácskozás kiadványában a 15 cikk szerzője egységes rendszerbe foglalt, termékeny és hatékony konstrukciós munka érdekében érvelt. A Vezető Konstruktőrök Tanácskozása az 1975. évi rendezvényt követően 1977-ben Géptervezők Országos Szemináriumává alakult.

Az 1990-es években bekövetkező változásokat megelőző, a korábbi szemináriumok hangulatát felidéző rendezvény az 1985-ben Miskolc-Tapolcán megrendezett Géptervezők VI. Országos Szemináriumára volt. A 43 nyomtatott formában is megjelent előadást 210 iparban, kutatóintézetben és felsőoktatási intézményben tevékenykedő résztvevő hallgatta. Dr. Drobnai József egyetemi tanár a megnyitóban *energiatakarékos, megbízható és esztétikus gépek tervezéséről beszélt, amelyek nemcsak külföldön, hanem honi terepen is versenyképesek, érzékelve és érzékelgetve a várható kihívásokat*. Az állami vállalatok és kutatóintézetek tönkremenetelen a Géptervezők VII. Országos Szemináriumát is érintette, a Miskolci Egyetemen szervezett szeminárium 30 előadását egyetemi oktatók és kutatók tartották - változatlan erőbedobással - a felsőoktatásban dolgozó társaik és csekély számú vállalati szakember részére.

A XX. század utolsó évtizedében a magyar ipar gyökeresen átalakult, a termelő helyet cserélte a fogyasztóval, a lebecsült fogyasztási javak egyenrangúvá váltak a gépekkel, a termelő eszközökkel, a géptervezők szótára kiegészült a termék szóval. A tervezők tudomásul vették, hogy termék mindaz, ami iránt van érdeklődés (pl. Géptervezők Szemináriumára), vagy ami iránt az érdeklődés felkelthető (pl. Géptervezők és Termékfejlesztők Szemináriumára). A szeminárium szervezői megértették, hogy a pálya elején lévő korosztály is *szívesen részt vesz egy rendszeres szakmai összejövetelen, és örömmel veszi, ha egy megbízható szakfolyóiratban jelentetheti meg cikkeit, amit a Gépipari Tudományos Egyesület kitarotán támogatott*.

A változás az előadások témájában is érzékelhető, *a tervezők horizontja ma szélesebb; a matematika, a mechanika, az anyag- és a gyártástudomány eredményei mellett az informatika, az ergonómia, a biológia, az orvostudományok, a pszichológia stb. eredményeit is integrálják*. A terméktervezés egyik területe a természeti analógiák keresése és alkalmazása, e kutatási terület révén szerepel a vizsgált területek között az evolúció. Engedje meg a Tisztelt Olvasó, hogy az evolúciót most ne az erősebb szóval hozzam összefüggésbe, hanem az alkotó alkalmazkodással és a gyarapodással, a géptervezőknek és a termékfejlesztőknek a kihívásokra adott válaszával.

Dr. Péter József
a Szeminárium szervező titkára

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

Telefon/fax: 06-46/379-530, 06-30/9-450-270 • e-mail: mail@gepujsag.hu

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

Telefon: 06-1/202-0656, fax: 06-1/202-0252, e-mail: a.gaby@gteportal.eu, internet: www.gte.mtesz.hu

A GÉP folyóirat internetcíme: <http://www.gepujsag.hu>

Kereskedelmi és Hitelbank: 10200830-32310236-00000000

Felelős kiadó: Dr. Igaz Jenő ügyvezető igazgató.

Gazdász Nyomda Kft. 3534 Miskolc, Szervezet u. 67. Telefon: 06-46/379-530 • e-mail: gazdasz@chello.hu

Előfizetésben terjeszti a Magyar Posta Rt. Hírlap Üzletága 1008 Budapest, Orczy tér 1.

Előfizethető valamennyi postán, kézbesítőknél, e-mailen: hirlapelofizetes@posta.hu, faxon: 06-1/303-3440. További információ: 06-80/444-444

Egy szám ára: 1260 Ft. Dupla szám ára: 2520 Ft.

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

Előfizethető még közvetlenül a szerkesztőségben is.

INDEX: 25 343 ISSN 0016-8572

A megjelent cikkek lektoráltak.

A kiadvány a Nemzeti Kulturális Alap támogatásával jelenik meg.

TARTALOM

1. *Bider Zsolt*
A MENETES KAPCSOLATOK TÚRÉSEINEK HATÁSA AZ ELŐFESZÍTETT CSAVARKÖTÉSEKRE..... 5
2. *Vadászné Bognár Gabriella, Dr. habil.*
AZ ELLENÁLLÁSTÉNYEZŐ MEGHATÁROZÁSA NEM-NEWTONI KÖZEGBEN 9
3. *Czifra Árpád, Horváth Sándor*
A FELÜLETI ÉRDESSÉG M-RENDSZERŰ ÉS MOTIF PARAMÉTEREINEK KAPCSOLATA..... 13
4. *Csортán Beáta PhD, Dr. Horák Péter*
A TERMÉK-SZOLGÁLTATÁS RENDSZEREK SZEREPE A TERMÉKTERVEZÉSBEN..... 17
5. *Dömötör Csaba*
HUMOROS ANALÓGIÁK 21
6. *Drágár Zsuzsa, Dr. Kamondi László PhD*
A FOGTÓFESZÜLTÉG SZÁMÍTÁSÁNAK LEHETŐSÉGE NEMSZIMMETRIKUS FOGALAK ESETÉN..... 25
7. *Forberger Árpád, Dr. Lovas László*
ÍVELT FOGÚ FOGASKERÉK KAPCSOLAT VÉGESELEMES VIZSGÁLATA..... 29
8. *Göncfalvi Balázs, Dr. Krisch Róbert*
SÍKKERÉKES HULLÁMHAJTÓMŰ ALAPELEMEINEK VIZSGÁLATA 32
9. *Dr. Hány András, Illés Tamás, Sághegyi Ramóna*
BEVONATOS KÖTŐELEMÉK VIZSGÁLATÁRA ALKALMAS KÍSÉRLETI BERENDEZÉS TAPASZTALATAI 36
10. *Hegedűs György, Takács György*
SZERSZÁMPROFILOK ELŐÁLLÍTÁSA FELÜLETMETSZŐ MÓDSZERREL..... 40
11. *Horváth Péter PhD*
HAPTIC JELENSÉGEK MODELLEZÉSE ZONGORA MECHANIKÁBAN 44
12. *Horváth Richárd, Pálincás Tibor, Mátyási Gyula*
ERŐMÉRŐ RENDSZER TERVEZÉSE, KIVITELEZÉSE ÉS ADAPTÁCIÓJA FINOM ESZTERGÁLÁSKOR FELLEPŐ KIS ERŐK MÉRÉSÉHEZ..... 48
13. *Juhász Gábor, Eleőd András*
A FELÜLETKÖZELI RÉTEG SZERKEZETI VÁLTOZÁSAI CSÚSZÓ ÉS GÖRDÜLŐ SÚRLÓDÁS ESETÉN..... 54
14. *Dr. Kátai László Ph.D, Dr. Szabó István Ph.D., Gárdonyi Péter*
AZ ÉKSZÍJAK MELEGEDÉSI VISZONYAINAK VIZSGÁLATA..... 58
15. *Kelemen László PhD, Dr. Szente József PhD*
BURKOLÁSSAL ELŐÁLLÍTOTT DOMBORÍTOTT FOGFELÜLET GÖRBÜLETEINEK MEGHATÁROZÁSA 62
16. *Lénárt József*
OPTIKAI ELVEN MŰKÖDŐ REZGÉSMÉRŐ BERENDEZÉS FEJLESZTÉSE 66
17. *Nagy Lajos*
SZERVO MECHANIZMUS MECHATRONIKA TERVEZÉSE..... 70
18. *Dr. Németh Gábor, Kovács Péter Ph.D, Dr. Varga Dénes*
FÓKUSZÁLÓ NAPKOLLEKTOR TERVEZÉSE 74
19. *Németh Géza MSc, Dr. Péter József PhD, Dr. Fáy Árpád CSc, Bereczkei Sándor MSc*
SÚRLÓDÓ FELÜLETPÁROK BIZTONSÁGOS ELVÁLASZTÁSÁNAK ELLENŐRZÉSE NAGY ALAKVÁLTOZÁSOK ESETÉN 78

A MENETES KAPCSOLATOK TŰRÉSEINEK HATÁSA AZ ELŐFESZÍTETT CSAVARKÖTÉSEKRE

DIE TOLERANZEN VON GEWINDEVERBINDUNGEN AUSWIRKUNGEN AUF DIE VORGESPANNTEN SCHRAUBEVERBINDUNGEN

Bider Zsolt egyetemi tanársegéd

ÖSSZEFOGLALÁS (INHALT).

Aus den Messergebnissen ist ersichtlich (Definierbar), dass die Verbindung kleine Schraube - grosse Bohrung, und grosse Schraube - kleine Bohrung zu eine nicht entsprechende Vorspannkraft führen können. Also die Kombination der Bauteile, die sich zwar in der Toleranz befinden, jedoch einer auf unterste Toleranz, das andere auf oberste Toleranz gefertigt wurden, zu eine Strenge oder lockere Verbindung führen können. In diesem Falle kann, das Anwenden der richtigen Drehmoment zur Überspannung oder nicht ausreichende Vorspannkraft der Verbindung führen. Das Vorhanden von Reinigungsmittel oder Schmiermittel können die Überspannung weiter verstärken. Die Herausforderung ist, zwischen die aktiven und passiven Abschnitte der Vorspann - Moment - Kraft Grafiken - ein Allgemeiner Zusammenhang zu definieren, so dass wir dies bei der Montage der Vorgespannten Schraubverbindungen verwenden können.

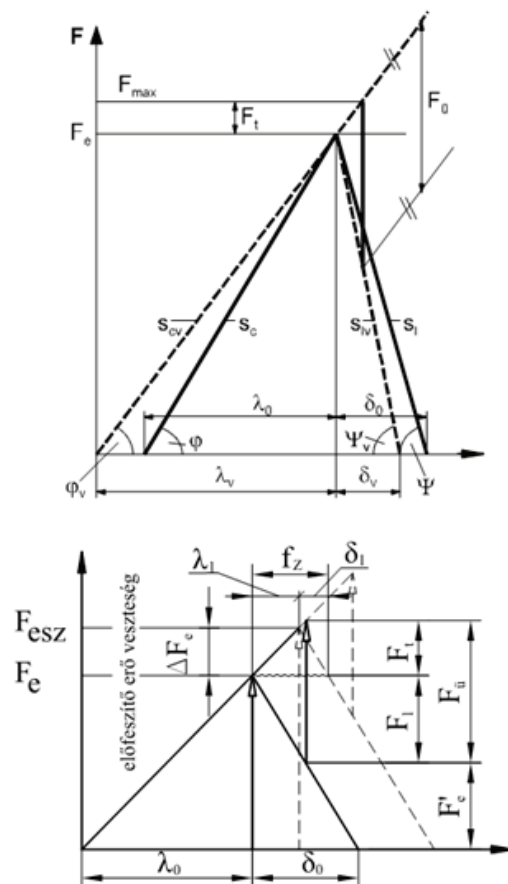
1. BEVEZETÉS:

A gépészeti szerkezetek leggyakoribb kötőmódja a csavarkötés. A változó terhelésnek kitétt csavarkötések előfeszített kötések. Ha a csavarkötést előfeszítjük, akkor a külső terhelés okozta igénybevétel, növeli az előfeszítés. A meghúzási nyomaték, valamint a menetek és felfekvő felületeken fellépő súrlódás általában nem ismert, így nem ismert az orsóban fellépő előfeszítés sem, tehát méretezésükkor mindig az erőhatásábrából kell kiindulni. A méretezéshez a konstrukció elemzése és megfelelően megalkotott modellek segítségével - a lehető legpontosabban - meg kell határozni a rugómerevséget, illetve az előfeszítő erőt. Az így meghatározott meghúzási nyomatékkal létrehozott előfeszített csavarkötéseknél, a

gyakorlatban az elfogadható szintnél mégis jelentősebb mértékben fordul elő, hogy a kötés laza marad, vagy a menetek nem viselik el a fellépő felületi terhelést, és a kötés „megszakad”.

Az alábbi cikk az menetes kapcsolatok tűréseinek és a csavarkötés szilárdságának kapcsolatát elemzi.

2. AZ ELŐFESZÍTETT CSAVARKÖTÉSEK MÉRETEZÉSI ALAPELVEI, CSAVAROK MEGHÚZÁSI MÓDSZEREI:



1. ábra. Erőhatásábra

A közvetlen szemlélet és az erőhatás ábra mutatja, hogy a szerelési előfeszítő erőnek (F_{esz}) olyan nagyoknak kell lennie, hogy az üzemi erő (F_u) működésekor a közrefogott elemeket szorító erő (F') ne váljon nullává, vagy ne csökkenjen egy előírt tömítő vagy szorító erő érték alá, mert ekkor már a kötés lelazul. A meghatározott szerelési előfeszítő erő figyelembevételével az előfeszített csavarkötések meghúzása nyúláshatárra-, nyomatékra húzás vagy meghúzás szögelfordítás alapján lehetséges. Mind a nyomatékra húzás vagy a meghúzás szögelfordítás alkalmazása esetén is a meghúzási nyomaték meghatározása okozza a nehézséget. A nyúláshatárra húzás tulajdonképpen maradó nyúlásra-húzást jelent. Nagyobb pontosság érhető el alkalmazásakor, azonban a hiba százalék még ekkor is magas. Bármelyik meghúzási módszer is alkalmazzuk, a fő problémát a meghúzási nyomaték meghatározása okozza, ugyanis a vizsgálatok szerint a meghúzási nyomaték megoszlása a különböző helyekre:

- menetsúrlódásra: 40...67%
- felfekvő felületek súrlódására: 16...50%
- előfeszítésre: 10...17%

Méretezéskor az összes tényezőt (súrlódás, merevség, geometria) állandónak tekintjük, pedig ha figyelembe vesszük azt, hogy a csavarkötések létrehozásakor a legfontosabb tényező a súrlódás, amely valójában változó. A súrlódás értékét az alábbiak befolyásolják:

- az alapanyag,
- a felületi érdesség,
- a bevonat,
- a kenés,
- a geometriai komponens, azaz a tőrészek.

Ha végig gondoljuk még azt is, hogy a csavarkötések létrehozásakor az anyagpárosítás, a felületi érdesség, a bevonat és a kenés viszonylag valóban állandó, akkor a súrlódást a létrejövő illeszkedés befolyásolhatja a legjelentősebben.

3. VIZSGÁLATI PROGRAM:

A fentiek figyelembevételével a motor szerelések során alkalmazott alábbi csavarkötések esetén megvizsgáltam az ébredő előfeszítő erőket a tőrészek figyelembevételével:

- Hajtórúd csavarozás: M9-4h/5H
- Lendkerék rögzítés: M9x1-4h/5H
- VCP rögzítése: M10x1,25-6g/6H

3.1 A csavarkötések mechanikai jellemzőinek elemzése:

A vizsgálati programba bevont csavarokat szilárdsági vizsgálatnak vettem alá. A vizsgálatok eredményeit az 1. táblázat mutatja. A szilárdsági vizsgálat eredményei alapján a számításaimban az elméleti szilárdsági adatok helyett a mért adatok átlagértékeiből kerültek meghatározásra a meghúzási nyomatékok:

- Hajtókar csavarozás (M 9x1,25): 47,22 Nm
- Lendkerék rögzítés (M 9x1): 68,77 Nm
- VCP rögzítése (M 10x1,25): 88,84 Nm

1. táblázat. Szakítóvizsgálat eredményei

	csavar szárban ébredő erő (N)		
	folyásnál		
	elméleti	mérés eredménye	
M 9x1,25	45 670	52 384	58 688
M 9x1	51 953	57 546	63 876
M 10x1,25	57 863	68 666	74 445
	szakadásnál		
	elméleti	mérés eredménye	
	M 9x1,25	54 390	57 616 -től
M 9x1	59 250	62 852 -től	
M 10x1,25	69 023	74 386 -től	

3.2 A vizsgált csavar és anya párok geometriai méreteinek meghatározása, osztályozása:

A csavarok és az anyamenetek esetében a vonatkozó tőrésmezőket 6 egyenlő részre osztottam, majd ennek megfelelően a csavarokat és az „anyák”-at is osztályokba soroltam: mini csavar (1), kis csavar (2), kis közepes csavar (3), közepes csavar (4), nagy közepes csavar (5), nagy csavar (6).

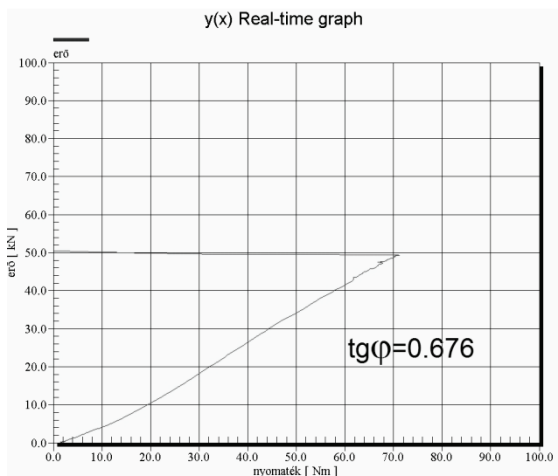
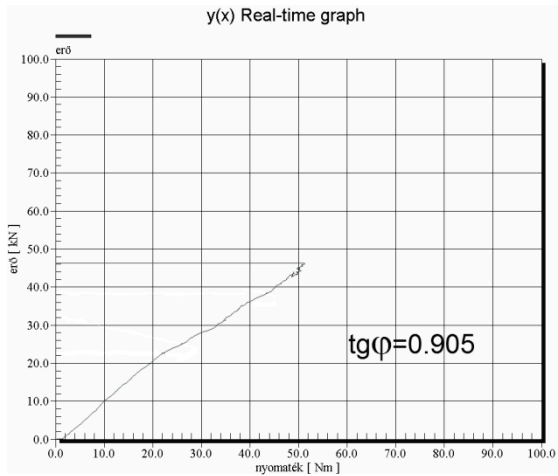
Csavarok válogatása háromcsapos mérési módszerrel a Mahr-2011 típusú hidraulikus mérőkészülékkel végeztem el. Az anyamenetek válogatása pedig osztályozó idomszerekkel történt, tehát a menetes furat osztályok a következők: mini furat (S1), kis furat (S2), kis közepes furat (S3), közepes furat (S4), nagy közepes furat (S5), nagy furat (S6).

Az osztályozás eredménye normál eloszlást mutatott mind a csavarok mind az anyamenetek tekintetében.

3.3 Csavarkötések vizsgálata, a meghúzási nyomaték és a csavarban ébredő erő tekintetében az érintkező felületek súrlódási viszonyainak függvényében.

A vizsgált csavarkötéseket a fenti osztályok szerinti lehetséges párosításokat a korábbiakban meghatározott nyomatékokkal nyomatékmérőn keresztül meghúztam, úgy hogy közben egy erőmérőn keresztül mértem a

csavarszárában ébredő előfeszítő erőt. A vizsgálatokat elvégeztem száraz, olajos és oldószeres felületű menetek esetén is. A mérési eredmények közül a következő diagramokon a hajtókar csavarozás egy-egy eredmény látható:



1. Diagramm. Előfeszítőerő a meghúzási nyomaték függvényében

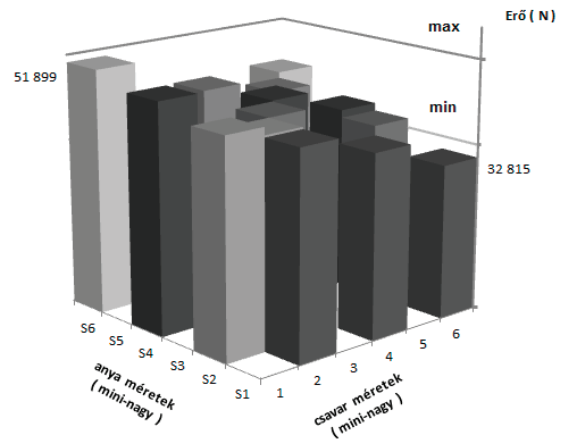
Az 1. diagram felső része a mini menetes furat (S1) és a kis csavar (2) találkozását mutatja száraz felület esetén, megjegyzem az ébredő előfeszítő erő megfelelő. Az 1. diagram alsó felében is mini menetes furat (S1) találkozását mutatja, a nagy csavarral (6) és ugyanúgy száraz felület esetén. Ebben az esetben a meghatározott meghúzási nyomatéknál még nem alakul ki a csavarban az előírt előfeszítési erő.

A két diagramból kiolvasható, hogy ha különféle csavarok és különböző menetes furatok vannak összeszerelve, akkor jelentős különbségek mutatkoznak a csavarszárában ébredő erők tekintetében.

Ez mutatja a $\text{tg}(\varphi)$ értéke is!

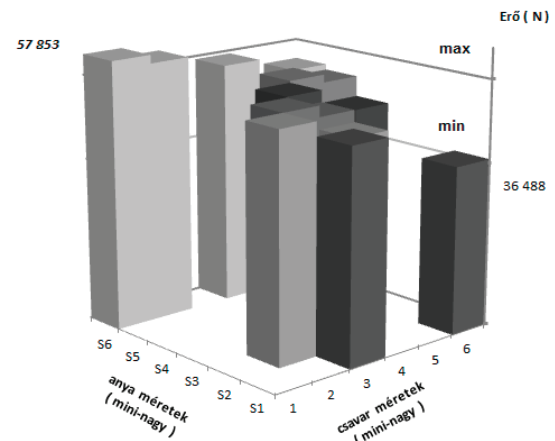
4. A CSAVARKÖTÉSEK ERŐVISZONYAI KÜLÖNBÖZŐ PÁROSÍTÁSOK MELLETT:

A fent említett mérések eredményei alapján csavar szárában ébredő erőt oszlop diagramokba foglaltam a törés osztályok figyelembevételével. A következőkben csak a hajtókar csavarozásra vonatkozó eredményeket mutatom be. A diagramban az S1...S6 a furatosztályokat, az 1...6 pedig a csavar osztályokat jelölik. Tehát az S1 a mini menetes furatot, az S2 pedig kicsi menetes furatot, míg az 1 a mini csavart, a 2 pedig a kicsi csavart jelenti és így tovább. Jelölve van továbbá a szükséges elő-feszítőerő minimum és maximum értéke is.



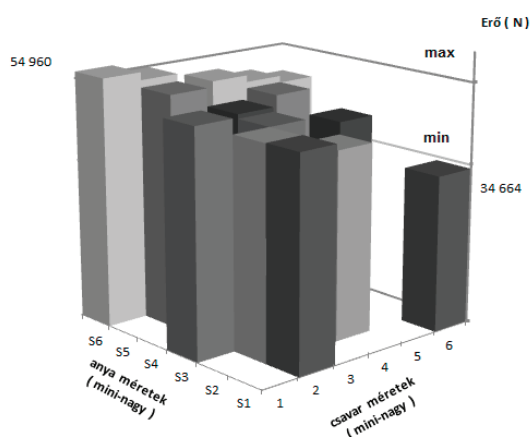
2. Diagramm. Előfeszítő erők, tiszta száraz felület

A 2. diagramból látható hogy, ha nagy csavar találkozik mini menetes furattal, akkor a legkisebb a játék a menetes felületek között, így a súrlódás is nagyobb, tehát az előfeszítés részaránya kisebb lesz, ezért az eredmény az előírtnál kisebb előfeszítés, tehát a csavarkötés laza maradt.



3. Diagramm. Előfeszítő erők, olajos felület

A 3. diagram azt mutatja, mint a korábbi, de a felület olajos. A nagy csavar és mini menetes furat találkozása ekkor már rendben van. Itt a mini csavar és a nagy menetes furat összeszerelésekor tapasztalunk problémát, ekkor a legnagyobb a játék a menetes felületek között, így itt a legkisebb a súrlódás. Tehát a nyújtás részaránya a legnagyobb, ezért az eredmény a túl nagy előfeszítő erő. A csavar szárában ébredő erő nagyobb, mint a maximális erő, a max vonal felett van. A túl nagy előfeszítő erő a csavarban maradandó alakváltozást okoz, amely nem megfelelő csavarkötést eredményez.



4. Diagramm. Előfeszítő erők, oldószeres felület

A 4. diagram sokkal érdekesebb, ugyanis a súrlódás itt is kisebb a mosószer miatt, de nem olyan mértékű a súrlódás csökkenés, mint az olajos felületnél. Ezért ennél az esetben, a nagy csavar és a mini menetes furat találkozásakor ugyan a mosószer miatt a nyújtás részaránya nagyobb lesz, de mégsem elegendő. A csavarban ébredő erő, a szükségessé jelölő vonal alatt marad, tehát a csavarkötés laza marad. Ugyanakkor a mini csavar és a nagy menetes furat találkozásakor fennálló probléma is jelentkezik, azaz az eredmény a túl nagy előfeszítő-erő.

5. KÖVETKEZTETÉSEK

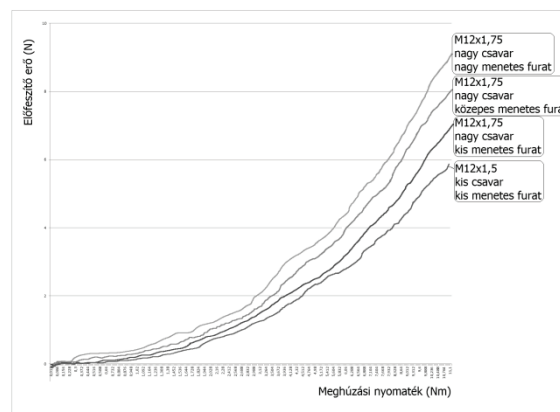
5.1. Tűrések hatása az előfeszített csavarkötésekre:

Az itt bemutatott mérési eredményekkel, valamint a feljebb jelzett további mérési eredményekkel is igazolható, hogy a mini csavar-nagy furat és a nagy csavar-mini furat találkozása a nem megfelelő előfeszítő erő kialakulásához vezethet.

Tehát kijelenthető hogy a tűrésmezőn belüli alkatrészek szélső értékeinek kombinációja okozhat „laza”, illetve „szoros” kötést. Ez esetekben az előírt nyomaték alkalmazása a kötés túlhúzásához, vagy a nem megfelelő előfeszítő erő létrejöttéhez vezethet. Ha figyelembe vesszük még az olaj és tisztítószer hatását is, megállapítható, hogy ezek jelenléte a kötés túlhúzásának veszélyét jelentik.

5.1 Célkitűzés:

Amennyiben a csavarozások nyomaték-erő diagramjainak a kezdeti szakaszát - az úgynevezett passzív részt - megvizsgáljuk, és viszonyítjuk az aktív szakaszhoz (lineáris), megállapíthatjuk, hogy a különböző passzív szakaszokhoz, különböző aktív szakaszok tartoznak, amit az 5. diagram is szemléltet.



5. Diagramm. Előfeszítőerő a meghúzási nyomaték függvényében

A cél az, hogy az előfeszítés nyomaték-erő grafikonok passzív és aktív szakaszai között egy általánosítható összefüggést határozzak meg, úgy hogy azt az előfeszített csavarkötéseknél, az alkatrészek szerelése során azt alkalmazni tudjuk.

IRODALOM

Devecz János:

Jármű- és hajtáselemek I. (1. Kiadás - 2011),
Kiadó: Typotex kiadó, Budapest.

Péter Szendrő:

Gépelemek (1. Kiadás - 2007),
Kiadó: Mezőgazda Kiadó, Budapest.

Wilhem Matek / Dieter Muhs / Herbert Wittel /
Manfred Becker:

Roloff / Matek / Maschinenelemente
(13. Auflage -1995),
Kiadó: Vieweg & Shon, Braunschweig.

AZ ELLENÁLLÁSTÉNYEZŐ MEGHATÁROZÁSA NEM- NEWTONI KÖZEGBEN

DETERMINATION OF THE DRAG COEFFICIENT IN NON- NEWTONIAN MEDIA

Vadászné Bognár Gabriella, Dr. habil., Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Tanszék

ABSTRACT

Our aim is to determine the drag coefficient above a moving solid in the boundary layer flow of non-Newtonian media. Applying the similarity method, the two independent variables are combined to form a new variable in order to transform the continuity and momentum equation into an ordinary differential equation.

1. BEVEZETÉS

Számos elméleti és numerikus módszer alkalmazható folyadékok áramlási jellemzőinek vizsgálatára és arra, hogy meghatározzuk, milyen hatást gyakorolnak a gyártási folyamatra és a gépszerkezetek működésére. Komplex, a gyártási folyamatokra érvényes prediktív modellek általában nem ismertek, a gyakorlat nagyobb részt empirikus. A fizikai és matematikai modellek azonban elősegítik, hogy betekintést nyerjünk a gépelemek működésébe és a végtermékre hatással bíró folyadék áramlási jellemzőibe. Fontos, hogy megismerjük az alapegyenletek és a peremfeltételek által meghatározott folyadékáramlási mechanizmusokat és az egyes paraméterek hatását, hogy befolyásolni tudjuk azok hatását.

Kenés, terjedés, polimer bevonat készítés és a polimer feldolgozás, vékony film előállítás és öntés, valamennyi fontos alkalmazási területe a szilárd felület melletti áramlásnak. Az elmozduló gépelemek határfelületei között a kenőanyagok rugalmas kapcsolatot teremtenek, amelyek a tribológiai rendszer paramétereitől függően fejtik ki hatásukat. A korszerű kenőolajok alapolajból és különböző funkciójú adalék anyagokból állnak. Az 1960-as évektől kezdve széles körben elterjedt, hogy az alapolajokhoz polimer adalékokat adnak, így javítva a kenőanyagoknak a felhasználás szempontjából fontos

tulajdonságait. Ezek az oldatok viszkozitás szempontjából nem-newtoni viselkedést mutatnak az ásványi olajokkal ellentétben, melyeket newtoni folyadéknak lehet tekinteni. A kenőolajok viszkozitásának jellemzésére a modell egyszerűsége miatt a nem-newtoni hatvány törvényt alkalmazzák. Napjainkban a tribológia egyik gyakran vizsgált területe a nem-newtoni hatásnak a kenőanyag áramlási jellemzőkre gyakorolt befolyása kenőfilmek, nyomott csapágyak, siklócsapágyak és görgőcsapágyak esetén [7]. Az alapegyenletek és a peremfeltételek bonyolultsága miatt analitikus módszerek a feladatok megoldására csak nagyon kevés gyakorlati esetben alkalmazhatók. Bár a numerikus eljárások széles körben elterjedtek, az analitikus megoldások rendkívül értékesek, mivel általuk numerikus modellek igazolhatók, az áramlási mechanizmusokra alapvető információkat nyújtanak és mennyiségi eredményeket is adnak az egyes komponensekre.

2. HATÁRRÉTEG EGYENLETEK

Prandtl elméletének alkalmazásával a Navier-Stokes-egyenletek egyszerűbb alakú differenciálegyenletekre redukálhatók, amelyeket határréteg egyenleteknek nevezünk [6]. A Prandtl-féle határréteg elmélet szerint a szilárd felület és a folyadék viszonylagos mozgásakor az áramlási tér két tartományra osztható. Az egyik a szilárd felület környezetében kialakuló vékony határréteg, amelyben a súrlódás jelentős szerepet játszik. A határrétegen kívül esőtartományban a súrlódás elhanyagolható, a mozgás az ideális folyadékokra érvényes törvények szerint megy végbe. A fal melletti rétegben a newtoni, vagy nem-newtoni viszkozus feszültségek játszanak szerepet, míg a határrétegen kívül ezek a feszültségek elhanyagolhatók a nyírósebesség kis értékei

miatt. A határréteg általában igen vékony az "objektum" méretéhez viszonyítva.

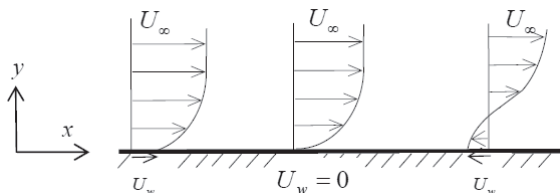
Tapasztalat szerint a folyadékok jelentős része nem-newtoni viselkedést mutat (pl. kenőanyagok, műanyag olvadékok és különbözőzagyok). Ilyen anyagoknál a τ nyírófeszültség és a $\partial u / \partial y$ nyírósebesség közötti viszonyt a $\tau = \mu_{app} \partial u / \partial y$ egyenlőség-gel jellemzik a μ_{app} látszólagos viszkozitást alkalmazva. Nem-newtoni folyadékok reológiai jellemzésére leggyakrabban használt modell a

$$\mu_{app} = K \left| \frac{\partial u}{\partial y} \right|^{n-1},$$

ún. Ostwald-de Waele hatványtörvény modell, amelynél a nyírófeszültség és a nyírósebesség kapcsolata a

$$\tau = K \left| \frac{\partial u}{\partial y} \right|^{n-1} \frac{\partial u}{\partial y}$$

összefüggéssel adott, ahol K a konzisztencia állandó és n a folyási kitevő, vagy hatványkitevő [1]. Az $0 < n < 1$ eset a pszeudoplasztikus folyadéknak (pl. kenőanyagok, polimerek), az $n > 1$ eset a dilatáns folyadéknak (pl. zagyok) felel meg. Ha $n = 1$, akkor a newtoni közegre érvényes összefüggést kapjuk.



1. ábra Sebességprofilok a határrétegben

Összenyomhatatlan, nem-newtoni közegben síklappal párhuzamos, attól távol, a zavartalan áramlásban U_∞ állandó sebességű, lamináris áramlásban a folytonossági és a mozgásegyenlet az alábbi alakkal írták fel:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0,$$

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = K \frac{\partial}{\partial y} \left(\left| \frac{\partial u}{\partial y} \right|^{n-1} \frac{\partial u}{\partial y} \right).$$

Az egyenletrendszerhez a szilárd felületen, és attól távol a sebesség-komponensekre feltételeket írunk elő:

- a tapadás törvényének érvényesülését feltéve $u(x, 0) = 0$ rögzített felületre és $u(x, 0) = U_w$

az U_w sebességgel x irányban mozgó felületre, ahol $U_w > 0$, ha a felület a x irányban mozog;

- $v(x, 0) = 0$ át nem eresztő felület és $v(x, 0) = v_w(x)$ átteresztő (permeabilis) felület esetén, ahol v_w az a felületen átáramló közeg sebességét jelöli;

- a felülettől távol $\lim_{y \rightarrow \infty} u(x, y) = U_\infty$, ha a

közeg x irányú áramlási sebessége U_∞ és $\lim_{y \rightarrow \infty} u(x, y) = 0$ nyugvó közeg esetén.

Bevezetve a ψ áramfüggvényt az

$$u = \frac{\partial \psi}{\partial y}, \quad v = -\frac{\partial \psi}{\partial x}$$

egyenletekkel a folytonossági egyenlet automatikusan teljesül és a mozgásegyenlet az alábbi alakba hozható:

$$\frac{\partial \psi}{\partial y} \frac{\partial^2 \psi}{\partial y \partial x} - \frac{\partial \psi}{\partial x} \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} = \frac{K}{\rho} \frac{\partial}{\partial y} \left[\left| \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} \right|^{n-1} \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} \right]. \quad (1)$$

Ha a ψ áramfüggvényt, valamint az η és f hasonlósági változókat a

$$\psi(x, y) = (K/\rho)^{\frac{1}{n+1}} U_\infty^{\frac{2n-1}{n+1}} x^{\frac{1}{n+1}} f(\eta),$$

$$\eta = (K/\rho)^{-\frac{1}{n+1}} U_\infty^{\frac{2-n}{n+1}} y x^{-\frac{1}{n+1}}$$

alakban vesszük fel, akkor az (1) egyenlet és a peremfeltételek helyett az

$$\left(|f''|^{n-1} f'' \right)' + \frac{1}{n+1} f f'' = 0, \quad (2)$$

$$f(0) = 0, \quad f'(0) = -\lambda, \quad \lim_{\eta \rightarrow \infty} f'(\eta) = 1, \quad (3)$$

nemlineáris közönséges differenciálegyenlet peremérték feladata adódik, ahol a deriváltak az η változó szerinti deriváltakat jelölik és $\lambda = U_w / U_\infty$ a sebességhányados. Ha $n = 1$, akkor (2) a Blasius-egyenlettel egyezik meg.

Ekkor a sebességkomponensek η és f alkalmazásával kifejezhetők

$$u(x, y) = U_\infty f'(\eta),$$

$$v(x, y) = v^*(x) [\eta f'(\eta) - f(\eta)],$$

ahol

$$v^*(x) = \frac{U_\infty}{n+1} \operatorname{Re}_x^{-\frac{1}{n+1}} \text{ és } \operatorname{Re}_x = \frac{\rho U_\infty^{2-n} x^n}{K}.$$

Az f függvény ismeretében kapott $f''(0) = \gamma$, a fal melletti sebességgradiens, amelynek meghatározása vizsgálataink egyik főcélja. Az áramlásba helyezett testre ható, a zavartalan hozzááramlás sebességével párhuzamos ellenállás erőrése a felületi súrlódásból származó erő, amelynek meghatározásához a $C_{D,\tau}$ dimenziómentes ellenállás tényezőt használjuk, melynek értéke az adott peremfeltételek mellett függ a Reynolds számtól. Az általunk vizsgált γ értékkel tudjuk meghatározni az ellenállás tényezőfali csúsztatófeszültségből származó részét:

$$C_{D,\tau} = (n+1)^{\frac{1}{n+1}} \operatorname{Re}_x^{-\frac{n}{n+1}} |\gamma|^{n-1} \gamma,$$

a fal melletti nyírófeszültséget:

$$\tau_w(x) = \left[\rho^n K U_\infty^{3n} x^{-n} \right]^{\frac{1}{n+1}} |\gamma|^{n-1} \gamma$$

és a felületi súrlódási tényezőt.

3. TÖPFER-MÓDSZER

A peremérték feladatok analitikus és numerikus megoldása nehéz, a megoldások sok esetben nem is egyértelműek. Az $n=1$, $\lambda=0$ esetre ismertett Töpfer-módszer [9] általánosítható tetszőleges n folyási kitevőre. A (2), (3) peremérték feladat átalakítható a

$$\left(|g''|^{n-1} g'' \right)' + \frac{1}{n+1} g g'' = 0, \quad (4)$$

$$g(0) = 0, \quad g'(0) = 0, \quad g''(0) = 1 \quad (5)$$

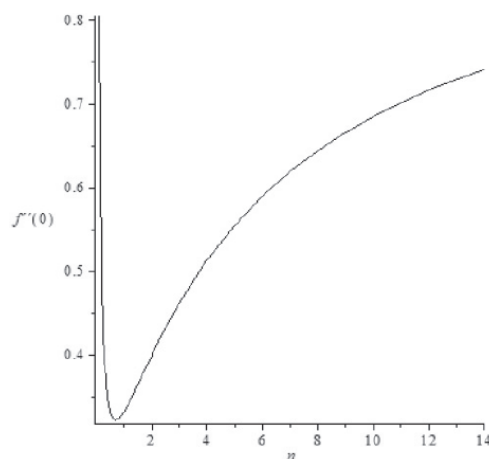
kezdetiérték feladattá, amely egyértelműen megoldható [2]. Innen

$$f(\eta) = \gamma^{(2n-1)/3} g\left(\gamma^{(2-n)/3} \eta\right),$$

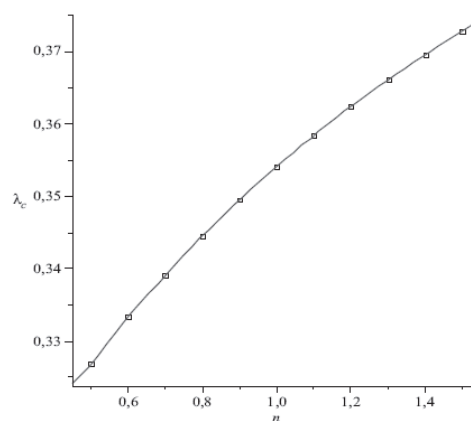
amely $n=1$ esetén megegyezik a Töpfer-féle transzformációval [9]. Az $f''(0) = \gamma$ fal melletti sebességgradiens a g megoldásból számítható:

$$\gamma = \lim_{\eta^* \rightarrow \infty} \left[g'(\eta^*) \right]^{\frac{n+1}{3}}.$$

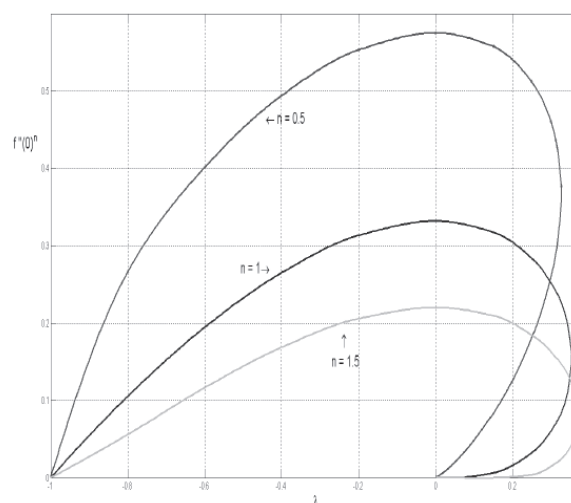
A (4)-(5) kezdetiérték feladat megoldásaiból kapjuk meg f -re a megoldásokat [2].



2. ábra A fal melletti $f''(0) = \gamma$ sebességgradiens paraméter n -től függően



3. ábra λ_c változása n -nel



4. ábra Az ellenállás tényező paraméterének változása λ -val különböző n -ekre

4. A HATÁRRÉTEG VIZSGÁLATA MOZGÓ FELÜLETEN

Áramló közegben mozgó felületen kialakuló határreteg jelensége több gyártási folyamatnál előfordul, pl. kenésmélemben, polimer filmek, vagy lemezek hűtése esetén. 1968-ban Steinheuer [8] vizsgálta mozgó síkfelületen newtoni közegben kialakuló határreteg áramlás hasonlósági modelljét, ha a lap mozgásának iránya és az áramlás iránya megegyező, vagy ellentétes; bár az irodalomban többnyire Klemp és Acrivos [5] 1972-ben megjelent cikkét említik. A numerikus eredmények alapján mindkét cikkben megállapították, hogy newtoni közegben ellentétes irányú mozgáskor hasonlósági megoldás csak a két sebesség hányadosának egy bizonyos értékéig létezik. Blasius-féle problémához a megoldások nem egyértelműek, ha a felület állandó U_w sebességgel a síklemezzel párhuzamos U_∞ sebességű áramlással ellentétes irányban mozog. Pozitív $\lambda = U_w/U_\infty$ hányados esetén két megoldás létezik mindaddig amíg λ kisebb, mint egy kritikus érték ($\lambda_c = 0,3541$), ettől nagyobb értékre hasonlósági megoldás nincs.

Nem-newtoni hatványközegre a jelenség hasonlósági megoldásainak vizsgálata [3]-ben megtalálható. A numerikus számítások nem-newtoni esetre is azt mutatják, hogy minden n hatványkitevőhöz megadható egy λ_c kritikus érték, továbbá hasonlósági megoldás csak akkor van, ha $\lambda < \lambda_c$. Ha $\lambda > \lambda_c$ az áramlás leválik, a határretegbeli közelítések tovább már nem alkalmazhatóak.

A (2), (3) peremértékfeladat megoldására kidolgozott iteratív eljárással meghatározható az $f''(0)$ értékeket n és λ paraméterekhez. Megmutatható, hogy λ_c értéke nő, ha n növekszik (3. ábra). Numerikus számítások alapján bemutatható, hogy $[f''(0)]^n$ hogyan változik λ -tól különböző n -ekre (4. ábra) [4]. A nyírófeszültségben szereplő $f''(\eta)$ grafikonjainak változását különböző λ értékekre ábrázolva megállapítható, hogy f'' negatív λ esetén szigorúan monoton csökken, míg pozitív λ esetén maximumát a határretegben veszi fel. A λ_c értékekre adott felsőbecslések eredményét összegzi [3].

5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

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

6. IRODALOM

- [1] Bird R.B., Stewart W.E., Lightfoot E.N.: *Transport Phenomena*, John Wiley, 1960.
- [2] Bognár G.: Similarity solutions of boundary layer flow for non-Newtonian fluids, *Int. J. Nonlinear Sci. Numerical Simulations*, 10 (2009), 1555-1566.
- [3] Bognár G.: On similarity solutions to boundary layer problems with upstream moving wall in non-Newtonian power-law fluids, *IMA J. Applied Mathematics*, (2011) 1-17.
- [4] Bognár G., Csáti Z.: Iterative transformation method for the generalized Blasius equation, XXVI microCAD International Scientific Conference, Miskolc, 29-30 March 2012, E10
- [5] Klemp, J.B., Acrivos, A.A.: A method for integrating the boundary-layer equations through a region of reverse flow, *J. Fluid Mech.*, 53 (1972), 177-199.
- [6] Schlichting H., Gersten K.: *Boundary Layer Theory*, 8th revised and enlarged ed., Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg 2000.
- [7] Shukla J. B.: Theory for the squeeze film for power law lubricants, *ASME Paper* 64-Lub-4, 1964.
- [8] Steinheuer J.: Die Lösungen der Blasiuschen Grenzsichtdifferentialgleichung, *Abhandlg. der Braunschweigischen Wiss. Ges.*, 20 (1968), 96-125.
- [9] Töpfer K.: Bemerkung zu dem Aufsatz von H. Blasius: Grenzsichten in Flüssigkeiten mit kleiner Reibung. *Z. Math. Phys.*, 60 (1912), 397-398.

A FELÜLETI ÉRDESSÉG M-RENDSZERŰ ÉS MOTIF PARAMÉTEREINEK KAPCSOLATA

CONNECTION BETWEEN SURFACE ROUGHNESS PARAMETERS OF M-SYSTEM AND MOTIF

Czifra Árpád¹, Horváth Sándor¹

¹ Óbudai Egyetem, Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar

ABSTRACT

Surface roughness of engineering surfaces becomes more and more important in design of machine elements. In practice there are two main standard to define surface roughness. One is the M-system with well known average roughness (R_a), maximal height (R_z) parameters and the other is the motif system which is mainly used in French automotive.

The aim of this study was to find any connection between parameters of M-system and motif system. Three different surface production technology was used and profile measurements were carried out.

1. BEVEZETÉS

A felületi érdesség mérés idén 80 éves múltja során két egymástól független kiértékelési rendszer vált ismertté. Az egyik az angolszász és német nyelvterületen alkalmazott ún. M-rendszer, melyet az ISO 4286 és 4287 [1, 2] szabványok rögzítenek az 1950-es évek óta, a másik az ún. motif rendszer, mely az ISO 12085 szabványban [3] került rögzítésre 1996-ban és elsősorban a francia autóipar használja.

Hazánkban a német ipari befolyás szinte kizárólagossá tette az M-rendszerű paraméterek használatát, így általánosan ismert az R_a - átlagos érdesség W_a -átlagos hullámosság vagy az R_z - érdességmagasság fogalom. Több – a francia autóiparral kapcsolatba kerülő – hazai cég értetlenül állt a rajzokon megjelenő R , W motif paraméterek előtt.

Az elterjedten használt gyártósori érdességmérők, vagy mérőszobai kisműszerek többsége nem tartalmazza alapfelszereltségként a motif paramétereket. Így kézenfekvően adódott a kérdés: Átszámolhatók-e egymásba a M-rendszerű és motif paraméterek. A szakirodalom erről meglehetősen szűkszavú, nem igazán találunk iránymutatást ezzel kapcsolatban.

Jelen munkánk célja annak vizsgálata volt, hogy feltárható-e kapcsolat a különböző rendszerű paraméterek között. Ennek érdekében három eltérő megmunkálású gépelemen

végeztünk érdességmérést és vizsgáltuk az egyes paraméterek kapcsolatát.

2. M-RENDSZER ÉS MOTIF

Fontos annak tisztázása, hogy a két eltérő kiértékelési rendszer elvi alapjai lehetőséget adnak-e a paraméterek kapcsolatának vizsgálatára. Munkánk első részében erre kerestünk választ.

2.1. Az M-rendszer

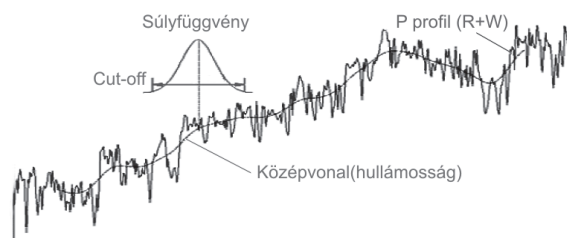
Az M-rendszerű kiértékelés során, akárcsak a motif kiértékelésben az érdességmérő műszer által regisztrált x - z digitális adathalmaz (D-profil) még tartalmazza a vizsgált darab ferdeségét a vontatóegységhez képest, esetleges függőleges (z) irányú elcsúszását a mérőgép 0 magasságkoordinátájához képest. Mindezek kiszűrésére elsőként egy középvonalra fektetés történik meg, melyet legtöbbször a mért adathalmazra a legkisebb négyzetek módszerével illesztett egyenes valósít meg [4]. Az ily módon rendezett adathalmazt P profilnak nevezzük.

A szüretlen profilnak is nevezett P profil már alkalmas a további kiértékelésre. A kiértékelés következő lépésében megtörténik a hullámossági profil (W-profil) meghatározása, szűrése [5]. A P és W profilok különbsége adja a gyakorlatban közkezdvelten használt érdességi (R) profilt.

A középvonalas (M-rendszerben) a szűrés konvolúciós szűrőkkel történik, melyek egy tetszőleges x_i helyen lévő pont $\pm \lambda c/2$ környezetében egy adott súlyfüggvény szerint átlagolják a magasságkoordinátákat. Végigfuttatva a szűrést a teljes profilon megkapjuk a hullámossági (W) profilt. A szűréshez használatos λc értékeket cut-off néven ismeri a szakirodalom, pontos értéküket az ISO-4288 szabvány tartalmazza.

A szabványok számos átviteli függvényt definiálnak, melyek a szűrés minőségét, a kapott érdességi és hullámossági profilt meghatározzák. A legrégebbi az ún. 2RC szűrés, legáltalánosabb a Gauss-szűrés, de napjainkban – az RC és

Gauss-szűrők hiányosságainak kiküszöbölésére – megjelentek a robust és spline szűrők is [5].



1. ábra. Az érdesség és hullámosság szűrése

A vonatkozó szabványokban definiált M-rendszerű paraméterek értelmezése ezek után az adott profilra vonatkoztatva értelmezhető, azaz pl. az átlagos érdesség megjelenhet R_a , W_a vagy éppen P_a formában, ahol rendre az érdességi, hullámossági vagy a szűretlen profil esetén adja meg a mérési pontok középvonaltól mért átlagos abszolút távolságát. Az egyes paraméterek értelmezését a vonatkozó szabványokban megtaláljuk, egy részük jól ismert a hazai gépészmérnöki gyakorlatban. Pontos ismeretük nem fontos annak megítélése szempontjából, hogy a két rendszer között létesíthető-e elméleti kapcsolat.

2.2. A motífrendszer

A motíf alap gondolata, hogy a mért profil egyes részei bizonyos feltételek mellett elhanyagolhatók. Motífnak a két szomszédos csúcs közötti profilszakaszt nevezzük. Két szomszédos motíf összevonható az alábbi feltételekkel:

- Burkoló görbe feltétel: A közös csúcs kisebb legyen, mint a szomszédos csúcsok valamelyike.

- Szélességi feltétel: A kapott motíf szélessége nem nagyobb a vizsgált egyenetlenségre rögzített határértéknél (B vagy hullámosságnál A).

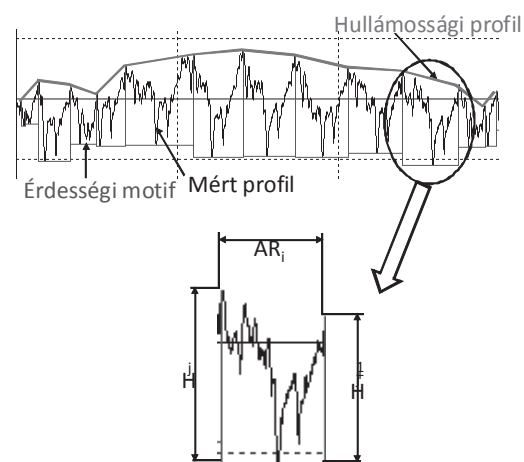
- Növelési feltétel: Az összevonás nem csökkentheti a motífnak jellemző mélységét.

- Viszonyítási feltétel: Két szomszédos motíf kombinációja csak akkor megengedett, ha valamelyik jellemző mélysége kisebb, mint az összevonással létrejövő motíf jellemző mélységének 60 %-a.

A motífnak összevonása után meghatározhatók a profil motíf paraméterei. Az R - motífnak átlagos magassága paraméter a motífnak közepes magasságának (a H_j és H_{j+1} magasságok számtani közepének; ld.: 2. ábra) átlaga. Az R_x paraméter, mely az érdességi motífnak maximális magasságát jelenti az alaphosszon értelmezve.

Akár csak a korábban bemutatott középvonalas, ún. M-rendszerben, a motíf

kiértékelése során is megkülönböztetünk érdességet és hullámosságot, de itt a szűrés egy lépésben történik. Nem szükséges középvonal, hanem az érdességi motífnak meghatározása után azok burkológörbéjeként értelmezzük a hullámosságot. Motíf kiértékelés esetén a hullámosság olyan geometriai eltérés, amelynél a szomszédos csúcsok távolsága nagyobb, mint A , de nem nagyobb, mint B , az érdességnél pedig a szomszédos csúcsok távolsága kisebb, mint B . A motífnak jellemző A és B határértékek megtalálhatók a EN ISO 12085 szabványban. A hullámosságra – mint kiértékelendő profilra – meghatározhatók a hullámossági motífnak és hullámossági paraméterek: W – hullámossági motífnak átlagos magassága, W_x – hullámossági motífnak maximális magassága.



2. ábra. Motíf kiértékelés; érdesség, hullámosság, motíf értelmezése

A két módszer elveinek bemutatása után nyilvánvalóvá válik, hogy az egyes paraméterek közötti közvetlen kapcsolat elvi szinten kizárható. Ugyan az M-rendszer esetén is igaz, hogy pl. az átlagos érdesség paraméter elsősorban a domináns mikrogeometriai elemektől függ, hiszen ezek határozzák meg az átlagot, de a kétféle szűrés eljárás ezen domináns elemek hasonlóságát is megkérdőjelezi. A motíf érdességi paraméterei alapvetően az M-rendszerbeli szűretlen profil paramétereivel vethetők össze, míg a hullámossági profilok között nem igazán értelmezhető közvetlen kapcsolat.

A műszaki gyakorlat szempontjából azonban fontos kérdés, hogy adott felületi jelleg mellett feltárható-e kapcsolat az érdességi és motíf paraméterek között. Ilyen jellegű kapcsolatot ismer a gyakorlat az R_a és R_z paraméterek között (részletesen ld.: [6]).

3. EREDMÉNYEK

A további, méréseken alapuló vizsgálatok fő kérdése tehát az volt, hogy adott gyártástechnológia esetén kimutatható-e valamiféle összefüggés a két rendszer paramétere között.

3.1. Vizsgált felületek

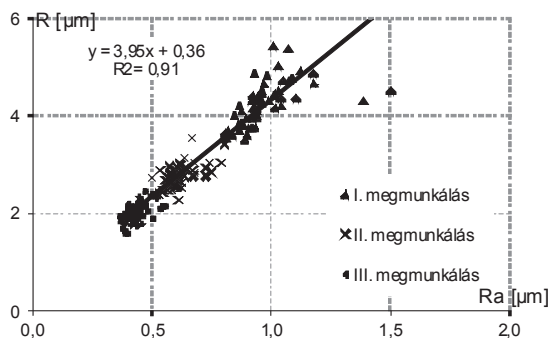
A vizsgálatokat három eltérő gyártástechnológiai folyamatra terjesztettük ki. Az első egy porkohászati technológiájú felület volt, a második hidegalakítási technológiával, míg a harmadik finomfelület-alakító eljárással készült felület. A kutatásokat támogató cég kérésére a gyártástechnológiák pontos leírását ipari titokként kezeljük, ezért ezek részletes ismertetését mellőzzük. A továbbiakban I., II. és III. jelöléssel hivatkozunk rájuk.

Mindhárom technológia esetén 20-20 gépelemen készültek érdességmérések az Óbudai Egyetem Mikrotopográfiai laborjának Mahr típusú metszettapintós készülékén. A mérésekhez FRW-750 jelű 90°-os csúcshögű, 5 µm csúcssugarú tapintót használtunk. A méréseket szabványos 5,6 mm vontatási hosszon végeztük. Az M-rendszerben alkalmazott cut-off értéke 0,8 mm volt, míg a motif rendszer A és B értékei rendre 0,5 és 2,5 mm voltak. Minden darabon 3 mérést végeztünk, azaz egy-egy gyártástechnológia esetén 60 mérésből álló adathalmazzal dolgoztunk.

A profilokra az M-rendszerből 17 paraméter, míg a motif rendszerből 6 paraméter értékét vizsgáltuk, de a továbbiakban csak azokat az eredményeket mutatjuk be, melyek az ipar számára közvetlenül hasznosíthatók.

3.2. Paraméterkapcsolatok

Az 3. ábra a legismertebb M-rendszerű és leggyakrabban használt motif paraméter kapcsolatát mutatja a három megmunkálási technológia esetén.



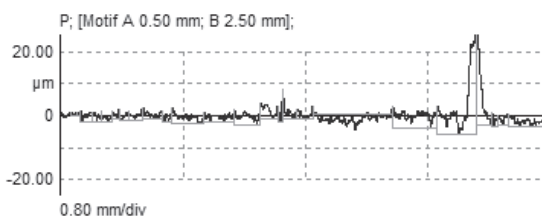
3. ábra. Az átlagos érdesség (R_a) és az átlagos motif magasság (R) kapcsolata

Az eredmények nagyon erős korrelációt mutatnak. A három különböző megmunkálás is jól elkülönül. A 3. ábrán úgy tűnik, mintha a I. megmunkálás jóval nagyobb szórással rendelkezne, mint a másik kettő, az 1. táblázat adatai szerint az értékek relatív szórása (a szórás átlaghoz viszonyított értéke) az I. megmunkálás esetén is csak 12,9 %, ami stabil megmunkálási körülményekre utal. Fontos észrevenni, hogy a három megmunkálás relatív szórása hasonló trendet mutat az R_a és az R paraméter esetén. Mindkét paraméternél az I. a legnagyobb, a II. a legkisebb relatív szórású.

1. táblázat. Az R_a és R paraméterek átlaga és relatív szórása

	I.	II.	III.
Ra – átlagos érdesség			
átlag R_a [µm]	0,96	0,62	0,44
rel. szórás [%]	12,9	10,3	10,9
R – motifok átlagos magassága			
átlag R	4,25	2,78	2,02
rel. szórás	10,5	8,3	9,1

A 3. ábrán két pontot fedezhetünk fel, amelyek jelentősen távol esnek az illeszkedő egyenestől. Mindkét pont az I. jelű megmunkálás esetén jelenik meg. Az egyik ilyen ponthoz tartozó profilnak egy részletét mutatja a 4. ábra. A profilon egy egyedi kiugrás, felrakódás figyelhető meg. Ez a felrakódás okoz jelentős eltérést a többi profilhoz képest az R_a paraméter értékében, megnövelve azt 1,38 µm értékre, ami 43,7%-kal magasabb, mint a megmunkálásra jellemző átlag. Fontos észrevenni, hogy az átlagos motif paraméter (R) nem érzékeny erre az eltérésre; értéke 4,31 µm, ami mindössze 1,4 %-kal magasabb az átlagos értéknél. A profilon jól kivehető, hogy a kiugráshoz mindössze egyetlen profilelem, egyetlen motif tartozik, így az sokkal kevésbé befolyásolja a teljes profilra vonatkozó átlagot.

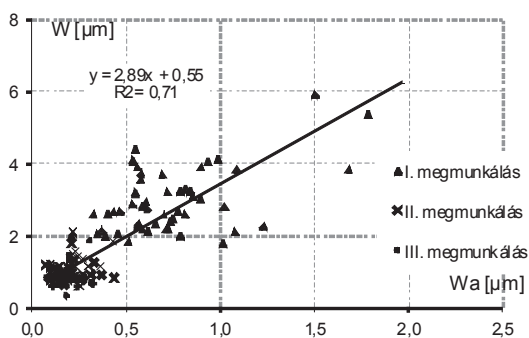


4. ábra. Kiugró R_a értékkel rendelkező profil

További érdességi paramétereket vizsgálva több amplitúdó paraméterre vonatkoztatva is erős korreláció volt megfigyelhető az M-rendszerű és a motif paraméterek között, de ezeknél a korreláció mértéke gyengébb volt, mint a bemutatott R_a - R paraméterkombinációra.

A profilok térközi paramétereit is vizsgáltuk. M- rendszerben az RS (lokális maximumok átlagos távolsága) és RSm (profilelemek átlagos távolsága) paraméterek jelentik a térközi információt, míg motíf kiértékelés esetén az AR (motifok átlagos szélessége) ad tájékoztatást a profil hosszirányú összetevőiről. Ezen paraméterek esetén nem volt kimutatható szoros kapcsolat. A korrelációs együttható 0,4 alatti volt.

A hullámossági jellemzők vizsgálata során meglepő eredményre jutottunk. Az elméleti áttekintés eredményeként semmilyen különösebb kapcsolat nem feltételezhető a két módszerrel meghatározott hullámossági jellemzők között, mert különböző határhullámhosszak jellemzik az M-rendszerű és motíf kiértékelést. A vizsgált profilok esetén az M-rendszerben használt cut-off 0,8 mm volt, azaz az ennél nagyobb hullámhosszú összetevőket értelmezzük hullámosságnak, míg motíf esetén 0,5 mm volt a B paraméter, ami a hullámossági összetevők alsó határértéke. Ennek megfelelően a hullámossági térközi paraméterek WSm (hullámossági profilelemek átlagos távolsága) és AW (hullámossági motífok átlagos szélessége) semmilyen korrelációt nem mutatott, korrelációs együtthatójuk 0,0018 volt. A hullámosság magasságirányú paraméterei azonban nem függetlenek a két rendszerben. Ezt mutatja az 5. ábra.



5. ábra. Az átlagos hullámosság (W_a) és az hullámossági motífok átlagos magassága (W)

A hullámossági eredmények közepes korrelációjában fontos szerepe van annak, hogy mindhárom megmunkálás esetén mindkét hullámossági jellemző 30-50% közötti relatív szórással rendelkezik.

Érdemes felfigyelni arra is, hogy a mért profilok hullámossága – az érdességhez viszonyítva – igen nagy. A 3. és 5. ábra érdességi és hullámossági értékei mindhárom megmunkálás esetén hasonló tartományban vannak. Ennek ellenére magas korreláció volt megfigyelhető az érdességi paraméterekben.

4. KÖVETKEZTETÉSEK

Vizsgálataink eredményeként a M-rendszerű és motíf paraméterek kapcsolatára az alábbi megállapításokat tehetjük.

- A két kiértékelés-technika paramétereinek származtatásában olyan mértékű különbségek vannak, melyek az egyes paraméterek általános elvi kapcsolatát kizárják.
- Adott megmunkálási környezetben található kapcsolat az M-rendszerű és motíf paraméterek között.
- A vizsgált felületek esetén az átlagos érdesség (R_a) és a motífok átlagos magassága (R) között az alábbi összefüggés volt felírható: $R=3,95R_a+0,36$.
- Az átlagos hullámosság és a hullámossági motífok átlagos magasság közepes erősségű korrelációt mutat.

5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A projekt az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg: „TÁMOP-4.2.1.B-11/2/KMR-2011-0001 Kritikus infrastruktúra védelmi kutatások”

A szerzők köszönetet mondanak Lipusz Gergely Levente és Nagy Viktor hallgatónak a mérések kivitelezésében nyújtott segítségért!

6. IRODALOM

- [1] EN ISO 4287 Geometrical Product Specification (GPS) - Surface texture: Profile method. Terms, definitions and surface texture parameters (ISO 4287:1997)
- [2] EN ISO 4288 Geometrical Product Specification (GPS) - Surface texture: Profile method. Rules and procedures for the assessment of surface texture (ISO 4288:1996)
- [3] EN ISO 12085 Geometrical Product Specification (GPS) - Surface texture: Profile method. Motif parameters
- [4] Palásti K B, Néder, Z: A felületi mikrogeometria mérése és kiértékelése, GÉPGYÁRTÁSTECHNOLÓGIA 1995:(11) pp. 425-428. (1995)
- [5] Horváth, S.: A felületi hullámosság 2D-s és 3D-s jellemzése, a működési tulajdonságokra gyakorolt hatásának vizsgálata és elemzése, ZMNE, PhD értekezés, Budapest, 2008.
- [6] Palásti K B, Sipos S., Czifra Á.: „ $R_z = 4 \cdot R_a$ ” és egyéb érdességi értelmezések a forgácsolt felületek értékelésében, GYÁRTÓESZKÖZÖK, SZERSZÁMOK, SZERSZÁMGÉPEK 2012:(1) pp. 20-24. (2012)

A TERMÉK-SZOLGÁLTATÁS RENDSZEREK SZEREPE A TERMÉKTERVEZÉSBEN

ROLE OF PRODUCT-SERVICE SYSTEMS IN PRODUCT DESIGN

Csортán Beáta, PhD hallgató, BME Gép- és Terméktervezés Tanszék
Dr. Horák Péter, egyetemi docens, BME Gép- és Terméktervezés Tanszék

ABSTRACT

With the introduction of product-service, the idea of product is much more than the actual physical product. This means that the product is such a complex system that offers a solution to a concrete problem and the service connected to it. This article searches for the crucial possibilities of design-methodology regarding this topic. It intends to introduce tools that help to execute service-design in the product design process.

1. BEVEZETÉS

Míg a hagyományos terméktervezés módszerei az ipari gyakorlatban jól megalapozottak és több évtizedes múltra visszatekinthetőek, a szolgáltatások tervezése még kialakulóban van. Nem ad kész eszközöket a mérnökök kezébe, akik már a tervezés kezdeti szakaszaiban be tudnák építeni a későbbiekben felmerülő elvárásokat a termék és annak szolgáltatása felé. [1]

Ezen cikk a szolgáltatástervezés integrálását mutatja be a terméktervezés folyamatába. Hiszen a terméktervezés folyamán mindenképp szükséges beépíteni az egyes fázisokba a szolgáltatástervezés szempontjait, hogy a későbbiekben a termék maradéktalanul meg tudja annak felelni.

A 2. fejezetben a Termék-Szolgáltatás rendszer a 3. fejezetben a VDI 2221 szerinti konstrukciós tervezés folyamatmodelljének rövid ismertetése található, majd a 4. fejezetben azok integrálási lehetőségei.

2. TERMÉK-SZOLGÁLTATÁS RENDSZER

A Termék-Szolgáltatás rendszer (a továbbiakban Product Service System, rövidítve: PSS) a termékek és a hozzájuk kapcsolt szolgáltatások integrált kombinációjából áll. Magában foglalja a szolgáltatás által generált versenyképes vállalati stratégiát, szem előtt tartja a fenntartható környezet fontosságát, illetve alapul veszi a versenytársaktól való megkülönböztetést.

A PSS előnyei: Akadály állítása a versenytársaknak a vevő-szállító kölcsönös függőségével. A piaci kínálattól való megkülönböztetés, bevétel növelése az új szolgáltatások megjelenésével. Fenntarthatóbb üzleti megközelítés.

A PSS korlátai: Szükség van a kölcsönös bizalomra a szolgáltató és ügyfél között, mivel a tranzakció egy hosszútávú kapcsolat irányába tolódik el. A gyártó rengeteg kockázatot vállal fel, emellett szervezetében változások lépnek fel.

2.1. A szolgáltatástervezés elméleti áttekintése

A PSS első hivatalos megfogalmazása 1999-ben Goedkoop által született meg [2]. Azóta a legtöbb szerző széles körben használja ezt a definíciót korszakonként átalakítva az egyéni nézőpontok és kutatási területek fókuszpontjai szerint.

A PSS általánosságban a következő képpen értelmezendő: a termékek és szolgáltatások olyan rendszere, mely felhasználói funkciókat fed le, olyan módon, hogy csökkenteni a környezeti ártalmakat.

Goedkoop a PSS fogalom könnyebb megértése érdekében definiálja a kulcs elemeket:

Termék: kézzelfogható eladásra kínált árucikk. Szolgáltatás: másokért végzett gazdasági értékkel bíró tevékenység,

gyakran kereskedelmi alapon végezve. Rendszer: elemek gyűjteménye a köztük lévő kapcsolatokkal együtt.

A szolgáltatások ökohatékonyság szerinti osztályozása az alábbi kategóriákat foglalja magában: nem tárgyiasult szolgáltatások, termék-szolgáltatás rendszerek (1. ábra), és szolgáltatásorientált ökodizájn [3].

A PSS-t a szakirodalom általában három fő kategóriába csoportosítja:

Termék orientált: termékkel kapcsolatos szolgáltatás és tanácsadás.

Használat orientált: a termék megosztása, bérbeadása, lízingelése, közös használata.

Eredmény orientált: eredmény alapú kompenzáció a fizikai termék bevonása nélkül.

érték fő hordozója a termék	PSS			érték fő hordozója a szolgáltatás
	szolgáltatás tartalom			
termék tartalom				
tiszta termék	termék orientált	használat orientált	eredmény orientált	tiszta szolgáltatás
	1. termékkel kapcsolatos szolgáltatások 2. termékkel kapcsolatos tanácsadás	3. termék lízing 4. termék bérbeadás 5. termék közös használata	6. tevékenység menedzsment 7. egységár alapú kompenzáció 8. funkcionális eredmény alapú kompenzáció	

1. ábra. A PSS kategóriái [4]

A továbbiakban ezen publikáció főként a termék illetve bizonyos értelemben a használat orientált kategóriát veszi alapul a terméktervezési folyamatmodell újragondolásánál. Cél egy olyan modell felépítése, mely segítséget nyújt a tervezők számára a szolgáltatás tervezési folyamatba való beépítésénél. Fontos annak tisztázása, hogy a termék nem helyettesítendő egy szolgáltatással, hanem a szolgáltatás magába a termékbe épül bele, illetve a ahhoz szervesen kapcsolódik.

2.2. Szolgáltatástervezés a gyakorlatban

A termékorientált szolgáltatások közös jellemzője, hogy a vállalat profilja továbbra is az adott termékek előállítására, ugyanakkor azokhoz kiegészítő szolgáltatásokat is ajánl. Ilyen szolgáltatás lehet javítás, karbantartás, élettartam lejárat után visszavétel.

Demeter Krisztina [5] publikációjában többek között a következő két esettanulmányt említi:

A McCormack cég termelését az aratási időszakban felfüggesztette és a dolgozókat a szerviz kirendeltségekre küldte, hogy ott segítsenek. A rendkívül nagy beruházást jelentő, de csak a nyári 2-3 hetes aratási szezonban használt gépek meghibásodása és leállása felbecsülhetetlen károkat okozhatott a farmereknek, ezen enyhítettek a jó alkatrész

utánpótlással, valamint a csúcsideszakban rendelkezésre álló szakképzett dolgozókkal. Ezzel az akcióval a McCormack elérte, hogy termékei magasabb árak ellenére kelendőbbek lettek a piacon.

A másik esettanulmányban a Swift and Armour cég a korábban lábon szállított élőállat helyett, ami rendszerint sok állat elhullását és súlyvesztését eredményezte, mire a célállomásra értek, hatékonyan és alacsony költségekkel és jó minőségben működő vágóhidat és húsfeldolgozó üzemot hozott létre, ahol az állatokat már helyben feldolgozta. Majd hűtött vasúti kocsikat vásárolt, és a termékeket azokon juttatta el a megrendelőkhez.

Egyre több vállalat alakul át és a hagyományos terméken túl nyújt szolgáltatásokat is, és a jövőben még nagyobb érdeklődés lesz a téma felé, így mindenképp van létjogosultsága a kutatásnak. A terméket az életútja során minden egyes fázisánál lehet szolgáltatással támogatni. Szükséges viszont ennek a kellő átgondolása a tervezés folyamán.

Kiváló példa a termék orientált szolgáltatás gyakorlati megvalósítására az Interface Inc. [6], mely elsősorban szőnyegek gyártásával foglalkozik, vállalja az elpiszkolódott termék tisztítását, illetve hasznos élettartamának végén visszavásárolja a szőnyeget és újrahajszosítja azokat. A terméket tudatosan végigkíséri az életútján. Már a tervezésnél odafigyelnek arra, hogy könnyen lehessen a terméket telepíteni és javítani. A mintákat úgy találták ki, hogy könnyedén ki lehessen abból vágni és helyettesíteni, hogy az ne látszódjék a későbbiekben meg.

3. KONSTRUKCIÓS TERVEZÉSI FOLYAMAT

A tervezők felelősséggel tartoznak már a tervezési folyamat korai szakaszáért is. Rajtuk múlik, hogy megtalálják a módját annak, hogy kevesebb olyan autót tervezzenek, amelyek káros anyagokat bocsátanak ki, tanulmányozzanak megbízhatóbb motorokat, használjanak energiahatékony termelési folyamatokat, valamint létrehozzanak új szolgáltatásokat támogató megoldásokat, amelyek lehetővé teszik a fenntartható fogyasztói magatartást [1].

A tervezési folyamat egyik legfontosabb eleme a termék életciklus modell, mely a termék életútjának minden egyes lépését vizsgálja. Ennek az átfogó elemzése, majd a tervezési folyamatmodellbe való beépítése szükségszerű.

3.1. Termék életpálya

Az életciklus aspektus egy átfogó nézet (2. ábra), melynek számos eleme kölcsönhatásban van, pl.: források, szereplők, tevékenységek, események.



2. ábra. Termék-előállítás a termék életciklusában [7]

Ezt az átfogó összefüggést nem lehet kizárólagosan a gazdasági tényezőkre szűkíteni. A világnak szüksége van a többdimenziós fenntartható fejlődésre, gazdasági, társadalmi, és környezeti szempontokat egyenrangúan figyelembe véve. Ezért nyilvánvaló, hogy a jövő életciklus modellje nem kerülheti el a legfontosabb követelményeket: a

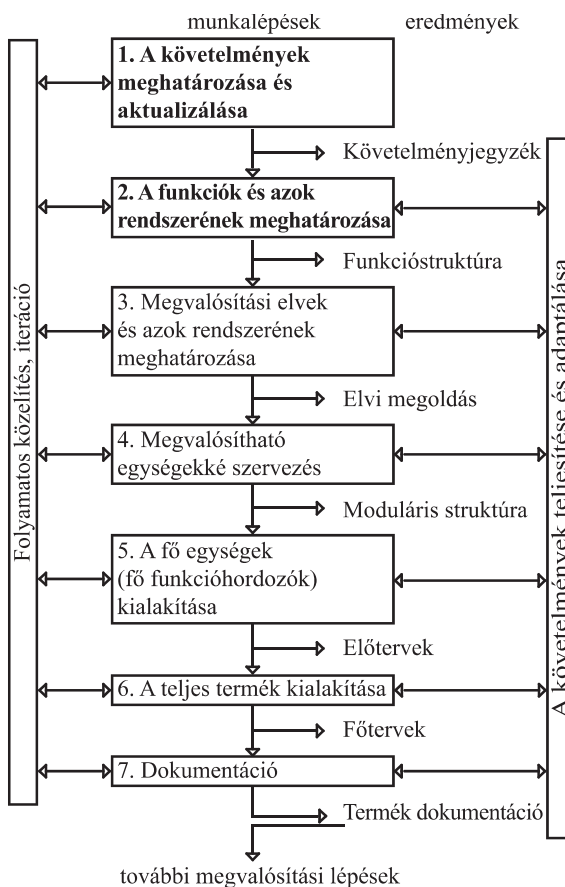
gazdasági és társadalmi hatásokat, amelyek a PSS tervezői döntéseiből fakadnak. [1]

A tervezés előtt már szükséges olyan fontosabb döntéseket meghozni, hogy a termék életútját mennyire követi a hozzá kapcsolódó szolgáltatás. A legideálisabb természetesen, amikor végig támogatja, mint például a már korábban említett Interface Inc. vállalat szőnyege. Ez egy komplexebb termék esetében viszont komoly feladatot ad a tervező csapatnak. Egy rendszer felépítése szükséges hozzá, hogy a folyamat összes szereplője gördülékenyen tudjon együttműködni.

3.2. VDI 2221

A termékfejlesztés folyamatát a részletesebb tárgyalás érdekében további elemi részfolyamatokra érdemes bontani. A részfolyamatok határait pontosan ki kell jelölni, majd meg kell nevezni és a bennük foglaltatott tevékenységek által definiálni azokat.

A VDI (Német Mérnökök Egyesülete - Verein Deutscher Ingenieure) 2221 [8] irányelv (3. ábra) szerint a konstrukciós tervezés folyamata 7 munkalépésből áll.



3. ábra. VDI 2221 konstrukciós tervezési folyamat [8]

A folyamaterv elsősorban a soros munkaszakaszokat és lépéseket tartalmazza, de a fő hangsúlyt a gyakorlatnak megfelelően nem a koncepcióképzésre, hanem a megtervezési szakaszra helyezi. Egy olyan összetett modell, mely felhasználja a Pahl-Beitz [9] és a Roth [10] féle konstrukciós tervezés felépítését.

A konstrukciós tervezési folyamatmodell az egyes munkalépéseket és azok eredményeit szemlélteti a köztük lévő sorrendiség függvényében.

A szolgáltatástervezés szempontjából a folyamat első két munkalépésének és azok eredményeinek vizsgálata

kiemelt fontosságú, ugyanis a termék és a hozzá kapcsolódó szolgáltatások költségét a korai, koncepcionális szakaszban lehet döntően befolyásolni. Jóllehet a későbbi, a termék kialakításához kapcsolódó további munkalépések során is adódnak olyanok, amihez a szolgáltatás tervezés szorosan kapcsolódik. Ilyen lehet például a termék karbantartás szempontjából helyes kialakítása, hogy a karbantartást végző minél könnyebben, gyorsabban, kényelmesebben el tudja végezni ezt a munkafolyamatot.

4. A SZOLGÁLTATÁSTERVEZÉS MEGVALÓSÍTÁSA A TERVEZÉSI FOLYAMATBAN

A VDI 2221 folyamatmodell egyes elemeiben rejlő szolgáltatástervezési lehetőségek illetve a felvetődő problémák és azok megoldási lehetőségeinek vizsgálata következik konkrét termékeken keresztül.

4.1. Feladat megfogalmazása, pontosítás

A szolgáltatás beépítése a folyamatba ezen szakaszban kezdődik meg. A feladat pontos megfogalmazását segítő kérdések következnek, illetve azokhoz több példán keresztül lehetséges szolgáltatás megoldások.

Milyen problémáról van szó, amit a termék megold? A mobilitás lehetőségét a fogyasztó az autóval vásárolja meg. Ahhoz, hogy az ételei sokáig frissen maradjanak hűtőszekrényre van szüksége. Egy festékgyártó egyszerűen értékesítheti festékeit, de vállalhatja is, hogy a vásárlónál saját gépekkel ő maga végzi a festést, és ezzel termék helyett komplett szolgáltatást nyújt az ügyfélnek.

Mi lehet ennek az előnye? A festékgyár nyilvánvalóan nagyobb hozzáadott értéket állít elő, amelyért nagyobb árbevételre és profitra számíthat. De a fogyasztó is jól jár, hiszen a festékgyár törekedni fog a minél kisebb festékvesztésre. Ráadásul átháríthatja a gép beruházásával, működtetésével és karbantartásával járó költségeket is a beszállítóra.

A műszaki alkotás milyen célt szolgál? Azért, hogy a fogyasztó dokumentumokat kezeljen és sokszorosítson egy fénymásolóra vagy nyomtatóra van szüksége. A vállalatok már nem kizárólagosan termékeket, hanem megoldásokat kínálnak ügyfeleiknek. Ezen a szinten a termelés és szolgáltatás közötti határvonalnak már nincs jelentősége. Ha az a cél, hogy A pontból B pontba eljussunk, akkor ezt a célt ugyanúgy szolgálja, ha az autó a saját tulajdonunk, mint ha lízingeljük, vagy néhány napra kikölcsönözzük.

Milyen tulajdonságokkal rendelkezzen és milyen tulajdonságokkal nem rendelkezhet a termék? A nyomtatóba beépített számláló segít abban, hogy mikor kell festékpátront és egyéb alkatrészeket cserélni. Ugyanakkor ez küldhet üzenetet a karbantartó cégnek a másolt oldalszám után, így automatikusan megoldódik a probléma megjelenése előtt a karbantartás.

Milyen fejlesztési lehetőségek vannak? A technológia fejlődésével, egyre több termékbe építenek bele már az eddigi elektronika mellé monitorozást. Különböző érzékelő és mérő egységek segítségével optimalizálni lehet a szerkezeteket. A fejlettebb termékek akár önmagukat is tudják javítani. Ilyenek a rendszerek működőképességének folyamatos nyomonkövetésére és fenntartására, a berendezések karbantartására, alkatrész utánpótlására, felújítására irányuló tevékenységek. Ezeket a feladatokat sokszor a felhasználó látja el, de egyre gyakoribb, hogy a kulcsrakész rendszert szállító vállalat felvállalja a rendszer működtetését is. Klasszikus példa a Rolls-Royce [5] légitársaságoknak nyújtott „Power by the hour” szolgáltatása. Lényege, hogy a repülőgép hajtóművet, ami a Rolls Royce terméke, a cég folyamatosan, számítógépes összeköttetésen keresztül felügyeli. Ha gond adódik vele, akkor azt azonnal észleli és legtöbbször képes még repülés közben, a levegőben orvosolni a problémát. A légitársaságnak a karbantartással

nem kell foglalkoznia, mivel a Rolls Royce vállalja, hogy a hajtóművek működőképességét fenntartja. Az ő dolga azt eldönteni, hogy ehhez pótkatrészre, a hajtómű felújítására, kicserélésére van-e szükség. Egyetlen cél áll a középpontban: a repülőgépek képesek legyenek a menetrendnek megfelelően, technikai fennakadás nélkül ellátni feladatukat.

Milyen feltételeket, követelményeket kell figyelembe venni a fejlesztés során? Fontos eldönteni, hogy a termék életútja mely szakaszaihoz kapcsolódik a szolgáltatás és ez pontosan kinek a feladata elvégezni. Az IKEA termékei úgy vannak megtervezve, hogy azokat a felhasználó az otthonában össze tudja szerelni. Az otthoni használatra tervezett nyomtatóknál a felhasználó feladata a használati utasításban található tisztításra és anyag feltöltésre vonatkozó lépéseket elvégezni.

A feladat pontosításánál megfogalmazott peremfeltételeket a követelményjegyzék foglalja össze. A felépítése a termék életciklus szakaszokhoz igazodik. Az egyes életciklus lépéseknél szerepelnek a termékkel szemben támasztott különböző elvárások, amelyek adott esetben a termék nyújtotta szolgáltatásként jelenhetnek meg.

4.2. A funkciók és kapcsolataiknak meghatározása

A fejlesztés következő lépése a folyamat olyan részfeladatokkal való bővítés, ami a szolgáltatást támogatja. Az egyes részfunkciók lebontásakor figyelembe kell venni az azok közti oksági kapcsolatokat az anyag, energia és információ szintjén. Szükséges a folyamat szereplőinek és azok feladatainak összehangolása, lehetséges alternatív megoldások után való kutatás.

A részfunkciókra való megoldások keresése két példán keresztül kerül bemutatásra:

1. Nyomtató karbantartása: Régebben manuálisan történt az oldalszám leolvasása és a nyomtató patron cseréje, illetve a papír feltöltése. A mai nyomtatókba bele van építve, hogy bizonyos oldalszám után jelezze a felhasználónak, hogy töltsd után a gépben a festéket vagy a papírt, esetlegesen tisztítsd meg alkatrészeket. A nagyobb fénymásolóknál dupla papír köteget is el lehet helyezni, ami így késlelteti annak az utántöltését.

A nyomtató ugyanakkor egy komplex rendszerként is működhet, ahol magába a szerkezetbe épített szenzorok mérik a szükséges paramétereket, majd azokról üzenetet küld ha szükséges közbeavatkozni. Kérdés, hogy ez a jelzés milyen úton jut a felhasználóhoz vagy a karbantartó céghez. Az infrastruktúra felállításával nő a lehetőségek száma. A nyomtató kommunikációja a számítógéppel megoldható vezetékiesen vagy wifin keresztül. Ha a karbantartó cég valós időben tudja monitorozni a terméket, akkor automatikusan kijön és orvosolja a problémát, annak a létrejötté előtt. Ezzel a rendszerrel kialakítható egy sokkal felhasználóbarátabb szerkezet.

2. Gépkocsi karbantartása: A műszerfalán megjelenő ikonok jelzik a felhasználó számára, hogy mely alkatrésszel kapcsolatosan kell szervízbe menni és azt is, hogy mennyire sürgős a helyzet. Ugyanígy mutatja azt is, hogy mennyi benzin van az üzemanyagtartályban, jelez, hogy nem kötötte be a biztonsági övét az utas. Ezen rendszer szereplőinek bővítésekor a folyamatok időigényét csökkenteni lehet, mint például az alkatrészek beszerzése.

Szintén a valós idejű monitorozás adja a legjobb megoldást. Amennyiben a szervíznek és a gyártónak is közvetlenül küldi a gépkocsi az üzenetet, hogy mely alkatrész hibásodott meg, úgy egy időben elkezdődik annak a megrendelése, így mikor odakerül a sor, az könnyedén cserélhető. A folyamat összes szereplője sokkal gyorsabban tud reagálni akár a probléma megtörténte előtt.

A koncepcióképzés folyamán kidolgozott funkcióstruktúrák és elvi megoldásváltozatok értékeléséhez, illetve a legjobb változat kiválasztásához szükséges az értékelési kritériumrendszer a Termék - Szolgáltatás rendszerhez kapcsolódó szempontokkal is kibővíteni.

5. ÖSSZEFOGLALÁS

A Termék–Szolgáltatás rendszer létrejöttével a termék fogalma már túlmutat a hagyományos értelemben vett fizikai tárgyon. Pontosabban megfogalmazva a termék egy olyan komplex rendszer, mely megoldást ad egy valós problémára és az ahhoz szorosan kapcsolódó szolgáltatásra. Teret ad az innovációnak, a közvetlen emberi kapcsolatoknak, lehetővé teszi személyre szabott szolgáltatások létrehozását, nem utolsósorban pedig hozzájárul fogyasztásunk fenntarthatóbbá tételéhez.

Ezen cikk a tervezésmódszertan ezzel kapcsolatos kulcsfontosságú lehetőségeire hívja fel a figyelmet. Az ehhez kapcsolódó kutatások megoldási lehetőséget keresnek arra a problémára, hogy milyen eszközök segítik a terméktervezésben a szolgáltatástervezés megvalósítását.

A publikációban felvetett VDI 2221-en alapuló folyamatmodell egyes elemei képezik az alapját a további kutatásoknak, amelyeknek célja választ adni a következő kérdésekre: Hogyan tervezzük szolgáltatás szempontból helyes terméket? Milyen értékelési szempontok alapján lehet összehasonlítani ezeket a termékeket? Az új termék tervezésének folyamatában hogyan valósul meg a szolgáltatás tervezése?

5. IRODALOM

- [1] M. Garetti, P. Rosa, S. Terzi: Life Cycle Simulation for the design of Product-Service Systems. In: CIRP Annals – Manufacturing Technology 2012. 61. 361-369.p.
- [2] M. Goedkoop: Product Service-Systems, ecological and economic basics. Report for Dutch Ministries of Environment (VROM) and Economic Affairs (EZ) 1999.
- [3] A. Tukker: Eight types of Product–Service system: eight ways to sustainability? Experiences from Suspronet. Business Strategy and the Environment 2004. 13. 246-260.p.
- [4] B. Yoon, S. Kim, J. Rhee: An evaluation method for designing a new product-service system. In: Expert Systems with Applications 2012. 39. 3100–3108.p.
- [5] Demeter K.: Szolgáltatásodás, avagy az integrált termékszolgáltatás rendszerek kialakulása és jellemzői. Műhelytanulmány HU ISSN 1786-3031. 2010. 125. 3-4.p.
- [6] T. C. McAloone, M. Myrup Andreasen: Defining Product Service Systems. In: Design for X, Beiträge zum 13 Symposium. 2002. 51-60.p.
- [7] K. Ehrlenspiel: Integrierte Produktentwicklung: Methoden für Prozessorganisation, Produkterstellung und Konstruktion. Hanser. 1995.
- [8] VDI-Richtlinie 2221: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte. Düsseldorf: VDI-Verlag 1986.
- [9] G. Pahl, W. Beitz: Konstruktionslehre Handbuch für Studium und Praxis. ISBN: 9631037967, Berlin: Springer-Verlag 1981.
- [10] K. Roth: Tervezés katalógussal, ISBN 9631072460, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1989.

HUMOROS ANALÓGIÁK

HUMOROUS ANALOGIES

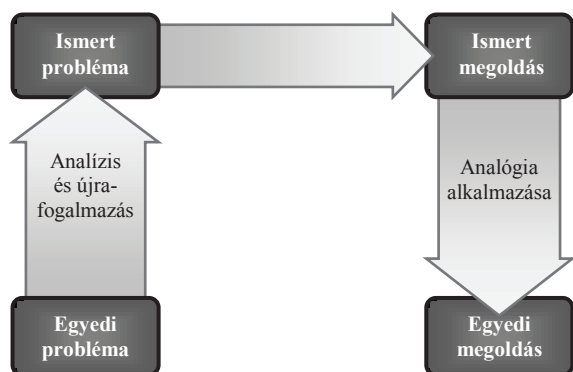
Dömötör Csaba, adjunktus

Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Tanszék

ABSTRACT Analogical design is one of several design methods. In this paper I try to define the notion of humour and show a few humorous demonstrative illustrations from the the main TRIZ book.

1. BEVEZETÉS

A mérnöki gyakorlatban sokszor találkozunk olyan feladattal, melynek megoldása gyorsabb, ha azt egy korábban már jól megoldott hasonló problémára vezetjük vissza. (1. ábra)



1. ábra.

Analógia alapú problémamegoldás folyamata

2. TRIZ

Az efféle analógia alapú problémakezelés egyik kiemelkedő módszere a TRIZ, mely mozaikszerű az orosz Теория Решения Изобретательских Задач (Teorija Reshenyija Izobreatatyelskih Zadach) elnevezésből ered. A hazai szakirodalomban *Feltalálói Problémamegoldás Módszere*ként ismert eljárás kidolgozója *Genrikh Saulovich Altshuller*, üzbég származású hivatalnok, aki azon hipotézisből indult ki, miszerint „egy speciális konstrukciós feladatnak (vagy egy ahhoz hasonlóknak) már valahol biztosan született megoldása”. Ebben a megközelítésben a feladatok frappáns kezeléséhez szükséges kreativitás nem jelent mást, mint megtalálni ezt a létező megoldást és adaptálni a konkrét feladatra. [8]

Több mint 40.000 szabadalmi leírást felölelő vizsgálata után Altshuller a

szabadalmakat újdonságértékük alapján 5 kategóriába sorolta, melyet az 1. táblázat rendszerez [10]. Az ebben foglalt adatokból is kitűnik, hogy alapjaiban új ötlet ritkán születik, ezért mindig érdemes a létező hatások és hatáshordozók között (is) keresni egy speciális műszaki probléma megoldását.

1. táblázat Altshuller által vizsgált szabadalmak csoportosítása újdonságérték szerint [7]

szint	leírás	eloszlás
1	létező rutin megoldások	32%
2	létező rendszer kisebb fejlesztése	45%
3	létező rendszer alapvető fejlesztése, ismert megoldások segítségével	18%
4	új elvek felhasználása a tudományból vett ötlettel	4%
5	új rendszer kialakítása ritka tudományos felfedezés alapján	1%

Abból kiindulva, hogy a problémák lényegében egy-egy mérnöki paraméter ellentmondására vezethetők vissza, Altshuller meghatározott 40 *megoldási irányelvet*, melyeket az adott konfliktus feloldására egy 39×39 méretű kétdimenziós ellentmondási mátrix elemeiben megoldásként rangsorolt. [7]

Közelebbről megvizsgálva e metódust, mint a brainstorming egy irányított formáját ismerhetjük fel, melyben bár az emberi gondolkodást és kreativitást semmi sem pótolja, de lehetőség nyílik a szunnyadó alkotóerő kibontakoztatására. [6]

A kreatív gondolkodást, a megszokottól való elrugaszkodást láthatóan maga Altshuller is igen fontos tényezőnek tekinti a problémamegoldásban. Ezt mi sem példázta jobban, mint, hogy a 40 alapelvet felsorakoztató főművében illusztrációként számos olyan - jelen cikkben is szereplő - tréfás magyarázó ábra szerepel, melyek nemcsak gondolatébresztésre alkalmasak, de továbbgondolkodásra is készítetik az olvasót.

Megfigyelhető, hogy mivel módszerének bemutatása alapvetően oktató, szemléletformáló tanulmány, a szerző egyértelmű tudatossággal alkalmazza a *humort, mint a tudás elmélyítését segítő* közlési formát.

Az ilyen célratoró humor persze nemcsak az oktatásban jelenik meg a figyelem felkeltésének, illetve „jól alkalmazva” pozitív érzelmek kiváltásának eszközeként. Mióta az 1990-es évek gazdasági változásait követően a terméktervezés, a gyártás és az értékesítés középpontjába a fogyasztó került [9], ezen folyamatok felhasználói csoportokhoz kötődő stratégiáiban is érdemes számolni a humorról, mint profitnövelő eszközzel. Nem véletlen, hogy a termékéletciklust hatékonyan befolyásoló reklámozás során gyakran jut elsődleges szerephez, tehát érdemes közelebbről is megismerkedni a benne rejlő lehetőségekkel.

3. A HUMOR

A humor és a nevetés életünk fontos része, mely alapvetően humán érzelmkifejező, kommunikációs jelenség. [4] Ha a humor definiálásához az *Idegen szavak szótárát* hívjuk segítségül, az alábbi meghatározást találjuk: „Az élet ellentmondásait megértő, azokat derűben feloldó szemlélet”. Mivel a témakörhöz érintőlegesen kapcsolódik, érdemes még megemlíteni azt is, hogy az orvosi szaknyelvben a humor szóval a szervezet nedveit illetik, amelyekről a meghatározás szerint „az ember testi és lelki jóléte függ”.

Kifejezetten érdekes, sőt bizonyára nem is véletlen, ahogy az orvostudományban használt szó értelmezése határozottan kihangsúlyozza a humor lélektani jelentőségének pszichoszomatikus voltát. Bár ezek ismeretében talán mindannyiunk számára könnyen elfogadható, hogy a humor az emberi élet teljességéhez nélkülözhetetlen lételem, magára a fogalomra mégis nehéz általánosan elfogadott definíciót találni. Már az eredete is vitákat szül, hiszen az evolucionista szemléletmód szerint a *humor az ember egyik jellegzetes veleszületett vonása*, míg mások szerint *egy tanult viselkedésforma*. Abban azért végső soron megegyezhetünk, hogy alapvetően humán jelenség. [2]

Ellentétben az alacsonyabb értelmi szinttel rendelkező élőlényekkel, az ember intelligenciájánál és humorérzékénél fogva képes felismerni a valóság és az elvárás közötti sokszor áthidalhatatlan különbséget és még tud

is ezen nevetni. Ezzel környezete számára kifejezheti, hogy a helyzet nem komoly, csak játék. Az állatoknak épp azért nincs valódi humora, mert vagy eleve nem tudnak különbséget tenni egy dolog reális és irreális változata között [3], vagy ha fel is ismerik azt, a társas kapcsolataikban ennek közlésére nyilvánvalóbb jelzéseket igényelnek, illetve kénytelenek tenni. Így például játékos birkózás során a kutyák acsarkodás helyett csaholnak. Fel sem merül, hogy viccből komoly vicsorgásba kezdene bármelyik fél, hiszen akkor a játék gyorsan elfajulhat.

4. A TRIZ ÉS A HUMOR

Nézzünk meg néhány szellemes ábrát, melyeket Altshuller a 40 alapvetet bemutató írásában használt illusztrációként. Megfigyelhető, hogy ezek egyszerre jól szemléltetik az adott irányelv jelentését és akár felhasználhatóságát is.

4.1 Aszimmetria

Bizonyos egymásnak ellentmondó mérnöki paraméterek esetén a szerkezet szimmetriájának elhagyása vagy a fellelhető aszimmetria mértékének növelése képes feloldani az ütköző peremfeltételek között fennálló konfliktust.



2.ábra. [1]

4. TRIZ alapelv: Aszimmetria

A 2.ábrán szereplő jármű esetén nem érdemes azon töprengeni, hogy az milyen kiindulási probléma konstrukciós eredménye. Annak ellenére ugyanis, hogy a műszaki személők többsége a futómű képen vázolt megerősítést nem tartaná ideális megoldásnak, a bemutatott komikus helyzet kellőképpen eszünkbe vési az aszimmetria jelentőségét.

4.2 Összevonás

A 40 alapelv közül soron következő az „Összevonás” nevet viseli, ami arra utal, hogy azonos vagy hasonló funkcióhordozók térben egymáshoz közelebb helyezése illetve

egybeolvasztása vagy éppen az összefüggő feladatok időben párhuzamos elvégzése a hatékonyságnövelés eszköze lehet.

- Nagyszerű halat fogni és sütni egy időben!



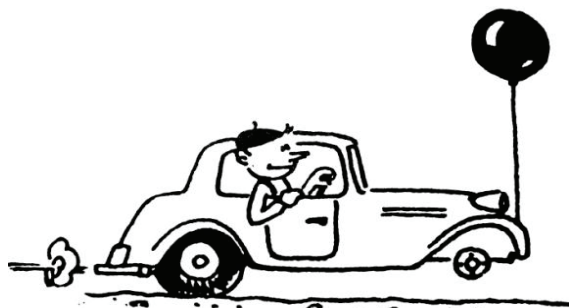
3.ábra. [1]

5.TRIZ alapelv: Összevonás

Ugyanezt az elvet valósítják meg például a többmagos processzorok vagy épp a fűnyírót és talajtakarást egyszerre elvégző fűnyírók, mégis a 3. ábrán szereplő frappáns megoldás hamarabb a szemlélő eszébe vésődik.

4.3 Kiegyensúlyozás

Amennyiben egy test súlyerejét kívánjuk csökkenteni, ezt úgy is megtehetjük, hogy egy olyan eszközzel kombináljuk, amely ezzel ellentétes erőt tud kifejteni akár aerodinamikai vagy hidrodinamikai hatások útján.



4.ábra. [1]

8.TRIZ alapelv: Kiegyensúlyozás

A 4. ábrán megoldásként felhasznált héliumos léggömb erre már önmagában is jó példa lenne, de itt az is „látszik”, hogy valódi műszaki problémát háríthatunk el ezen elvvel.

4.4 Megelőző beavatkozás

A műszaki gyakorlatban sok esetben alkalmazott módszer, hogy bizonyos feladatokat teljesen vagy részlegesen elvégezzék már az előtt, mielőtt az valóban szükségszerűvé válna. Ilyen például, amikor a váratlan meghibásodások hosszadalmas javítási feladatait rövid, előre betervezhető időszakos

karbantartással váltanak ki. De ide tartoznak a ragasztóval előre bevont tapéták is. Az 5. ábrán bemutatott horgászat előtti „előzetes sózás” már kisebb eséllyel vezet a várt eredményhez.



5.ábra. [1]

10.TRIZ alapelv: Megelőző beavatkozás

4.5 Hasznos tevékenység folyamatossága

Nagyot ugorva az alapelvek között eljutunk a huszadikig, ami egy igazán kézenfekvő optimalizálását javasolja a már működő rendszereknek: A funkciók végrehajtása legyen megszakításoktól mentes, vagyis a legjobb hatásfok eléréséhez egy berendezés minden részegységének folyamatosan teljes kapacitáson kell(ene) üzemelnie. Ehhez maximálisan ki kell küszöbölni az üresjáratokat például az alternáló mozgások körmozgásra cserélésével.



6.ábra. [1]

20.TRIZ alapelv:

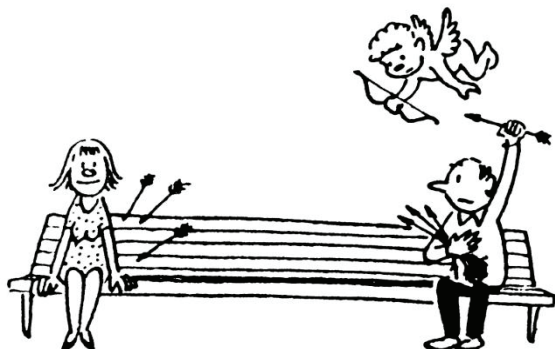
Hasznos tevékenység folyamatossága

A 6. ábrán bemutatott példában az „A.N.Y.A. nevű biorobot” csúcsteljesítmény közeli működése figyelhető meg. Mivel ezen állapotról legtöbb ember rendelkezik személyes tapasztalattal is, nem kétséges, hogy gyorsan létrejön az agyban a kívánt asszociáció.

4.6 Közvetítő elem

Közvetítő elemről akkor beszélhetünk, amikor akár csak ideiglenesen beiktatunk egy közbülső alkatrészt vagy folyamatot, ami elősegíti a kívánt funkció megvalósítását. A műszaki

gyakorlatban az alkatrészbefogó készülékek ily módon csökkentik egy-egy művelet időszükségletét vagy éppen óvják meg a munkadarab felületét a sérüléstől.



7.ábra. [1]

24. TRIZ alapelv: Közvetítő elem

A 7. ábra a közvetítő közeg alkalmazásának egy „speciális esetét” szemlélteti. A rajzon kifejezetten érdekes, hogy nemcsak Ámor valósítja meg ezt a médium szerepet, de a nyilvánvaló adagolásával maga a szerelemre szomjazó úriember is.

4.7 Hőtágulás

A 37. TRIZ alapelv egy mindenki számára ismert fizikai jelenséget, az anyagok hőmérsékletváltozásokor bekövetkező térfogatnövekedését illetve csökkenését kihasználó megoldásokat foglalja össze. Ezen elven működik a legtöbb hagyományos hőmérő, de szereléskor melegítéssel majd hűtéssel hozhatók létre erő illetve nyomaték átvitelére is alkalmas zslugorkötések.



8.ábra. [1]

37. TRIZ alapelv: Hőtágulás

A 8. ábra ehelyett egy sokkal életközelibb probléma valószínűtlen megoldását mutatja be. A buszon való férőhelyek számának növelésétől függetlenül meggyőződésem, hogy forró nyári napokon legtöbb utazó örülne a hűtött váróteremnek, de a „hűtött utasokból” eredő férőhelynövekményt megszámlálhatjuk akár télen is!

5. IRODALOMJEGYZÉK

- [1] Altshuller, G. S.: 40 Principles: TRIZ Keys to Technical Innovation, Technical Innovation Center, 2002
- [2] Blága Emese: Humor, intelligencia és zárt gondolkodás, XIII. Erdélyi Tudományos Diákköri Konferencia, Kolozsvár, 2010
- [3] Dr. Pap János: Ösmalackodással kezdődhetett az őshumor, Liszt Ferenc Zene-művészeti Egyetem, <http://www.origo.hu/tudomany/2010.08.10>.
- [4] Szekeres Veronika: A humor pszichológiája <http://www.onlinepszichologia.hu/2011.05.16>.
- [5] Kállay G. Katalin: A humor szabad és személyes anatómiája, Liget 2008/1
- [6] Lantos Gábor: Az innováció algoritmus, Magyar Grafika 2010/5, pp.28-32.
- [7] Döbröczöni Á., Dömötör Cs., Péter J.: TRIZ and Nature, Design of Machines and Structures, Vol. 2., No. 2., HU ISSN 1785-6892, Miskolc, 2012. november, pp. 15-22.
- [8] K. Barry, E. Domb, M. S. Slocum: TRIZ - What Is TRIZ?, The TRIZ Journal, 1996/11 http://www.triz-journal.com/archives/what_is_triz
- [9] Péter, J.: A dizájn értelmezése, GÉP 9-10: pp. 71-76. (2010)
- [10] Takács, Á.: Termékek számítógéppel segített koncepcionális tervezési módszereinek kutatása, Ph.D. értekezés, Miskolc-Egyetemváros, 2009

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

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

ACKNOWLEDGEMENTS

The research work presented in this paper/study/etc. based on the results achieved within the TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 project and carried out as part of the TÁMOP-4.1.1.C-12/1/KONV-2012-0002" Cooperation between higher education, research institutes and automotive industry" project in the framework of the New Széchenyi Plan. The realization of this project is supported by the Hungarian Government, by the European Union, and co-financed by the European Social Fund."

A FOGTŐFESZÜLTÉS SZÁMÍTÁSÁNAK LEHETŐSÉGE NEM SZIMMETRIKUS FOGALAK ESETÉN

TOOTH ROOT STRESS CALCULATION FOR NON-SYMMETRIC TOOTH SHAPE

*Drágár Zsuzsa, Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Tanszék
Dr. Kamondi László, PhD, Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Tanszék*

ABSTRACT

The strength calculations play important role in the design of gears. These calculations are performed according to national or international standards. Models involved in these standards can be applied for gears with symmetric teeth. For gears rotating in the same direction and having asymmetric teeth, is necessary to modify the model.

1. INTRODUCTION

In gear design many aspects have to be considered. For the calculation of the strength, the knowledge of the forces acting on the gear teeth, the possible failure forms of the machine elements and the material properties of the gear body are necessary depending on the type of the gear drive [2]. The basic standards for the sizing provide guidance in the gear design with symmetric teeth. Nowadays, the researchers have published several results on the possibility of the formation of asymmetric gears (see e.g., [6]). The need for this kind of change is primarily aimed by increasing the load capacity of the gears. Non-symmetric gear tooth shape can arise for power drives when gears are rotating in the same direction.

In this paper we are dealing with the determination of the stress at the tooth root for non-symmetric tooth shape for strength scaling.

2. THE DEVELOPMENT OF THE STRENGTH SCALING

The strength scaling processes has been changing significantly in the past two hundred years. In 1822, Tredgold was the first who introduced the strength calculations in sizing of the gears [2]. The attack of the force has been assumed on the edge of the head. This method has been further developed by Bach applying the idea that the body force was substituted by distributed force along the length of the tooth

[1]. However, these calculation methods didn't follow the exact shape of the tooth.

Later, with the expansion of knowledge and experience, the specific gear failures, which are primarily affected by the operating conditions, were also considered. Therefore, the stress at the tooth root, the surface pressure and the seizure were based in the sizing. These calculation principles were separated in time.

The earliest, the scaling for the tooth root capacity was spread. In 1893, Lewis developed a computational method that is taking into consideration the tooth shape [10]. The tooth, which was substituted by a parabola of uniform strength, was handled as a beam clamped at one end, i.e., a cantilever, and the loading force was assumed to be an evenly distributed force along the tooth length. His model is exhibited on Fig. 1.

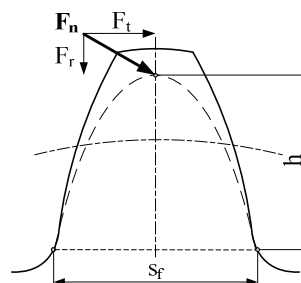


Fig. 1. Lewis' model

For bending, the most dangerous section of the tooth is pointed by the point of the parabola which is tangent to the tooth root curve. The introduction of the notion of the tooth form factor is linked to Lewis.

Later Hofer refined Lewis' model. He marked out the dangerous section of the tooth root by straight lines angled 30° with the tooth centre line [11].

In 1908, Vidéky called the attention to the sizing for the surface pressure and through that for the influence of Hertz-stresses [12].

This method was further developed by Buckingham in 1926.

The seizure phenomenon called the researchers' attention to the warm-up conditions [2]. In this topic, Almen and Block got results in 1937. Dudley determined the required lifetime of gears through his calculations in 1954. Niemann developed a method in 1965, how to calculate with the actual operating conditions.

In 1950's, research works were published at both national and international levels on the gear strength scaling [1], [2]. The design recommendations of the American Gear Manufacturers Association (AGMA) have been published. Ten years later, in 1970, the national standard DIN3990 – in West Germany – and the international standard ISO 6336 were issued. Nowadays, the main regulations governing the calculation of the tooth root stress are summarized in ANSI/AGMA 2101-D04 (2004), DIN 3990-3 (1987), ISO 6336-3:2006 (see [5]).

3. MODEL CREATION

The models applied in strength calculations for the determination of the load capacity of the tooth are partially different. The difference is mostly due to the fact that which component of the load force on the tooth or normal tooth force is taken into account. The components of the normal tooth force, which is perpendicular to the tooth surface, raise different stresses at the tooth root. The tangential component rises bending and shears at the tooth root and the radial component causes pressure on the root [1]. The difference between the calculations is due to the fact that which stress the calculation is performed on. The models contain simplifications of the real operating circumstances which are taken into consideration into the model with various modifying factors. Some of these factors depend on the geometry of the model.

For the calculation of the carrying capacity of the tooth root, one has to determine the nominal stress at the tooth root. The directives contain data of sizing for bending stress. The general form of the applied formula is given by expression (1), where σ_F describes the nominal stress at the tooth root, b denotes tooth width, F_t the tangential component of the normal tooth force, m the module and Y_F stands for the tooth form factor. The calculation is to be performed on both members of the gear pair.

$$\sigma_F = \frac{F_t}{bm} Y_F \quad (1)$$

In each system, the determination of the tooth form factor depends on the type of the model. This means that the design methods can not be applied such that the tooth form factor is taken over from another method.

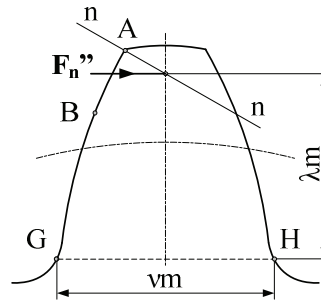


Fig. 2. The calculation scheme of the load capacity of the tooth root when the bending is taken into consideration (Model 1)

On Fig. 2., $n-n$ denotes the line of action of the normal tooth force. Model 1 assumes that the tangential component of the normal tooth force load the tooth root is purely on bending and the tooth form factor is deduced from the bending stress written for the point G. This can be done when the normal tooth force is acting at an individual point (A) or at dual connection points (B). The values of v and λ can be determined from the point set $P_i(x_i, y_i)$ ($i = 1, 2, \dots, n$) of the base profile obtained by geometric mapping which is described by geometric conditions [8].

Model 2 is shown on Fig. 3. The tooth form factor is deduced from the tooth root stress at the point G and it counts with both components of the normal tooth force.

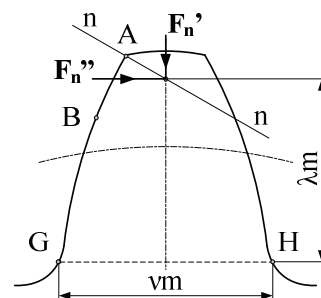


Fig. 3. Both the bending and pressure are taken into consideration in the model of the load capacity for the tooth root (Model 2)

On Fig. 4., Model 3 considers the friction phenomenon at the contact points as well. At the entry of the contact, slipping occurs besides rolling (slipping with rolling). The resulting friction force together with the normal tooth force will change the load on the tooth. The tooth root stress, calculated at the point G will provide a different form as in Model 1 or in Model 2.

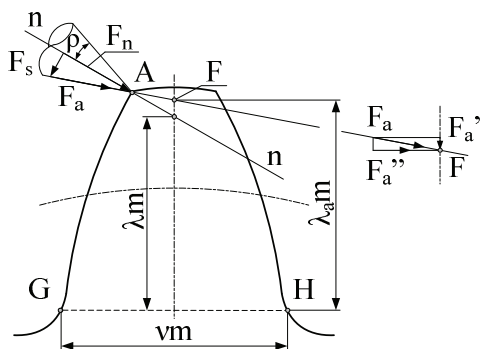


Fig. 4. The load capacity model with the phenomena of bending, pressure and friction (Model 3)

The calculation method of the tooth form factor should not be transferred from one system to another because the determining factors of the maximum value of the tooth root stress are also depend on the tooth shape and on the model.

4. DEVIATING FROM THE STANDARD

In case of gears rotating in the same direction, in a number of studies it was proved that the load capacity can be increased by the application of asymmetric toothed gears [7]. Di Francesco and Marini [7] have developed a computational method which allows the sizing of asymmetric gear teeth. Their concept is based on the ISO standard. The simplified view of their model is exhibited on Fig. 5.

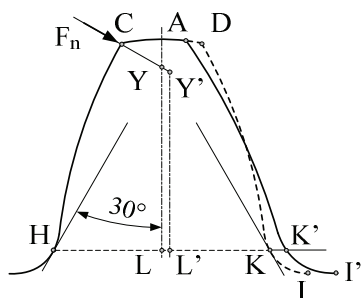


Fig. 5. Asymmetric tooth model by Di Francesco and Marini

On the figure, the asymmetric tooth is denoted by letters HCAK'I', the left side of the tooth is the active (load transfer) side. The symmetric tooth is indicated by HCDKI. In the model, the cross section dangerous for bending (line HK') is located at the same distance from the gear centre as the cross section of the symmetric tooth (line HK) dangerous for bending. Line HK is appointed by the tangent lines which have angle 30° with the centre line of the symmetric tooth. Point L' bisects HK'. The axis of the asymmetric tooth passes through the point L'.

The point Y' on the axis of the asymmetric tooth is the intersection point of the axis and the line of action of the normal tooth force. The authors took the distance between the dangerous cross section and the force component causing bending at the tooth root with LY due to the small difference.

It should be noted that this approximation is not applicable for each model as the difference between LY and L'Y' is not negligible e.g., at the model which counts with the friction, the intersection point of the line of action of the force and the modified symmetry line can result significantly larger deviation.

Returning back to the model of [7], the authors have taken distance LY as the arm of the bending force. The difference comparing to the symmetrical tooth was resulted by the change of the tooth form factor and the stress concentration factor in the dangerous cross section (HK').

5. OPTIONS FOR THE DETERMINATION OF THE TOOTH ROOT FACTOR

If we modify the model then we have to change the tooth form factor at the same time. According to the normal tooth force loading to the tooth and the friction, the asymmetry of the tooth causes significant changes in the model.

The operational and supporting sides of the tooth are different which phenomenon is generated by the different profile angles of the basic profile and the different radii of the top roundings at the tooth root. As a result, the cross section of the tooth root will change, will increase, which is also modified by the number of teeth and the profile shift when we do not use uncorrected toothings. Similar problem can be found in [9], where the author deals with the existence of the teeth area, the gear geometric data and the dimension of tooth root curve.

The concept of the proper choice of the “new” dangerous cross section and the placement of the axis of this section is an important question.

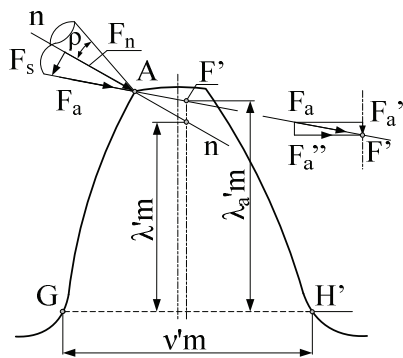


Fig. 6. Computational model for asymmetric tooth

Due to the changed geometry, an additional question arises: where the greatest stress occurs in the tooth root? The tangent line to the tooth root curve for involute derived by profile angle different than 20° , can be edited with another angle to the axis of the asymmetric tooth as in the symmetric case. These questions need to be answered after calculations.

Among the factors involved in the nominal tooth root stress, beside the tooth form factor the stress concentration factor depends on the geometrical shape of the model. This paper is not concerned with the latter.

6. SUMMARY

The standards of gear sizing are developed for the strength calculation of the symmetric tooth shape for specific model describing the geometry of the tooth. In case of power drives, the sizing is basically done for bearing capacity of the tooth root. A number of researches are published on the applicability of the asymmetric tooth gears from the point of increasing the capacity. Computational models have been proposed for the modifications which handle the asymmetry. In order to approximate the processes more accurately it is necessary to develop model which follows better the changes of the geometry and which takes into consideration the friction besides the components of the normal tooth force.

ACKNOWLEDGEMENTS

The research work presented in this study based on the results achieved within the TÁMOP-

4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 project and carried out as part of the TÁMOP-4.1.1.C-12/1/KONV-2012-0002 „Cooperation between higher education, research institutes and automotive industry” project in the framework of the New Széchenyi Plan. The realization of this project is supported by the Hungarian Government, by the European Union, and co-financed by the European Social Fund.

LITERATURE

- [1] Erney Gy.: Fogaskerekek, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1983
- [2] Zsáry Á.: Gépelemek II. kötet, Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 1990
- [3] Vörös I.: Fogaskerekek fogalakjai és fogalaktényezői a fogtőszilárdság méretezéséhez, Akadémiai Kiadó, Budapest, 1968
- [4] DIN3990 Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, 1987
- [5] Eurotrans Technical Committee: Equivalence between ISO Standards and National Standards (Concerning Gear Technology) p. 7
- [6] A. Kapelevich: Geometry and design of involute spur gears with asymmetric teeth, Mechanism and Machine Theory 35 (2000) pp. 117-130.
- [7] G. Di Francesco, S. Marini: Asymmetric Teeth: Bending Stress Calculation, Geartechnology, March/April 2007, pp. 52-55.
- [8] Kamondi L., Drágár Zs.: Asymmetrical teeth meshing near general centre distance, International Journal Advanced Engineering, 6 (2012) No. 1., ISSN 1846-5900, p. 31-42.
- [9] Péter J.: Fogaskerék-hullámhajtómű és tengelykapcsoló kapcsolódásának vizsgálata, Kandidátusi értekezés, 1992, 111 p.
- [10] Lewis W.: Investigation of the strength of gear teeth. Proc. Eng. Club Philadelphia 10 (1893), No. 1. p. 16/23.
- [11] Hofer H.: Verzahnungskorrekturen an Zahnrädern. ATZ 49 (1947), p. 19/20.
- [12] Vidéky E.: Beiträge zur Berechnung der Zahnräder. Z. d. Ossterredichischen Ingenieur- und Architekten- Vereines 60 (1908), p. 579/585.

Ívelt fogú fogaskerék kapcsolat végeelemes vizsgálata

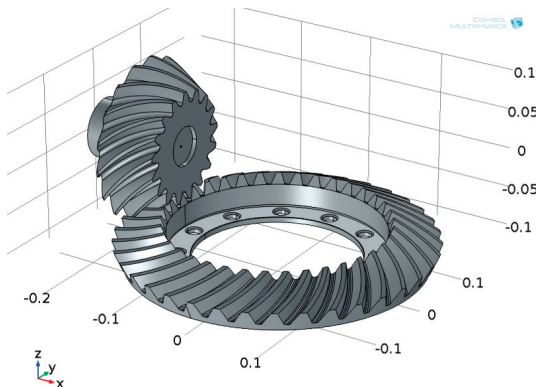
Finite element analysis of curved-tooth gear connection

Forberger Árpád, doktorandusz hallgató,
Dr. Lovas László, egyetemi docens, BME-JSZT, 1111, Budapest, Műegyetem rkp. 3.

ABSTRACT. In this paper a curved-tooth hypoid gear connection is considered. Finite element model is used to compute the contact pattern and the corresponding stress and strain values. Simulation results are close to real engineering contact path.

1. BEVEZETÉS

Ebben cikkben egy ívelt fogaskerék pár érintkezési problémáját vizsgáljuk. Terhelés alatt a kapcsolat során a fogak az érintkezési pont környezetében deformálódnak. Ennek mértéke többek között függ a fogpár merevségétől, valamint a terhelés nagyságától. Egy fogpár összegördítése során, amikor a fogpár kapcsolódik, a deformált terület



1. ábra. A geometriai modell.

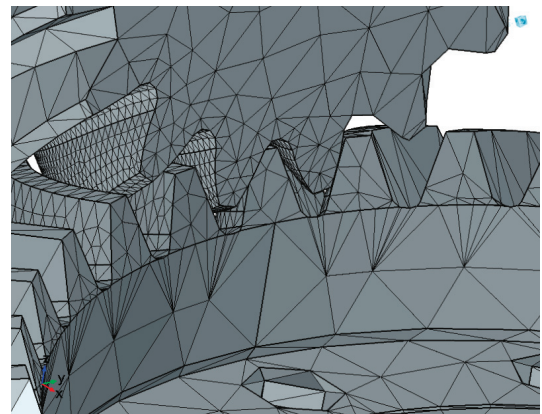
folyamatosan vándorol. A számítás célja a terhelés alatti kapcsolat során az érintkezési felület nagyságának, valamint a kialakuló feszültségek nagyságának megállapítása. A vizsgált modellek egy 17 fogú kúpkerék és 37 fogú tányérkerék. A modellek a vizsgálat során az áttétel arányában lettek elforgatva. A vizsgálatot kvázi statikus módszerrel végeztük, a merevtest szerű elfordulásokat diszkrét lépésekben végezve el.

2. Végeelem modell

2.1 Vizsgálati módszer

Érintkezési feladatok numerikus megoldására számtalan algoritmus létezik. Egyik megoldás

a penalty módszer. Az alapja a penalty faktor, ami az érintkezésben levő deformálható testek átfedését jellemzi [1, 2, 3]. Néhány esetben ez az eljárás gyorsabb számítást és az Augmented Lagrangehoz képest simább konvergálást jelent. Az is lehetséges ezzel az eljárással, hogy a penalty faktor δ finomhangolásával stabilabb algoritmus érhető el, még nagyfokú



2. ábra. A használt végeelem háló, kiemelve az érintkezési felületekkel.

nemlineáris feladatok esetén is. A penalty módszer a kontakt felületi nyomás kiszámolásához egy T_0 kezdeti kontakt nyomást és egy időben állandó δ penalty tényezőt használ. A terhelést az alábbi módon számoljuk

$$T_n = \begin{cases} T_0 - p_e & ,ha g \leq 0, \\ T_0 e^{-pc/T_0} & ,egyébként, \end{cases} \quad (1)$$

ahol $p_e = Eh_{\min} \delta g$,

g - helyi átfedés mértéke,

E - a rugalmassági modulus,

h_{\min} - a minimális elemméret az érintkezés

szórán. Testek átfedését $g < 0$ érték jellemzi.

Interferencia esetén az alkalmazott terhelés

lineárisan növekszik a penalty tényező

segítségével. Abban az esetben ha nincs

interferencia ($g > 0$), akkor a terhelés

exponenciálisan csökken a kontakt felületek

távolságának arányával. Ezzel a módszerrel a

terhelés T_0 folyamatos lesz a felületek érintkezése során. További előny, hogy nem igényel további változót a kontakt nyomás meghatározásához.

2.2 Peremfeltételek, terhelések

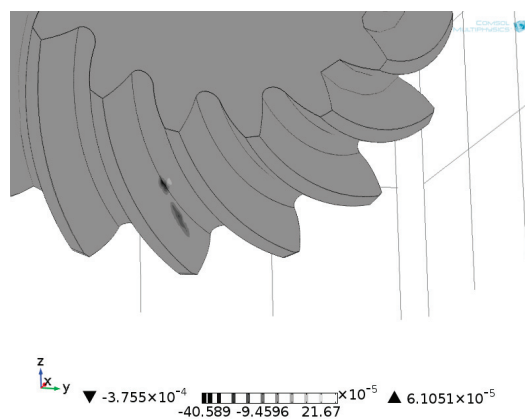
Valós fogaskerékpár terhelésekor a behajtás a kúpkerék tengelyén történik. A terhelő nyomaték jellemző értéke 100 Nm. A szimuláció során a következő egyszerűsítéseket és feltételezéseket tettük:

- mindkét fogaskerék anyaga homogén, lineárisan rugalmas, izotróp,
- a csapágyazások teljesen merevnek tekintettek,
- a kenés hatása elhanyagolt,
- minden lekerekítés körívnek modellezett,
- csúszásból eredő melegeedés hatása elhanyagolt [4] és
- a gyártási és szerelési hibák nincsenek figyelembe véve.

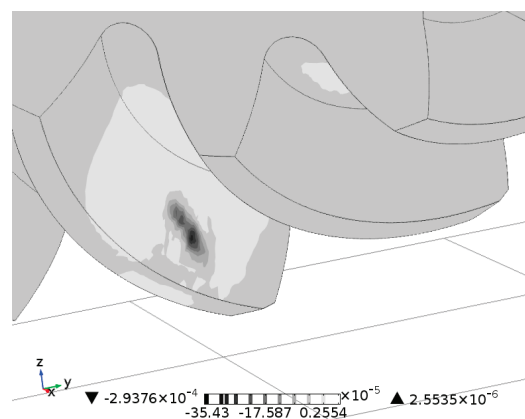
A fenti feltételek mellett a fogaskerekek hosszirányú tengelyük körüli elfordulása megengedett. A szimuláció során a nagykerék a hajtó kerék. Az elfordítás 0.9 fokban történik, amíg egy teljes fogkapcsolódás létre nem jön.

3. Eredmények

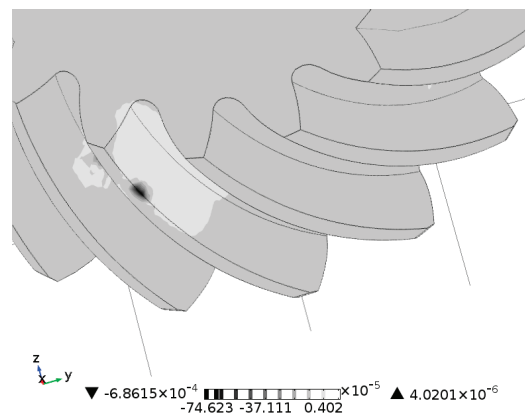
A kapcsolódás részben felületi kontakttal (4. ábra), részben élfelfekvéssel történik (3. ábra). Az élfelfekvés a gyakorlati tapasztalat alapján elfogadható [7, 8]. A gyártói közlés szerint, ha élfelfekvés alakul ki akkor már közel van a következő fogpár kapcsolódása, ezért nagy terhelés ebben az esetben nem alakul ki. A 3. ábrán az alakváltozási tenzor első skalárinvariánsa látható. Ennek legnagyobb értéke $\varepsilon_I = -3.75e-4$. A 4. ábrán a legnagyobb alakváltozási érték $\varepsilon_I = -2.93e-4$. Az 5. ábrán ismét él menti a kapcsolat. Itt a fajlagos alakváltozás nagysága $\varepsilon_I = -6.86e-4$. Az élfelfekvés a teljes kapcsolódás 45%-a. Ennek változása látható a 6. ábrán. A teljes élfelfekvéshez 1-es érték (100 %) tartozik. Ez az összegördülés kezdeti és végső szakaszán igaz. A két állapot között ennek értéke nullára csökken, itt felületi a kontakt. A 7. ábrán a kúpkeréken a hajlításból származó feszültség maximuma látható a fogároktól (ábra baloldala, 0 fok) egészen a fogcsúcsig (ábra jobb széle, 23 fok). A kezdeti szöghelyzetben az érintkezés a fogárok közelében jön létre, itt kisebb feszültség értékek adódnak. Majd



3. ábra. Hordkép élfelfekvés esetén.

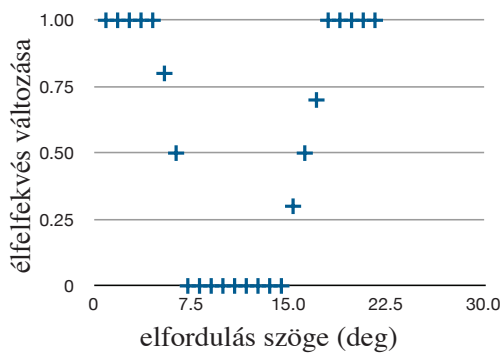


4. ábra. Hordkép felületi felfekvés esetén.

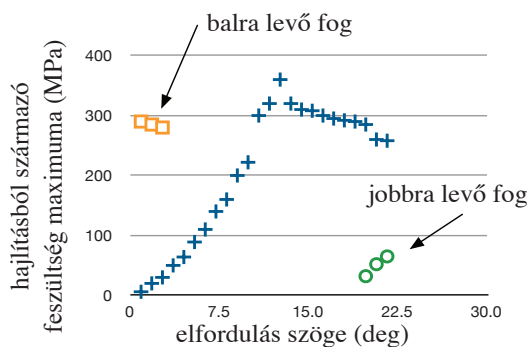


5. ábra. A hordkép helyzete ismételt élfelfekvés esetén.

ahogyan a hordkép a fogfelület közepe felé halad, egyre növekszik a feszültség értéke. A kapcsolódás második felében, amikor elkezd új fog is bekapcsolódni a hajtásba, a feszültség érték csökkenésnek indul.



6. ábra. Az élfelfekvés változása.



7. ábra. A hajlító feszültség nagysága a tányérkeréken.

5. Összefoglalás

A jelenlegi cikkben egy ívelt fogú fogaskerék kapcsolat végeelemes vizsgálata került bemutatásra. A fogak érintkezésének vizsgálata készült el végeelem modell segítségével.

6. Következtetések

Kvázi statikus végeelem számítást végeztünk egy fogaskerék pár kontakt probléma megoldására. Térbeli, deformálható modellek használata mellett meghatározásra került a hordkép helyzete, valamint a kialakuló feszültségek maximuma. A szimulációs eredmények jó egyezést mutatnak a valós fogaskerekeken végzett hordkép vizsgálatokkal. Analitikus módszer segítségével is meghatározható a Hertz feszültség, de mivel a jelenlegi kapcsolódás során élfelfekvés is bekövetkezik, ez a módszer nem elég pontos [5].

7. Köszönetnyilvánítás

Ez a cikk a Rába Olajmanagement projekt (GOP-1.1.1-11-2012-0210) támogatásával született meg.

8. Irodalom

- [1] M. R. Hestenes, Multiplier and gradient methods", *Journal of Optimization Theory and Applications*, 4, 1969, pp. 303–320.
- [2] M.J.D. Powell, "A method for nonlinear constraints in minimization problems", in *Optimization* ed. by R. Fletcher, Academic Press, New York, NY, 1969, pp. 283–298.
- [3] Dimitri P. Bertsekas, *Constrained optimization and Lagrange multiplier methods*, Athena Scientific, 1996
- [4] Walton, D., Tessema, A.A., Hooke, C.J., and Shippen, J. Load sharing in metallic and non metallic gears. Proc. Instn Mech. Engrs, Journal of Mechanical Engineering Science, 1994, 208 (C2), 81-87.
- [5] Dolan, T.J., and Broghamer, E.J., *A photoelastic study of the stresses in gear tooth fillets*, Bulletin No.355. University of Illinois, Engineering experiment station, 1942.
- [6] Cornell, R.W., and Westervelt, W.W., *Dynamic Tooth Loads and Stressing for High – Contact Ratio Spur Gears*, American Society of Mechanical Engineers, pp. 77-DET-101, 1977.
- [7] Seol H.I., Kim D.H.: The Kinematic and Dynamic Analysis of Crowned Spur Gear Drive, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 167(1–2) (1998)
- [8] Lin Liu, Pines D.J.: The Influence of Gear Design Parameters on Gear Tooth Damage Detection Sensitivity, *ASME J.Mechanical Design*, 124 (2002) 794

SÍKKEREKES HULLÁMHAJTÓMŰ ALAPELEMEINEK VIZSGÁLATA

INVESTIGATION OF THE BASIC PARTS OF A FLAT WHEEL HARMONIC DRIVE

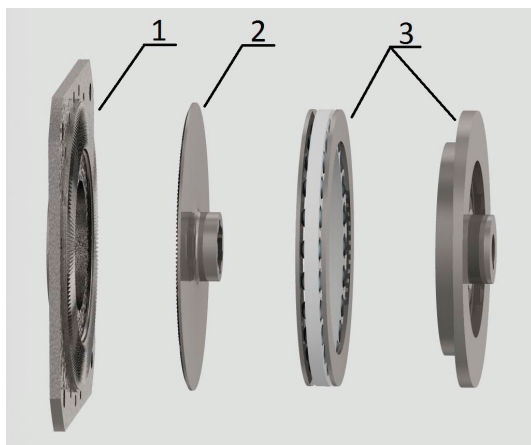
*Göncfalvi Balázs egyetemi hallgató, Dr. Krisch Róbert egy. adjunktus
Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gép- és Teméktervezés Tanszék*

ABSTRACT

The functions of the principal members of a flat-wheel harmonic drive are similar to the functions of a traditional harmonic drive, but the feature of the flexible and the solid wheels are different. This paper reports the investigations of an experimental flat wheel harmonic drive. The shape of the flexible wheel deformed by the wave generator was analyzed by FE method; the results were compared to measurements and analytical approximation results. Experiences of a disc motor driven gearbox will be reported as well, such the experiments of producing plastic gears which could be used in flat wheel harmonic gearboxes.

1. BEVEZETÉS

A síkkerekes hullámhajtóművek megfelelő működéséhez elkerülhetetlen, hogy a rugalmas és merev kerék kapcsolódásának paraméterei (deformáció mértéke, fogprofilok, foghézagok nagysága stb.) biztosítsák a két alapelem fogfej-ütközés és fogfej-interferencia nélküli kapcsolódását. Ehhez ismernünk kell a rugalmas kerék deformált alakját. Jelen cikk ezt végesseleemes modellel, közelítő számításokkal illetve egy meglévő síkkerekes fogaskerék hullámhajtóművön elvégzett mérésekkel vizsgálja, a hajtómű terheletlen állapotában. A kísérleti hajtóművet egy tárcsamotorral meghajtva értékes tapasztalatokkal gazdagodtunk, vizsgáltuk továbbá a fogazott elemek műanyagból történő kialakításának lehetőségét is.

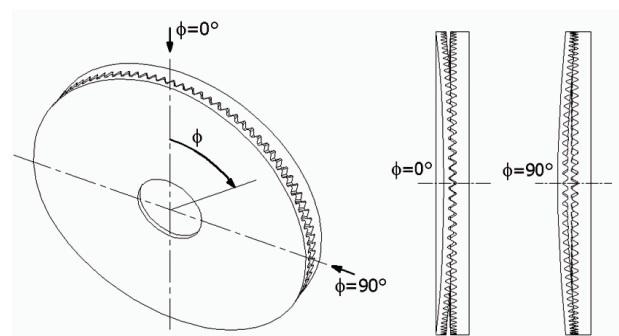


1. ábra: A síkkerekes hullámhajtómű alapelemei

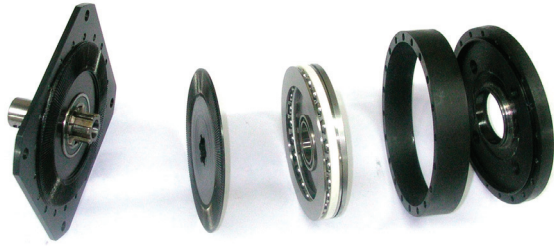
2. A SÍKKEREKES HULLÁMHAJTÓMŰ MŰKÖDÉSE, A VIZSGÁLATI MÓDSZEREK ISMERTETÉSE

A vizsgált síkkerekes hullámhajtómű működési elvét tekintve nem különbözik a hullámhajtás alapelvétől, tulajdonképpen a hengeres kerekes fogaskerék-hullámhajtómű [1] speciális változatának tekinthető.

Az 1. ábrán a hajtómű alapelemei láthatók, ezek sorrendben: merev kerék (1), hullámkerék (2), és a bütykös hullámgenerátor (3) mely egy axiális golyóscsapágyon keresztül deformálja a hullámkereket. A kéthullámú generátorban a bütyök munkafelülete két, a hajtómű tengelyére merőleges síkkal β_g szöget bezáró síkfelület. A hajtómű hullámkereke egy sík tárcsa, amely homlokfelületének peremén lévő fogazat deformált állapotban kapcsolódik (2. ábra) a merev kerék homlokfogazatával, a két kerék koaxiális helyzetű.



2. ábra: Fogkapcsolódás vázolata



3. ábra: A kísérleti síkkerekes hullámhajtómű

A hullámkereket itt a hullámgenerátor axiális irányban deformálja, a hengeres kerekes változatnál működő radiális irányjal szemben. Jelen cikk egy korábbi tanulmány [2] során elkészített kísérleti síkkerekes hullámhajtómű (3. ábra) hullámkerékén végzett újabb deformációs vizsgálatok eredményét mutatja be.

A deformáció vizsgálatára alkalmas a végeleemes analízis, ehhez SolidWorks 2012 programot használtunk. A kapott eredményeket vetettük össze a kísérleti hajtóművön végzett, századmilliméter pontosságú mérésekkel, valamint analitikus közelítő értékekkel és vizsgáltuk az esetleges eltéréseket.

A hullámkerék különböző mértékben deformálható, azonban jelen konstrukcióban a tervezett axiális irányú deformáció 1,2 mm. Ekkora az elméleti érték üzemi állapotban is, így mindegyik vizsgálatnál ezzel számolunk.

3. KÖZELÍTŐ SZÁMÍTÁSOK

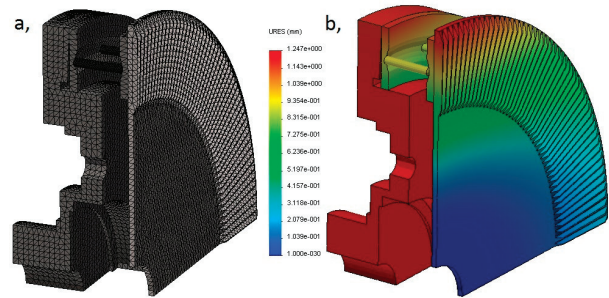
A számításokhoz használt geometriai paraméterek szakirodalmi ajánlások [3], és végeleemes vizsgálatok alapján kerültek meghatározásra. Egy korábbi tanulmányban [2] publikált analitikus közelítés összefüggései alapján számoltuk a hullámkerék fogfej-él végpontjainak elmozdulás értékeit, ezekhez hasonlítottuk a VEM illetve a mérések eredményét.

4. VÉGESELEMES ANALÍZIS

A végeleemes modell elkészítése során különböző egyszerűsítéseket használtunk a számítási idő csökkentése érdekében. Tekintettel arra, hogy a vizsgált esetben nyomatékterhelés nem hat a hullámkerékre, a szimmetriaviszonyok miatt elegendő volt negyed modellt használni, és a szimmetria síkokra a megfelelő szimmetriakényszert beállítani. A csapágygolyókat kisebb

keresztmetszetű rudak helyettesítik a modellben, melyek képesek axiális irányban az erő - és az elmozdulás komponensek - átvitelére. Az előírt elmozdulás kényszer ebben az irányban ezúttal is $w_0 = 1.2 \text{ mm}$.

A Solidworks 2012 szoftverrel készített végeleemes modell 3D tetra elemmel hálózott alakja, és a kapott elmozdulások eredményei a 4. ábrán láthatók.



4. ábra: a, hálóstruktúra és kényszerek; b, az axiális elmozdulás eredménye

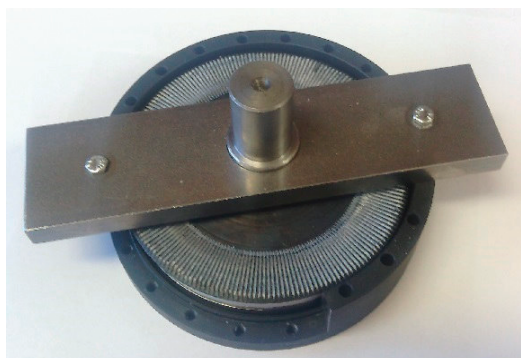
A szoftver által számított deformáció mértéke a fogazat külső és belső peremén a ϕ szög függvényében (2. ábra) a többi mérés eredményével összehasonlítva az 1. táblázatban látható.

5. A KÍSÉRLETI HAJTÓMŰ MÉRÉSE

A vizsgált kísérleti hajtómű (3. ábra) merev kerekét és hajtóműházának egy részét helyettesítve hozzáférhetővé válik a hullámkerék illetve a hullámgenerátor, ami lehetővé teszi a deformáció valós mérését. A megfelelő mérési eredmény érdekében szükség van egy pontosan megmunkált bázisfelületre, amelyhez képest mérhető a fogak helyzete. A méréshez csak a hullámkereket használtuk, a házból kimunkált merev kereket eltávolítottuk. Ennek helyére szereltünk fel egy erre a célra megmunkált acéllapot (5. ábra), amely kis méretének köszönhetően hozzáférhető volt a rugalmas kerék fogazata. Ez a lap volt a mérés referenciasíkja. Az eltávolított hajtóműház-elem a csapágyon keresztül feszíti rá axiális irányban a hullámkereket a hullám-generátorra a hajtómű üzemi állapotában. A gyakorlatban így jön létre a megfelelő fogkapcsolódás. Az axiális támasz nem szűnhet meg a megváltoztatott mérőelemekkel sem, a deformáció pontos mértékét ($w_0 = 1.2 \text{ mm}$) hézagoló gyűrűkkel állítottuk be.

Ahhoz, hogy a deformációs hullámot megfelelően pozícionálni tudjuk, a méréshez a

hajtóműház-gyűrű egy speciális változatát használtuk, amelyből egy negyed körív eltávolításra került (5. ábra), így oldalról láthatóvá vált a hullámgenerátor és annak helyzete.



5. ábra: mérési kialakítás – megmunkált acéllap; speciális házgyűrű

A bázissíktól a fogfej-él végpontok távolságát mértük a hajtómű tengelyének irányában a fogazat külső és belső átmérőjén. Az így elvégzett mérések eredményei a következő táblázatban láthatók az analitikus illetve VEM számításokkal együtt.

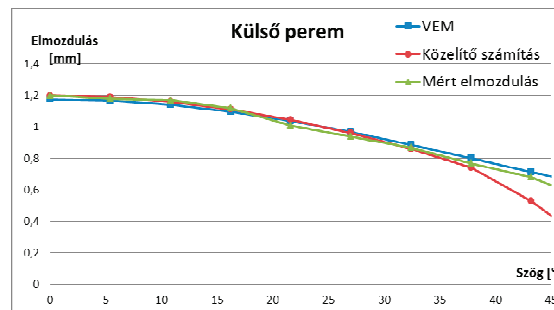
1. táblázat: deformáció mértéke a fogazat külső és belső peremén

Szög-elfordulás [°]	külső perem analitikus/VEM/mérés [mm]	belső perem analitikus/VEM/mérés [mm]
0	1,20/ 1,18/ 1,20	0,72/ 0,72/ 0,88
5,4	1,19/ 1,17/ 1,18	0,71/ 0,71/ 0,87
10,8	1,16/ 1,14/ 1,17	0,69/ 0,70/ 0,85
16,2	1,11/ 1,10/ 1,12	0,66/ 0,67/ 0,80
21,6	1,05/ 1,04/ 1,01	0,61/ 0,63/ 0,77
27	0,96/ 0,97/ 0,94	0,54/ 0,59/ 0,74
32,4	0,86/ 0,89/ 0,87	0,47/ 0,54/ 0,67
37,8	0,74/ 0,80/ 0,77	0,38/ 0,49/ 0,61
43,2	0,53/ 0,71/ 0,68	0,22/ 0,44/ 0,56
48,6	0,25/ 0,63/ 0,53	-0,01/ 0,39/ 0,51
54	-0,04/ 0,54/ 0,50	-0,21/ 0,34/ 0,44
59,4	-0,34/ 0,47/ 0,44	-0,43/ 0,29/ 0,39

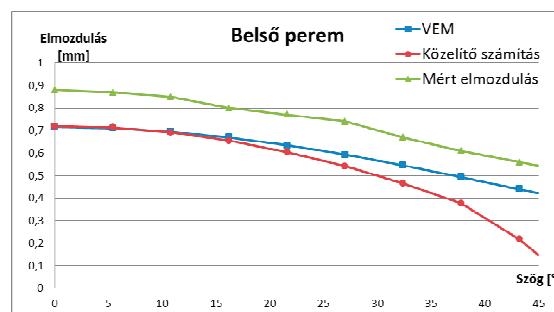
6. A SZÁMÍTÁS EREDMÉNYEI

Az 1. táblázatban minden harmadik fog elmozdulása látható, a $0^\circ < \phi < \sim 60^\circ$ -os vizsgált tartományban. A kapott eredményekből megállapítható, hogy $\phi > \sim 48^\circ$ -os szögtartományban elméletileg ellenkező irányú elmozdulás, „hordósodás” figyelhető meg a közelítő számítások szerint. Megfigyelhető, hogy az analitikus módszernél tapasztalt negatív irányú elmozdulást sem a

VEM, sem a mérések nem támasztották alá. Az eredmények jó közelítéssel megegyeznek $\phi = 35^\circ$ -ig, utána tapasztalható nagyobb eltérés, ami azonban a fogkapcsolat szempontjából irreleváns, itt már nem lehet a két síkkerék fogazata között terhelésátadás [2].



7. ábra: Vizsgálati eredmények - külső perem



8. ábra: Vizsgálati eredmények - külső perem

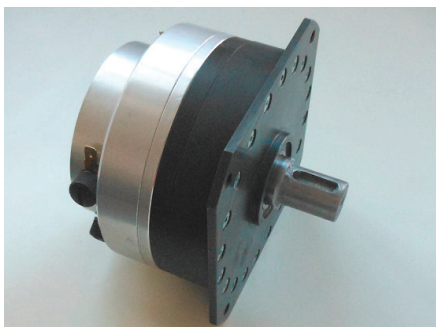
A belső perem vizsgálatánál megállapítható, hogy bár a karakterisztika nagyon hasonló a külső pereméhez, a valóságban nagyobb az elmozdulás. Ebből arra következtethetünk, hogy a hullámkerék a fogazat belső peremén kevésbé alkalmazkodik a hullámgenerátor alakjához. Ezt a jelenséget a merev kerék fogazati paramétereinek és osztókúp-szögének meghatározásakor figyelembe kell venni.

A méréseket különböző mértékű deformációkra is elvégeztük (0,8; 1; 1,4 mm), a karakterisztika és az eredmények közötti százalékos különbség közel azonos volt a fentiekben bemutatott eredményekkel.

7. MOTOROS HAJTÓMŰ VIZSGÁLATA

A kísérleti hullámhajtómű egy Baumüller GDM100N2 típusú tárcsamotorral összeépítve kompakt egységet alkot ($\varnothing 120 \times 80 \text{ mm}$), 23/min névleges fordulatszámmal és 85 Nm névleges nyomatékkal (9. ábra). Az egység terheletlen járatása (néhány száz fordulat) során szerzett tapasztalatok azt mutatják, hogy a hullámgenerátor tehetetlenségi nyomatékát és belső súrlódását csökkenteni kell az

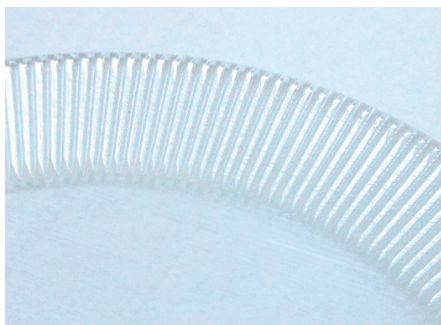
üresjáratú teljesítmény csökkentése érdekében. A működtetés során fellépő rezgésekből a fogazat pontatlanságára következtettünk. A szerkezeti alapelemek továbbfejlesztése és a hajtómű további vizsgálata folyamatban van.



9. ábra: Tárcsamotorral egybeépített kísérleti síkkerekes hullámhajtómű



10. ábra: SLS technológiával gyártott fogazat



11. ábra: Objet technológiával gyártott fogazat

8. MŰANYAG FOGASKEREKEK

Vizsgálataink tárgyát képezi a műszaki műanyagból gyártható hullámhajtómű alapelemek gyárthatóságának, valamint az ezekből épített hajtómű tulajdonságainak, működésének elemzése. A néhány tized milliméteres fogmagasság, a nagy fogszám és a megkövetelt geometriai pontosságból adódóan nagyon költséges fröccsöntő-szerszámról egyelőre le kellett mondanunk, így a műanyag gyorsprototípus gyártás lehetőségét

vizsgáltuk. A hazánkban elérhető technológiák közül az SLS és az Objet eljárás alkalmas a hullám-hajtómű fogazatok előállítására. Előbbi esetén a poliamid porszemcsék összeolvasztását pontosan szabályozott lézer energiája végzi, a kész modell szilárdsági paraméterei megközelítik a fröccsöntött poliamid alkatrészek tulajdonságait. Az Objet technológia alkalmazásakor a nyomtatófej a végleges modell anyagát egymásra épülő rétegekből állítja elő. Az alapanyag itt fényérzékeny műgyanta, amelynek szilárdítását egy UV lámpa végzi.

A 10. ábrán az SLS, a 11. ábrán az Objet eljárással készített fogazatok láthatók. Azt tapasztaltuk, hogy mindkét technológiával készített fogazatok kapcsolódása megfelelő lehet. A gyorsprototípus elemek terheléses vizsgálata folyamatban van.

9. ÖSSZEFOGLALÁS

Egy kísérleti síkkerekes hullámhajtóműben található hullámkerék deformált alakjának vizsgálata került bemutatásra, ahol az analitikus közelítés és a véges elemes vizsgálat a mérésekkel közel azonos eredményt hozott. További célkitűzés az adatokat felhasználva a fogazott elemek geometriájának pontosítása. Bemutattuk a tárcsamotorral szerelt hullámhajtómű egységet, valamint a Varinex Zrt. gyors prototípus eljárásaival készült fogazatok vizsgálatainak első tapasztalatait.

Köszönjük a Varinex Zrt-nek, hogy a legkorszerűbb technológiákkal legyártotta a vizsgálatokhoz szükséges fogazatmodelleket!

10. IRODALOM

- [1] www.harmonic-drive.com
- [2] Krisch R.: Síkkerekes hullámhajtóművek fejlesztése, PhD értekezés, BME, 2010.
- [3] Szavinüh A.G., Gurjanov M. Ja., Szavinüh V.M.: Parametriccseszkij rjad torcovüh volnovüh reduktorov, Vesztnyik Masinosztroenija, 1986. No.1.p.7-9
- [4] Falk György, Bartha László, Kovács József Gábor: Rapid Prototyping – Rapid Tooling a gyakorlatban, MŰANYAG ÉS GUMI, 2005. 42. évfolyam, 3. szám, 84-87. o

BEVONATOS KÖTŐELEMÉK VIZSGÁLATÁRA ALKALMAS KÍSÉRLETI BERENDEZÉS TAPASZTALATAI

EXPERIENCES OF A TEST EQUIPMENT USED FOR EXAMINATION OF COATED FASTENERS

Dr. Hány András – Zalaegerszegi Technológiai Centrum vezető; Illés Tamás – Zalaegerszegi Technológiai Centrum műszaki vezető, Sághegyi Ramóna – Mechatronikai mérnökhallgató

ABSTRACT

The most widespread cause of failure of the bolted joint is the vibration-induced loosening. This paper reports the experiences of the vibration test equipment (in line with the DIN 65151 standard), and the measurement results including the comparison of the different locking and fixing units, with special focus on the adhesive coating's locking effect.

1. BEVEZETÉS

A menetes rögzítési megoldások története több ezer évre nyúlik vissza. Történeti írások igazolják, hogy már i.e.1000-ben is használtak menetes elemeket vízellátáshoz a Tigris-Eufrátesz vidékén [1].

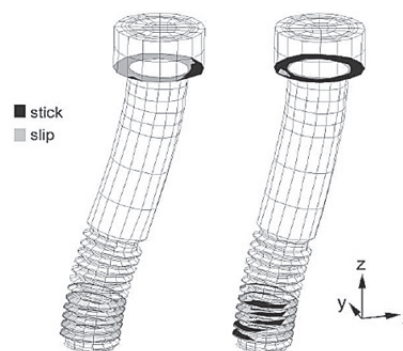
Az igazi fejlődést azonban a mai 60°-os menetprofil megjelenése jelentette, ami megkönnyítette a menetes elemek szerelését. [1] Ez a kialakítás nem volt önzáró, így elengedhetetlen volt olyan rögzítő, biztosító megoldások alkalmazása, mely megakadályozta az anya lelazulását; utat nyitva ezzel a menetbiztosítási technológiák fejlődésének.

2. MENETES KÖTÉSEK VISELKEDÉSE

A csavarkötések meghibásodását általában a csavarfeszültség lecsökkenése, a lazulás okozza. Ennek alapvető oka rendszerint a terhelés dinamikus változása. Ilyen dinamikus hatás lehet például a vibráció, vagy a hőmérsékletváltozás hatására létrejövő dilatáció. A terhelésváltozások hatására előálló lazulás nyomán a súrlódási erő csökken, melynek következtében az anya, vagy a csavar elfordul. [3]

A tartós dinamikai igénybevétel hatására egy idő után csökken az előfeszítő erő, és/vagy

létrejön a teljes leoldódás, esetleg a tartós igénybevétel hatására bekövetkezik a kifáradásos törés. [3]



1. ábra Dinamikus igénybevétel hatására bekövetkező súrlódás és csúszás [2]

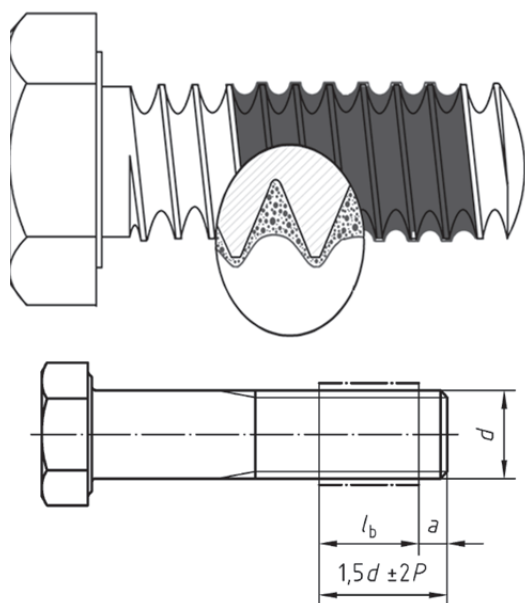
A leoldódás elkerülésére különböző csavarbiztosítási megoldásokat alkalmaznak:

- Mechanikai eszközök (koronás anyák, huzalrögzítések).
- Súrlódásos csavarbiztosítás (műanyag betétes anya, rugós alátétek).
- Alakzáró eszközök (NordLock alátét, körmös alátétek)
- Bevonatok, csavar-rögzítő folyadékok (pl. Precote, Loctite)

3. BEVONATOS KÖTŐELEMÉK

A legtöbb kötésbiztosítási technika a kötésben addicionális szerelési egységet képvisel, amely növeli a szerelési időt, és plusz költséget is képez az előállított termék tekintetében. Ezzel szemben a bevonatos kötőelemek előnyei közé tartozik, hogy szerelésükhöz nem szükséges speciális szerszám, és nem igényli plusz alkatrészek beszerelését sem.

A bevonatos kötőelemek elterjedése hazánkban még elenyésző, hiszen az egyéb, napjainkban népszerű biztosító megoldásokkal szemben a kapcsolódó hazai kutatások és mérési eredmények hiánya miatt ez a technológia kevésbé ismert.



2. ábra Mikro kapszulás bevonattal ellátott csavar [4]

A bevonatos kötőelemek lényege, hogy a bevonatban levő mikrokapszulák a szerelés során létrejövő felületi nyomás hatására összetörnek, és a mátrix anyaggal vegyülve biztosítják a megfelelő rögzítő és tömítő hatást menetes kötések esetén.

A bevonatos kötőelemekkel megvalósított kötések egyúttal jól tükrözik a rendszerszemléletű gépelem-alkalmazás előnyeit és alkalmazási lehetőségeit.

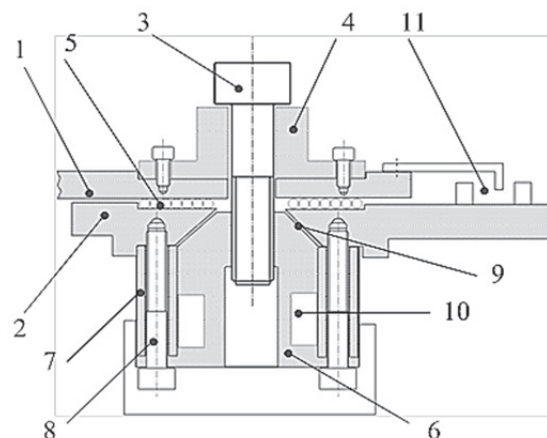
A cikk további részei a Technológiai Centrum és a METRIKONT Kft. együttműködésében a bevonatos kötőelemek vizsgálatára kifejlesztett megoldást, és a legfontosabb mérési eredményeket tartalmazzák.

4. TESZTBERENDEZÉS

A kifejlesztett készülék alkalmas a csavarkötések főbb terheléseinek szimulálására. Magában foglal egy termikus tesztkamrát, -30-150°C közti hőmérséklet tartománnyal (DIN 267-27; DIN 267-28 szabvány szerint), egy Junker-féle mechanikus tesztkamrát (DIN

56151 szabvány szerint) és a bevonatok speciális tömítő tulajdonságának vizsgálatára egy nyomásos tesztkamrát is (10 bar levegő, és 60 bar víznyomás mellett).

5. JUNKER TESZT



3. ábra Junker teszt elvi felépítése a fontos elemekkel, 1-mozgatott lap, 2-fix lap, 3-teszt csavar, 5-tűgörgők, 6-menetes egység, 10-erőmérő cella, 11-lineáris útadó

A vonatkozó szabvány a készülékkel kapcsolatban a következőket írja elő [5]:

- A relatív elmozdulásnak az alsó és felső rész között ± 1 mm tartományban állíthatónak kell lennie.
- A minimális vizsgáló frekvencia 12,5Hz.
- Az előfeszítési erő mérési hibahatára max. 0,6% lehet.
- A keresztirányú erő mérési pontossága $\pm 3\%$ kell legyen.

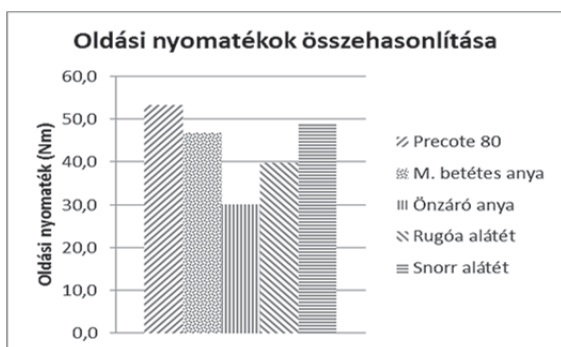
A szabványelőírásokat szem előtt tartva olyan készülék került kifejlesztésre, mely alkalmas a különböző kötésbiztosítási technológiák mellett a bevonatos kötőelemek vizsgálatára is.

6. TESZTEREDMÉNYEK

Az berendezés segítségével olyan vizsgálatok elvégzésére nyílt lehetőség, melyek során a bevonatos kötőelemek tulajdonságai vizsgálhatók. A mérések eredményeként – a hagyományos kötésbiztosítási technikákkal összehasonlítva – következtetések vonhatók le a bevonatos kötések alkalmazási lehetőségeivel kapcsolatban. A mérések legfontosabb eredményei a következő diagramokon láthatóak.

6.1 Oldási nyomatékmérés

A vizsgálat során az azonos meghúzási nyomatékkal (47Nm) szerelt csavarkötések oldásához szükséges nyomatékát mértük.



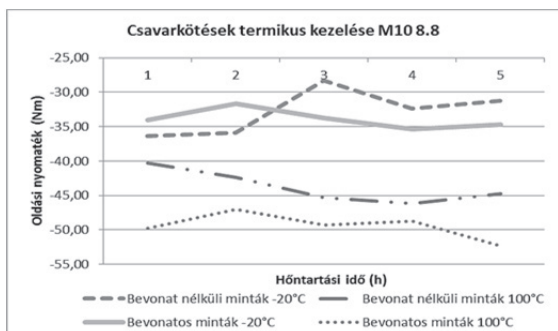
4. ábra Csavarbiztosítási technikák oldási nyomatéka

A mérési eredmények jól mutatják a bevonatos kötőelemek előnyét, mely a mikrokapszulás bevonat kötési mechanizmusából adódik. A kikeményedés során a bevonat kitölti a menetek közti teret, ezzel növelve az előfeszítő erőt.

6.2 Csavarkötések termikus terhelése

A csavarozott kötések termikus igénybevételét az idő függvényében vizsgáltuk bevonatos és bevonat nélküli horganyzott mintákon egyaránt.

A kötések összeállítása a DIN 267-27-es szabványban előírtak szerint történt, majd a termikus kezelések után a kötések oldásához szükséges nyomatékot mértük.



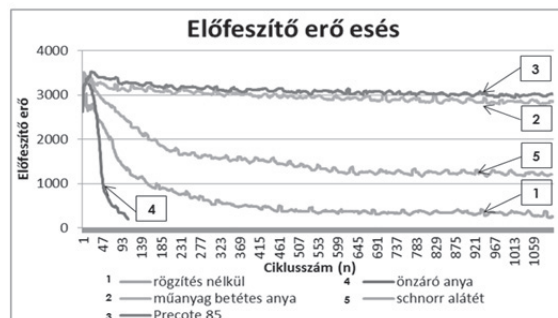
5. ábra Csavarkötések termikus terhelésének hatása

Az eredményeken látható, hogy a bevonatos és bevonat nélküli minták viselkedése eltérő a termikus terhelés hatására. A bevonatos kötőelemeknél a hőtágulás hatása kevésbé érződik a bevonat térkitöltő funkciója miatt, így alacsony hőmérsékletnél az oldási nyomaték

magasabb, mint a bevonat nélküli minták esetén. Magasabb hőmérsékletnél azonban a bevonat nélküli minták oldási nyomatéka magasabb volt.

6.3 Előfeszítő erő csökkenés

A vizsgálat célja a kötésbiztosítási technikák összehasonlítása volt, elemezve a dinamikus igénybevétellel szembeni ellenállóságot.

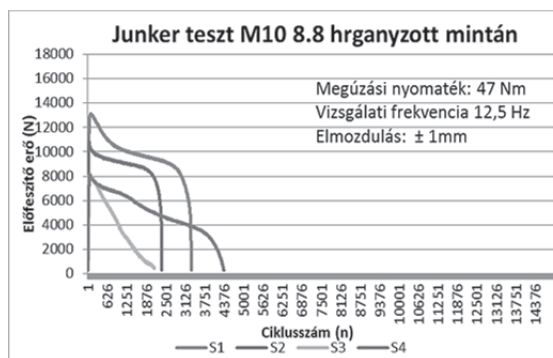


6. ábra Előfeszítő erő csökkenés mechanikai igénybevétel hatására

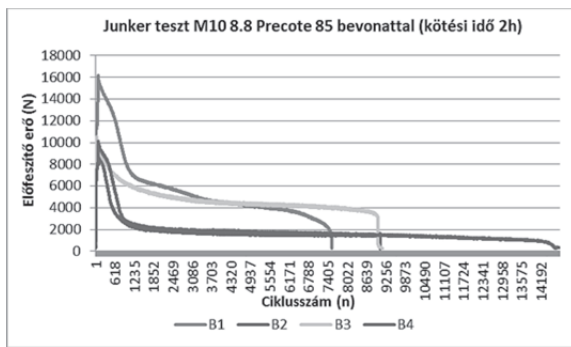
A különböző rögzítési technikákat alkalmazva, azonos előfeszítő erő értékről indulva mértük az előfeszítő erőt a terhelési ciklusok függvényében; vizsgálva, hogy a kiindulási állapothoz képest az előfeszítő erő visszaesése mennyire jelentős. A Precote 85 bevonattal ellátott mintánál volt tapasztalható a legkisebb szorító erő csökkenés.

6.4 Junker teszt

A mérések során a bevonatos és bevonat nélküli kötőelemeket vizsgáltunk; teljes leoldódásig. A szerelés után a kötések a szabványos vizsgálati frekvenciával és elmozdulás értékkel terhelve mértük az előfeszítő erő csökkenését Precote 85-tel szerelt és bevonat nélküli horganyzott mintákon.



7. ábra Bevonat nélkül szerelt kötőelemek leoldódási folyamata Junker teszt során



8. ábra Bevonatos kötőelemek leoldódási folyamata Junker teszt során

A bevonatos kötőelemek dinamikai igénybevétellel szembeni ellenállósága jelentősen jobb, mint a bevonat nélküli minták esetén. A bevonat térkitöltő szerepe, kötési ereje, és rezgéscsillapító hatása jól láthatóan lassítja az lelazulási folyamatot. A csavarok az igénybevétel hatására lelazulás helyett jellemzően kifáradásos törést szenvednek. A bevonat nélküli mintáknál ritkán volt tapasztalható fáradásos tönkremenetel, 2000-4000 terhelési ciklus alatt az előfeszítő erő a kezdeti értékről 1 kN alá esett.

7. ÖSSZEGZÉS

A bevonatos kötőelemek vizsgálatánál tapasztaltak alapján a bevonatos kötőelemek alkalmazása a következő előnyökkel jár:

- alkalmazásával csökkenthető a szerelési idő,
- a menetes kötéseknel alkalmazott biztosító alkatrészek elhagyásával csökkenthető a szerelési egységek száma, ezáltal a szerelés során keletkezett hibák száma is,
- anapjainkban alkalmazott új típusú rögzítő alátétekhez és biztosító megoldásokhoz képest ára jóval kedvezőbb,
- dinamikai igénybevételekkel terhelt kötéseknel csökken a rezgések okozta meghibásodások száma,
- a bevonat kötőelem rögzítő funkciója mellett tömítő szerepet is betölt, így alkalmazható nyomás alatt lévő elemek rögzítésére is, egyéb tömítő funkciójú elem alkalmazása nélkül.

A géptervezés során a megfelelő kötésbiztosítási megoldás kiválasztása

elengedhetetlen a megfelelő minőség elérése érdekében. A dinamikai igénybevételekkel szembeni ellenállóság fontos tervezési szempont, hiszen a vibráció minden szerkezetben jelen van, mely ellen védekezni kell, a megfelelő működés és az életvédelmi szempontok miatt is.

A bevonatos kötőelemek széleskörű alkalmazási lehetőségeket nyújtanak, az egyes bevonat típusok biztosítják a tervezési igényeknek legmegfelelőbb kötőelemek kiválasztását.

Típustól függően (Precote 30; 80; 85; 87) eltérő kötési idővel, tömítő és/vagy rögzítő funkcióval, és működési hőmérséklet-tartománnyal rendelkező bevonatok állnak rendelkezésre.

8. IRODALOM

- [1] S. Saha, S. Srimani, S. Hajra, A. Bhattacharya, and SantanuDas: OntheAnti-LooseningProperty of DifferentFasteners, 13th National ConferenceonMechanisms and Machines, India, 2007
- [2] N.G. Pai, D.P. Hess: Three-dimensionalfiniteelementanalysis of threadedfastenerlooseningduetodynamicshearload. EngineeringFailureAnalysis 9 (2002) 383–402
- [3] Mező Lajos: A fémiparban alkalmazott gépészeti elemek kötési módjai. Csavarkötések., Nemzeti Szakképzési és Felnőttképzési Intézet, Budapest 2008
- [4] Fasteners – Part 28: Steel screws, bolts and studs with locking coating – Technical delivery conditions English translation of DIN 267-28:2009-09, DIN Deutsches Institut für Normung e. V., Berlin. Beuth Verlag GmbH, 2009, Berlin, Germany
- [5] Aerospace series .Dynamic testing of the locking characteristics offasteners under transverseloaading conditions (vibration test), Genehmigung des DIN Deutsches Institut für Normung e. V., 2009, Berlin, Germany

SZERSZÁMPROFILOK ELŐÁLLÍTÁSA FELÜLETMETSZŐ MÓDSZERREL

GENERATION OF TOOL PROFILES BY SURFACE INTERSECTION METHOD

Hegedűs György, egyetemi docens, Takács György, egyetemi docens
Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Tanszéke

ABSTRACT

This paper presents a surface intersection method on the tool profiles generation. The intersection curves are generated by numerical algorithm, where the curves are solutions of an ordinary differential equation system. The initial value problem solved by 4th order *Runge-Kutta* numerical method. The final approximated tool profile is a piecewise interpolating cubic *Bezier* curves and an approximating ellipse-arc with appropriate connectivity condition.

1. BEVEZETÉS

A megmunkálási pontosság növelése, valamint a mellékidő csökkentése iránti igény fokozódásával párhuzamosan jelentek meg a golyós- illetve görgősorsók a szerszámgépek mellékajtműveiben. Kedvező tulajdonságai miatt a golyósorsók gyorsan terjedtek, miközben újabb és újabb változatok kerültek bevezetésre.

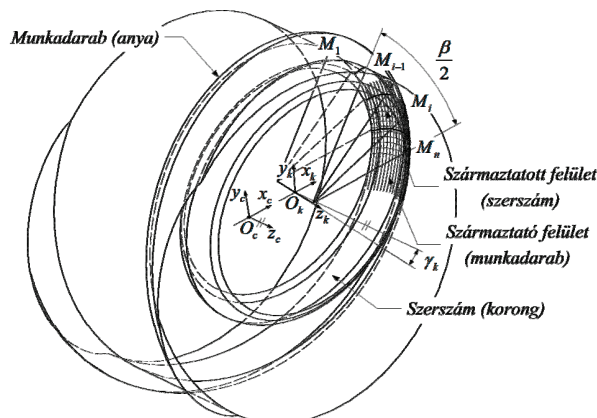
A precíziós golyósorsókat *CNC* vezérlésű soros és párhuzamos kinematikájú szerszámgépek mellékajtműveiben alkalmazzák. Minden mellékajtmű egy összetett rendszer, melyek eredő pontossága adódik az egyes gépelemek, szabályozóelemek, valamint a vezérlések pontosságának összegével. A szabályozás- és vezérléstechnika rohamos fejlődésével ezen elemek pontossága is folyamatosan javul. A mechanikus elemek gyártási pontossága nemcsak a helyes gyártástechnológia megválasztásától, hanem a munkadarab felületének előállításához szükséges pontos geometriát magán hordozó szerszámtól is függ. A forgácsolással előállított munkadarab felületét a szerszám származtató felületének eredményeként kapjuk meg, mely a szerszám burkolófelületeként jön létre annak mozgása során. Számos tanulmány foglalkozik a munkadarab felületének származtatásával koordinátatranszformációt és differenciálgeometriai megközelítést alkalmazva. Ezeket a matematikai módszereket fogas- és csigakerék-hajtásoknál számos kutató vizsgálta, ahol a fogfelülethez kapcsolódó felületpár matematikai

leírásának az előállítása volt a cél [1],[2],[6]. Az egyre szélesebb körű eredményeknek köszönhetően arra a következtetésre jutottak, hogy a bonyolult analitikus valamint numerikus számítások helyett a kapcsolódási viszonyokat kinematikai módszerrel vizsgálják, leegyszerűsítve a vizsgálatokat. A generáló felület meghatározására több módszert is kidolgoztak, az utóbbi években a számítógéppel segített modellezés eszközeinek alkalmazása is előtérbe került [5],[7].

Jelen cikkünkben a szerszámprofilok meghatározását felületek metszéseiével állítjuk elő numerikus matematikai módszereket alkalmazva.

2. A MATEMATIKAI MODELL ISMERTETÉSE

A modell megalkotásához ismernünk kell a kívánt geometriai pontosságú munkadarabot és a szabályozatlan szerszám kiinduló méreteit. A munkadarab és a szerszám egymáshoz viszonyított térbeli helyzete (fogásvétel, korongdöntési szög) ismert. Tegyük fel, hogy az 1. ábra koordinátarendszereinek x_c és x_k tengelyei egybeesnek, ahol x_c a munkadarabhoz, x_k a szerszámhoz rendelt koordinátarendszerek tengelyei.



1. ábra. A profil meghatározásához alkalmazott modell

Az $\overline{O_c O_k}$ szakasz hossza a szerszám átmérőjéből és a fogásvétel nagyságából meghatározható.

A γ_k korongdöntési szöget a z_c és z_k tengelyek között értelmezzük az y_k - z_k síkban. Menetkösörüléskor a golyósanya teljes menetfelületének megmunkálásakor egy fogásvétel alatt ezek a paraméterek állandók. A szerszámprofil a munkadarab elméleti méreteiből és az előzetesen meghatározott korongdöntési szög alapján származtatjuk. Ha a valóságban így állítanánk elő a szerszámprofil, akkor a szerszám folyamatos forgó mozgást végezne és a kívánt profil a szerszám egy teljes körülfordulása alatt előállna minden tengelymetszetben. A szerszám és a munkadarab a β szöggel jellemezhető tartományban érintkezik, ezért ha a szerszám elfordulása ezt az értéket elérte, már található legalább egy olyan síkmetszet, amely a szerszámprofil tartalmazza. Jelen esetben a szerszám nem csak a forgástengelyére szimmetrikus, hanem az x_k és y_k tengelyekkel megadott szimmetriasíkra. Ezért a származtatott szerszámprofil szintén szimmetrikus lesz, így az már $\beta/2$ szögtartomány alapján meghatározható. Mivel a származtatott felület (szerszám) forgásfelület ezért a szerszám helyettesíthető egy félsíkkal. A szerszámprofil származtatásához ennek a félsíknak és a származtató felületnek a síkmetszeteit kell meghatároznunk. A származtatási eljárás során a profil meghatározásához n számú metszet előállítása szükséges. A szerszámprofil közelítő megoldását oly módon keressük, hogy a félsíkot elforgatjuk diszkrét lépésekben a $\beta/2$ tartományban, és az így kapott síkmetszetekből állítjuk azt elő. A metszetek előállítása numerikus eljárással történik, azonban az eljárás elindítása előtt szükséges a γ_k korongdöntési szög és a β átfogási szög meghatározása is, ezek ismertetését jelen cikkben nem részletezzük.

3. A METSZETEK NUMERIKUS ELŐÁLLÍTÁSA

A numerikus kontinuitási módszerek az egyparaméteres, többváltozós egyenletrendszerek megoldását követik, ahol a paraméter folyamatosan vagy közel folyamatosan változik. Az ilyen egyenletrendszereket a $\mathbf{H}(\mathbf{y}, \lambda) = 0$, $\mathbf{y} \in \mathbb{R}^n$, $\mathbf{H} \in \mathbb{R}^m$, $\lambda \in \mathbb{R}$, alakban írhatjuk fel. Általában $m = n$, így az n egyenlet és $n+1$ ismeretlen, valamint a célszerűen rögzített λ paraméterértéknél az egyenletrendszer négyzetessé és határozottá válik. Ahogy a λ paraméterérték változik, az egyenletrendszerek megoldásai egy megoldásgörbét írnak le az \mathbb{R}^n tartományban. Az $m < n$ esetben az egyenletrendszer alulhatározottá, az $m > n$ esetben túlhatározottá válik, ezért más eljárást kell alkalmazni, ilyen lehet a legkisebb négyzetek módszere Moore-Penrose pszeudo inverz használatával. A kontinuitási módszer alkalmazásakor a többváltozós $\mathbf{P} = (P_1, P_2, \dots, P_n) = 0$ egyenletrendszer megoldásá-

hoz definiáljuk a $\mathbf{Q} = (Q_1, Q_2, \dots, Q_n) = 0$ egyenletrendszert úgy, hogy annak megoldását már ismerjük, vagy könnyen előállítható. A homotópiás egyenletrendszer a $\mathbf{H}(\mathbf{y}, \lambda) = (1-\lambda) \cdot \mathbf{Q}(\mathbf{y}) + \lambda \cdot \mathbf{P}(\mathbf{y})$ alakban írható fel, ahol $0 \leq \lambda \leq 1$. A származtató és származtatott felület közös részének meghatározásához a kontinuitási problémát egy közöséges differenciálegyenletrendszerrel megoldható kezdeti értékfeladatként állítjuk elő. Az ilyen módon előállított megoldáshoz szükséges feltétel, hogy $m < n$. Ebben az esetben a λ paraméter kizárható, így az n egyenletből és $n+1$ ismeretlennel álló egyenletrendszerrel kapjuk. Geometriailag n számú hiperfelületet írunk le \mathbb{R}^{n+1} -ben, ahol a megoldáshalmaz egy görbe \mathbb{R}^{n+1} -ben. Az egyenletrendszer teljes differenciálásával az

$$\begin{aligned} df_1 &= \frac{\partial f_1}{\partial y_1} dy_1 + \dots + \frac{\partial f_1}{\partial y_{n+1}} dy_{n+1} = 0, \\ df_2 &= \frac{\partial f_2}{\partial y_1} dy_1 + \dots + \frac{\partial f_2}{\partial y_{n+1}} dy_{n+1} = 0, \\ &\vdots \\ df_n &= \frac{\partial f_n}{\partial y_1} dy_1 + \dots + \frac{\partial f_n}{\partial y_{n+1}} dy_{n+1} = 0 \end{aligned} \quad (1)$$

differenciálegyenlet-rendszert kapjuk. A $d\mathbf{y} = [dy_1, dy_2, \dots, dy_n]$, valamint a f_i függvény gradiensét a $\nabla f_i = \left[\frac{\partial f_i}{\partial y_1}, \frac{\partial f_i}{\partial y_2}, \dots, \frac{\partial f_i}{\partial y_{n+1}} \right]$ alakban felírva, majd behelyettesítve az (1) egyenletrendszerbe

$$\begin{aligned} df_1 &= \nabla f_1 \cdot d\mathbf{y} = 0, \\ &\vdots \\ df_i &= \nabla f_i \cdot d\mathbf{y} = 0, \\ &\vdots \\ df_n &= \nabla f_n \cdot d\mathbf{y} = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

differenciálegyenlet-rendszert kapjuk. A fenti egyenletek geometriailag azt jelentik, hogy a $d\mathbf{y}$ megoldás érintője ortogonális a ∇f_i gradiensekre. Vagyis, ha található úgy egy irányvektor, hogy az ortogonális minden gradiensre, akkor a megoldásgörbe felrajzolható követve ezt az irányvektort. Az irányvektor meghatározásakor ismert n független $\mathbf{v}_1, \mathbf{v}_2, \dots, \mathbf{v}_n$, vektor az $n+1$ dimenziós térben és egyértelműen meghatározható az n vektorokra ortogonális irány a

$$\mathbf{w} = \mathbf{P}(\mathbf{v}_1, \dots, \mathbf{v}_n) = \det \begin{vmatrix} \mathbf{e}_1 & \dots & \mathbf{e}_i & \dots & \mathbf{e}_{n+1} \\ & & v_1 & & \\ & & \vdots & & \\ & & v_i & & \\ & & \vdots & & \\ & & v_n & & \end{vmatrix} \quad (3)$$

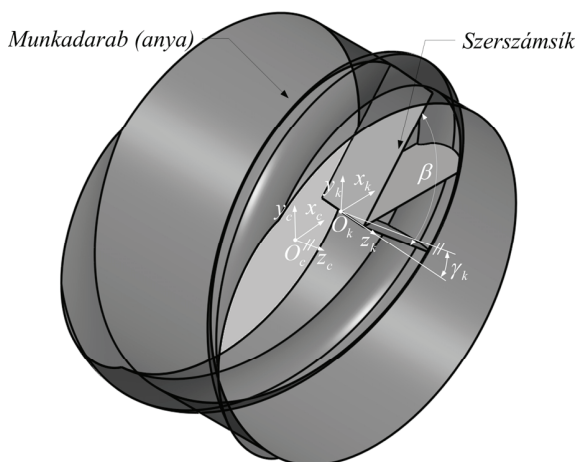
determináns meghatározásával. A fentiek figyelembevételével a $d\mathbf{y}$ függvényt érintő megoldásgörbe irányvektora a gradiens bevezetésével a

$$\mathbf{W} = \mathbf{P}(\nabla f_1, \dots, \nabla f_n) = \det \begin{vmatrix} \mathbf{e}_1 & \dots & \mathbf{e}_i & \dots & \mathbf{e}_{n+1} \\ & & \nabla f_1 & & \\ & & \vdots & & \\ & & \nabla f_i & & \\ & & \vdots & & \\ & & \nabla f_n & & \end{vmatrix} \quad (4)$$

alakban állítható elő. Mivel ez az irányvektor $d\mathbf{y} = \eta \cdot \mathbf{W}$ a megoldásgörbe pontbeli érintőjével párhuzamos, a kontinuitási feladat egyenértékű a

$$\frac{d}{dt} \mathbf{y} = \eta \cdot \mathbf{P}(\nabla f_1, \dots, \nabla f_i, \dots, \nabla f_n) \quad (5)$$

differenciálegyenlet-rendszer megoldásával, ahol η egy alkalmasan választott skalár. Alkalmazzuk a fent leírt kontinuitási módszert két felület metszésgörbéjének meghatározásához. A kezdeti érték feladat megoldásához szükségünk van a szerszámsík korongdöntés utáni egyenletére, valamint az anyaprofil leíró felületek egyenleteire. Az egyenleteket paraméteres (*implicit*) formában felírva három egyenletet kapunk, négy változóval.



2. ábra. A koordinátarendszerek és paraméterek értelmezése

A szerszámsík paraméteres egyenlete az

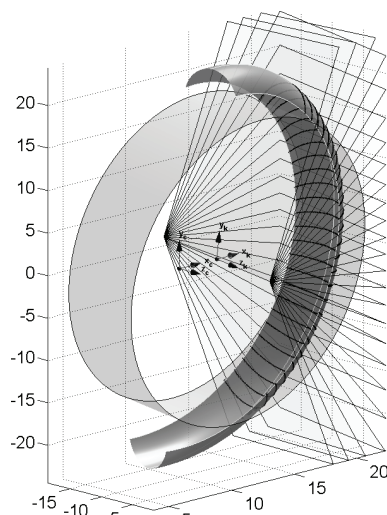
$$\mathbf{S}_k(q, t) = \mathbf{O}_k + q \cdot \mathbf{v}_k + t \cdot \mathbf{x}_c \quad (6)$$

alakban írható fel, ahol q és t a megfelelő paraméterek (2. ábra). A golyósánya csavarfelületeinek egyenletei

$$\mathbf{F}_{c,1}(u, v_1) = \mathbf{h}(u) + R_{pr} [\mathbf{b} \cdot \sin(v_1) - \mathbf{n} \cdot \cos(v_1)], \quad (7)$$

$$\mathbf{F}_{c,2}(u, v_2) = \mathbf{h}(u) + R_{pr} [\mathbf{b} \cdot \sin(v_2) - \mathbf{n} \cdot \cos(v_2)]$$

alakban állnak elő, ahol v_1, v_2 a csavarfelületek paraméterei, $\mathbf{h}(u)$ az anyamenet csavarvonalának egyenlete, \mathbf{b} a binormális és \mathbf{n} a normális egységvektor. Felírva a korábban ismertetett differenciálegyenlet-rendszerből előállított kezdeti érték feladatot és felhasználva az ismert paramétereket a síkmetszetek előállíthatók.



3. ábra. A kezdeti érték feladat megoldásaiaként előállított metszetek

A felületek metszéseiével létrehozott síkgörbékét a 3. ábra szemlélteti.

4. A PROFIL KÖZELÍTÉSE

A származtatás során előállított szerszámprofilok az ideálistól eltérő korongdöntési szög miatt alámetszéssel rendelkeznek. A szerszámprofil végleges közelítését ezért két külön szakaszon végezzük. Az alámetszéses tartományon szakaszonként interpoláló másodrendben folytonos görbék közül választhatunk. Egy ilyen lehetséges görbe a *Bezier* görbe, melynek parametrikus előállítását a

$$\mathbf{B}(t) = \sum_{i=0}^n b_{i,n}(t) \cdot \mathbf{P}_i, \quad t \in [0, 1] \quad (8)$$

képlettel definiálhatjuk, ahol \mathbf{P}_i a görbe vezérlő-pontja. Az n -ed fokú $b_{i,n}(t)$ *Bernstein* polinom az

$$b_{i,n}(t) = \mathbf{C}_{i,n} \cdot t^i (1-t)^{n-i}, \quad i = 1 \dots n, \quad (9)$$

$$\mathbf{C}_{i,n} = \binom{n}{i} = \frac{n!}{i!(n-i)!}$$

összefüggés szerint számítható, ahol $\mathbf{C}_{i,n}$ a binomiális együttható. Az alámetszés nélküli tartományon ismert pontokra illeszkedő ellipszisívvel közelítjük a profilt. A kúpszelet általános másodfokú polinommal leírható implicit egyenlete

$$F(x, y) = ax^2 + bxy + cy^2 + dx + ey + f = 0 \quad (10)$$

ahol a, b, c, d, e, f az egyenlet együtthatói x és y a kúpszelet pontjainak koordinátái. Ellipszisenél érvényes, hogy

$$b^2 - 4ac < 0. \quad (11)$$

Az ismert $(x_i, y_i), i = 1 \dots n$ pontokra illeszkedő ellipszis egyenlete a pontok algebrai távolságának négyzetösszege minimalizálásával az együtthatóvektor alapján

$$\min \sum_{i=1}^n (F(\mathbf{x}_i))^2 = \min \sum_{i=1}^n (F(\mathbf{x}_i \cdot \mathbf{a}))^2 \quad (12)$$

módon áll elő [3]. Az \mathbf{a} együtthatóvektor skálázásával az egyenlőtlenség átírható

$$b^2 - 4ac = 1, \quad (13)$$

ekkor az érvényes approximációs feladat

$$\min \|\mathbf{X} \cdot \mathbf{a}\|^2, \quad (14)$$

$$\mathbf{a}^T \cdot \mathbf{C} \cdot \mathbf{a} = 1$$

alakú, ahol $\mathbf{X}^{n \times 6}$ az adatmátrix és $\mathbf{C}^{6 \times 6}$ a kényszermátrix. A Lagrange multiplikátor alkalmazásával az \mathbf{a} optimális megoldásra a fenti feltételekkel

$$\mathbf{S} \cdot \mathbf{a} = \lambda \cdot \mathbf{C} \cdot \mathbf{a}, \quad (15)$$

$$\mathbf{a}^T \cdot \mathbf{C} \cdot \mathbf{a} = 1,$$

ahol $\mathbf{S}^{6 \times 6}$ az eloszlási mátrix. A (15) sajátértékfeladatot megoldva a legjobb közelítést a legkisebb sajátértékhez tartozó sajátvektor szolgáltatja az együtthatóvektorra nézve. A fentebb bemutatott megoldás egyik hátránya, hogy a numerikus eljárás instabillá válhat, ezért további átalakítások szükségesek [4]. Ezeket alkalmazva a sajátértékfeladat megoldását előállító egyenletrendszer

$$\mathbf{M} \cdot \mathbf{a}_1 = \lambda \cdot \mathbf{a}_1, \quad (16)$$

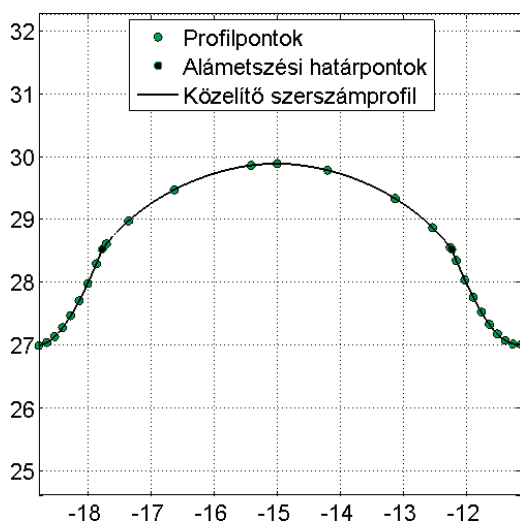
$$\mathbf{a}_1^T \cdot \mathbf{C}_1 \cdot \mathbf{a}_1 = 1,$$

$$\mathbf{a}_2 = -\mathbf{S}_3^{-1} \cdot \mathbf{S}_2^T \cdot \mathbf{a}_1$$

alakban írható fel, ahol $\mathbf{M}^{3 \times 3} = \mathbf{C}_1^{-1} \cdot (\mathbf{S}_1 - \mathbf{S}_2 \cdot \mathbf{S}_3^{-1} \cdot \mathbf{S}_2^T)$ csökkentett eloszlási mátrix. A numerikusan stabil megoldást a (16) egyenletrendszer \mathbf{M} mátrixának \mathbf{a}_1 sajátvektorához tartozó λ sajátérték szolgáltatja.

5. EREDMÉNYEK

Az előző fejezetben ismertetett képleteket és a származtatott pontokat felhasználva az adott méretű munkadarab forgácsolásához szükséges közelítő szerszámprofil előállítható.



4. ábra. A származtatott közelítő szerszámprofil

A 4. ábra a származtatott szerszámprofil ábrázolja egy 50x30 méretű golyósanyánál. Az eredményből határozottan látható a korongdöntési szög ideális értéktől való eltérése miatti alámetszés.

6. KÖSZÖNETNYÍLVÁNÍTÁS

A kutatás a TÁMOP 4.2.4.A/2-11-1-2012-0001 azonosító számú Nemzeti Kiválóság Program – Hazai hallgatói, illetve kutatói személyi támogatást biztosító rendszer kidolgozása és működtetése országos program című kiemelt projekt keretében zajlott. A projekt az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

7. SUMMARY

A surface intersection method was presented on the generation of tool profile for ball nut internal grinding. The method applies different numerical methods and algorithms. This novel tool profile determination method is suitable not only for ball nuts but other gear or worm surfaces as well. The future work is to determine and compare the different solutions.

8. IRODALOM

- [1] Dudás I.: The Theory and Practice of Worm Gear Drives, Butterworth-Heinemann, 2004, ISBN 978-1-903996-61-4. p.320.
- [2] Dudás L.: New way for the innovation of gear types, Engineering the Future, Chapt. 6. Sciyo, Croatia, 2010, ISBN 978-953-307-210-4 pp.111-140.
- [3] W. Gander, G. H. Golub, R. Strelbel: Least-squares fitting of circles and ellipses, BIT Numerical Mathematics, 1994, Volume 34, Number 4, 558–578
- [4] R. Hal, J. Flusser: Numerically stable direct least squares fitting of ellipses, The 6th International Conference in Central Europe on Computer Graphics and Visualization, 21 (5), 1998, pp.59-108.
- [5] S. Kaldor, A.M. Rafael, D. Messenger: On the CAD of profiles for cutters and helical flutes—geometrical aspects, Annals of the CIRP 37 (1) (1988) 53–56
- [6] F. L. Litvin, A. Fuentes: Gear Geometry and Applied Theory – Second Edition, Cambridge University Press, 2004, ISBN 978-052-181-517-8, p.801
- [7] D.S. Sheth, S. Malkin: CAD/CAM for geometry and process analysis of helical groove machining, Annals of the CIRP 39 (1) (1990) 129–132

HAPTIC JELENSÉGEK MODELLEZÉSE ZONGORA MECHANIKÁBAN

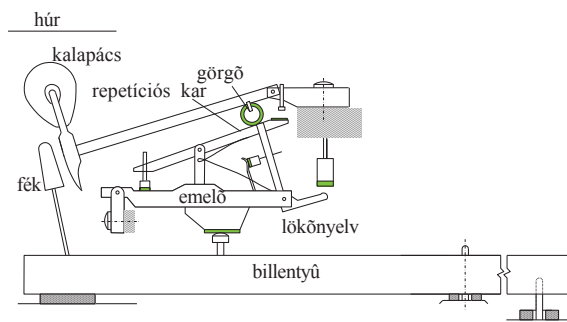
MODELING HAPTIC FEATURES OF PIANO ACTION

Horváth Péter, PhD

ÖSSZEFOGLALÁS (ABSTRACT). Keyboards of digital pianos have moderate dynamic performance compared to that of grand pianos. This paper deals with analytical and experimental investigation of check phase of touch. Finding out the relationship between initial velocity of hammer and impact force history, gives sound foundation for development of a haptic keyboard that offers the same sensation for pianist as the acoustic one. Parameters of governing expressions were determined by measurements.

1. BEVEZETÉS

A koncert zongorák mechanikája, az ún. angol mechanika nagyon bonyolult szerkezet, mely szögemelőből, rugókból, ütközőkből áll. Működés közben egyes kényszerek megváltoznak, egyszer rugalmasan, másszor mereven viselkednek. A szerkezet bonyolultságának legfőbb oka az általa megvalósítandó funkciók összetettsége és sokfélesége. A mechanika legfontosabb feladata a kalapácsnak nevezet alkatrész mozgatása.



1. ábra. A zongora mechanika vázlatos rajza

A billentyű lenyomásakor a mechanika a kalapácsot közelítőleg állandó áttétel közbeiktatásával emeli egészen addig, amíg a kalapács feje 2-3 mm távolságra nem kerül a húrtól (1. ábra). Ezt követően meg kell szüntetni a billentyű és a kalapács közötti kényszerkapcsolatot, hogy a teljesen lenyomott billentyű ne szorítsa a kalapácsot a húrhoz. Ebben az esetben ugyanis a húrhoz szoruló kalapács nem engedné szabadon rezegni a húrt. Megoldásként egy csuklósan rögzített lökönyelvet alkalmaznak, mely az út nagyobbik részében merev kapcsolatot biztosít a billentyű

és a kalapács között. Mikor a billentyű már kb. 8 mm utat tett meg, a lökönyelv kifordul a kalapács görgője alól, megszüntetve a kényszerkapcsolatot. Ezt a folyamatot nevezik *kiváltásnak*. Ha a kalapács sebessége elegendően nagy, akkor elválik a lökönyelvtől és szabad mozgással éri el a húrt. Miután megszólaltatta a húrt, visszapattan róla, majd a fék megállítja. Mivel a fék is része a billentyűnek, a *befogási* szakasz során keletkező impulzust a zongorista szintén érzékeli.

A mechanika másik fontos feladata a *repetíció* biztosítása. Mikor egy hangot egymás után többször kell gyorsan megszólaltatni, elegendő a billentyűt csupán kb. félútig felengedni, hogy ismét kényszerkapcsolat alakuljon ki a billentyű és a kalapács között. Ekkor a billentyű újbóli lenyomása ismét megszólaltatja a húrt.

Játék közben a zongoramechanika egy interfész szerepét tölti be a zongorista ujjai és a keletkező hang között. A billentyűvel való kölcsönhatás következtében a zenész számos járulékos információra tesz szert. A három legfontosabb folyamat, a *kiváltás*, a *befogás* és a *repetíció* során a *billentyű lenyomásához szükséges erő jelentősen változik* a billentyű pozíciója, sebessége és gyorsulása függvényében. Az ujj igen finom szenzorként működve érzékeli az erőváltozásokat. Hosszú évek gyakorlása során szerzett tapasztalata alapján a jó zongorista önkéntelenül is tudatában van a mechanika pillanatnyi állapotának, valamint az állapot megváltoztatásához szükséges behatások lehetőségeivel. A tapintással és hallással nyert információk a zongorista agyában összekapcsolódnak, és mint minták eltárolódnak. Ezzel lehetővé válik a zenész számára, hogy egy kívánt zenei frázist mindenkor nagy pontossággal legyen képes létrehozni. Mivel az időbeli eltérések észlelésének nagyságrendje néhány milliszekundum, ezért a mechanika pillanatnyi állapotának ismerete különös jelentőségű bír.

Jelenleg a fejlett országokban minden második gyerek tanul valamilyen hangszeren, melyek közül a legnépszerűbb a zongora. A helyzet nálunk is hasonló azzal a különbséggel, hogy az anyagi lehetőségek nem teszik lehetővé megfelelő minőségű hangszerek beszerzését.

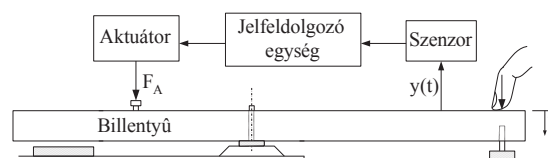
Jó hír ugyanakkor, hogy a digitális (elektromos) zongorák hangja szinte tökéletes, megfelelő hangszórók alkalmazásával élethű zongorahangot produkálnak, köszönhetően a digitálisan tárolt hangmintáknak és újabban a hangkeltés fizikai folyamatainak valós idejű emulációjának. Sajnálatosan a digitális zongorák gyártói egészen a legutóbbi időkig nem fektettek különösebb hangsúlyt a zongorák billentésére. Többnyire egyszerű rugó visszatérítésű, elmozdulással arányos, csekély visszatérítő erőt produkáló billentyűzeteket gyártottak. Ezek a könnyűzene játszására alkalmasak ugyan, azonban klasszikus darabok interpretálására gyakorlatilag használhatatlanok. A játékosnak alig van visszajelzése a mechanika állapotáról, a billentyű nem válik el az újjától, mert a rugó állandóan nekiszorítja, a billentési erő nem a gyorsulással, hanem az elmozdulással arányos, a síkos műanyag billentyűn csúsznak az ujjak, stb.

Felvetődik a kérdés, hogy miként lehetne ötvözni a digitális zongorák kiváló hangminőségét, ami akár egy jobb minőségű hangkártyával is pótolható, a koncert zongorák billentésével. Ha sikerülne készíteni egy olyan haptic billentyűzetet, mely reprodukálná a koncert zongorák billentésének legfontosabb jellemzőit és megfelelő, időbeli és intenzitásbeli információkkal szolgálna a hangkártya számára, akkor egy elfogadható áru, könnyű, kis helyigényű gyakorló eszközt biztosítana elsősorban klasszikus zenét tanuló fiatal zongoristák ezreinek számára.

2. A HAPTIC BILLENTYŰZET

A haptic billentyűzet létrehozását néhány tanulmány már felvetette, sőt számos részfeladatot már meg is oldottak. Előtanulmányként nagyon hasznos információk szerezhetők az ún. „player piano” (a gépzongora modern változata) tanulmányozása révén. Ezek olyan hagyományos zongorák, melynek kalapácsait nem csupán az eredeti mechanika, hanem szolenoid aktuátorok is tudják mozgatni. A zongorista lejátssza a zeneművet, miközben a billentyűk alá szerelt szenzorok mérik a billentyűk mozgásállapotát, illetve ezek jeleit memóriában eltárolják. Később a jeleket a memóriából kiolvastva, a szolenoid aktuátorok ugyanúgy megszólaltatják a húrokat, mint azt előzőleg a zongorista tette. Számos ilyen rendszer kereskedelmi forgalomban kapható (Bösendorfer CE).

A haptic billentyűzet új funkciójaként meg kell említeni azt a lehetőséget is, hogy zongora, orgona, csembaló billentése ugyanazon billentyűzettel reprodukálható lenne [2]. Több lehetséges út is kínálkozik a haptic billentyűzet megvalósítására.



2. ábra. A haptic billentyűzet működési elve

A mechanikai hatások villamos úton történő emulálására a kutatók szolenoid aktuátorokat, elektromágneket [1], DC illetve VCM (Voice Coil Motor) aktuátort alkalmaztak. A Széchenyi Egyetemen készítettünk egy VCM lineármotort állandó mágnesekből és billentyűre erősített gerjesztő tekercsből [5], mely kellő dinamikával rendelkezett. A villamos működtetésű billentyűzetek költségesek, mivel minden egyes billentyű pozícióját, sebességét és gyorsulását nagy pontossággal kell mérni, az adatokat valós időben kell feldolgozni úgy, hogy az aktuátor legfeljebb 1-2 ms késedelemmel fejtse ki a néha 50N nagyságrendbe eső fékező erőt, melyre különösen „staccato” (ütésszerű) billentésnél van szükség.

Másik lehetséges megoldásként kínálkozik az eredeti bonyolult mechanika egyszerűbb *mechanikával* történő helyettesítése. Erre nézve a KAWAI RM3 szolgál példaként. Megtartották a nagy tömegű kalapácsot annak érdekében, hogy a billentyű mozgatásához szükséges erő gyorsulással arányos legyen, a kiváltást pedig egy sűrűlódó pöccökkel emulálták. A billentyűk fából készültek, bevonatuk elefántcsont-érzetű, különleges tapadású műanyag. A befogási és repetíciós fázist sajnos ez a billentyűzet sem adja vissza, hiányosságai ellenére mégis jelentős fejlődésnek tekinthető.

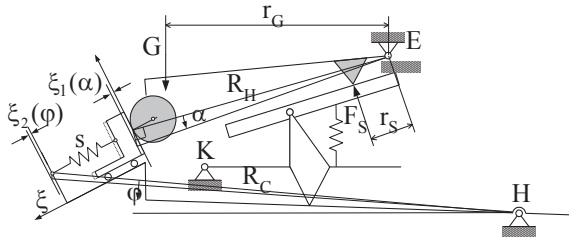
Egyelőre nem kötelezve el magunkat a haptic billentyűzet végső megvalósítást illetően (villamos, mechanikus, vagy hibrid működési elv), terjedelmi korlátok miatt csupán a legmarkánsabb visszajelzést adó **befogási fázis** dinamikai kérdésével foglalkozunk. A vizsgálatnak ki kell deríteni, hogy az egyes kinematikai mennyiségek közül melyeknek és milyen befolyásuk van a mechanika által a billentyűre kifejtett erőre.

Sajnálatosan a zongora mechanika egyszerűsített modellje is számos változót tartalmaz [3,4], az egyes elemek paramétereinek értékeit (nemlineáris rugókarakterisztikák, anyag-csillapítási tényezők, hiszterézis, stb.) pedig szinte lehetetlen pontosan meghatározni. Ilyen megfontolásból a befogási fázisra egyszerű matematikai modellt állítunk fel, mely analitikusan megoldható. A megoldásfüggvényekben szereplő változók viszont összevonhatók mindössze néhány konstansba, melyek értékei alkalmasan választott mé-

résekkel egyszerűen meghatározhatók. Az egyszerű összefüggések alkalmazása lehetővé teszi a valós idejű jelfeldolgozást, ami egy haptic billentyűzet esetében alapvető fontossággal bír.

3. A BEFOGÁSI FÁZIS MODELLEZÉSE

Miután a kalapács megütötte a húrt, a visszaeső kalapácsot a fék fogja meg ékhatással, miközben a repetíciós kar is fékezi annak mozgását. A fék



3. ábra. A fék mechanikai modellje

és a kalapács szára közötti normál erő a két felület közötti lineárisnak tekintett rugó összenyomódásából származik (3. ábra), mely az alábbi összefüggés szerint számítható:

$$N = s(c_1\alpha - c_2\varphi) \quad (1)$$

amennyiben $N > 0$. Az összefüggésben s a rugómerevség, α a kalapács, φ pedig a billentyű elfordulási szöge a befogás kezdetétől számítva, c_1 és c_2 arányossági tényezők. Mivel a befogás alatt a billentyű elfordulási szöge már nem változik, a fékben, mint rugóban tárolt energia a következő lesz:

$$U_b = \frac{1}{2}sc_1^2\alpha^2 \quad (2)$$

A befogás során az érintkező felületek csúsznak egymáson, az energiavesztés az F_f súrlódó erő munkájaként határozható meg:

$$W = \int_0^\alpha F_f \cdot R_H d\alpha = \int_0^\alpha \mu sc_1\alpha R_H d\alpha = \frac{1}{2}\mu sc_1 R_H \alpha^2 \quad (3)$$

ahol μ a súrlódási tényező a fék és a kalapács szára között, R_H a súrlódó erő karja. A repetíciós kart előfeszítő rugó nagyon lágy, így az F_S rugóerő változása a repetíciós kar kis elmozdulása során elhanyagolható. A repetíciós rugóban tárolt energia közelítőleg egyszerűen számítható:

$$U_r = F_S \cdot r_S \alpha \quad (4)$$

A mechanika energia mérlege a befogási szakaszban az alábbiak szerint írható fel:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2}J\dot{\alpha}_0^2 + Gr_G\alpha &= \\ = \frac{1}{2}J\dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2}sc_1^2\alpha^2 + \frac{1}{2}\mu sc_1 R_H \cdot \alpha^2 + F_S \cdot r_S \alpha \end{aligned} \quad (5)$$

ahol J a kalapács tehetetlenségi nyomatéka, $\dot{\alpha}_0$ a kalapács szögsebessége a befogás kezdetén, G a kalapács súlyereje. Bevezetve az alábbi jelöléseket,

$$\begin{aligned} A &= \frac{2(Gr_G - F_S r_S)}{J} ; \quad B = \frac{(sc_1^2 + \mu sc_1 R_H)}{J} ; \\ D &= \sqrt{\frac{A^2}{4B^2} + \frac{\dot{\alpha}_0^2}{B}} \end{aligned}$$

majd megoldva az (5) differenciálegyenletet α -ra $\alpha(0)=0$ kezdeti feltétellel, a részletek mellőzésével a következő megoldást nyerjük:

$$\alpha(t) = D \sin(\sqrt{B}t - \arcsin \frac{A}{2BD}) + \frac{A}{2B} \quad (6)$$

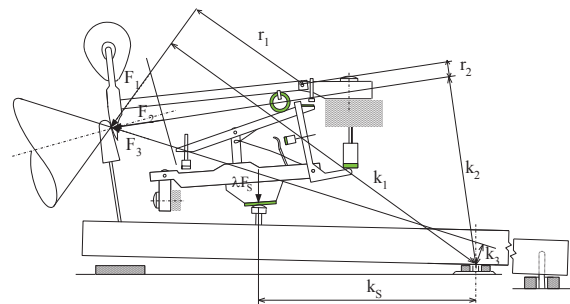
Mivel a gyakorlatban $A \ll 2B$ feltétel teljesül, a (6) összefüggés az alábbi alakra egyszerűsödik:

$$\alpha(t) \cong \frac{\dot{\alpha}_0}{\sqrt{B}} \sin \sqrt{B}t \quad (7)$$

Jól látható, hogy a kalapács szögelfordulása a befogás alatt arányos annak kezdeti szögsebességével. A befogási szakasz ideje a $d\alpha/dt=0$ feltételtől határozható meg, ami jó közelítéssel állandó érték, függetlenül a kalapács kezdeti szögsebességétől:

$$t_{\text{stop}} \cong \frac{\pi}{2\sqrt{B}} \quad (8)$$

Amíg a kalapács lefele mozog a befogás alatt, addig az F_1 kényszererő a súrlódási kúp szélső alkotójában fekszik és fékezi a mozgást. Megállás után a fékrugó összenyomódása nem változik, vagyis a kontakt erő N_{max} normál komponense



4. ábra. A billentyűre ható erők a befogás alatt

változatlan marad. Az F_2 érintkezési erő iránya úgy módosul a súrlódási kúpon belül, hogy a ka-

lapács egyensúlyban maradjon a repetíciós rugó által kifejtett erő ellenére is, és ne váljon el a féktől. A 4. ábrán a fékre (billentyűre) ható erőket ábrázoltuk a befogási szakaszban. Az $r_1 \rightarrow r_2$ erőkar változás maga után vonja a $k_1 \rightarrow k_2$ erőkar változást a befogás befejeztével, ami a billentyűre ható $M_{\max} \rightarrow M_{\text{tart}}$ nyomaték hirtelen csökkenését okozza a kalapács megállása után. A billentyűre a csúzás utolsó pillanatában ható M_{\max} maximális nyomaték

$$M_{\max} = k_1 s c_1 \dot{\alpha}_0 \sqrt{1 + \mu^2} / \sqrt{B} + \lambda F_S k_S = K_1 \dot{\alpha}_0 + K_3 \quad (9)$$

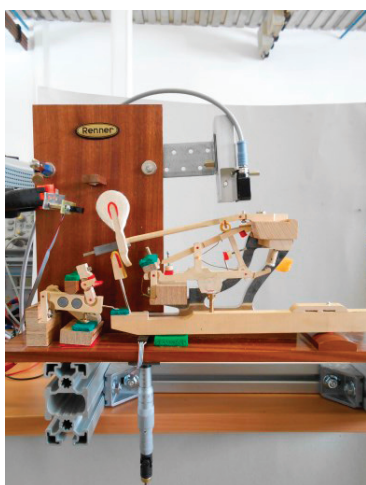
míg a befogás befejeztével ható nyomaték

$$M_{\text{tart}} = k_2 s c_1 \dot{\alpha}_0 / \sqrt{B} + \lambda F_S k_S = K_2 \dot{\alpha}_0 + K_3 \quad (10)$$

összefüggésekkel határozható meg, ahol csupán a K_1 , K_2 , K_3 konstansokat kell mérésrel meghatározni.

4. MÉRÉSEK

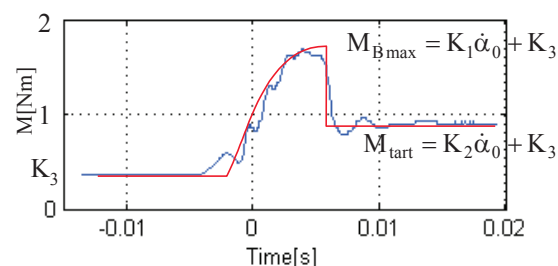
A mérések egy 1:1 méretarányú Renner GmbH gyártmányú zongora mechanika modellen történtek (5. ábra). Mivel a befogás során a billentyű már nyugalmi pozícióban van, egyszerű mérési eljárás vált lehetővé. A billentyű alá, a forgásponttól ismert távolságra elhelyezett Honeywell FSG 15N1A piezorezisztív erőmérővel közvetlenül lehetett mérni a mechanika által a billentyűre kifejtett nyomatékot, miközben a kalapácsot ismert kezdősebességgel ejtettük a fékre.



5. ábra. A kísérleti berendezés

A billentyűre ható nyomaték-idő diagram $\omega_0=12$ rad/s kalapács kezdősebességnél mérve a 6. ábrán látható, ahol az analitikusan számított görbe is fel van tüntetve. A két görbe közötti hasonlóság nyilvánvaló. A befogás ideje az ábra alapján kb. 8 ms. A mért értékekből az ismeretlen kons-

tansokat meghatározva $K_1=0,1125$ Nms/rad, $K_2=0,017$ Nms/rad, $K_3=0,4$ Nm adódott.



6. ábra. A mechanika billentyűre kifejtett nyomatékának időbeli változása a befogás és tartás alatt

5. ÖSSZEFOGLALÁS

A cikk a zongoramechanika billentés-érzetet okozó dinamikai tulajdonságaival foglalkozott az egyszerűsített dinamikai modell analitikus megoldásával. Megállapítást nyert, hogy a kalapács befogási ideje jó közelítéssel független a kezdeti sebességtől. A mérések igazolták, hogy a befogási szakasz (a kalapács lefékezése) során a mechanika a billentyűre jó közelítéssel szinusz függvény szerint változó nyomatékot fejt ki, melynek amplitúdója a kalapács kezdeti sebességével egyenesen arányos. Ugyancsak arányosság mutatható ki a befogva tartáshoz szükséges nyomaték és a kalapács kezdősebessége között. Az arányossági tényezők egyszerű mérésrel határozhatók meg. A nyert egyszerű összefüggések alapvetően hozzájárulnak egy versenyzongora billentését reprodukáló haptic billentyűzet kifejlesztéséhez.

6. IRODALOM

- [1] Boccaletti, C., Duni, G., Elia, S., Dynamic model of an electromechanical piano key by means of FEM techniques. Proc. Of the Modelling and simulation, 2005, Cancun, Mexico, pp.308-313
- [2] Oboe, R., A Multi-Instrumental, Force-Feedback Keyboard. Computer Music Journal, 30:3, pp.38-52, 2006
- [3] Gillespie, B., Haptic Display of System with changing Kinematic Constraints. The Virtual Piano Action. PhD Thesis, Stanford University, CCRMA, 1996
- [4] Hirschorn, M., Birkett, S., Mephee, J., Kinematic Model of a Piano Action Mechanism (System Design Engineering, University of Waterloo, Ontario, Canada.
- [5] Horváth, P., Töröcsik, D., Magnetic issues of a haptic keyboard. Przegląd Elektrotechniczny, R.89 NR 2b/2013, pp. 61-63.

ERŐMÉRŐ RENDSZER TERVEZÉSE, KIVITELEZÉSE ÉS ADAPTÁCIÓJA FINOM ESZTERGÁLÁSKOR FELLÉPŐ KIS ERŐK MÉRÉSÉHEZ

DESIGNING, MAKING AND ADAPTING A DYNAMOMETER SYSTEM TO MEASURE SMALL FORCES FORMING DURING FINE TURNING

Horváth Richárd*, Pálinkás Tibor**, Mátyási Gyula***

ABSTRACT

In cutting researches the knowledge of the spatial force system of cutting processes is important. Therefore measuring the generated forces of cutting processes is recommended. Measuring the generated forces during fine cutting precisely is difficult. The authors of this paper show the development of a special dynamometer system created to measure the "small forces" (0 ... 100 N) generating during fine cutting. The importance and the areas of using a special dynamometer system are described after the calibration of the dynamometer is shown to.

1. BEVEZETÉS

Forgácsolási folyamatoknál a fellépő erők ismerete (mérése) alapvető követelmény, hiszen a keletkezett erőknek közvetlen befolyása van a forgácsolás közben keletkező hőre, a szerszámkopásra, a megmunkált felületek pontosságára, érdességére, rezgésre, felhasznált energiára stb. Illetve a technológiatervezésben, szerszámválasztásnál (méretezésnél) ezt figyelembe kell venni. A forgácsoló erő számításának számos módszere terjedt el, bár ezek (általában) csak szűk tartományban érvényesek és meghatározott szerszám munkadarab párosításra. Ezért ha pontosan szeretnénk tudni a keletkező erőket (nem elterjedt szerszámanyag, munkadarabanyag párosításnál), akkor a legkézenfekvőbb a forgácsoló erő mérése. Számos kutató foglalkozott forgácsoló erőméréssel és annak kiértékelésével.

MDN-250-es acél kerámia szerszámmal történő esztergálását kutatta D.I. Lalwani [1]. Kísérletterv segítségével kutatást végzett CBN szerszámmal Hamdi Aouchi et al. [2], illetve C45-ös acél esztergálását kutatta G. CUKOR et al. [3], valamint száraz, fűlszáraz

(nedves) és MQL körülmények közötti esztergálást kutatott keményfém szerszámmal AISI1045-ös anyagon Young Kug Hwang [4]. Gyémánt szerszámmal kövek forgácsolását vizsgálta W. Polini [5], és részletesen foglalkozott a forgácsolási paraméterek és a forgácsolási erő összefüggésével. Mindegyik kutatás foglalkozott a forgácsolás, esztergálás közben fellépő erőkkel annak vizsgálatával, jól illeszkedő és könnyen használható empirikus képleteket állítottak fel a mért erő komponensekre. Süleyman Yaldiz [6] nyúlásmérős erőmérőt tervezett és kivitelezett, illetve bemutatta annak statikus és dinamikus kalibrálását, lehetséges felhasználási területeit. Másik publikációjukban bemutatták a tervezett erőmérő eredményeit homlokmarás vizsgálatokkor [7]. Oliver Mack [8] a piezoeleven működő erőmérők tulajdonságait kutatta.

Kimondható, hogy kevesen foglalkoznak erőmérő tervezéssel illetve annak adaptációjával, hogy a mérendő folyamathoz (nagyoló/simító) megmunkálás, esztergálás, marás, köszörülés, stb.) a legjobban illeszkedő erőmérő rendszert használják. Köztudott, hogy egészen más nagyságrendű pl.: simító/nagyoló megmunkálás erőigénye, illetve különböző a térbeli erőrendszere különböző forgácsolási eljárásoknak (pl.: esztergálás, marás, fűrés, köszörülés, gyalulás, vésés, stb.) Ezért a megfelelően pontos, és a fellépő erők nagyságrendjéhez igazodó mérési módszer és elrendezés miatt célszerű a mérendő technológiához fejleszteni majd adaptálni az erőmérő rendszert.

Ebben a cikkben a szerzők bemutatják egy három komponenses erőmérő tervezését és kivitelezését (kimondottan „kis”, 0 ... 100 N-os erők, mérésére, finomesztergálás körülményei között). Kitérnek az erőmérővel szemben támasztott követelményekre, annak kalibrációjára, végül bemutatják az elért eredményeket és annak használatával a jövőbeni célokat.

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

** műszerfejlesztő, Óbudai Egyetem Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki kar, e-mail: palinkas.tibor@uni-obuda.hu

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

2. ESZTERGÁLÁSKOR FELLÉPŐ ERŐK MÉRÉSÉNEK LEHETŐSÉGEI

2.1. Nyúlásmérő bélyeges erőmérők

Az esztergálás során fellépő forgácsoló erők méréséhez alkalmazható mérőjel-átalakítóként beváltak és elterjedtek a nyúlásmérő bélyegek. Ezekkel alapvetően kétféle mérési elrendezés valósítható meg. A legegyszerűbb módszer szerint a készszárra ragasztják fel a nyúlásmérő bélyegeket. Többnyire csak a főforgácsoló erőt mérik, ami a készszár függőleges síkban történő deformációját, (lehajlását) okozza. A méréshez a készszárának alsó (nyomott) és felső (húzott) szálakat megtestesítő síkjára 1-1 bélyeget ragasztanak, amelyeket félhídba kapcsolnak. A híd másik felét precíziós, nagy stabilitású ellenállások képezik, amelyek a mérőegységhez csatlakoztatott jelkondicionáló áramkör bemenetének „túloldalán” vannak, és megkapják a stabilizált hídátfeszültséget is.

Kis erők méréséhez jól alkalmazható ez a módszer, mert a simító forgácsolási paraméterek mellett nem várhatók jelentős hőmérsékletingadozások a készszárban. A hajlított rugóként is értelmezhető készszár többnyire nemesített acélból készül, ami kis hiszterézisű rugókarakterisztikával rendelkezik. A csekély mértékű deformációnak köszönhetően a forgácsolóerő hatására történő μm -es nagyságrendű erő/lehajlás karakterisztika lineárisnak tekinthető.

PTFE esztergálási kísérletei közben fellépő, viszonylag csekély főforgácsolóerők mérésére mutat be konkrét példát a fenti módszerrel Catalin Fetecau [9]. A 150 N maximális erőre kalibrált rendszer érdekessége, hogy a tényleges erőmérésben egyetlen, a szerszám csúcsától 22 mm-re a nyomott oldalra felragasztott nyúlásmérő bélyeg vesz részt. A félhíd másik bélyegét a semleges szárra (a készszár egyik függőleges síkjára) ragasztották fel, szerepe csupán a hőfokkompenzálás. Jelkondicionálóként és intelligens adatgyűjtőként egy PC-hez illesztett SPIDER 8 készüléket használtak.

A másik elterjedt elrendezés szerint a szerszámbefogót erőmérő asztal közbeiktatásával erősítik fel az esztergagép szánrendszerére. Egy gondosan kimunkált, saját fejlesztésű nyúlásmérőbélyeges erőmérő asztalt ismertet Süleyman Yaldiz [7]. A négykomponenses (három erőkomponens és egy forgatónyomaték) asztal két, viszonylag nagy tömegű, párhuzamos lapja közé 4 db nyolcszögletű rugózó gyűrűt építettek be, megfelelően elrendezve. A konstrukció kialakítása során arra törekedtek, hogy a mért jellemzők egymásra hatása minél kisebb legyen, ill. minél csekélyebb mértékben befolyásolják azokat az erők támadáspontjának koordinátái. Az összesen 16 db bélyeget ezen rugókra ragasztották fel. Ezt mérési kísérletekhez használták a hagyományos, vízszintes elrendezésben úgy, hogy a munkadarabot a mérőasztal felső síkjára fogták fel. Ugyanezen szerzők egy teljesen hasonló konstrukciójú „szendvicset” a szokástól

eltérően függőlegesen építették be a késbefogó és a készszár közé, esztergálási kísérletekhez [6].

Bár a többkomponenses erő (-és nyomaték-mérő) asztalok konstrukciója jóval bonyolultabb a készszár erőmérő rugóként is kihasználó módszereknél, de ezek mindhárom erőkomponens mérésére alkalmasak úgy, hogy a kereszterézékenység (az egyes erőkomponensek egymásra hatása) tized százalékos nagyságrendben (gyakorlati szempontból elhanyagolható) marad. A publikált vizsgálati adatok azt mutatják, hogy szintén tized százalékos nagyságrendű (erőmérésnél elhanyagolható) eltéréseket okoz a szerszámcsúcs helyzetének megváltozása.

A nagy tömegű „asztallap” és a gyűrűk kis rugómerevsége igen alacsony rezonanciafrekvenciát eredményezett, így a tapasztalatok szerint a mérőrendszer dinamikus tulajdonságai nem befolyásolták érdemben a mérési eredményeket. A bélyegek – megfelelő kombinációban összekapcsolva – négy (vagy ha csak erőmérésre kötik be, akkor három) Wheatstone-hidat képeznek, amelyeket PC-hez illesztett Advantech ADAM 3016 DAQ-hoz csatlakoztattak.

2.2. Piezoelektromos elven működő erőmérés lehetősége

A piezoelektromos erőmérő cellák működése egyes kristályos anyagok (az ipari gyakorlatban többnyire SiO_2 kvarckristályok), ill. kerámiák azon tulajdonságán alapul, hogy azokon mechanikai deformáció (erőhatás) következtében töltésátrendeződés megy végbe, miáltal pl. két párhuzamos felületük között villamos feszültség keletkezik. (A fordítottja is igaz: feszültséget kapcsolva az ilyen kristályra, az deformálódik.) A deformáció jellege attól függ, hogy a lemezt – mert a mérőcellákba vékony lemezek formájában építik be a kvarcot – a kristálytani tengelyekhez viszonyítva milyen orientációval vágják ki az eredeti kristályból. Az erőmérő cellákban általában nyomó- ill. nyírólapkák találhatóak. A rajtuk keletkező feszültség, ill. töltésmennyiség széles tartományban egyenesen arányos a gerjesztő erővel.

A kvarclapka belsőellenállása rendkívül nagy, így nem csak a hozzá kapcsolt jelkondicionáló áramkör bemenetével szemben támaszt komoly követelményeket (pl. 10^{12} A nagyságrendű bemeneti áram) de a cellát az erősítővel összekapcsoló csatlakozóknak, árnyékolt kábeleknak is különleges minőségűeknek kell lenniük.

A forgácsolás közben dinamikus jelenségek játszódnak le, az erők jelentősen ingadoznak, ezért a lapkákon is váltakozó polaritású töltés keletkezik. Mivel az árnyékolt kábel önkapacitása és a jelkondicionáló erősítő bemenetének szórt kapacitásai váltakozófeszültségű szempontból a cellát sőtölnék, az ipari mérés technikában nem feszültségerősítőket, hanem a negatív visszacsatoló ágban kapacitív tagot tartalmazó töltéserősítőket alkalmazunk. Ezzel a kábelkapacitás, a

cellakapacitás és a szórt kapacitások hatása gyakorlatilag kiküszöbölhető.

Azonban a töltéserősítőknek sem végtelen a bemeneti ellenállása. A cellában felhalmozott töltés előbb-utóbb elszivárog. Rontja a helyzetet a szerelt kábel (főleg az elszennyeződött csatlakozók) szivárgása. Hogy ez mennyi idő alatt történik meg, az erősítő időállandójától függ. A gyártók általában ez alatt azt a minimális mérési időt értik, ami alatt az erősítő kimenőfeszültsége a kezdeti érték 99%-ára csökken.

A különböző mérési feladatokhoz különböző időállandók alkalmasak. A gyártók általában háromfélét (Short, Medium, Long) definiálnak, ill. a műszer előlapi kapcsolójával ezek közül lehet választani.

Az áramköri elemek – ezek közül is leginkább a FET-ek, FET-bemenetű műveleti erősítők – paramétereinek szórásából adódóan ezek az időtartamok csak nagyon nagy szórással definiálhatók. Például a KISTLER töltéserősítőinél Long állásban az időállandó $1000 \dots 100\,000$ s. Ezzel a piezocella kvázistatikus erőmérésre alkalmas. Az önálló mérőerősítők kalibrált feszültségelet biztosítanak a kisimpedanciás kimenetükön. Az erőmérő cellákat a gyártók egyenként hitelesítik, a mellékelt protokollban megadva a töltésérzékenységet is, többnyire pC/N -ban. A cella illesztése során a mérőerősítő megfelelő kezelőelemeivel ezt kell beállítani, illetve a korszerű jelkondicionáló egységek esetén numerikusan beadni. Így V/N -ban kalibrált mérőjel-átalakító láncot kapunk.

3. ERŐMÉRŐ TERVEZÉSE ÉS KIVITELEZÉSE

A szerzők az előbbi lehetőségek közül a piezoelektromos elven működő erőmérő cella tervezését és applikációját választották. Bár mind a piezoelektromos és mind a nyúlásmérő bélyeges erőmérőknek vannak előnyei és hátrányai, ebben az esetben a merevség (lényegesen kisebb deformáció) és a viszonylag gyors megépíthetőség volt a választás indoka.

3.1. Erőmérővel szemben támasztott követelmények

A forgácsoló és a fajlagos forgácsoló erő ismerete a különböző forgácsoló technológiáknál, a különböző szerszám és forgácsolandó anyagoknál fontos. Ennek egzakt meghatározására a legcélszerűbb a forgácsoló erő (vagy azok komponenseinek) mérése. A szerzők által készített forgácsoló erőmérővel szemben támasztott követelmények a következők:

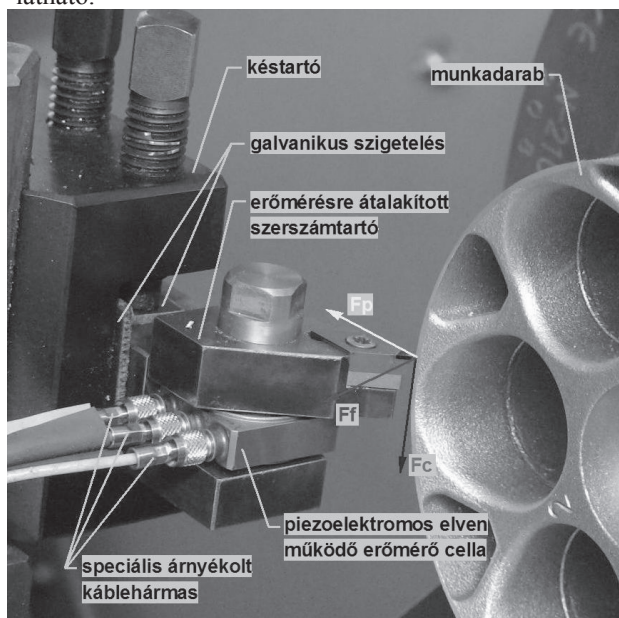
- képes legyen finom esztergálás közbeni kis erők korrekt mérésére (0 ... 100 N) tized newtonos pontossággal.

- mindhárom erőkomponens mérésére legyen képes valós időben (F_c – főforgácsoló erő, F_f – elötölő erő, F_p – passzív erő).
- könnyen, gyorsan legyen elkészíthető.
- a szerszámbe fogóban való rögzítése ne legyen bonyolultabb, mint egy készzáré.
- a konstrukció előzze meg a drága mérőcella esetleges sérülésekből adódó meghibásodását.

3.2. Erőmérő tervezése simító esztergálásnál fellépő kis erőkre

Jelen kísérlethez a szerzők egy KISTLER 9251A, 3D-s gyűrűcellát alkalmaztak. Az ilyen fajta piezoelektromos erőmérő cellák jellemzője, hogy a merevségük megegyezik egy ugyanolyan geometriájú, nagy szilárdságú acélalkatrész merevségével, így utólagos beépítés esetén (illetés a megfelelő forgácsoló technológiához) nem romlanak lényegesen az átalakított objektum mechanikai tulajdonságai. A cellában gyűrű alakú elemek fészkeiben kis körtárcsa alakú kvarclemezek helyezkednek el, speciális, kötéssel rögzítve az erőátadó felületekhez. Az F_z (jelen alkalmazásban F_c - főforgácsoló erőt) érzékelő kvarctárcsák nyomóerőre, a többi tárcsa F_x , ill. F_y (F_f - elötölés irányú erő, illetve F_p - passzív erő) irányú nyíróerőre érzékeny. A cella kellően kis méretű ahhoz, hogy egy készzárba is beépíthessük.

Az erőmérő kést egy SDJCR 2525M 11 típusú szabványos készzárból lett kialakítva, amelybe a vizsgálat alá vont lapkákat lehet befogni (DCGW 11T304). A megvalósított szerkezet fotója a 1. ábrán látható.



1. ábra A megvalósított erőmérő rendszer

A beépítés úgy terveztük meg, hogy a lehetőségekhez képest megfeleljen a KISTLER által (erőmérő cella

beépítésére vonatkozó adatlap) javasolt elrendezésnek. A csavar egyedi, $M8 \times 1$ -es, nemesített acélból készült. Szerkezeti okból a szerszám (lapka) csúcsa a cella tengelyére nézve külpontos elhelyezkedésű, miáltal az előtolás irányú erő (F_f) a csavar tengelyére nézve is létesít forgatónyomatékat. Ezt kizárólag a késszár és a cella egymáshoz szorított felületei között fellépő súrlódás ellensúlyozza, ezért a szorítócsavar (erőmérő cella beépítésére vonatkozó adatlap) javasolta 25 kN erővel lett előfeszítve.

A konstrukció olyan kialakítású, hogy az esetleges veszélyes nagyságú előtoló erő esetén (F_f) is legfeljebb a lapka sérül, mert sem a cella, sem a lapkabefogó fej nem tud $1-2^\circ$ -nál jobban elfordulni. A hátsó hézag ennyit engedélyez, mielőtt az elforduló alkatrész a késszáron felütközne. Ez a beépített cella pl.: egy KISTLER 5019 Multichannel Charge Amplifier, háromcsatornás töltéserősítőhöz csatlakoztatható (speciális árnyékolt kábelhármason keresztül).

A műszer IEE-488 és RS-232 illesztőfelülettel is rendelkezik. A PC-hez legegyszerűbb ez utóbbin keresztül hozzákapcsolni. DynoWare szoftverrel lehet az erőregisztrátumokat kiértékelni.

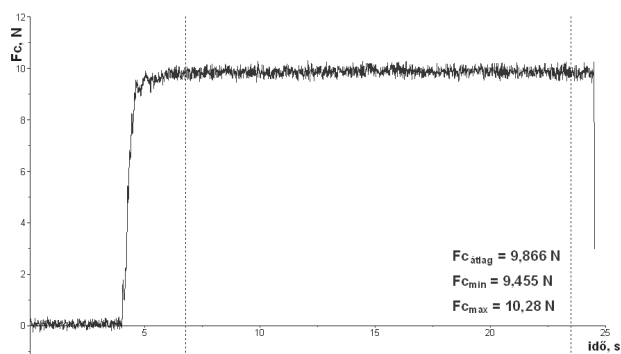
Célszerű a földhurkot lehetőleg csökkenteni pl. úgy, hogy az erőmérő késszárát vékony textilbakelit lapokkal galvanikusan elszigeteljük a földpotenciálon levő a késtartótól.

4. ERŐMÉRŐ KALIBRÁLÁSA

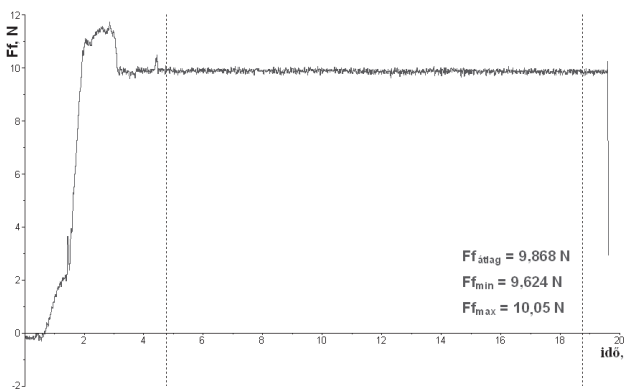
Mivel a tervezett erőmérő kis erők mérésére szolgál, ezért ebben a tartományban kellett elvégezni annak kalibrálását is. Ez a fejezet az F_c – főforgácsoló erő, és F_f – előtoló erő, és F_p – passzív erő komponensek kalibrálását és a mérési pontosság javítása miatt azok kompenzációját mutatja be.

4.1. Érzékenység beállítása

A forgácsoló erő támadáspontja a szerszám csúcsában van. Ez egy külpontos terhelést jelent az erőmérő cellára nézve. Például 1007 g terhelésnél $9,88 \text{ N}$ -t mint elméleti értéket kellene mérnie. Ezért iterációs módszerrel először be kellett állítani az erőmérő érzékenységét. Rövid ideig tartó terhelésnél a mért F_c átlag értéke $9,866 \text{ N}$, míg a mért F_f átlag értéke $9,868 \text{ N}$ volt (hasonlóan az F_p értéke is). Az 2. ábra mutatja ezeket az eredményeket, és jól látható hogy ezt az elméleti értékekhez közeli eredményt viszonylag kis ingadozással teljesíti az erőmérő.



a) F_c erőkomponens értékei 1007 g terhelésnél



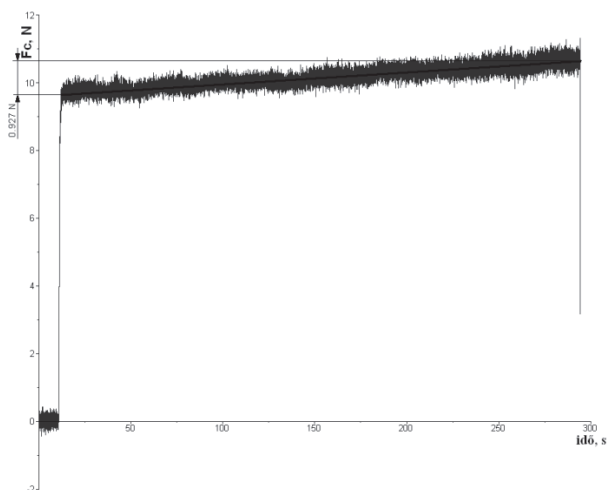
b) F_f erőkomponens értékei 1007 g terhelésnél
2. ábra Az erőmérő ellenőrzése az érzékenységek meghatározása után

Az 2. ábrán is látható értékekhez tartozó (és beállítandó érzékenységek a következők):

- F_c érzékenysége: $-3,463 \text{ pC/N}$
- F_f érzékenysége: $-7,47 \text{ pC/N}$
- F_p érzékenysége: $-7,05 \text{ pC/N}$

4.2. Ellenőrzés az idő függvényében

Bár a gyakorlatban általában nincs szükség hosszantartó folyamatos erőmérésre (inkább a szerszám éltartama során meghatározott időközönkénti rövid idejű regisztrátumokra), mégis célszerű megvizsgálni (a piezó sajátos jellemzője a töltődés miatt) a mért erő változását az idő függvényében. Az 3. ábra 1007g -os terhelést mutat 300 másodpercig F_c irányú erőmérés közben.



3. ábra F_c változása az idő függvényében ($m = 1007$ g)

A 3. ábrán jól látható, hogy 300 s alatt az 1007 g tömeg mérése közben az öntöltődés hatására az erőnövekedés lineárisnak tekinthető, és nem haladja meg az 1 N értéket. Ezt a csekély erőváltozást az idő függvényében szoftveres úton könnyen lehet kompenzálni, illetve rövid ideig tartó mérésnél gyakorlatilag elhanyagolható.

4.3. Ellenőrzés és korrekció a méréstartományban

A tervezett méréstartományon belül ellenőriztük az erőmérőt. Az 1., 2. és 3. táblázat tartalmazza az F_c , F_f és F_p irányú erő ellenőrzését, és eltérését az elméleti értékhez képest.

1. táblázat F_c erőkomponens ellenőrzésének és korrekciójának adatai

Terhelés, g	$F_{c,elméleti}$, N	$F_{c,mért}$, N (1. mérés)	$F_{c,mért}$, N (2. mérés)	$F_{c,mért}$, N (3. mérés)	$F_{c,mért}$ átlag, N	$F_{c,szórás}$	hiba, N	hiba, %	$F_{c,korrigált}$, N	korrigálás utáni hiba, %
1007	9,88	9,87	9,82	10,17	9,953	0,189	0,075	0,756	9,94	0,645
1529	15,00	14,69	14,72	14,79	14,733	0,051	-0,266	-1,774	14,79	-1,415
2006	19,68	19,67	19,75	19,75	19,723	0,046	0,044	0,226	19,86	0,916
3050	29,92	29,48	29,58	29,57	29,543	0,055	-0,377	-1,261	29,86	-0,195
5080	49,83	49,28	49,29	48,89	49,153	0,228	-0,681	-1,367	49,79	-0,097
8093	79,39	78,58	79,23	78,97	78,927	0,327	-0,466	-0,587	79,30	-0,120
10200	100,06	100,9	100,6	101,1	100,867	0,252	0,805	0,804	99,91	-0,156

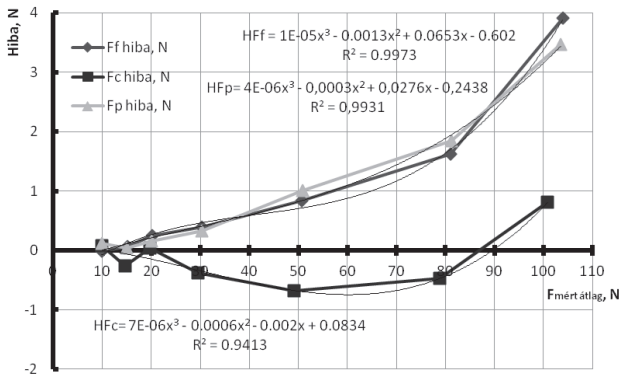
2. táblázat F_f erőkomponens ellenőrzésének és korrekciójának adatai

Terhelés, g	$F_{f,elméleti}$, N	$F_{f,mért}$, N (1. mérés)	$F_{f,mért}$, N (2. mérés)	$F_{f,mért}$, N (3. mérés)	$F_{f,mért}$ átlag, N	$F_{f,szórás}$	hiba, N	hiba, %	$F_{f,korrigált}$, N	korrigálás utáni hiba, %
1007	9,88	9,87	9,87	9,87	9,870	0	-0,01	-0,088	9,94	0,667
1529	15,00	15,09	15,04	15,08	15,070	0,026	0,07	0,470	14,95	-0,337
2030	19,91	20,17	20,15	20,18	20,167	0,015	0,25	1,267	19,90	-0,079
3050	29,92	30,34	30,31	30,29	30,313	0,025	0,39	1,313	29,85	-0,229
5080	49,83	50,67	50,67	50,66	50,667	0,006	0,83	1,669	50,00	0,325
8093	79,39	81,04	81,02	81	81,020	0,020	1,63	2,050	79,55	0,194
10200	100,06	104	103,9	104	103,967	0,058	3,90	3,902	100,59	0,531

3. táblázat F_p erőkomponens ellenőrzésének és korrekciójának adatai

Terhelés, g	$F_{p,elméleti}$, N	$F_{p,mért}$, N (1. mérés)	$F_{p,mért}$, N (2. mérés)	$F_{p,mért}$, N (3. mérés)	$F_{p,mért}$ átlag, N	$F_{p,szórás}$	hiba, N	hiba, %	$F_{p,korrigált}$, N	korrigálás utáni hiba, %
1007	9,88	9,89	10,02	10,08	9,997	0,097	0,118	1,194	9,99	1,132
1529	15,00	15,12	15,02	14,97	15,037	0,076	0,037	0,248	14,92	-0,532
2030	19,91	20,16	20,02	20,02	20,067	0,081	0,152	0,765	19,85	-0,347
3050	29,92	30,32	30,24	30,2	30,253	0,061	0,333	1,112	29,83	-0,316
5080	49,83	50,42	51,14	50,96	50,840	0,375	1,005	2,017	49,93	0,192
8093	79,39	81,25	81,05	81,4	81,233	0,176	1,841	2,319	79,07	-0,405
10200	100,06	103,3	103,7	103,6	103,533	0,208	3,471	3,469	99,70	-0,366

Az 4. ábra mutatja a mérési pontokban (F_c , F_f és F_p irányú erőkomponenseknél) az eltérést az elméleti értékhez képest. Ezek az úgynevezett hibagörbék.



4. ábra F_c , F_f és F_p erőkomponensek hibagörbéje a tervezett mérésstartományban

A 4. ábrán látható hibagörbéket harmadfokú polinomokkal megfelelő korrelációval le lehet írni, így ezzel kompenzálni (és még pontosabbá tenni) a mért értéket. Ebből adódóan a valós erő komponensek a következő módon számíthatók:

$$F_c = F_{c_{m\acute{e}rt}} - HF_c \quad (1)$$

$$F_f = F_{f_{m\acute{e}rt}} - HF_f \quad (2)$$

$$F_p = F_{p_{m\acute{e}rt}} - HF_p \quad (3)$$

ahol EF_c , EF_f és EF_p a három erőkomponens hibagörbéjét leíró (mint korrekciós tag) egyenlet:

$$HF_c = 7 \cdot 10^{-6} x^3 - 0,0006x^2 - 0,002x + 0,0834 \quad (4)$$

$(R^2=0,9413)$

$$HF_f = 1 \cdot 10^{-5} x^3 - 0,0013x^2 + 0,0653x - 0,602 \quad (5)$$

$(R^2=0,9973)$

$$HF_p = 4 \cdot 10^{-6} x^3 - 0,0003x^2 + 0,0276x - 0,2438 \quad (6)$$

$(R^2=0,9931)$

A hibagörbével kompenzált értékek százalékos eltérésein jól látszik (1., 2., 3. táblázat), hogy lényegesen kisebbek, mint a kompenzálás nélküli értékeké.

A mérésstartományon belül a mért érték és a valódi érték közötti eltérés F_c erőkomponens esetén: a legkisebb eltérés $-0,097\%$ a legnagyobb eltérés $-1,415\%$, míg az F_f irányú erőkomponens estén a legkisebb eltérés $-0,079\%$ a legnagyobb eltérés pedig $0,667\%$. F_p irányú erőkomponensnél pedig a legkisebb eltérés $0,192\%$ a legnagyobb eltérés $1,132\%$.

5. KONKLÚZIÓ

A szerzők ebben a cikkben egy könnyen reprodukálható forgácsolás közbeni kis erők – pl.: finomsztergálás – mérésére ($0 \dots 100 \text{ N}$) alkalmas erőmérő rendszert tervezését mutatták be. Rávilágítanak az erő mérésének lehetőségeire, módszereire. Ismertetik azok előnyeit, hátrányait. Definiálták a tervezett erőmérő rendszerrel szemben támasztott

követelményeket. Majd a tervezett mérés tartományban kalibrálták azt.

Felvették mindhárom mérendő erőkomponens hibagörbéjét. Ezután felállítottak három kompenzációs összefüggést mellyel megfelelő pontosságúvá lehet tenni (korrigálni) az erőmérést.

Olyan komplex erőmérő rendszert alkottak, mellyel tized newtonos pontossággal vizsgálhatóak a finom esztergálás közbeni erőtani folyamatok. Pontosabban feltérképezhetőek a forgácsoló erőt befolyásoló tényezők (pl.: technológiai beállítások, szerszám geometria, éllekerekedés, szerszámanyag munkadarab párosítás stb.), illetve tovább (pontosabban) vizsgálható a fajlagos forgácsoló erő viselkedése ilyen technológiáknál.

6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A projekt az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg. (TÁMOP-4.2.1.B-11/2/KMR-2011-0001 Kritikus infrastruktúra védelmi kutatások).

7. IRODALOMJEGYZÉK

- [1] D.I. Lalwani, N.K. Mehta, P.K. Jain: Experimental investigations of cutting parameters influence on cutting forces and surface roughness in finish hard turning of MDN250 steel, *Journal of materials processing technology* 206 (2008) 167–179
- [2] Hamadi Aouici, Mohamed Athmane Yallese, Kamel Chaoui, Tarek Mabrouki, Jean-François Rigal: Analysis of surface roughness and cutting force components in hard turning with CBN tool: Prediction model and cutting conditions optimization, *Measurement* 45 (2012) 344–353
- [3] G. Cukor, Z. Jurkovic, M. Sekulic: Rotatable central composite design of experiments versus taguchi method in the optimization of turning, *Metalurgija* 50 (2011) 1, 17–20
- [4] Young Kug Hwang, Choon Man Lee: Surface roughness and cutting force prediction in MQL and wet turning process of AISI 1045 using design of experiments, *Journal of Mechanical Science and Technology* 24 (8) (2010) 1669–1677
- [5] W. Polini, S. Turchetta: Force and specific energy in stone cutting by diamond mill, *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 44 (2004) 1189–1196
- [6] Süleyman Yaldız, Faruk Ünsacar: A dynamometer design for measurement the cutting forces on turning, *Measurement* 39 (2006) 80–89
- [7] Süleyman Yaldız, Faruk Ünsacar, Hacı Sağlam, Hakan Isik: Design, development and testing of a four-component milling dynamometer for the measurement of cutting force and torque, *Mechanical Systems and Signal Processing* 21 (2007) 1499–1511
- [8] Oliver Mack: Investigations of piezoelectric force measuring devices for use in legal weighing metrology *Measurement* 40 (2007) 746–753
- [9] Catalin Fetecau, Felicia Stan: Study of cutting force and surface roughness in the turning of polytetrafluoroethylene composites with a polycrystalline diamond tool, *Measurement* 45 (2012) 1367–1379

A FELÜLETKÖZELI RÉTEG SZERKEZETI VÁLTOZÁSAI CSÚSZÓ ÉS GÖRDÜLŐ SÚRLÓDÁS ESETÉN

STRUCTURAL CHANGES OF THE NEAR-SURFACE LAYER DURING SLIDING AND ROLLING FRICTION

Juhász Gábor doktorandusz hallgató, Eleőd András egyetemi tanár

ABSTRACT

Effect of the hydrostatic component of the stress state of sliding and rolling contacts has been investigated from the point of view of structural changes of the near-surface layer of magnesium and titanium specimens.

It has been established, that the increased cracking limit of the near-surface layer may be attributed to the high hydrostatic component of the rolling contact stress state. The deformation of the near-surface layer is more important in the case of sliding friction because of the absence or negligible effect of the hydrostatic stress component.

1. BEVEZETÉS

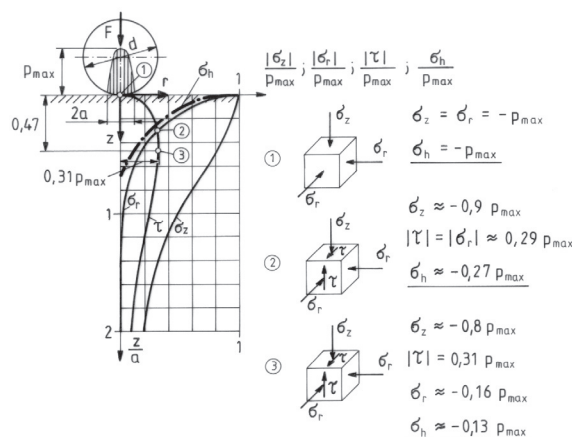
A súrlódó felületek felületközeleli rétegében bekövetkező szerkezeti változásokra először Beilby hívta fel a figyelmet [1]. Csak jó 30 évvel később, a gördülőcsapágyak teherbírásának növelésére irányuló igényekkel együtt került ismét ez a jelenség a kutatók érdeklődési körébe [2]. A súrlódó felületek felületközeleli rétegében bekövetkező szerkezeti változások szerepe és jelentősége a nagy sebességű vasutak síntöréssel szembeni biztonságával kapcsolatban napjainkra ismét felértékelődött [3].

A felületközeleli réteg alakváltozóképesége meghatározó jelentőségű a súrlódási igénybevétel hatására bekövetkező részecskeleválás, valamint a repedésképződés, ill. -terjedés szempontjából. Kármán Tódor óta tudjuk, hogy a kristályos anyagok alakváltozóképeségét az alakítási hőmérséklet mellett a feszültségi állapot hidrosztatikus komponensének növelésével javíthatjuk [4].

Száraz súrlódás esetén a súrlódó felületek lokális és aktuális feszültségi állapota határozza meg a felületközeleli réteg alakváltozóképeségét [5], csakúgy, mint az alakváltozás következtében a felületközeleli rétegben bekövetkező szerkezeti változásokat [6].

2. GÖRDÜLŐ ÉS CSÚSZÓ SÚRLÓDÁS FESZÜLTSEGI ÁLLAPOTA

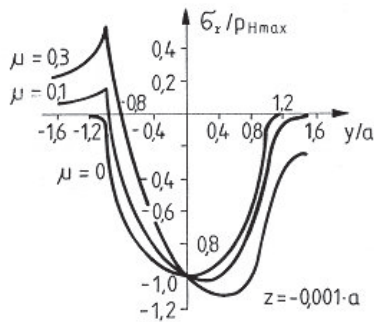
Az ismert jellegzetességeken kívül a jelen kutatás szempontjából legfontosabb különbség a kétféle száraz súrlódási állapot között, hogy a gördülő súrlódásban résztvevő elemek legalább egyike szabályos gömb vagy henger alakú, ami eleve meghatározza az érintkezés feszültségi állapotát (1. ábra).



1. ábra. Golyó-síklap érintkezés Hertz-féle feszültségi állapota

Az ábrán látható, hogy az 1-es érintkezési pontban a feszültségi állapot tisztán hidrosztatikus, a 2-es jelű pontban, ahol a nyírófeszültség éppen a radiális feszültséggel azonos értékű, a σ_h hidrosztatikus feszültség komponens hatása még mindig jelentős, míg a 3-as jelű pontban, ahol a nyírófeszültségnek van maximuma, a hidrosztatikus komponens hatása már elhanyagolható.

Szabályos gömb- vagy henger felületű elemek csúszó, ill. csúszva gördülő súrlódása esetén a szimmetrikus Hertz-feszültség eloszlás torzul, egyrészt a maximális csúsztatófeszültség helye változik meg, másrészt a súrlódás hatására a felület síkjával párhuzamos síkokban ébredő radiális feszültség (σ_r) jellege változik, a lüktető feszültségi állapotból ($\sigma_m = -p_{Hmax}/2$) váltakozó irányú feszültségi állapotba vált ($\sigma_m > -p_{Hmax}/2$) (2. ábra).



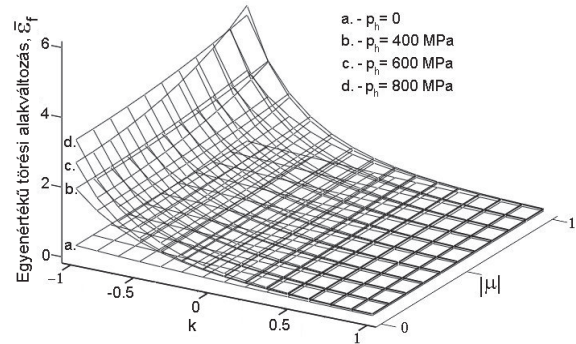
2. ábra. A radiális feszültség komponens változása a súrlódási tényező függvényében, a felületközeli réteg $z=-0,001 \cdot a$ mélységében [7] (a - a Hertz-féle rugalmas belapulás fűlszélessége)

Ez a jelenség a részecskeleválás megindulásának szempontjából lényeges, mivel a húzó komponenssel rendelkező általános, váltakozó irányú feszültségi állapot a halmozódó károsodások szempontjából kedvezőtlenebb, mint a lüktető nyomófeszültségi állapot, tehát adott igénybevétel esetén hamarabb következhet be a törés a felületközeli rétegben, mint súrlódásmentes állapotban [8].

Szabálytalan geometriájú, érdes felületek csúszó súrlódásnál az egyedi mikro-érintkezéseket lehet – kellő képzelőerővel és bátorsággal – csúszó Hertz-féle érintkezésnek tekinteni, és ezáltal a felület lokális feszültségi és alakváltozási állapotát meghatározni [9]. A súrlódó felületek valós felületi topográfiáját tartalmazó végelelemes modellekkel végzett számításoknál a fent említett hiba kiküszöbölhető, ezáltal viszont a makroszkopikus léptékű modell kötelezően mikroszkopikussá zsugorodik.

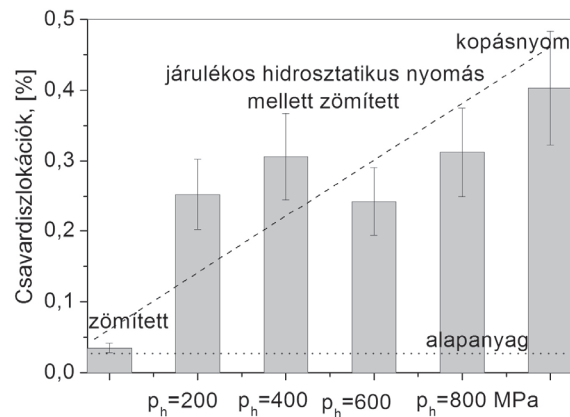
3. A FELÜLETKÖZELI RÉTEG ALAKVÁLTOZÓKÉPESSÉGE

A feszültségi állapot hidrosztatikus nyomáskomponensének hatását a fémek alakváltozó képességére - a felületközeli réteg anyagtörvényének megállapítása céljából - járulékos hidrosztatikus nyomás alatti alakíthatósági próbákkal vizsgálták [6]. A vizsgálatok eredményeként sikerült meghatározni az acél, magnézium és titán anyagok feszültségi állapottól függő törési határalakváltozásának függvényét (3. ábra).



3. ábra. A magnézium Bogatov-féle törési határfelülete (k - Mayer-féle, μ - Lode-féle feszültségmutató)

A járulékos hidrosztatikus nyomás alatt zömített próbatetek nagyfelbontású röntgen-diffrakciós vonalprofil analízisével kimutatható volt a hidrosztatikus nyomás alatti alakváltozás mechanizmusa és a csúszó súrlódás során kialakult felületközeli réteg alakváltozási mechanizmusa közötti hasonlóság (4. ábra).



4. ábra. Magnézium próbatetekben mért csavardiszlokációk eloszlása [10]

A hidrosztatikus nyomáskomponens alakváltozást nem okoz, de a törési határalakváltozás értékét jelentősen megnöveli oly módon, hogy olyan csúszási rendszereket is aktivál, amelyek csak hő bevitel hatására válhatnak aktívvá.

4. VIZSGÁLATOK

Vizsgálatainkhoz nagy tisztaságú, hexagonális rácsszerkezetű magnézium (99,94%) és titán (99,93%, Grade 2) próbateteket használtunk. Az anyagválasztást indokolta, hogy a titán rácállandó-hányadosa lényegesen kisebb, mint az ideális illeszkedésű hexagonális rácse. Ezáltal a titán legsűrűbb illeszkedésű síkjai nem

az alapsíkok, hanem az átlós síkok, így az alakváltozás során az összes prizmatikus és piramidális csúszási rendszere aktívvá válhatott. A magnézium esetében ez az arány közel van a kritikus értékhez, ezért a képlékeny alakváltozás során a csúszás csak az alapsíkbeli csúszási rendszerekben indulhat meg, ill. az alakváltozás csak ikresedéssel mehet végbe mindaddig, amíg a termodinamikai állapottényezők hatására további csúszási rendszerek aktívvá nem válnak.

A csúszó súrlódás vizsgálatok során egy $\frac{1}{2}$ ”-os csapágygolyó kisciklusú, egy irányban ismétlődő (30x15 mm), egyenes vonalú elmozdulást végzett a síkfelületű Mg, ill. Ti próbatesteken. A Hertz-féle felületi nyomás magnézium esetében 200 MPa, titán esetében 1002 MPa volt.

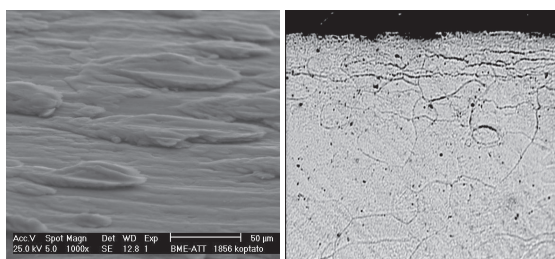
A gördülő vizsgálatokat Shell-4 golyós berendezésen, a forgó ($n=1420 \text{ min}^{-1}$) felső $\frac{1}{2}$ ”-os csapágygolyó által kényszerpályán mozgatott, 3 alsó golyó alá helyezett, kúpos felületű tárcsa próbatesteken végeztük el ($p_H^{Mg}=406 \text{ MPa}$, $p_H^{Ti}=1942 \text{ MPa}$). Az egyenértékű Hertz-feszültségeknek megfelelő terheléseket a súrlódási tényező módosító hatásának [11] figyelembevételével vettük fel.

A csúszó és gördülő súrlódás során kialakult felületközeli réteg tulajdonságait nanobenyomódás vizsgálattal, röntgendiffrakciós vizsgálatokkal, valamint mikroszkópos felvételek segítségével elemeztük.

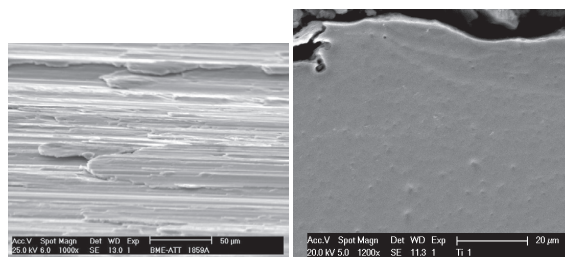
5. VIZSGÁLATI EREDMÉNYEK

5.1. Kopásnyomok mikroszkópi vizsgálata

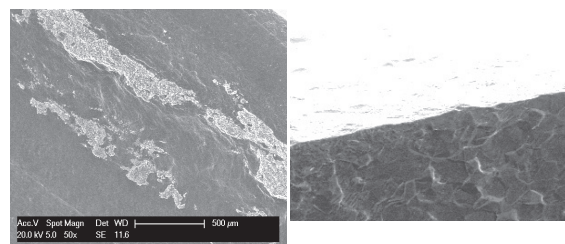
A csúszó és gördülő súrlódásvizsgálatok próbatesteinek kopásnyomáról és annak metszetéről készült pásztázó elektronmikroszkópos felvételeket az 5.-8. ábrák mutatják.



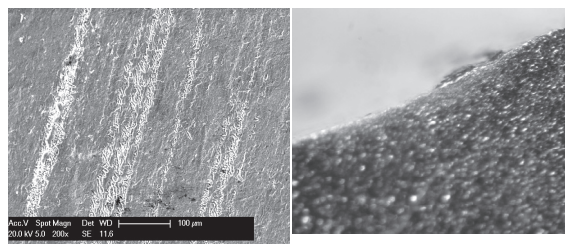
5. ábra. Mg csúszó súrlódás: kopásnyom és metszete



6. ábra. Ti csúszó súrlódás: kopásnyom és metszete



7. ábra. Mg gördülő súrlódás: kopásnyom és metszete

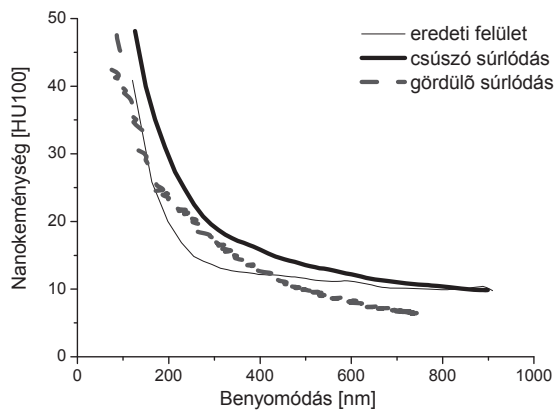


8. ábra. Ti gördülő súrlódás: kopásnyom és metszete

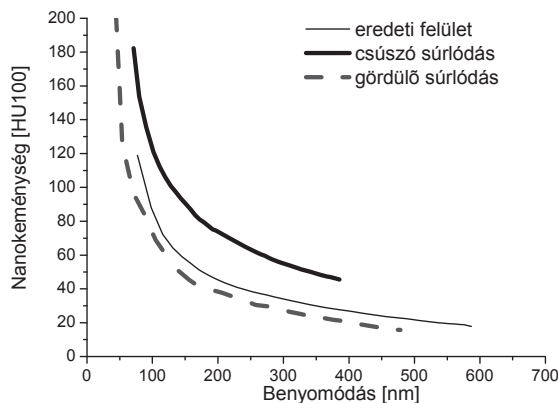
A kopásnyomokról készült felvételek alapján már látszik, hogy csúszó súrlódás esetében jelentősebb volt az alakváltozott felületközeli réteg vastagsága, mint a gördülésnél. Gördülő súrlódás esetében a felületközeli réteg csak nehezen ismerhető fel, vastagsága pontosan nem is mérhető.

5.2. Nanobenyomódás vizsgálatok

Az eredeti felületek és a kopásnyomok benyomódási görbéinek (lásd részletesen bemutatva a [12]-ben) alapján, a felterhelési görbeszakasz pontjaiból számított nanokeményiség eloszlását a felületközeli rétegben a 9.-10. ábrák mutatják.



9. ábra. Mg próbatestek felületközeli rétegének keménysége



10. ábra. Ti próbatestek felületközeli rétegének keménysége

A keménység-eloszlás görbéi alapján a magnézium felületközeli rétegének keménység-változása csak kismértékű, azaz a megváltozott szerkezetű réteg a súrlódás hatására láthatóan lekopott. A titán felületközeli rétege csúszó súrlódás hatására felkeményedett, gördülő hatására viszont nem változott.

5.3. Röntgen-diffrakciós vizsgálatok

A röntgen-diffrakciós vizsgálatok eredményeit teljes részletességgel a [12] tudományos mű tartalmazza, ezeket a jelen cikk keretein belül bemutatni nem lehet. Az eredmények alapján megállapítható, hogy a titán felületközeli rétegében az alakváltozás hatására a keményedés ellenére sem következett be kimutatható szerkezetváltozás.

Ezzel ellentétben a magnézium felülete másképp viselkedett csúszó és másképp gördülő súrlódás esetén. A csúszó súrlódásnak kitett felületről az alakváltozott részecskék az alakváltozókéességük kimerülése után letöredeztek, kis részük a felületre visszahegedt. Gördülő súrlódás esetén viszont a felületközeli

réteg jelentős mértékben alakvál-tozott és maradófeszültséggel terhelt szemcsékből áll.

6. AZ EREDMÉNYEK ÉRTÉKELÉSE

A vizsgálati eredmények alátámasztani látszanak azt a feltevést, miszerint a súrlódás során kialakuló feszültségi állapot hidrosztatikus komponense jelentősen megnövelheti a korlátozott alakváltozókéességű fémek kopásállóságát a nagy alakváltozásnak kitett felületközeli réteg törési határalakváltozásának megnövelése által.

7. IRODALOM

- [1] Beilby, G.: Aggregation and Flow of Solids, Macmillan (London) (1921), pp 256.
- [2] Styri, H.: Fatigue Strength of Ball Bearing Races, Proc. ASTM, Vol. 51 (1951), pp. 682-700.
- [3] Sato M., Anderson P.M. and Rigney D. A.: Rolling-sliding behavior of rail steels, Wear, 162-164 (1993) 159-172 159
- [4] Kármán, Th.: Festigkeitsversuche unter allseitigen Druck, Zeitschrift VDI, 1911, 55, pp. 1749-1757.
- [5] Kapoor, A. – Johnson, K.L.: Effect of changes in contact geometry on shakedown of surfaces in rolling-sliding contact. Int. J. Mech. Sci. Vol. 34, No. 3, pp. 223 239, 1992
- [6] Eleőd, A., Berthier, Y., Lach, E., Törköly, T., Juhász, G.: Friction-induced structural modifications of Mg and Ti surfaces, Trib. Int., vol. 42, No. 5, May 2009, pp 690-698.
- [7] Wuttke, W.: Tribophysik, VEB Fachbuchverlag Leipzig, 1986.
- [8] Balogh, T.: Érintkező felületek száraz súrlódásakor lejátszódó folyamatok numerikus és kísérleti vizsgálata, dokt. ért., BME Közlekedésmérnöki Kar, 2007.
- [9] Johnson, K. L.: Contact mechanics and the wear of metals, Wear 190 (1995) pp. 162-170.
- [10] Eleőd, A.: A felületközeli réteg viselkedése száraz súrlódás esetén. MTA dokt. ért., 2009.
- [11] Johnson, K.L.: Contact Mechanics, Cambridge University Press, 1985.
- [12] Juhász, G.: Járműipari titán és magnézium felületi rétegek átmeneti és állandósult változásai száraz súrlódás esetén, dokt. ért. BME-Közlekedésmérnöki és Járműmérnöki Kar, 2013.

AZ ÉKSZÍJAK MELEGEDÉSI VISZONYAINAK VIZSGÁLATA

EXAMINATION OF V-BELT TEMPERATURE CONDITIONS

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

ABSTRACT

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

A certain V-belt cross section was analyzed on a self developed test equipment in various belt pulley parallel misalignment and belt frequency. It was stated that the temperature increase of V-belt is mainly influenced by the belt frequency and the geometrical misalignment has less effect. A linear correlation can be observed between the belt frequency and the temperature.

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

1. BEVEZETÉS

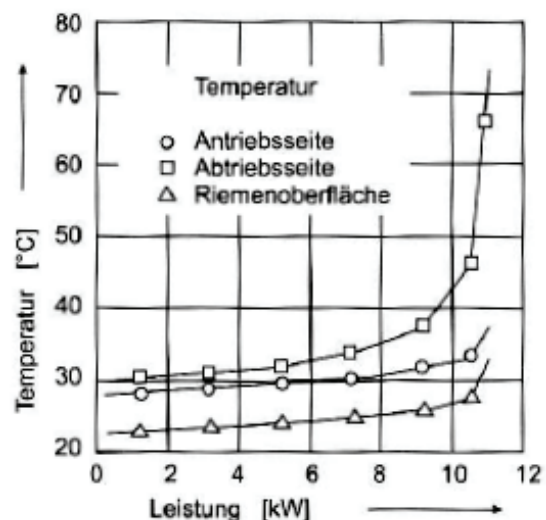
Az ékszíjhajtásokkal viszonylag bonyolult hajtáselrendezések is megvalósíthatók, nagy tengelytávolságokat is át lehet hidalni, alkalmazhatók párhuzamos és kitérő tengelyeknél és a hajtás kialakítása összetett szerkezeti elemeket nem igényel. A teljesítmény-átvitel erőzáráson alapszik, amely néhány előnyös, de ugyanakkor bizonyos hátrányos tulajdonságot is okoz. Mivel a hajtóelem rugalmas anyagokból épül fel, a hajtás rugalmas lesz, kisebb terhelési csúcsok alakulhatnak ki, túlterhelés esetén megcsúszással védi a hajtott oldalt. Az erőzárás ugyanakkor azt eredményezi, hogy a szlip miatt az áttétel, tehát a hajtott berendezés fordulatszáma bizonyos határok között ingadozhat, így csak olyan helyen alkalmazható, ahol ez hátrányt nem jelent [1].

Az erőzárás a szíj és a szíjtárcsa körülfogott része között súrlódás által jön létre, amelyet ékszíjhajtás esetén még az úgynevezett horonyhatás is elősegíti. Az elemi súrlódó erők az átfogási szög mentén nem állandók,

folyamatosan növekszenek a kerületen a terheletlen szíjtárcsától a terhelt szíjtárcsáig.

A teljesítmény-átvitelnél az érintkező felületek súrlódása felmelegíti a szíjat. Ezt a felmelegedési folyamatot a hajtás működési ideje mellett számos tényező is befolyásolja, mint például a szíj profilja, hossza és anyaga, a szíjtárcsák átmérője, a környezeti hőmérséklet és a hűlési viszonyok.

Az eddigi laboratóriumi kísérletek az ékszíj hőmérsékletének változását az átvitt teljesítmény függvényében vizsgálták. Az 1. ábrán látható, hogy a diagram kezdeti szakasza közel lineáris, amelynek meredeksége függ a szíjtárcsa átmérőjétől. Minél kisebb tárcsa átmérőt választunk, annál nagyobb lesz a hőmérsékletemelkedés. Egy bizonyos határon túl a szíjhőmérséklet exponenciálisan növekszik, ahol ugyanis elkezdődik a tényleges csúszás szakasza. A hőmérséklet görbe gradiense itt is függ a tárcsa átmérőtől, mint a lineáris szakaszban. [2]



1. ábra: A hőmérséklet lefutás SPB ékszíjhajtás esetén ($i=4$) [2]

A szíjban kialakuló hőmérsékletet nem csak a teljesítmény-átvitelhez szükséges felületi súrlódások idézik elő, hanem a szíj hajlításakor

keletkező belső súrlódás is, amely függ a tárcsa átmérőtől és a szíj anyagjellemzőitől.

2. AZ ÉKSZÍJAK ÉLETTARTAMÁT BEFOLYÁSOLÓ TÉNYEZŐK ELEMZÉSE

Az ékszíjhajtás méretezésénél szabványosított számítási módszert, valamint tapasztalati és laboratóriumi kísérletekkel megállapított tervezési tényezőket használunk, amelyek a helyesen beállított hajtásgeometriára, és az általános üzemi körülményekre érvényesek. Az így létrehozott hajtás képes a tervezés kezdetén meghatározott terheléseket az ékszíj várható élettartamán keresztül (25000 üzemóra) átszarmaztatni. A szíj élettartamát nem lehet biztonsággal meghatározni, főleg szélsőséges üzemi körülményeknél (szennyezett, magas hőmérsékletű környezet, hajtás geometriai hibák), mivel azt számos tényező befolyásolja. Ilyen esetekben az adott körülmények között lefolytatott saját élettartamvizsgálatok eredményeire támaszkodhatunk.

A szíjágak terhelése, adott esetben túlterhelése lényegesen befolyásolja az élettartamot. A vizsgálatok szerint a számított névleges terheléshez képest 10 % túlterhelés hatására az élettartam kb. feleződik.

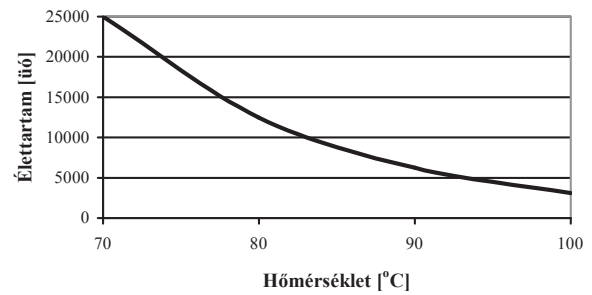
A nagyobb ékszíj keresztmetszetnél a húzó igénybevételből adódó feszültség kedvezően alakul, viszont a hajlítófeszültség megnövekedhet, mivel a nagyobb szelvénynél távolabbra esnek egymástól a szélső szálak.

Azonos teljesítmény-átvitelénél a szíjsebesség növelésével csökkenthető a feszes szíjágban ébredő húzó erő, ellenben a szíj hajlítgatásainak száma, a szíjfrekvencia növekszik.

A szíjhossz növelésével az említett szíjfrekvencia érték csökkenthető, amely az élettartam növekedését eredményezi.

A tárcsaátmérő nagymértékben befolyásolja a szíj hajlításának viszonyát, amely hiszterézis görbével leírt veszteséget okoz. A gyártók a különböző szíjprofilokhoz javaslatot tesznek a lehetséges legkisebb tárcsaátmérőre.

A hőmérséklet hatása rendkívül jelentős, mivel ékszíj esetén polimer alkatrészből van szó. 70 °C felett a hőmérséklet növekedése erős élettartam csökkenést eredményez. A 2. ábrán is látható, hogy 10 °C-os növekedés esetén az élettartam kb. a felére csökken.

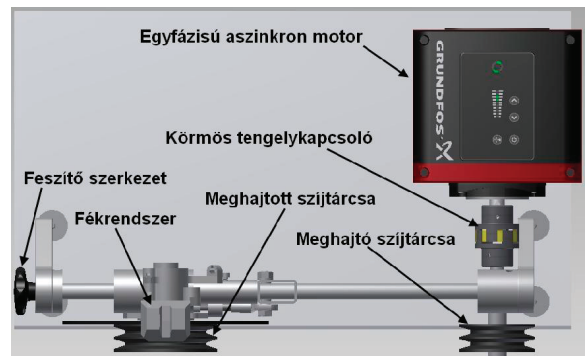


2. ábra: A hőmérséklet és az élettartam összefüggése

Az ékszíjban kialakuló hőmérsékletet az érintkező felületek súrlódása mellett a környezeti hatások és az előzőekben említett jellemzők együttesen határozzák meg, hiszen az ékszíj hőmérséklete a keletkezett és a leadott (W keletkezett és Q leadott) hőmennyiségek egyensúlyi állapotától függ.

3. A VIZSGÁLATI BERENDEZÉS ÉS ESZKÖZEI

A vizsgálatot egy két tárcsából álló nyitott szíjhajtás elrendezésű próbapadon végeztük (3. ábra). A tesztpadon lehetőség van a szíjtárcsák tengelyen történő pozícionálására kúpos szorítóhüvelyes tengely-agy kötés segítségével, és a szíjfeszesség állításra csavarorsós állítószervezettel.



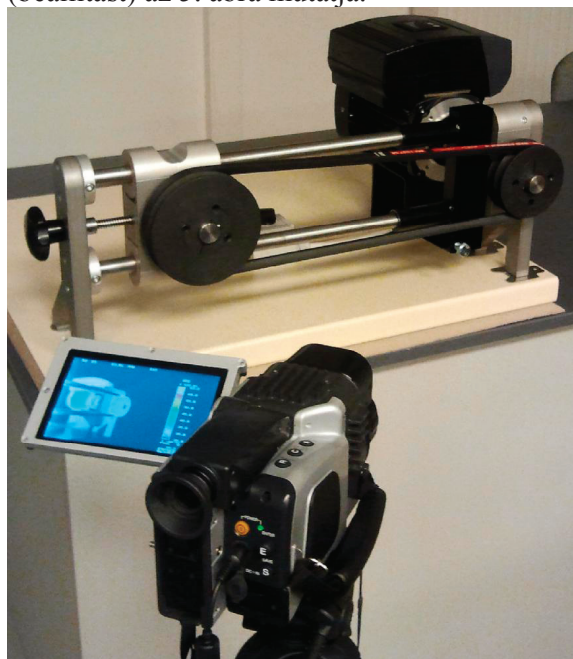
3. ábra: Próbapad elrendezés

A tárcsákat Optibelt Laser Pointer lézeres jelzőberendezéssel és mérőhasábkokkal lehet párhuzamos helyzetűvé tenni a tengelyeken. A teljesítmény-átvitelhez megfelelő szíj feszességet Optibelt TT-A ultrahangos frekvenciamérő eszközzel állítottuk be. A beállítás eszközeit a 4. ábra szemlélteti.



4. ábra: A lézeres geometriai, és az előfeszítés beállítás

A hőmérséklet mérése NEC H2640 típusú infrakamerával történt. Az infravörös detektora nagy felbontású (640x480), a hőmérséklet mérési tartománya $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ -tól $+500\text{ }^{\circ}\text{C}$ -ig terjed. A mérendő objektumtól 500 mm-es távolságban helyeztük el, így a minimálisan érzékelt mérési pont (felület) $0,3 \times 0,3\text{ mm}$, amely a vizsgálat szempontjából tökéletesen elegendő. A vizsgálati elrendezést (beállítást) az 5. ábra mutatja.



5. ábra: A próbapad a vizsgálati beállítás során

Az infrakamerás hőmérséklet mérésénél az emissziós hőmérsékletet kell mérnünk. Ehhez azonban ismernünk kell a mért objektum (test) ún. emissziós tényezőjét (ϵ), hiszen egy „valós” test (nem abszolút fekete test) esetén az emisszió túl visszavert és áteresztett hőmennyiség is jelentkezhet. Az emissziós tényező pontos meghatározásával és beállításával lehet megfelelő pontosságú az infrakamerás hőmérsékletmérésünk. A vizsgált objektumot tapintó hőmérővel (TMTL 1400K) ellenőrizve határoztuk meg az emissziós tényező értékét [4].

4. A VIZSGÁLAT CÉLKITŰZÉSE, BEÁLLÍTÁSAI

Az ékszíj hőmérsékletét a hajtás terhelése nélkül vizsgáltuk, így a kerületi erő átadásakor ébredő súrlódás nem termel hőt, és hő fejlődésben csak az ékszíjhajtás viszonyai játszanak szerepet. A kutatómunkánk során egy rögzített hajtásparaméter – előfeszítő erő – mellett vizsgáltuk a szíjfrekvencia és a tárcsák párhuzamossági hibáinak hatását a szíjhőmérséklet kialakulásában.

Az ékszíj feszítését a katalógus által ajánlott általános értékre állítottuk be, amely függ a szíj profiljától és a hosszától. A vizsgált hajtás 1207 mm névleges kerületi hosszú Optibelt RED POWER 3 SPA ékszíjből, 90 és 125 mm-es névleges átmérőjű kéthornos szíjtárcsából állt, amelynek tengelytávolsága 434 mm. A mérés sorozatot négy különböző szíjtárcsa beállítással végeztük három ismétléssel. A tárcsákat egy síkba, valamint 5-10-15 mm-es párhuzamossági hibával vizsgáltuk. A 15mm-es eltérés az SPA szíjprofilnál pont a horonyosztásnak felel meg (6. ábra).



6. ábra: 15 mm-es párhuzamos síkeltolás

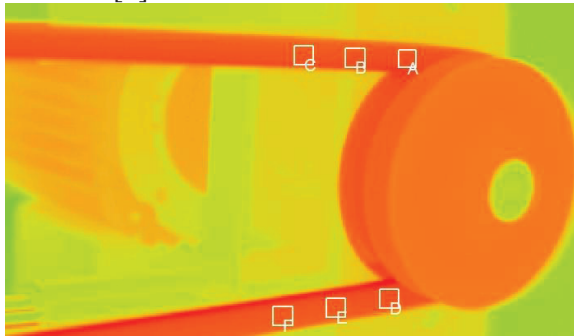
A szíjfrekvencia változtatása a meghajtó, egyfázisú aszinkronmotor frekvenciaváltóval történő fordulatszám szabályzással valósult meg. A szíj hőmérsékletét és annak eloszlását infrakamerával készített kép segítségével rögzítettük, amelyet Report Generator Lite (NS9200LT) programmal értékeltünk ki. A mérési adatok feldolgozása Excel táblázat kezelő és matematikai programcsomaggal történt.

5. A VIZSGÁLAT ÉRTÉKELÉSE, EREDMÉNYEK

Az ékszíj élettartamát számos tényező befolyásolja, amelyek közül kettőt vizsgáltunk. Habár nem élettartam vizsgálatokat végeztünk, de az eddigi kísérletekből látható, hogy a hőmérséklet rendkívül fontos tényező és az

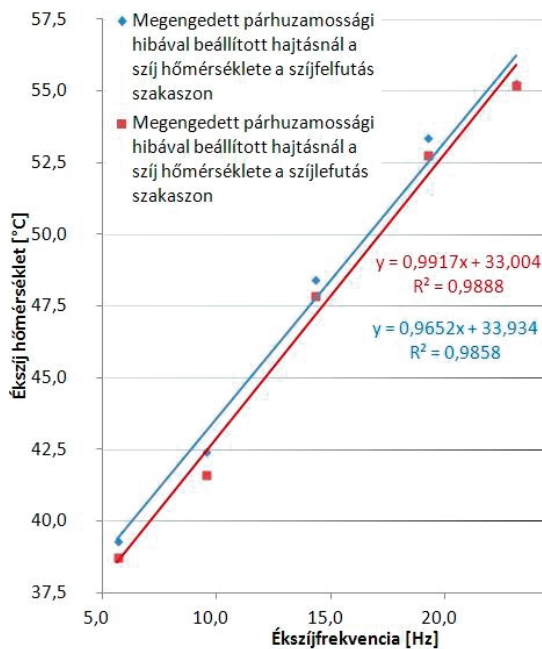
említett jellemzők a szíj melegedését okozzák. Tehát a hőmérséklet vizsgálatokkal nem csak a hajtás hatásfokára tudunk következtetni, hanem az élettartamára is.

A méréseket a hőmérséklet szempontjából állandósult állapotban végeztük a két változó paraméter mellett. Külön vizsgáltuk a tárcsáról lefutó, illetve a tárcsára felfutó szíjszakaszokat, ahol a leginkább megfigyelhető a geometriai beállítások hibái (7. ábra). A hőmérsékleteloszlás további tanulmányozása képfeldolgozási technikával történhet[3].



7. ábra: Infrakamerás felvétel a mérési pontokkal

A 8. ábrán jól látható, hogy a szíj fel- és lefutás szakasza közt hőmérséklet különbség mutatkozik. (8. ábra).

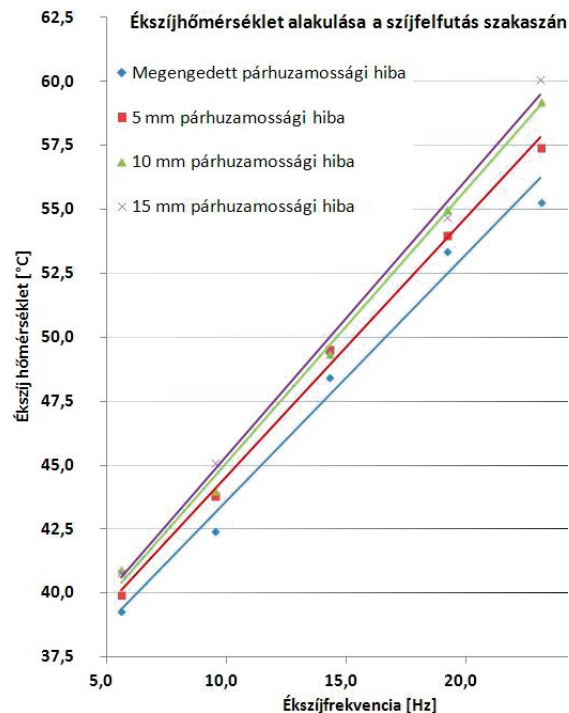


8. ábra: A szíjhőmérséklet és a hajtógatósi frekvencia a szíj fel- és lefutás szakaszán

A diagramból az is kiolvasható, hogy a szíjfrekvencia és a hőmérséklet kapcsolata – ebben a tartományban – lineáris.

A vizsgált két jellemző közül a hőmérséklet szempontjából a szíjfrekvencia a

veszélyesebb (9. ábra). Ez figyelembe véve a tervezésnél elkerülhető a tárcsa átmérő és a szíjhossz optimalizálásával.



9. ábra: A hőmérséklet alakulása a szíjfel- és lefutás szakaszán a beállítási hibák függvényében

A mérések alátámasztják, hogy optimális szíjfrekvencia megválasztással és gondos gépbeállítással az ékszíjhajtásunk élettartama növelhető.

FELHASZNÁLT IRODALOM

1. KÁTAI L.: Kötő- és támasztóelemek, Hajtások 40-54 p. In: SZENDRŐ et.al.: *Géptan*. Mezőgazda Kiadó, Budapest, 2003.
2. Frank H. Schäfer: *Antriebsriemen*, Arntz-Optibelt-Gruppe, 2007.
3. Lágymányosi A.- Tóth J.: Vehicle tire Profile Investigation with 3D Imaging, *Mechanical Engineering Letters*, 2012.Vol 7., Hungary, p.73-80. HU ISSN 2060-3789
4. K. D. Szalay, J. Deákvári, Á. Csorba, G. Milics (2013): Time- and cost-effective sampling methods as indispensable tools in calibration of airborne remote sensing data. *Agricultural Engineering. Research papers*, 2013, vol 45, No. 2, Lithuania, ISSN 1392-1134, 132-145 pp.

A cikk összeállítását a **TÁMOP-4.2.1.B-11/2/KMR-2011-0003** kutatási projekt támogatta.

BURKOLÁSSAL ELŐÁLLÍTOTT DOMBORÍTOTT FOGFELÜLET GÖRBÜLETEINEK MEGHATÁROZÁSA

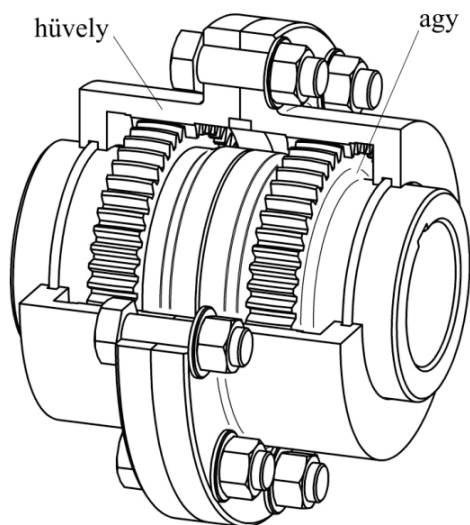
DETERMINATION OF CURVATURES FOR CROWNED TOOTH SURFACE GENERATED BY ENVELOPING

*Kelemen László, PhD hallgató, Miskolci Egyetem
Dr. Sente József, PhD, Miskolci Egyetem*

ABSTRACT. In this paper a method is presented to determine the principal curvatures and principal directions for crowned tooth surface of gear coupling. The crowned surface is generated by enveloping and the computation of curvatures is based on theory of enveloping and using the motion parameter instead of conventional ideas of differential geometry.

1. BEVEZETÉS

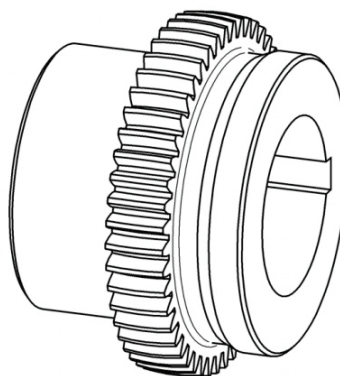
A vizsgálat tárgya a fogasgyűrűs tengelykapcsoló (1. ábra) legbonyolultabb eleme a domborított fogfelületekkel rendelkező agy (2. ábra).



1. ábra. Fogasgyűrűs tengelykapcsoló

A domborított fogfelületek előállítását általában lefejtőmarással történik. A gyártást figyelembe véve, az ideális fogfelületek leírására matematikai modellek készültek [1, 2, 3]. Az összekapcsolt tengelyek egytengelyűségi eltérése esetén a tengelykapcsoló fogfelületei elméletileg pontban érintkeznek. Az érintkezési pontok meghatározására [4] mutat be megoldásokat. A tengelykapcsoló teherbírásának vizsgálatához szükség van az érintkezési pontokban a

főgörbületek és a görbületi főirányok ismeretére, melyek segítségével az érintkezési feszültség kiszámítható.



2. ábra. Domborított fogfelületű agy

A főnormálgörbületek, vagy rövidebben főgörbületek meghatározásának hagyományos módszere a differenciálgeometriából ismert, az alábbi két egyenleten alapuló megoldás:

$$k_I \cdot k_{II} = \frac{LN - M^2}{EG - F^2}, \quad (1)$$

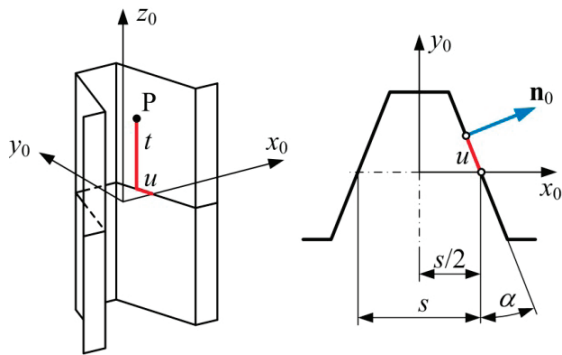
$$k_I + k_{II} = \frac{EN - 2FM + GL}{EG - F^2}. \quad (2)$$

(1) a Gauss-féle szorzatgörbület, (2) az összeggörbület, az egyenletekben E , F és G az első alaplennységek, L , M és N a második alaplennységek. Az alaplennységek előállításához szükség van a paraméterek szerinti első és második deriváltakra, ami bonyolultabb felületek esetén nehézséget okozhat. A fogaskerekek fogfelületeit legtöbbször lefejtéssel, az egymást kölcsönösen burkoló felületek elvén állítják elő. Ezek a felületek általában kellően bonyolultak ahhoz, hogy a differenciálgeometria módszereivel nehezen kezelhetők legyenek. A probléma megoldására Litvin és Fuentes

könyvében [5] hatékony megoldást találunk. A módszer lényege, hogy a szerszámfelület görbületi jellemzőinek (főgörbületek, görbületi főirányok) ismeretében, a mozgásparáméterek felhasználásával határozzuk meg a lefejtett fogfelület görbületi jellemzőit. Az eljárás gyakorlati alkalmazhatóságát [5] az ívelt fogú kúpkerékek esetében mutatja be.

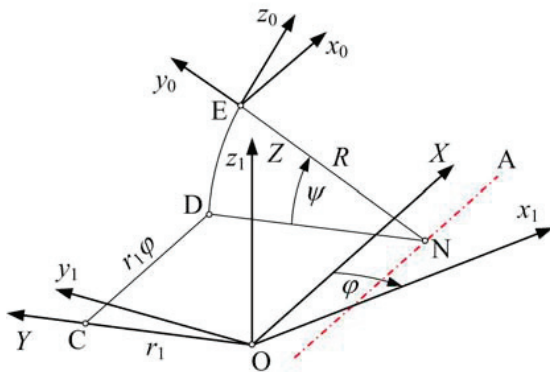
2. A SZERSZÁMFELÜLET ÉS AZ ÉRINTKEZÉSI PONTOK

A domborított fogfelület idealizált alakját [3]-ban kétparaméteres burkolással állítottuk elő. Szerszámfelületként az evolvens geometria alapprofiljából készült lökethasáb síkjait, mint lefejtő fogaslécet használtuk (3. ábra).



3. ábra. Lefejtő fogasléc

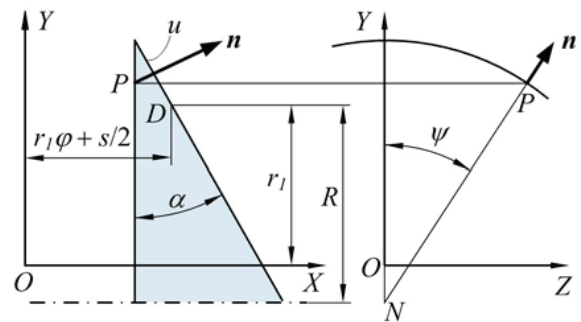
A tagok mozgását az $S_F (O, X, Y, Z)$ álló koordináta-rendszerben vizsgáltuk (4. ábra). Az $S_1 (O, x_1, y_1, z_1)$ koordináta-rendszer origója azonos az S_F rendszerével, z_1 tengelye pedig egybeesik a Z koordináta tengellyel. S_1 -et a fogaskerékhez rögzítettük, azzal együtt forog állandó szögsebességgel a Z tengely körül. Pillanatnyi elfordulását a φ szög jelöli.



4. ábra. Koordináta-rendszerek és mozgások

Az $S_0 (E, x_0, y_0, z_0)$ koordináta-rendszer a lefejtő fogasléchez kapcsolódik. Azzal együtt forog az N ponton átmenő, X tengellyel párhuzamos A tengely körül, valamint haladó mozgást végez az X tengely mentén. Adott pillanatban a fogasléc elfordulását a ψ szög, elmozdulását az $r_1\varphi$ távolság jellemzi. A 4. ábrán r_1 a fogaskerék osztókör-sugara, R a domborítás paramétere.

[3]-ban elvégzett vizsgálatokból kiderül, hogy a kétparaméteres modellel egyenértékű megoldást ad egy olyan egyparáméteres modell, melynél a szerszámfelület a lefejtő fogasléc oldalsíkja által a forgó mozgás során sűrölt kúpfelület (5. ábra).



5. ábra. Kúpos szerszámfelület egyparáméteres burkolásnál

A mozgó kúp egyenlete és normálisa az álló S_F rendszerben a következő:

$$\left. \begin{aligned} X &= r_1 \varphi + s/2 - u \sin \alpha, \\ Y &= (R + u \cos \alpha) \cos \psi - R + r_1, \\ Z &= (R + u \cos \alpha) \sin \psi, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

ill.

$$\left. \begin{aligned} n_X &= \cos \alpha, \\ n_Y &= \sin \alpha \cos \psi, \\ n_Z &= \sin \alpha \sin \psi. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Az egyenletekben u és ψ a szerszámfelület paramétere, s a domborított fogfelület fogvastagsága az osztókörön, a középsíkban mérve, α az alapprofilszög. A további jelölések értelmezése a 5. ábrán látható.

(3) egyenletrendszerhez rendeljük hozzá a kapcsolódás egyenletét, mely

$$\mathbf{v}_{01} \cdot \mathbf{n} = 0 \quad (5)$$

alakban állítható elő, és megoldásával összefüggést kapunk a felületparaméterek (u és ψ)

valamint a φ mozgásparaméter között, a (10) egyenletnek megfelelően. (5) összefüggésben v_{0I} a viszonylagos mozgás sebessége, \mathbf{n} a felület normálisa az érintkezési pontban.

A relatív sebesség:

$$\mathbf{v}_{0I} = \mathbf{v}_0 - \boldsymbol{\omega}_I \times \mathbf{R}_0, \quad (6)$$

ahol \mathbf{v}_0 a szerszámfelület sebessége, $\boldsymbol{\omega}_I$ az agy szögsebessége, \mathbf{R}_0 az érintkezési pont helyvektora. Ezek meghatározására az alábbi egyenletek szolgálnak:

$$\mathbf{v}_0 = [r_1 \omega \quad 0 \quad 0]^T, \quad (7)$$

$$\boldsymbol{\omega}_I = [0 \quad 0 \quad -\omega]^T, \quad (8)$$

$$\mathbf{R}_0 = [X \quad Y \quad Z]^T. \quad (9)$$

Az (5) kapcsolódási egyenletet megoldva, a paraméterek között a következő összefüggés adódik:

$$\varphi = \frac{1}{r_1 \tan \alpha} \left(u \cos \alpha - R \frac{1 - \cos \psi}{\cos \psi} \right) - \frac{s/2 - u \sin \alpha}{r_1}. \quad (10)$$

Ez a függvénykapcsolat [3]-ból már ismert, mivel más megfontolással ugyan, de már ott is előállítottuk.

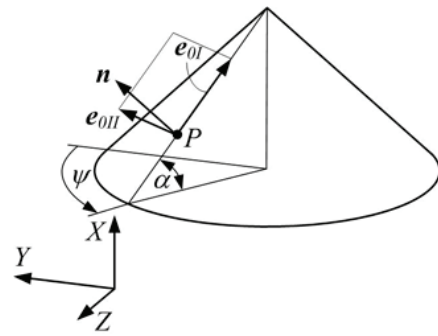
A szerszámfelület és a domborított fogfelület érintkezési pontjait, azaz a kapcsolófelületet az álló S_F koordinátarendszerben (3) és (10) egyenletek együtt határozzák meg.

A bemutatott megoldás a jobboldali fogfelületre érvényes, ugyanakkor a baloldali fogfelületre a szimmetria alapján könnyen átalakítható.

3. A SZERSZÁMFELÜLET GÖRBÜLETEI

Kúpos szerszámfelület esetén a főgörbületi irányok egyike a kúpalkotó mentén, a másik az érintősíkban, rá merőlegesen helyezkedik el. A három egységvektor (\mathbf{e}_{0I} , \mathbf{e}_{0II} , \mathbf{n}) jobbsodrású rendszert alkot (6. ábra).

A főgörbületi irányok egységvektorait a 6. ábra alapján felírva, a következő egyenletek adódnak:



6. ábra. Görbületi főirányok a kúpfelületen

$$\mathbf{e}_{0I} = \begin{bmatrix} \sin \alpha \\ -\cos \alpha \cos \psi \\ -\cos \alpha \sin \psi \end{bmatrix}, \quad (11)$$

$$\mathbf{e}_{0II} = \begin{bmatrix} 0 \\ \sin \psi \\ -\cos \psi \end{bmatrix}. \quad (12)$$

A főgörbületek az alábbi összefüggésekkel számíthatók:

$$k_{0I} = 0, \quad (13)$$

ill.

$$k_{0II} = -\frac{\sin \alpha}{R + u \cos \alpha}. \quad (14)$$

4. A FOGFELÜLET GÖRBÜLETEI

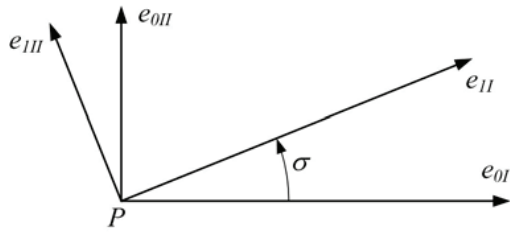
A szerszámfelület főgörbületeinek, valamint görbületi főirányainak ismeretében, továbbá a mozgásparaméterek felhasználásával [6] szerint az alábbi egyenletrendszer állítható elő:

$$\sigma = \frac{1}{2} \arctan \frac{-2c_1 c_2}{c_2^2 - c_1^2 - (k_{0I} - k_{0II}) c_3}, \quad (15)$$

$$k_{1II} = \frac{1}{2} \left(\frac{k_{0I} + k_{0II} + \frac{c_1^2 + c_2^2}{c_3}}{+ \frac{c_2^2 - c_1^2 - (k_{0I} - k_{0II}) c_3}{c_3 \cos 2\sigma}} \right), \quad (16)$$

$$k_{1I} = k_{0I} + k_{0II} + \frac{c_1^2 + c_2^2}{c_3} - k_{1II}. \quad (17)$$

(15) egyenlettel meghatározzuk a szerszámfelület \mathbf{e}_{0I} és a munkadarab fogfelületének \mathbf{e}_{II} első görbületi főirányai között lévő σ szöveget, melyet a 7. ábrának megfelelően értelmezünk.



7. ábra. A főgörbületi irányok kapcsolata

(16) és (17) egyenletek a fogfelület keregett főgörbületi. A számításokhoz az alábbi segédváltozókat használjuk:

$$c_1 = -k_{0I}v_I + (\mathbf{n} \times \boldsymbol{\omega}_{0I})\mathbf{e}_{0I}, \quad (18)$$

$$c_2 = -k_{0II}v_{II} + (\mathbf{n} \times \boldsymbol{\omega}_{0I})\mathbf{e}_{0II}, \quad (19)$$

$$c_3 = -k_{0I}(v_I)^2 - k_{0II}(v_{II})^2 + (\mathbf{n} \times \boldsymbol{\omega}_{0I})\mathbf{v}_{0I} + \mathbf{n}(\boldsymbol{\omega}_{0I} \times \mathbf{v}_{0I}). \quad (20)$$

Ezekben a kifejezésekben v_I és v_{II} a relatív sebesség összetevői a szerszámfelület görbületi főirányainak megfelelő felbontással, $\boldsymbol{\omega}_{0I}$ a relatív szögsebesség vektor. Meghatározásukra az alábbi kifejezések szolgálnak:

$$v_I = \mathbf{v}_{0I}\mathbf{e}_{0I}, \quad (21)$$

$$v_{II} = \mathbf{v}_{0I}\mathbf{e}_{0II}. \quad (22)$$

$$\boldsymbol{\omega}_{0I} = -\boldsymbol{\omega}_1 = [0 \quad 0 \quad \omega]^T. \quad (23)$$

A fogfelület főgörbületi irányait kijelölő egységvektorok a 7. ábra alapján a következők:

$$\mathbf{e}_{1I} = \mathbf{e}_{0I} \cos \sigma + \mathbf{e}_{0II} \sin \sigma, \quad (24)$$

$$\mathbf{e}_{1II} = -\mathbf{e}_{0I} \sin \sigma + \mathbf{e}_{0II} \cos \sigma. \quad (25)$$

Tekintettel arra, hogy ezek a vektorok az álló S_F koordinárendszerben vannak meghatározva, még át kell térni az agy saját S_1 koordinárendszerébe. A transzformáció mátrixa:

$$\mathbf{M}_{1F} = \begin{bmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ \sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (26)$$

A transzformációt követően a szerszámfelület főirányai módosulnak, azonban a fogfe-

ület főirányaihoz képest viszonylagos helyzetük nem változik meg. Ennek megfelelően az S_1 rendszerben az egyes főirányok egységvektorai:

$$\mathbf{e}_{0I}^{(1)} = \mathbf{M}_{1F}\mathbf{e}_{0I}, \quad (27)$$

$$\mathbf{e}_{0II}^{(1)} = \mathbf{M}_{1F}\mathbf{e}_{0II}, \quad (28)$$

$$\mathbf{e}_{1I}^{(1)} = \mathbf{e}_{0I}^{(1)} \cos \sigma + \mathbf{e}_{0II}^{(1)} \sin \sigma, \quad (29)$$

$$\mathbf{e}_{1II}^{(1)} = -\mathbf{e}_{0I}^{(1)} \sin \sigma + \mathbf{e}_{0II}^{(1)} \cos \sigma. \quad (30)$$

5. AZ EREDMÉNYEK ÖSSZEGZÉSE

Az egymást kölcsönösen burkoló felületek között fennálló összefüggések alapján meghatároztuk a fogasgyűrűs tengelykapcsoló domborított fogfelülettel rendelkező agyának főgörbületi és görbületi főirányait. A módszer tesztelésére Mathcad programmal számításokat végeztünk, melyek igazolták az elmélet helyességét. Az eredmények hasznosíthatók az érintkezési feszültségek számítása során.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

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

IRODALOM

- [1] Sente J.; Kelemen L.: Mathematical models for tooth surfaces of gear coupling. Design of Machines and Structures. Vol. 2. No 1. (2012). Miskolc. p. 73-82.
- [2] Sente J.; Kelemen L.: Domborított fogazat matematikai modellezése fogasgyűrűs tengelykapcsolókhöz. Gép. LXII. évf. 9-10. szám (2011). p. 47-50.
- [3] Kelemen L.; Sente J.: Domborított fogfelület előállítás kétparaméteres burkolással. Gép. LXIII. évf. 12. szám (2012). p. 57-60.
- [4] Kelemen L.; Sente J.: Analysis of gear meshing for gear coupling. Advanced Engineering. Vol. 6. No. 2 (2012). p. 171-182.
- [5] Litvin F. L.; Fuentes, A.: Gear geometry and applied theory. 2nd Edition. Cambridge University Press, New York. 2004.

OPTIKAI ELVEN MŰKÖDŐ REZGÉSMÉRŐ BERENDEZÉS FEJLESZTÉSE

DEVELOPMENT OF OPTICAL VIBRATION MEASUREMENT DEVICE

LÉNÁRT József

ABSTRACT

This article discusses about designing a novel equipment for non-contact vibration measurement and analysis. The goal of the project is to create a device that is small and smart, and can do the job without auxiliary equipment, like PC or notebook. The designed device is not a standard vibration analyzer, but a device to measure a group of vibrations that is difficult to measure because of the high acceleration.

1. BEVEZETÉS

A rezgésmérés és –analízis az iparban a gépek mérésének és vizsgálatának egy nagyon fontos területe. A vibrációk mérésével és elemzésével nem csak a rezgés paramétereit határozhatjuk meg, hanem következtetéseket vonhatunk le a gép állapotáról és a lehetséges meghibásodásokról is. A berendezése tervezésekor figyelembe kell venni a kialakuló rezgéseket is a megfelelő konstrukció megválasztásakor [1], azonban a gépek működésük során kopnak, az alkatrészek alakváltoznak, az illesztések lazulnak, ezért is fontos a berendezések karbantartása során annak rezgéseinek vizsgálata is. A legtöbb rezgésmérési módszer gyorsulásmérésen alapul, mivel a gyorsulás viszonylag könnyen mérhető piezoelektromos, vagy MEMS (Microelectromechanical Systems) típusú szenzorokkal. A rezgés sebessége a gyorsulás idő szerinti integrálásával meghatározható, kétszer integrálva pedig megkapjuk az elmozdulást. Van azonban két eset, amelyekben a hagyományos módszerek nem alkalmazhatók. Ha az amplitúdó és a frekvencia is viszonylag nagy, akkor a hagyományos módszerek – amelyeknél a szenzort a rezgő tárgyra kell rögzíteni – nem alkalmazhatók, mivel a gyorsulás és a dinamikus erőhatások tönkreteszik az érzékelőt, illetve esetleg annak rögzítését. Másik problémás eset, amikor a mérendő alkatrész tömege kicsi, így a rászerezelt szenzor tömege megváltoztatná a rendszer dinamikai viselkedését és hibás eredményre vezetne.

Ez a cikk egy egyedi rezgésmérésre és rezgésvizsgálatra alkalmas berendezés fejlesztéséről szól. A fejlesztés célja egy olyan eszköz elkészítése, ami kisméretű és alkalmazásához nem szükséges semmilyen kiegészítő berendezés, mint például számítógép, mérőerősítő, vagy mérésadatgyűjtő. Bemutatásra kerülnek az érintkezésmentes mérés módszerei, valamint a tervezett mérési módszer. A fejlesztés még korai stádiumban van, így mérési eredmények nem születtek, jelenleg a tervezés és az első kísérletek fázisánál tartok. A rezgésmérés a gépészetben egy rendkívül fontos vizsgálati lehetőség, egy olyan tudomány, amelynek segítségével nem csak magának a rezgésnek a paramétereit mérhetők, hanem ezekből következtetni lehet a gépek állapotára, esetleges meghibásodásaira is. A rezgésmérés során kapott mérési eredmények analizálásával megállapíthatók pl. kiegyensúlyozatlansági hibák (amiket okozhatnak akár alkatrésztörések is), csapágyhibák (jellemzően csapágykopás), illetve egyéb, a működést befolyásoló zavarok. A rezgések mérésére többféle módszert fejlesztettek ki, minden mérési feladathoz megtalálható a leginkább megfelelő mérési elv. Ezek a mérési elvek jellemzően indirekt mérések, leggyakrabban a gyorsulás mérésén alapulnak. A gyorsulás viszonylag könnyen mérhető (piezo, MEMS, stb.), integrálással meghatározható a próba sebessége, kétszer integrálva pedig a pozíciója (elmozdulása). [2] Vannak azonban olyan feladatok, ahol ezek a hagyományos, gyorsulásmérésen alapuló mérési elvek nem alkalmazhatók. Ilyen feladat lehet például, ha a rezgés amplitúdója nagy, akár milliméteres nagyságrendű, a frekvencia pedig relatíve magas. Egy ipari feladat kapcsán szembesültünk egy ilyen esettel, amely során egy vibrációs műanyaghegesztő berendezés állapotfelmérő vizsgálata során meg kellett vizsgálni a rezgetőfej működését. A berendezést PLC vezérli, kezelőfelületén beállítható többek között a rezgés amplitúdója, frekvenciája, időtartama, amely paraméterek döntően befolyásolják a hegesztés minőségét. Az előírt paraméterektől való eltérés jelentős minőségromlást okoz, az alkatrészek a minőségvizsgálaton megbuknak, így jelentős

veszteséget okoz. Mivel az illető cég autóiipari beszállító, a hegesztés minőségére magas követelmények vannak előírva. A feladat megoldása során először a hagyományos módszerrel próbáltuk elvégezni a mérést egy piezoelektromos rezgésmérő fejjel, mágneses rögzítéssel. A folyamat elindulásakor a mérőfej szinte azonnal leesett a rezgetőfejről. Ezért merült fel egy érintkezésmentes mérési módszer kialakításának szükségessége.

2. ÉRINTKEZÉSMENTES MÉRÉS

A hagyományos rezgésmérési módszerekkel kapcsolatban két probléma merül fel ilyen speciális körülmények között: a tehetetlenségi erők miatt a mérőfej rögzítése nehéz, vagy lehetetlen, illetve egyes esetekben a mérőfej tömege – mivel együtt mozog a mérendő tárggyal – befolyásolhatja a mérést. Ezekben az esetekben más mérési módszert kell keresni a feladat elvégzéséhez. Az érintkezésmentes rezgésmérési módszerek általában elmozdulás mérésen alapulnak és valamilyen optikai szenzort alkalmaznak, általában háromszögletes lézeres távolságmérő szenzort, vagy lézer interferométert. A háromszögletes (triangularizációs) lézeres mérőeszköz egy félvezető lézer fényforrásból és egy fényérzékelő szenzorból áll. Ez a mérési mód megfelel céljainknak, azonban kiegészítő berendezéseket igényel (mérőerősítő, mérésadatgyűjtő, számítógép, vagy laptop a kiértékeléshez). A tökéletes megoldás egy kis doboz lenne, amelyhez nincs szükség sok kábelre és nincs szükség érzékeny eszközökre, amit betehetünk a gép munkaterébe, ahol mér, gyűjti és kiértékeli az adatokat.

2.1. Háromszögletes lézeres távolságmérő

A lézeres háromszögletes szenzorok a kibocsátott, majd a céltárgyról visszavert fény – általában lézersugár – segítségével mérnek távolságot. Az „adó” – általában félvezető lézerdióda – egy fénypöttyöt vetít a céltárgy felületére, a visszavert fény sugarat pedig egy fényérzékes szenzorra – a „vevőre” – fókuszálja megfelelő lencsékkel. Mivel a lézersugár kis szöveget zár be a célfelület normálisával, ha a távolság változik az eszköz és a céltárgy között, a fényfolt pozíciója is megváltozik a vevő szenzoron. Az eszközbe integrált jelfeldolgozó elektronika érzékeli a fényfolt pozícióját és – linearizáció és jelkondicionálás után – kimenőjelet állít elő, amely arányos a céltárgy távolságával. A legfontosabb eleme az eszköznek a fényérzékelő, amely kétféle lehet: PSD (Position Sensitive Device) vagy CCD (Charge Coupled Device). Ideális körülmények között a PSD szenzor megfelelően teljesít, bár megbízhatóságát és pontosságát nagyban befolyásolja a céltárgy felülete, színe, mintázata és a fényerősség. A CCD szenzorok újabb, fejlettebb eszközök, sok tekintetben felülmúlják a PSD

szenzorokat, de a mozgásra és a felület változására való reagálásának sebességét korlátozza az alkalmazott mikrovezérlő, vagy mikroprocesszor

2.2. Lézer interferométer

A lézer interferométer egy nagy pontosságú berendezés nanométer nagyságrendű felbontással és több méteres mérési tartománnyal. Az eszköz működése az ún. Michelson interferométer elvén alapul: egy fénysugarat két egyenlő félre osztanak egy fénysugár-osztó féligáteresztő tükör segítségével. Az egyik sugarat egy fixen rögzített tükörré vetítik, majd onnan az érzékelőbe. Ez a referencia sugár. A másik sugarat egy másik tükörré vetítik, amely a céltárgyhoz van rögzítve. A második sugár extra távolságot tesz meg a referencia sugárhoz képest, így fáziskülönbség lesz a két sugár között. Amikor a két fénysugár találkozik a szenzoron, interferencia jön létre. Ez lehet konstruktív (a sugarak összeadódnak), vagy destruktív (kioltják egymást). A jelprocesszor számolja az interferenciákat és átszámolja elmozdulásra. Ebből adódóan az eszköz csak elmozdulás mérésére alkalmas, abszolút távolságmérésre nem. Rezgésmérésre elég az amplitúdót mérni, így ez megfelel céljainknak, azonban a lézer interferométer nagyon drága eszköz.

2.3. Vonalkamera (Line scan camera)

A vonalkamerák képrögzítő eszközök, amelyek olyan CCD, vagy CMOS szenzorokat tartalmaznak, amelyek egyetlen vonalból álló fényérzékes elemet foglalnak magukban. Ebből adódóan a hagyományos kameráktól eltérően a kép egyetlen vonalból áll. Gyakorlatilag ugyanolyanok, mint a hagyományos képérzékelők, amelyek sok képpont-oszlopot – általában 1024-2048 – de egyetlen képpontsört tartalmaznak. A vonalkamera egyetlen képsora megfelel a megfigyelt vonal minden egyes pontjában a fényerő értékének egydimenziós leképezésének. A szürkeárnyalat (vagy szín) minden hirtelen változása megfelel a célobjektum egy élén levő pontnak. Ezen változás érzékelésével precíz mérést végezhetünk, köszönhetően a szenzor magas felbontásának, ami általában nagyobb a hagyományos (terület) szenzorok felbontásánál. Másik kiemelkedő tulajdonsága a vonalkamerának a nagy sebesség. A hagyományos kétdimenziós képszenzorok általában csak néhány száz képet tudnak készíteni másodpercenként, különösen nagy felbontás esetén, míg a vonalszenzorok több ezer „kép” készítésére képesek ezen idő alatt. A nagy érzékelési sebesség alkalmassá teszi ezeket az eszközöket rezgésmérésre, ha a frekvencia 1 kHz alatt van és az amplitúdó elég nagy – a szenzor felbontásának megfelelően – a tizedmilliméteres tartománytól néhány milliméterig. A vonalkamerás méréshez szükség van kiegészítő eszközökre, egy megfelelő teljesítményű számítógépre, megfelelő szoftverekre és a kamera típusától függően

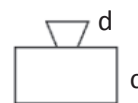
esetleg illesztőkártyára (frame grabber) is. Hátránya, hogy ipari környezetben nem túl praktikus egy számítógépet és kábeleket elhelyezni egy termelő gép munkaterében. [3]

2.4. Speciális eszközök

A vonalkamerás mérési módszer továbbfejlesztéseként egy egyedi mérőeszköz fejlesztésébe kezdtem, amely képes elmozdulás- és rezgésmérésre néhány milliméteres amplitúdó esetén, 0,01 mm felbontással és kb. 5 kHz maximális frekvencia mellett. Az eszköz alapja egy Xilinx Spartan 3E FPGA, egy CCD jelprocesszor és egy Toshiba 2048 képpontos vonal-CCD szenzor. A rezgésmérés eredményei egy LCD kijelzőn kerülnek megjelenítésre és a későbbi feldolgozás és tárolás céljára microSD memóriakártyára menthetők. Az FPGA (Field Programmable Gate Array) egy speciális integrált áramkör, amely egy adott feladatnak megfelelően szabadon programozható. A programozás (konfiguráció) speciális, ún. hardver leíró nyelven (HDL, Hardware Description Language) történik. Az FPGA programozható logikai komponenseket tartalmaz, melyek programozható (átkonfigurálható) kapcsolat hierarchiával köthetők össze. Minden ún. logikai blokk komplex kombinatorikai függvények elvégzésére képes, vagy egyszerű logikai kapuként működik. A legtöbb FPGA-ban a logikai blokkok között megtalálhatók memória egységek, flip-flopok, illetve komplett memória blokkok.

3. A TERVEZETT ESZKÖZ

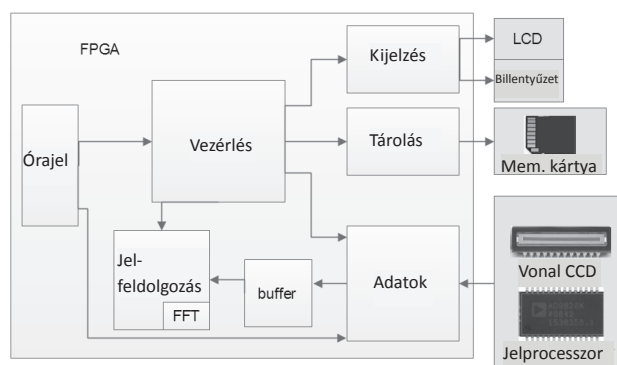
A tervezett eszköz alapvető feladata egy jelzés érzékelése a rezgő felületen. Az elrendezés az 1. ábrán látható. A célfelületen elhelyezett jelzés képe – egy vékony vonal – egy megfelelő optikán keresztül a vonalszenzorra kerül. A szenzor analóg kimenőjelét egy 16 bites adattá konvertálja a CCD jelprocesszor, amely ebben az esetben gyakorlatilag analóg-digitális átalakítóként (ADC) üzemel. Ezt a digitális jelet dolgozza fel az FPGA-ba programozott egyik modul. Megkeresi a jelzést a képen és meghatározza annak pozícióját. Mivel az optika paraméterei ismertek, a képpont pozíciók átszámíthatók pontos pozíciókká. Megfelelő számú kép elemzése alapján a rezgés paraméterei megállapíthatók, ezek az eredmények megjeleníthetők és tárolhatók. Mivel az eszköz nem tárol minden képpont-adatot, csak képenként – azaz adott időközönként – egyetlen pozícióadatot, a kapott adatmennyiség könnyen tárolható és továbbítható, nem igényel nagy sávszélességet.



1. ábra

A tervezett mérési elrendezés (a: céltárgy, b: jelzés, c: mérőeszköz, d: optika)

A munka első lépése a CCD szenzorhoz szükséges órajelek és szinkronjelek előállítása. A következő lépés az adat kiolvasása a CCD jelprocesszorból, amely a szenzor analóg jelét digitalizálja nagy sebességgel. Ez után a lépés után előáll a képpontokat reprezentáló tömb. Eddig a lépésig az eszköz nagyjából egy hétköznapi vonalkamerának felel meg. A vonalkamerák a képszennorről leolvasott adatokat egy átmeneti tárolóban tárolják, majd továbbítják valamilyen illesztőfelületen a számítógéphez, mely az adatokat feldolgozza. Az összes képpont adatának továbbítása rendkívül nagy adatátviteli sebességet és nagy adattároló kapacitást követel meg. A tervezett eszköz legfontosabb tulajdonsága, hogy okos, vagyis a szenzorról kapott adatokat feldolgozza, elemzi és a mérés eredményét adja vissza kijelzőjén, vagy a memóriakártyán. A tervezett eszköz blokkdiagramja a 2. ábrán látható.

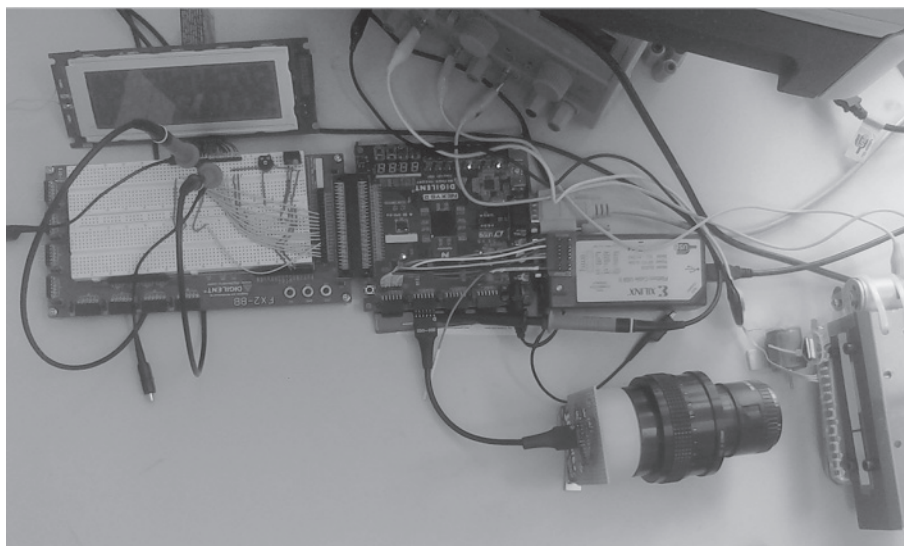


2. ábra

Az eszköz blokkdiagramja

Az eszköz néhány modulját az alábbiakban ismertetem. Az egyik legfontosabb modul az órajel-generátor egység. Ez állítja elő a CCD képszenzor számára szükséges órajeleket, valamint a jelprocesszor működéséhez és szinkronizálásához szükséges szinkronjeleket. A második fontos egység a „Vezérlés” jelzésű, amely összefogja, összehangolja a többi modul működését és elosztja a feladatokat. Az adatok mintavételezéséért az „Adatok” egység a felelős, ez veszi az adatokat a jelprocesszortól, ellenőrzi, illetve szükség esetén átmeneti tárolóba helyezi azokat. Az átmeneti tárolót a „buffer” nevű modul szolgáltatja, mely nagy sebességű, ún. Block RAM-ból kialakított memória egység. Az adatok kijelzését a „Kijelzés” modul végzi, ez kezeli az LCD kijelzőt és néhány – a kezeléshez szükséges – nyomógombot. A mérés során gyűjtött és feldolgozott adatok, azaz a mérés eredménye

memóriakártyára menthető, ennek kezelését végzi a „Tárolás” modul. Az eszköz fizikailag két nyomtatott áramkörtől áll, az egyik tartalmazza az FPGA-t és a hozzá szükséges órajel- és tápáramköröket, a másik pedig a vonal-CCD szenzort, a jelprocesszort és néhány jelszint-illesztő áramkört. Az alkalmazott Toshiba TCD1209D vonal-CCD képszenzor egy nagysebességű, 2048 képpontot tartalmazó, nagy érzékenységgel rendelkező áramkör, képpont elemei $14 \times 14 \mu\text{m}$ méretűek [3]. A jelprocesszor egy Analog Devices AD9826 integrált áramkör, amely képes szürkeárnyalatos, vagy színes CCD képérzékelők analóg jelének fogadására és digitalizálására [4]. Az elkészült prototípus látható próbamérés közben a 3. ábrán. A próbamérés során 5-150 Hz frekvenciájú, 5 mm amplitúdójú szinuszos rezgést sikeresen mért az eszköz kielégítő pontossággal.



3. ábra
A prototípus mérés közben

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutató munka a Miskolci Egyetem stratégiai kutatási területén működő Mechatronikai és Logisztikai Kiválósági Központ keretében valósult meg.

IRODALOMJEGYZÉK

[1] Takács György, Patkó Gyula, Jakab Endre, Tajnaőfi József, „Mechatronikai berendezések konstrukciós tervezésének egyes kérdései”, Mechatronika, Anyagtudomány, 2003, p. 173-180.

[2] Kovács Attila, „Roncsolásmentes vizsgálatok, azok megbízhatósága és következményei, rezgésmérések és rezgésvizsgálatok” Miskolci Egyetem, Hungary, 1999.

[3] „Basler Runner user’s manual for GigE Vision cameras”, Basler Vision Technologies, Inc, 2011.

[4] Toshiba TCD1209D CCD Linear Image Sensor datasheet, Toshiba Corporation, Japan, 2001.

[5] AD9826 Imaging Signal Processor datasheet, Analog Devices, Inc, Norwood, MA, USA, 2001.

SZERVO MECHANIZMUS MECHATRONIKA TERVEZÉSE MECHATRONIC DESIGN OF SERVO MECHANISMS

Nagy Lajos, tanársegéd, Miskolci Egyetem, Robert Bosch Mechatronikai Tanszék

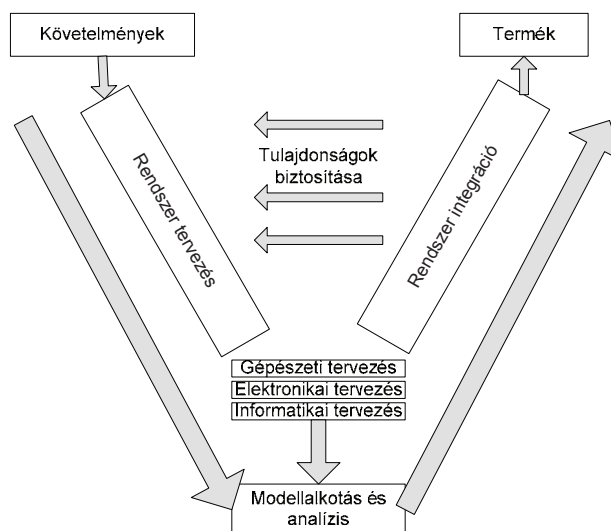
ABSTRACT

The goal of this paper is to present a part of an industrial project which can be solved by mechatronic design method. In general, it follows VDI Guidelines 2206 and applying a model-based design tool, focusing on conceptual design stage.

1. BEVEZETÉS

Számos tervezésmélet és módszer került kifejlesztésre az elmúlt évtizedekben [2]. Ezek a módszerek, eljárások a klasszikus elméletekkel (VDI 2221, VDI 2222, PAHL, BEITZ, HUBKA FRANKE, KOLLER, ROTH, stb.) ellentétben figyelembe veszik az idővel fellépő változásokat, az eljárások rugalmasak, megjelennek a szervezés, gazdasági hatások és a menedzsment aspektusait. A követelményjegyzékekben előtérbe kerültek az újszerűsége, a rövid innovációs szakasz megvalósítására, a gazdaságos anyag- és energiafelhasználásra, a minőségre, a megbízhatóságra, a biztonságra, a környezeti hatásokra stb. vonatkozó követelmények. Új fogalmakat, elméleteket vezettek be mind az oktatásban, mind pedig a kutatásban [12], [13]. A multidiszciplináris tudományok térhódításával megjelennek a mechatronikai termékek, amelyek komplexitása már a tervezési és kialakítási fázisban megköveteli a funkciókra és a kialakításra irányuló rendszerkialakítás elvének alkalmazását a költségek, a gyártás és a technológia szempontjából [17]. A mechatronikai rendszerek tervezésének általános V modelljét [15] az 1. ábra mutatja. A folyamatmodell a VDI 2221, VDI 2422 elméletekre épül, amelyhez megfelelő feladat specifikus tervezési eszközök és platformok szükségesek. Egy komplex mechatronikai gyártmány rendszerint nem egy tervezési ciklusban keletkezik. Sokkal inkább jellemző, hogy több ismételt tervezési ciklusra is szükség van. A mechatronikai rendszer összetett funkciója az alrendszerek (mechanikai, elektronikai, információtechnológiai) egymást erősítő kölcsönhatásán alapul, amelyek

különböző fizikai szinteken, de párhuzamosan valósulnak meg [4]. Az alrendszerek együttműködése funkcionális és térbeli integráció által valósul meg. A funkcionális integráció lehetővé teszi a vevői igényekhez való rugalmas illesztést. A térbeli integrációnál a sokfunkciós elemek, egységek képzése (funkcióösszevonással), a mechanikai építőelemek számának csökkenéséhez, térfogatcsökkenéshez vezethet, vagy akár a dinamikai határértékek is javulhatnak



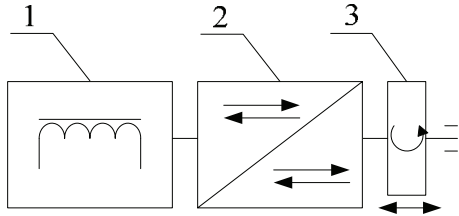
1. ábra. A mechatronikai tervezés V-modellje

A cikkben bemutatásra kerül egy innovatív megoldás módszeres mechatronikai tervezésének folyamata.

2. MÓDSZERES MECHATRONIKAI TERVEZÉS

A feladat indítómotorok kapcsoló-mechanizmusának mechatronikai fejlesztése. A napjainkban alkalmazott kapcsoló-mechanizmusok funkcionális modellét a 2. ábra szemlélteti. Jelölései a következők: elektromágnes (1), haladó-haladó (2) mozgásátalakító, hajtó-fogaskerék (3). A mechatronikai tervezés első lépése minden esetben a gépészeti tervezés [5], azaz olyan mechanizmust célszerű kidolgozni, amely teljesíti a kapcsolómechanizmussal szemben

támasztott követelményeket. A követelményjegyzéket a [11] irodalom alapján az 1. táblázat foglalja össze. Az új kapcsolómechanizmus kidolgozásához a [7] publikációban ismertetett folyamatterv lépéseit követjük, amelyet a 3. ábra szemléltet.



2. ábra. Indítómotor kapcsolómechanizmusának funkcionális modellje

1. táblázat. Követelményjegyzék

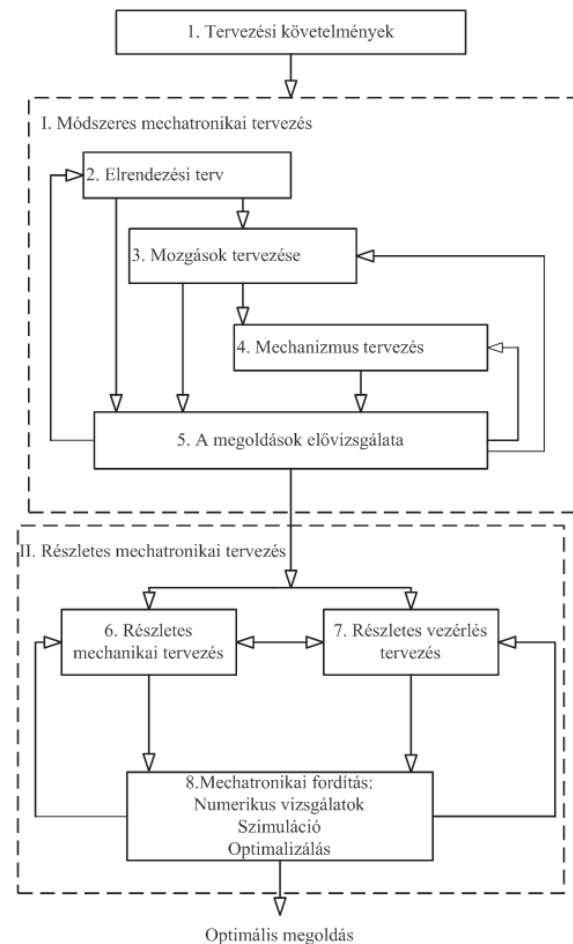
1. Tervezés követelmények	
Funkcionális	13,5 mm axiális elmozdulás
	Pontos pozicionálás
	Megfelelő erő és nyomaték létrehozása
	Innovatív megoldás
Általános	Rövid kapcsolási idő (<0,03 s)
	Nagy kapcsolási szám (>250 000)
Kiemelt	Moduláris kialakítás
	Kis helyszükséglet és súly
	Nagy élettartam
Minden gépre jellemző	Gyártási, iparjogi, egyéb követelmények

A tervezés első (I.) fázisában a mozgásátalakító szerkezetek változatai szolgálnak a vizsgálat alapjául. A mozgásokat megvalósító szerkezeteknél, mechanizmusoknál elemi mozgások (egyenes vonalú haladó H és forgó F) megvalósítása célszerű, ugyanis bonyolultabb mozgások is ezekből származtathatók. A mozgásátalakítók 4 nagy csoportra (H-H, H-F, F-F, F-H) bonthatók az [1] szerint. H-H mozgásátalakítók csoportjába tartozik a vizsgált mechanizmus. A kidolgozáshoz és a megfelelő változat kiválasztásához az [1], [8], [10], [16] munkák szolgálnak alapul, amelyben több megoldásváltozatot ismertetnek mozgásátalakítók témakörében.

Az F-F és H-F típusú mozgásátalakítókat rögtön el is vethetők, mert nem felelnek meg a

funkcionális követelményeknek, így a vizsgálatok a H-H és F-H típusú mozgásátalakítóokra korlátozódnak.

Egyenes vonalú haladó mozgást általában a forgó mozgású kinematikai lánc végén forgó-haladó (F-H) mozgásátalakítókkal hoznak létre, mert a forgó mozgással magas mozgásparaméterek biztosíthatók, ezért az új kapcsolómechanizmus kialakításánál célszerűnek mutatkozik, egy F-H típusú mozgásátalakító alkalmazása.



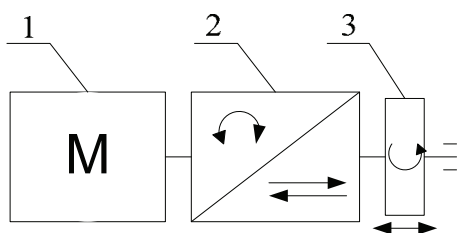
3. ábra. A tervezés folyamata és lépései [7]

F-H típusú mozgásátalakítók csoportjába tartoznak a bütykös mechanizmusok, ezért a további vizsgálatok erre korlátozódnak. A bütykös mechanizmusok sokoldalú, speciális kialakítású alkatrészek, amelyek állandó és közvetlen kapcsolatban vannak az ún. kapcsolódótaggal. Osztályozásuk többféle szempont, pl. a kapcsolódótag alakja a kapcsolódó tag mozgása a bütyöktest típusa stb. szerint lehetséges [8], [10]. A kapcsolódótag mozgása általában valamilyen matematikai (polinom, trigonometrikus, spline) függvénnyel leírható. A függvények megválasztásakor

figyelembe kell venni a kinematikai és dinamikai paramétereket, peremfeltételeket. Kinematikai és dinamikai szempontból kedvező viselkedést csak azok a mozgásfüggvények mutatnak, amelyek függvénye ütés-és lökésmentes.

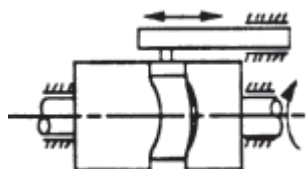
3. RÉSZLETES MECHATRONIKAI TERVEZÉS

Az előző fejezetben ismertetett eljárás alapján az új kapcsolómechanizmus funkcionális modellje a 4. ábrán látható. Részei a következők: DC motor (1), F-H mozgásátalakító (2), hajtófogaskerék (3).



4. ábra. Az új mechanizmus funkcionális modellje

Az F-H mozgásátalakító a *kiemelt követelmények* alapján egy axiális követőgörgős mechanizmus (5. ábra), melynek 180°-os elfordulása biztosítja a 13,5 mm-es axiális elmozdulást. A kiválasztott mozgásfüggvény pedig ötödfokú Hermite típusú polinom.



4. ábra.: Az F-H mozgásátalakító elvi vázlata

A mechanizmust meghajtó motor kiválasztása az egyik legfontosabb feladat a berendezés működésének szempontjából, ugyanis a motor szögelfordulása határozza meg a mechanizmus hajtott tagjának axiális elmozdulását. Servo motoros hajtások részegységeinek kiválasztása összetett probléma mind mechanikai, mind pedig elektronikai szempontból [14].

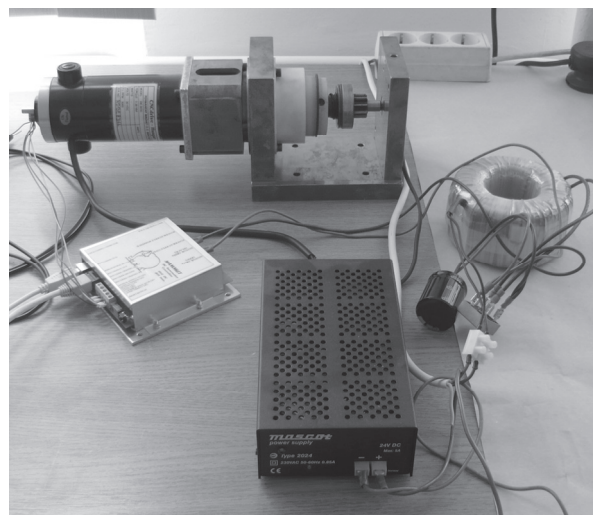
A további vizsgálatok célja a megfelelő motor kiválasztása, amely teljesíti az előírt működési időt ($t=0,03$ s) és elmozdulást. Számos publikáció [3], [6], [9], [14] jelent meg hajtóművel kombinált servo motoros hajtások kiválasztására. Különböző módszereket, tervezési eljárásokat ismertetnek a méret, súly,

maximális teljesítmény-, nyomaték- és hatásfok optimalására vonatkozóan. A [6] irodalomban háromszög és trapéz sebességprofilok esetén határozzák meg a servo motorok minimális teljesítményigényét. A vizsgálatok során a motor bekapcsolási jelenségeitől eltekintettek. A minimális mechanikai teljesítmény a [6] szerint a következő összefüggéssel határozható meg:

$$\frac{\partial P}{\partial \omega} = \frac{J_{red} \omega^2 (3(\omega t - \gamma) - \omega t)}{(\omega t - \gamma)^2} = 0, \quad (1)$$

ahol J_{red} a motor tengelyére redukált tehetetlenségi nyomaték, ω a motor szögsebessége, t a működési idő, γ a mechanizmus elfordulási szöge.

A fentiek alapján kidolgozásra került a kapcsolómechanizmus kísérleti berendezése (5. ábra). A berendezés fő részegységeit, és a működtetéshez szükséges elemeket a 2. táblázat foglalja össze. A servo motor vezérlését és konfigurálását a CNC-DRIVE Hungary cég munkatársai végezték servokonfigurator szoftver segítségével. A motor vezérlő funkciója a kiválasztott PMDC motor +180°, és a -180°-os pozicionálása. A szabályozás zárt hurkú, a pozíció visszajelzése az inkrementális encoder feladata. A szabályozás alapjele lépés és iránybit (step/direction) formájában lett előállítva.



5. ábra. A megvalósított kísérleti berendezés fényképe

2. táblázat. A kísérleti berendezés elemei

Megnevezés	Típus	Jellemző
PMDC Szervo motor	Serial Nr. ACAH8856	P=45 W
Tengelykapcsoló	MKM 2	$M_{\max}=2$ Nm
Inkrementális encoder		5.5 VDC
Szervo motor-vezérlő	Mammut	18-28 VDC $I_{\max}=40$ A
Toroid transzformátor	Serial Nr. NT320	320 VA 230V/24V

4. ÖSSZEFOGLALÁS

A cikkben bemutatásra került egy új típusú kapcsolómechanizmus mechatronikai tervezése, amely a VDI 2206 és a szerszámgépek mechatronikai részegységeinek tervezésére érvényes általános folyamattervét követte. Megállapításra került, hogy F-H típusú mozgásátalakítóval a tervezési követelmények teljesíthetők. Az új kapcsolómechanizmus kísérleti berendezése kidolgozásra került. Az elvégzett kapcsolások száma meghaladta a célként kitűzöttet. A mechanizmuson szignifikáns elváltozásnak, kopásnak nyoma sem volt, ami igazolta a berendezés célszerűségét. A megépített kísérleti berendezés újszerűségét igazolva, a német szabadalmi hivatal DE 10 2010 064 352 A1 lajstromszámmal iparilag alkalmazható megoldásként elfogadta és szabadalmi oltalomként közzétette.

KÖSZÖNETNYÍLVÁNÍTÁS

A kutató munka a Miskolci Egyetem stratégiai kutatási területén működő Mechatronikai és Logisztikai Kiválósági Központ keretében valósult meg.

IRODALOM

[1] Chiou, S-J. – Kota, S.: Automated conceptual design of mechanisms, Mechanism and Machine Theory 34 (1999) pp. 467-495.
 [2] G. Pahl-W. Beitz: Engineering Design. London, The Design Council, 1984.
 [3] Grotstollen, H.: Optimal design of motor and gear for drives with high acceleration and load torque, Electric Machines and Drives Conference, 2009. IEMDC '09., doi: 10.1109/IEMDC.2009.5075352 pp.1173 - 1179

[4] Isermann, R.: Mechatronic systems— Innovative products with embedded control, Control Engineering Practice 16 (2008) pp. 14–29
 [5] Janschek, K.: Mechatronic Systems Design, Methods, Models, Concepts, Springer, 2012.
 [6] Mermelstein, S. P.- Hale, D.- Acar, M.- Jackson, M.R.- Roberts, K.: Patterning servo-mechanism for a circular warp knitting machine, Mechatronics 11 (2001), pp. 617-630.
 [7] Neugebauer, R. – Denkena, B. – Wegener, K.: Mechatronic Systems for machine tools, Annals of the CIRP Vol. 56/2/2007. pp. 657-686. doi:10.1016/j.cirp.2007.10.007.
 [8] Norton, R. L.: Cam Design and Manufacturing Handbook, New York, Industrial Press, 2002.
 [9] Roos F., Johansson H., Wikander J.: Optimal selection of motor and gearhead in mechatronic application, Mechatronics Vol.16, 2006, pp.63-72
 [10] Rothbart, H. A.: Cam Design Handbook, New York, McGraw-Hill, 2004.
 [11] Tajnafői, J: Szerszámgéptervezés II. Budapest, Tankönyvkiadó, 1990.
 [12] Tomiyama, T. -P. Gu, P. - Jin Y.- Lutters, D. - Kind, Ch.- Kimura, F.: Design methodologies: Industrial and educational applications, CIRP Annals - Manufacturing Technology 58 (2009) pp. 543–565.
 [13] Vajna, S.: Theories and methods of product development and design, Gépészet 2008 Budapest, 29-30.May 2008. G-2008-P-02 p 23.
 [14] Van de Straete H.J, Degezelle P., de Shutter J., Belmans R.: Servo Motor Selection Criterion for Mechatronic Application, IEEE/ASME Transaction on mechatronics Vol.3, 1998, pp.43-50.
 [15] VDI 2206: Design methodology for mechatronic systems, Düsseldorf, 2004.
 [16] Vizi, G. – Jakab, E.: Latest Results in the Machining of Epicycloidal Gearing, WESIC 2003, Advanced Technologies in Manufacturing, 4th Workshop on European Scientific and Industrial Collaboration, Vol. I-II., (2003) pp. 457-464.
 [17] Y, Zeng - S, Yao: Understanding design activities through computer simulation, Advanced Engineering Informatics (23) 2009. pp. 294–308.

FÓKUSZÁLÓ NAPKOLLEKTOR TERVEZÉSE

CONSTRUCTION OF CONCENTRATING SOLAR COLLECTOR

*Dr. Németh Gábor egyetemi docens; Kovács Péter Ph.D. hallgató; Dr. Varga Dénes tud. munkatárs
Nyugat-magyarországi Egyetem; Simonyi Károly Műszaki, Faanyagtudományi és Művészeti Kar;
Gépészeti és Mechatronikai Intézet; e-mail: ngabor@fmk.nyme.hu*

"Jelen tanulmány a Környezettudatos energia hatékony épület című TÁMOP-4.2.2.A-11/1/KONV-2012-0068 számú projekt keretében, az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósult meg."

ABSTARCT

Our research which is related with concentrated solar collector was induced by the heat demand of wood technology – for example: wood drying. We design and build two prototype concentrated solar collectors next to the systems - which operating greatly by gas and partly by dendromass – for power assistance. These two proposed systems are still under testing. We are presented in this paper the main structure of these two collectors, the operating principle, the process of development and the partial results of measurements. These systems may involve patent issues, therefore, we disregard the details of the complete structure.

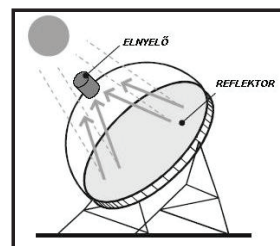
1. BEVEZETÉS

A fókuszáló napkollektorokkal összefüggő kutatásainkat elsősorban faipari technológiák jelentős hőigénye - pl.: szárítás - indukálta. A jelenleg nagymértékben földgáz és részben dendromassza alapon működő rendszerek mellé, "rásegítés" céljából fókuszáló napkollektor prototípusokat építettünk, melyek jelenleg is tesztelés alatt vannak. Ezen kollektorok főbb felépítését, működési elvét, fejlesztésének menetét és mérési részeredményeit mutatjuk be. A bemutatott rendszerek esetlegesen szabadalmi kérdéseket érintenek, így a szerkezetek teljes részletezésétől eltekintünk.

Köztudott, hogy a napsugárzás maximuma napsütéses déli órákban 1000 W/m^2 körüli értékre tehető. Egy déli tájolású $40-45^\circ$ -os felület esetén $1300-1450 \text{ kWh/m}^2$ az évi sugárzás összege. Jó esetben azonban - legyen szó napelemről, napkollektorról - ennek csak 15-20%-át tudjuk hasznosítani.

A faipar jellegzetessége és egyben egyedi sajátossága, hogy energiaigényeinek egy részét külső forrásokból szerzi be, más részét a

gyártás során keletkező másodlagos nyersanyagok (szélhulladék, apríték, forgács, kéreg stb.) telepen belüli elégetéséből nyeri. A faiparban keletkező hulladékok/melléktermékek mintegy 2/3-a a helyszínen kerül energetikai hasznosításra (infrastrukturális és technológiai hőigények fedezésére). Ezen dendromassza alapú energiahordozókat azonban a vállalatok nagyon jól tudják értékesíteni pl. pellet, brikett formájában. Így felmerült az igény más megújuló bevonására a technológiai és infrastrukturális hőigény fedezésére. Amennyiben azonban a technológiai hőigényekről beszélünk akkor a $70-80^\circ\text{C}$ -os előremenő - vagy ennél magasabb - vízhőmérséklet alapvető fontosságú (első prototípusunk esetén termo-olajos rendszerrel lehetőségünk nyílt $250-350^\circ\text{C}$ hőmérséklet elérésére is). Hagyományos kollektorokkal "csak" kismértékű rásegítésről beszélhetünk, míg megfelelő méretű fókuszáló napkollektorok, megfelelő napsugárzás intenzitás esetén (tavasszal, ősszel, de elsősorban nyáron) rövid időszakokban elég jelentős mértékben járulhatunk hozzá a technológiai hő előállításához. Egy általános fókuszáló napkollektor (1.ábra) esetében a sugárzást egy parabola gyűjti össze, majd azt a valódi fókuszpontba helyezett kollektorba irányítja, amelyben olaj, illetve egyéb hőközlő folyadék áramlik.



1. ábra. Fókuszáló napkollektor működési elve
(Forrás: Greenpeace, 2004)

2. PROTOTÍPUS, KÍSÉRLETI ESZKÖZ TERVEZÉSE

Az általunk tervezett "első" prototípus esetében a fókuszálást biztosító „tányér” egy 1460 mm átmérőjű, robbantásos technológiával (robbanáskor a lökéshullám rásajtolja a lemezt a szerszámra) készült hagyományos parabola antenna, 2 mm-es alumínium lemezből. A parabola tányér esetében a fókuszpont helyzete ismert, ezért jelentősen leegyszerűsödött a tervezési folyamat. Első lépésben megtisztítottuk a felületet, majd bevontuk egy nagy reflexiós tényezővel bíró ORACAL 352 típusú tükörfóliával. A fólia kültéri dekorációs célokra lett kifejlesztve, ennek köszönhetően jó méret stabilitással rendelkezik és az időjárás állósága is kiváló. A parabola felület bevonására azért volt szükség, hogy az alumínium antenna rossz visszaverődési és időjárás szembeni tulajdonságait javítsuk, ezáltal el tudtuk érni, hogy a szolár rendszer összehatásfoka növekedjen. A bevonat további előnye, hogy az alkalmazott fólia négyzetméter ára töredéke az alkalmazható egyéb felületkezelő, felületvédő és tükörképző eljárásoknál.

A nappal visszavert sugárzást a 2. ábrán látható egyszerű kialakítású kollektor nyeli el, amely a parabola fókuszpontjában van elhelyezve. Ez a kollektor két egymásban helyezett és 2 mm-es acéllemezzel mindkét oldalán lezárt, megfelelően szigetelt acél hengerből áll, amelybe egy $\frac{3}{4}$ "-os és egy $\frac{1}{2}$ "-os cső van behegesztve, az olaj ki és beáramlásának biztosítása végett.



2. ábra. A fókuszpontba helyezett kollektor

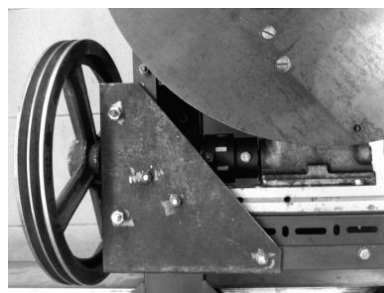
A kollektor adja át a munkaközegnek (termo - olaj) a hőenergiát. Ezt a felmelegített közeget egy szivattyú továbbítja hőálló PTFE (poli-tetrafluor-etilén) tömlőkön keresztül a hőcserélő berendezéshez. Ez a tömlőanyag képes nagy hőmérsékletű (~350°C) olajok szállítására jelentős károsodás nélkül és magas nyomást is elvisel. Az acélszövettel bevont és

szabványos csatlakozóval szerelt tömlők alkalmazása, mind hőtechnikai mind biztonságtechnikai szempontból indokolt volt kísérleti napkollektornál.

A kollektort egy egyedi tervezésű, perforált állványszerkezetből készült konzolos váz pozicionálja a fókuszpontba. Továbbá biztosítja a tartóoszlophoz való stabil kapcsolódást és hordozza az parabola felületet.

A tartóoszlop két egymáshoz rögzített alumínium zártszelvény melynek felső részére van rögzítve az előzőleg említett konzolos kollektor pozicionáló szerkezet. Középső részére pedig a vertikális mozgatót biztosító motor tartására szolgáló konzol, amely alumínium zártszelvényből és alumínium profilokból épül fel. Az oszlop felső végén két Y védőlemezes zsírkenésű csapágyból, csapágyházból és 2 db SATI 18 fogas előfűrt agyas lánckerékből lett kialakítva a forgatást végző egység. A mozgatót végző egység, - amely a középső konzolon helyezkedik el - egy Chiravailli CHM/CHM 50/110 típusú dupla csigahajtómű, melyet egy Evig típusú aszinkronmotor hajt meg, műanyag dugós tengelykapcsolaton keresztül.

A kísérleti prototípus alkalmazásához egy Salgó és acél zártszelvény elemekből épített alváz szerkezet lett tervezve. Ennek közepén helyezkedik el a horizontális forgatást biztosító forgószámló, amelyre felépítve van már említett tartóoszlop. A forgószámló forgatását fogas koszorú fogaskerék kapcsolattal ($i=10$), 2db 1:40-es áttételű csigahajtóművel és $i=6,3$ módosítású ékszíjhajtással oldottuk meg. A szerkezettel horizontális mozgatót tudunk megvalósítani.



3. ábra. Az SPZ típusú ékszíjtárcsa és az egyik egyedi gyártású csigahajtómű

A megfelelő áttétel megállapítása egy részfeladat volt a tervezés során, mivel azt szeretnénk volna elérni, hogy minél pontosabban tudjuk lekövetni a nappályát, ezért arra törekedtünk, hogy a lehető legkisebb

szögelfordulást tudjuk elérni egy-egy rövid (szakaszos) mozgási időtartam alatt.



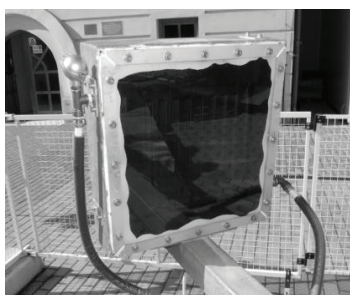
4. ábra. Parabolikus napkollektor

A rendszer teljes termikus hatásfokának meghatározása még hátra van. Annyi elmondható, hogy modellezésünk és próbaüzemünk alapján rendszer várhatóan 50% közeli hatásfokkal fog működni. [1.]

3. ÚJ FEJLESZTÉSI IRÁNY

A korábbi pontban tárgyalt parabolikus napkollektorral szinte párhuzamosan egy sík felületen elhelyezkedő tükröződő felületekkel rendelkező fókuszáló napkollektor fejlesztésébe kezdtünk, közösen a 3B Hungária és a KVA Kft. segítségével.

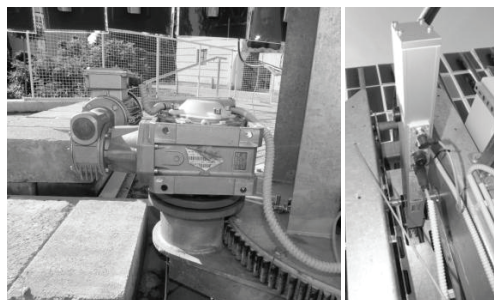
A sík felületű oszlopos vázon 70 db 300x300 mm méretű tükröt használtunk. A tükrök autópárhuzamban is használatos ragasztott kétrétegű biztonsági üveg szerkezettel rendelkezik. A tükrök a nap sugarait egy VOGEL&NOOT VONOVA típusú egyrétegű kompakt radiátor átalakításából készült hőcserélő felületre koncentrálnak.



5. ábra. Hőcserélő (esővédett tokozatban)

A hőcserélő előtt egy min. 92%-os fényáteresztő képességű öntött biztonsági üveg található. A hőcserélő felületét - a parabolikus napkollektoréhoz hasonlóan - speciális abszorber réteggel kezeltük. A hőszállító közeg jelenleg szolárfolyadék. A rendszer horizontális mozgását egy összeépített csigahajtómű és bolygóhajtómű végzi. Ezen egység fogaskerék áttételen keresztül kapcsolódik a függőleges tartóoszlophoz. A vertikális mozgást

elektromechanikus lineáris aktuátor „tolómotor” végzi.



6. ábra. Horizontális és vertikális mozgás

A mozgás vezérlését PLC-k segítségével végzzük (napra állást matematikai függvények alapján végzi, mely az aktuális és a GPS koordináták alapján korrigálható). Természetesen a rendszert hő- és villamos mennyiség mérő a rendszerrel láttuk el a hatásfok feltérképezése, a paraméterek pontosításának megkönnyítése érdekében. A rendszer a nap követését 15 perces periódikusban szakaszosan végzi. Hő tárolási és hőelvezetési problémák esetén fontos szempont volt a rendszer napsugárzásból történő kifordíthatósága. Az átlagos energiafogyasztása óránként a rendszernek 0,1 kWh alatt van, mely pont a szakaszos mozgásnak köszönhető.



7. ábra. Fókuszáló napkollektor

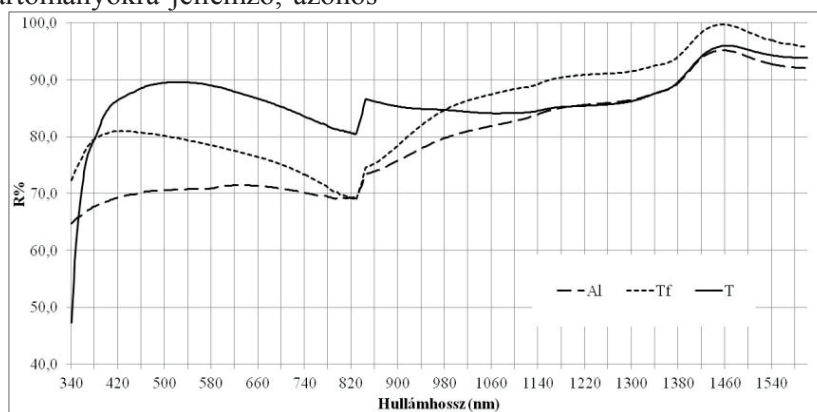
A rendszeren jelenleg hatásfoknövelő módosításokat végzünk, hiszen a kezdeti hatásfok egyenlőre 20% körül adódott, mely a tükrök nehézkes beállításából, és különféle hőveszteségekből adódott.

4. FELÜLETEK REFLEXIÓJA

A berendezés hatásfokának és bekerülési költségének egy jelentős eleme a tükröződő felület. A tükröződő felületek vizsgálatához különböző anyag-összetételű alumínium mintatesteket készítettünk. Az alumínium mellett tükörből és - a korábban is említett - tükörfóliával borított alumínium mintatestek

reflexió vizsgálatára is sor került. A tükröződő felületek esetében kulcskérdés az időjárás állóság, hiszen a felület koszosodása, elszíneződése, mattá válása erősen befolyásolja annak fényvisszaverő képességét. Az időjárás különböző felületekre gyakorolt hatásának vizsgálatához a reflexiót 1, 3, 7,5, 20 és 55 napos kitettség után mértük. A reflexió vizsgálatot Shimadzu UV-3101PC spektrofotométerrel végeztük. A műszer előnye, hogy egy menetben képes mérni a reflektanciát az UV, a látható és az NIR (közeleli infravörös) tartományban. Az UV tartományban, 340 nm alatt, különösen a tükör esetében, alacsony reflektancia értékeket kaptunk. Ez nem meglepő, hiszen a tükör üveg része az UV sugárzást elnyeli, tehát nullához közeli reflektancia értékeket kapunk.

Mivel ez jelentősen torzította a grafikonunkat, ezért a 340-1600 nm-es tartomány megjelenítése mellett döntöttünk. (8. ábra) A látható tartomány és az infravörös tartomány közötti törés a tartományokra jellemző, azonos



8. ábra. A 340-1600 nm-es hullámhossz tartományban az - felületkezelés nélküli mintatesteket - egyes mintacsoportok átlagos reflektancia értékeit. Jelölések: Al = Polírozott alumínium (AlCu4MgSi); Tf = Tükörfólia; T = Tükör

5. ÖSSZEGZÉS

A megújuló energiaforrások nagy hatásfokkal történő felhasználása alapvető fontosságú kérdés, mely nyomatékosan igaz, ha az ipari folyamatok során fellépő nagy hőáramot igénylő rendszereket szeretnénk kiszolgálni. Kutatásaink, méréseink jelenleg is folyamatban vannak. Annyi azonban már most is elmondható, hogy 40% körüli hatásfok elérhetőnek látszik a további fejlesztésekkel.

A jelenlegi mozdítási rendszerünk meghatározó a napkollektor gazdaságos építhetősége vonatkozásában. Ezért számításokat kell végeznünk arra vonatkozóan, hogy az alkalmazott napkövetési pontosság (az ehhez szükséges eszközök) milyen összefüggésben

elvű, de más fizikai jelenséggel magyarázható, eltérő spektroszkópiai technikából adódik.

Az infravörös tartományt elérve a reflektancia görbék közel azonos, 90 és 100% közötti reflektancia érték mellett együtt „futnak”. Ez nem meglepő, hiszen a mintatestek alapanyaga alumínium, tehát a rácsszerkezetből adódóan (az atomok egymáshoz közel helyezkednek el a rácsszerkezetben) tulajdonképpen tökéletesen reflektálnak.

A látható tartományban a tükör reflexiója jóval meghaladja mind a tükörfólia, mind az alumínium mintatestek reflexióját. Míg e tartományban a tükör eléri a 90%-os értéket, addig a tükörfólia 80%, az alumínium minták pedig mindössze 70% körüli reflexiót mutattak. Az NIR tartományban, 1000 nm felett a különböző anyagú mintatestek görbéi monoton növekedve együtt futnak, majd egy 90% és 100% közötti értékre áll be a reflexió.

Terjedelmi korlátok miatt a jelen cikkünkben kizárólag a kezdeti mérések adatait közöljük

van különböző konstrukciók esetén a hatások változással. Hol tudjuk megtalálni a beruházási költségek és az eredményesség (hasznosítható hőmennyiség) optimumát. A további fejlesztések a termék piacképessége miatt fontosak. A rendszer biztonságos működése miatt alap célkitűzésként fogalmaztuk meg a szélirány és sebesség mérését is, így nagyobb szél esetén a rendszer "kifordítható" legyen.

6. IRODALOMJEGYZÉK

[1.] Csitári Cs., Németh G.; Parabolikus napkollektor alkalmazhatóságának lehetőségei technológiai hő előállítására a faiparban. FAIPAR, LXI. Évf. 2013/1. különszám: (pp. 10-14.)

SÚRLÓDÓ FELÜLETPÁROK BIZTONSÁGOS ELVÁLASZTÁSÁNAK ELLENŐRZÉSE NAGY ALAKVÁLTOZÁSOK ESETÉN

CHECKING THE SAFE SEPARATION OF FRICTIONAL PAIRS OF SURFACES AT OCCASSIONALLY LARGE DEFORMATIONS

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

Dr. Péter József PhD,
egyetemi docens

Dr. Fáy Árpád CSc,
ny. egyetemi docens

Bereczkei Sándor MSc
erőművezető-helyettes
Tiszavíz Vízerőmű Kft., Tiszalök

ABSTRACT Many of journal bearings and of traction drives are applied in the heavy industry. The authors would demonstrate some problems in their engineering practice where an accidentally large deflection or displacement of shaft may cause the scuffing of the contact surfaces, and they give solutions to avoid the troubles. They also present the role of the proper lubricants to avoid, when possible, the contact of metal parts or if it is not possible, to decrease the wear. The paper has got great many point of view of history of technology.

1. BEVEZETÉS

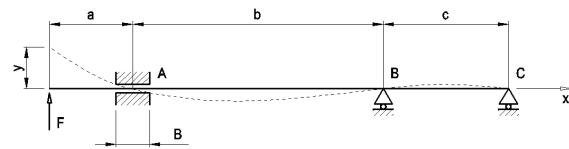
Hidrodinamikusan hordozócsapágyak gyakoriak az építőanyag iparban és az energetikai iparban egyaránt. A címbe vázolt ellenőrzést kifejezetten a vízerőgépek [1] és a cementipari forgókemencék egy-egy véletlenszerű túlterhelési esete kapcsán szeretnénk bemutatni. Igyekszünk egységes munkamódszert alkalmazni mindegyik mérnöki feladatnál. Vázzuk a berendezés működésének a feladat szempontjából lényeges részét, megemlítjük a lehetséges vagy ténylegesen bekövetkezett nagymértékű alakváltozás vagy elmozdulás okát és mértékét. Ellenőrizzük, hogy az alakváltozás biztonságosan a rugalmas tartományon belül marad-e. Vázzuk a nagymértékű alakváltozás vagy elmozdulás következményét a csapágyakra vagy a berendezés működésére. Javaslatot teszünk részben irodalmi példák alapján a következmények mérséklésére, illetve bemutatjuk a hasonló célú új berendezések műszaki megoldásait.

2. KAPLAN TURBINA FŐCSAPÁGYA

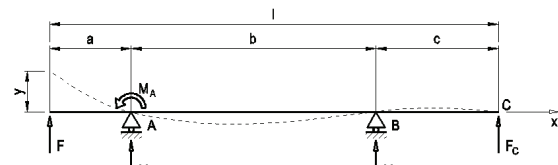
2.1. *Idegen tárgy beekelődése miatti tengelyelhajlás.* A függőleges tengelyű turbina lapátjai és a járókerék közé időnként idegen tárgy ékelődik be. A beekelődés ténye érzékelhető a turbina teljesítménycsökkenéséből és a főcsapágy hőmérsékletének emelkedéséből. A tengely alakváltozása nagymértékű, a járókerék síkjában ~ 2 mm, de a rugalmas tartományon belül marad. A járókerék és a főcsapágy között helyezkedik el a főcsapágyat védő tömítési rendszer, mely egy réstömítésből, egy ötkamrás axiális labirintból és egy alaktartó gyűrűstömítésből áll. Az eredeti állapotban a réstömítés és a labirint egyaránt 0,5 mm sugárirányú elmozdulást enged meg az egytengelyű helyzethez képest. A főcsapágy védelmét a tömítési rendszer első eleme, a réstömítés mechanikai szempontból is bizonyos mértékig elláthatja. Nagy víznyeléseknél a réstömítés vízellátása bizonytalanná vált [2], ezért az esetleges tengelyelhajlás miatti besúrlódás a réstömítés hőmérsékletének nagymértékű emelkedését okozta. A férfém bélés a kényszerfutást ugyan bírja, de erősen károsodott, ráadásul a keletkező gőz a főcsapágy olaját kondenzvízként elszennyezte. Felmerült egy megoldási javaslat, mely a réstömítés külső vízellátását feleslegessé tehetné. Növeljük meg a résvastagságot a réstömítésben, és hasonlóképpen a labirint hézagot is növeljük meg, hogy elkerüljük e két tömítés elemeinek károsodását egy esetleges

tengelyelhajlaskor. A tengely alakváltozását tehát már csak a főcsapágy és a generátor alatt és felett elhelyezett csapágyak korlátoznák. Ezek a csapágyak hidrodinamikusan hordozócsapágyak, résméretük, hőmérsékletük ismert. A beállított sarus talpcsapágyak a tengely alakváltozását korlátozó hatását elhanyagoljuk. Így modelleztük a tengelyt, hogy választ kapjunk a kérdésre: a tengely szögelfordulása nem károsítja-e a csapágybélést.

2.2. *A tengely terhelése az alakváltozás ismeretében.* Az 1. ábra mutatja a modell fő jellemzőit, melyből a generátor feletti, várhatóan kis terhelésű, C jelű támaszt elhagyjuk az alakváltozási korlátozás egyidejű előírásával. Ezt mutatja a 2. ábra.



1. ábra Turbinatengely modellezése



2. ábra Modell a számításhoz

A modell alapján a számítás az (1) lineáris egyenletrendszerre vezet, melyben jó közelítéssel állandó keresztmetszetet feltételeztünk. A hosszmeretek és az anyagjellemző és a keresztmetszeti jellemző egyaránt ismert. A járókerék síkjában a tengelyelhajlás ismert, a főcsapágy helyén a tengely szögelfordulását a főcsapágy résmérete ugyancsak ismert mértékben korlátozza.

$$6IE \begin{bmatrix} y \\ y_C \\ \varphi_A \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2a^2(a+b) & abc & -2ab \\ abc & 2c^2(b+c) & -bc \\ -2ab & -bc & 2b \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F \\ F_C \\ M_A \end{bmatrix} \quad (1)$$

Tömörebb felírásban

$$6IE \underline{y} = \underline{A} \cdot \underline{F} \quad (2)$$

melyből a szükséges ellenőrzéseket elvégezve a tengely két végén ható erőre és reakciónyomatéokra a megoldást inverz matrix módszerrel kapjuk.

$$\underline{F} = 6IE \cdot \underline{A}^{-1} \cdot \underline{y} \quad (3)$$

Az F , F_C és M_A ismeretlen igénybevételeket tehát (3)-ból, az Y_A és Y_B reakcióerőket pedig statikai egyenletekből nyerjük.

$$F = \frac{3IE}{a^3} (y + a\varphi_A)$$

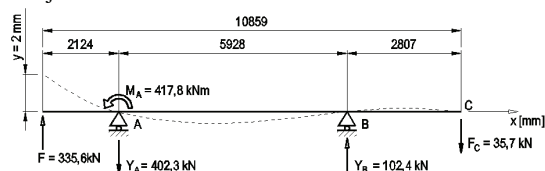
$$F_C = \frac{6IE}{c^2(3b+4c)} (2y_C + c\varphi_A)$$

$$M_A = 3IE \left[\frac{1}{a^2} y + \frac{2}{c(3b+4c)} y_c + \left(\frac{1}{a} + \frac{4}{b} \frac{b+c}{3b+4c} \right) \varphi_A \right]$$

$$Y_A = \frac{-(a+b)F + cF_c + M_A}{b}$$

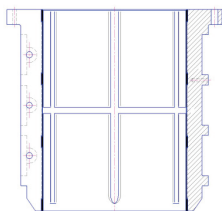
$$Y_B = \frac{aF - (b+c)F_c - M_A}{b} \quad (4)$$

A főcsapágy üzemi játéka nagymértékben függ a csapágy üzemi hőmérsékletétől. A számunkra érdekes A pontbeli nyomatékterhelés a becült 10°C-os téli-nyári üzemi hőmérséklet különbség miatt nyáron másfélszeres értékű. A 3. ábra a téli üzemnek megfelelő terheléseket és reakciókat mutatja.



3. ábra A tengely terhelése üzemzavar kezdetén, télen

2.3. *A főcsapágy terhelése.* A csapágyra ható erő önmagában még nem volna nagy, azonban a tengely nagymértékű rugalmas alakváltozása okozta élterhelés bizonytalanná teszi a működését. A felső élen 750 kN, az alsó élen 410 kN jelentkezik az üzemzavar kezdetén. A fehérfém belésű csapágyak jó bejárati tulajdonsággal rendelkeznek, elviselik a kisebb tengely lehajlásokat, de az itt fellépő alakváltozás már igen nagy mértékű. A tapasztalat is azt mutatta, hogy a csapágybélés a felső peremnél sérült. Ez pedig abból is adódhatott, hogy bár lényegesen kisebb a 4. ábrán látható persely felső peremének élterhelése, de környezetében a hat hosszanti kenőanyag-vezető hornyok miatt nem tud megfelelő hidrodinamikusan kenőfilm kialakulni. A majd kétszeres élterhelés azért nem okozza az alsó él környezetének károsodását, mert ott kielégítőek a kenési viszonyok.



4. ábra A főcsapágy fehérfém belésű perselye

A kialakuló csapágyhőmérsékletet az energia egyensúlyból könnyen levezethetjük, és az (5) összefüggéshez jutunk, melyben a peremeken ható erőket ismerjük, a súrlódási tényezőket pedig a kialakuló kenési állapotok ismeretében becsülhetjük. A képletben a környezet hűtő hatását és a kenőolaj által elvitt hőt egyaránt számításba vesszük.

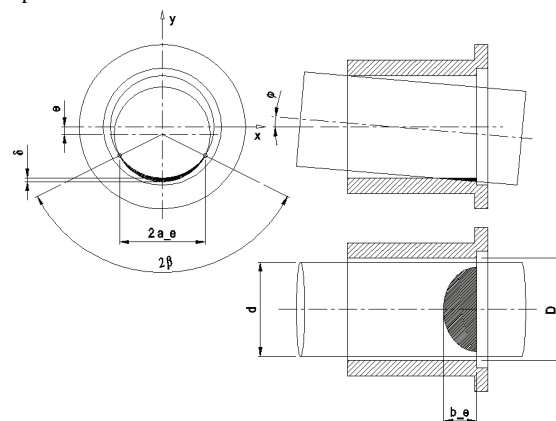
$$\vartheta_{ii} = \frac{(\mu_1 F_1 + \mu_2 F_2) \frac{d}{2} \omega}{\alpha d \pi b + c p q} + \vartheta_0 \quad (5)$$

Az élterhelést az irodalomban jól ismert módon, az 5. ábra szerint modellezzük. A felső él környezetében kimutatható 20 mm széles elváltozás, továbbá a tengely elfordulási szög ismeretében a pillanatnyi ellipszis vetületű érintkezési tartományt számszerűsíthetjük. Az élterhelés ismeretében a fajlagos csapágyterhelés értéke számítható, mely meghaladja a fehérfém belésanyag folyáshatárát.

2.4. *Következtetések.* A réstömítés nagymértékű károsodása vagy segédcsapágy funkciójának kiiktatása olyan mértékű tengely alakváltozást enged meg a főcsapágy környezetében, mely a főcsapágy károsodását okozhatja.

2.5. *A fehérfém belés technikatörténeti vonatkozásai.* Stribeck kísérleteinek nagyszerűségét elemzi egy

technikatörténeti tanulmány [3]. Ír többek között a nagy B/d viszonyú fehérfém belésanyagú csapágyak bejártásának tapasztalatairól.



5. ábra Az élterhelés modellezése

Ezek a csapágyak könnyen bejárhatóak voltak, bármi különleges bejárati eljárás nélkül. A különböző keménységű (és összetételű) fehérfém belésanyagoknak a folyáshatára valamivel 20 MPa fölött volt. A kísérletek során a fajlagos csapágyterhelés ezeknél a széles csapágyaknál általában 2,5 MPa alatt volt, és csak kivételesen érte el az 5 MPa-t. Az ilyen nagy nyomást állandó terhelésként úgy érte el a kísérletek során, hogy miután elvégezte a teljes szélességű csapágyakkal a kísérleteit, felére csökkentette azok szélességét. Úgy találta, hogy a keskeny csapágyak ugyanolyan jól működtek mint a szélesek a nagy sebességek esetén, az alacsony sebességtartományban pedig jobban működnek, mint a szélesek. Vékony kenőolaj vastagság esetén a széles csapágynál az élterhelési problémák jelentkeztek. Stribeck a csapágyának a kenőanyag vezető hornyokkal ellátott részét terhelte, így érte el azt, hogy az olajhártya vastagsága kisebb volt, mintha a terheletlen részen lettek volna az olajvezető hornyok.

Talán észrevehető, mennyire jól leírja az előbbi évszázados kísérlet a turbina főcsapágy gondjait. A csapágybélés azonos, a főcsapágy nagyobb szélességi viszonyú, mint Stribeck megfelezt csapágya. A fajlagos csapágyterhelés nagy, gondok vannak az élterheléssel és a csapágy a terhelését a kenőanyag vezető hornyokkal megszakított oldalon is kapja (mert a terhelés iránya a tengellyel együtt forog), és ezért ott lecsökken a kenőanyag hártya vastagsága (megtörik az olaj, nem tud kialakulni a kellő vastagságú, a terhelést hordozni képes stabil nagynyomású olajfilm).

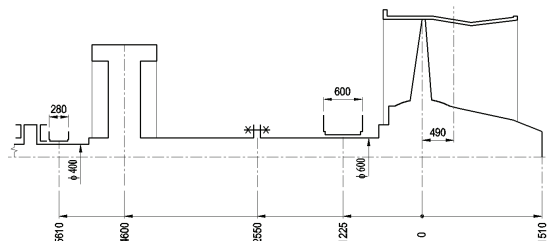
2.6. *Újabb műszaki megoldások.* Bár ennél a turbinacsapágynál nem jöhet szóba, mégis megemlítjük, hogy mindazonon a helyeken, ahol nagymértékű tengelylehajlásra lehet számítani: hajó propeller tengely csapágyai, vízturbina megvezető csapágy, stb., sikeresen alkalmazzák a vízkenésű hidrodinamikusan siklócsapágy perselyeket, melyek a fehérfémeknél jóval alkalmasabbak az élterhelés veszélyének kitett csapágyazási helyeken a kialakuló élnyomás csökkentésére. A műanyag csapágyra és a tengelyt korróziótól védő műanyag bevonatra egyaránt 10 év élettartamot becsülnek.

3. CSÓTURBINA FŐCSAPÁGYA

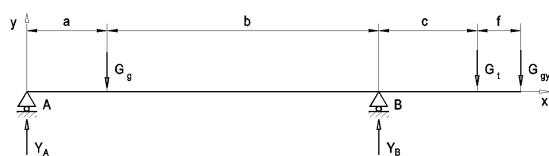
3.1. *Járókerékház szerelése miatt megnövekedett terhelés okozta tengelylehajlás.* A vízszintes tengelyű turbina járókerékházának tervezett cseréje megnöveli a tengely terhelését, ezen keresztül a tengely lehajlását és a főcsapágy terhelését. Előidézheti a csapágy élterhelését, és kérdésessé teheti, hogy a hidrosztatikus ráségités szivattyúi el tudják-e

emelni a tengelyt a csapágyperselytől, hogy a tengely átfordítása ne okozza a persely sérülését.

3.2. *A tengelyben ébredő feszültségek és az alakváltozások.* A tengelyt a járókerékhez a 6. ábra szemlélteti. A talpcsapágyaknak a radiális alakváltozásokat befolyásoló szerepét elhanyagoljuk, ezért nem is ábrázoljuk. A 7. ábra szerinti méretek és terhelések ismeretében a csapágyak terhelése, a tengelyben kialakuló feszültségek és a tengely alakváltozása számítható.



6. ábra A turbinatengely és csapágyai a járókerékkel növelt súlyterheléssel



7. ábra A tengely statikai modellje

A számításokból kiderült, hogy bár a tisztán hajlításból eredő legnagyobb feszültség kétszerese lesz az eredeti (járókerék nélküli) terhelésből származó hajlítófeszültségnek, de még így sem éri el a legnagyobb üzemi redukált feszültség kétharmadát. A csapágyak közül a generátor csapágy terhelése csökken, ezért ezzel a továbbiakban nem foglalkozunk, a B jelű főcsapágyé természetesen erősen megnő. A főcsapágy helyén a tengely szögelfordulása az eredeti terheléshez képest háromszoros, de még így sem okozza a csapágy élterhelését. Még 40°C-os csapágyhőmérsékleten is mértéke, $0,35 \cdot 10^{-3}$ rad bőven alatta marad az üzemi játék által megengedett $0,66 \cdot 10^{-3}$ radiánnak.

3.3. *A csapágy terhelhetősége.* A főcsapágy terhelhetőségét nem csak az élterhelés veszélye szempontjából kell vizsgálnunk, hanem a hidrosztatikus emelés szempontjából is. A külső szivattyúval táplált emelőt üzemszerűen arra használják, hogy álló helyzetben, vagy a hidrodinamikusan kenőhártya kialakulásához elégtelen fordulatszám esetén biztonságosan eltávolítsa a tengelyt a fehérém bélésű perselytől. A számításokból kiderült, hogy a főcsapágy képes tartani a 67%-kalmegnövekedett terhelést, mert az olajfilm teherbírása annál jóval nagyobb. A nyomókamráknak (olajzsebeknek) a teljes tengelycsap vetülethez viszonyított aránya azonban olyan kicsi, hogy bizonytalanná válik a növelt terhelésű tengely megemlése. A számításokat az [5] és [6] irodalmak alapján végeztük el.

3.4. *Következtetések.* Az olajzsebek emelési képességének bizonytalansága miatt a tengely emelését hidraulikus emelővel kell segíteni, a járókerékhez kötött, cserélendő alsó turbinagyűrű finom emelésével. Ha a tengely megemelkedett, akkor a turbinacsapágyban a lecsökkenő olajnyomás (5,38 MPa) ellenére a kenőolaj hártá már tartani tudja a megnövekedett terhet a rásegítő olajemelő nélkül is, hiszen (az olajfilm) teherbírása az előírt 0,2 mm résméret mellett ($\epsilon = 0,33$ relative excentricitásnál) megközelítőleg 810kN, és ez megfelelő biztonsági tartalékokat jelent az ismert, 487kN terheléshez.

3.5. *Tapasztalatok.* A szerelés során kiderült, hogy a növelt terhelésű tengelyt a 24MPa nyomású szivattyúval táplált

olajzsebek meg tudták volna emelni külső rásegítés nélkül is. Az emelés során az olajnyomás 13MPa-ig emelkedett, majd visszaesett 6-7 MPa nyomásra. Ez igen hasznos információ, hiszen a számítások nem nélkülözhetik bizonyos tapasztalati konstansok használatát. Az eredetileg figyelembe vett emelési paraméter 3-as értéke helyett a ténylegesen kialakuló emelési nyomás alapján $K_{em}=1,3$ értékkel számolhatunk. Így az olajzsebek emelési képessége a 8. ábra adataival, [5] szerint

$$F = \frac{P_{em} D n \sqrt{A_{zs}}}{K_{em}} = \frac{24 \text{ MPa} \cdot 600 \text{ mm} \cdot 2 \cdot \sqrt{1514 \text{ mm}^2}}{1,3} = 862 \text{ kN}$$

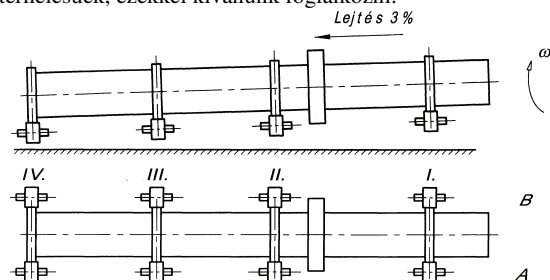
Ez azt jelenti, hogy összehasonlítva a növelt 487kN-os csapágyterheléssel, 85%-os ráhagyás engedhető meg az emelési nyomásra, ami a biztonságos emelést tesz lehetővé, az irodalomban ajánlott 50-100% ráhagyás figyelembe vételével.

	Turbina csapágy
Az emelési nyomás P_{em} , [MPa]	24
Tengelycsap átmérője D , [mm]	600
Egy olajzseb felülete A_{zs} , [mm ²]	1514
Olajzsebek száma n [-]	2
Legkisebb résméret, h_0 [mm]	0,2
Tengelyátmérő, d [mm]	600 h7
Persely átmérő, D [mm]	600,6 H7
Legkisebb játék, J [mm]	0,6
Relatív játék, $\psi = J/d$ [-]	0,001
Relatív excentricitás $\epsilon = 1 - \frac{2 \cdot h_0}{d \cdot \psi}$ [-]	0,33

8. ábra A főcsapágy adatai

4. FORGÓKEMENCE TÁMASZTÓGÖRGŐ CSAPÁGY

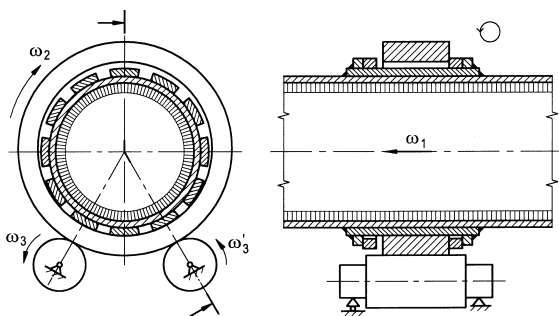
4.1. *A forgókemence működése.* A 9. ábra két képpel mutat be egy 100 m hosszú, 4,6 m átmérőjű klinker kemencét. Lejtése 3 %, megtámasztását a római számokkal jelölt négy görgőállomás végzi. A csökemencét a II. számú görgőállomás fölött, a megerősített köpenyre csavarozott fogaskoszorún keresztül hajtják, üzemi fordulatszáma ~1,4/perc. A II. és III. számú görgőállomások a legnagyobb terhelésűek, ezekkel kívánunk foglalkozni.



9. ábra A csökemence elől- és felülnézete

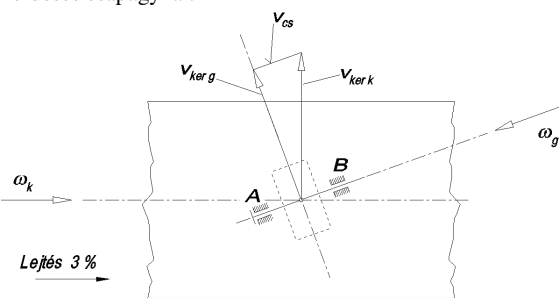
Az üzemeltetés körülményei mostohák. A szabadtéri, poros környezetben működő kemence köpenyének hőmérséklete magas, a vizsgálandó helyeken 230 ... 360°C között változik. A 10. ábrán látható, hogy a futókerék a kemence köpenyére hegesztett alátét lemezekon gördül, belső kapcsolódású dörzskeréként, a kissé, ~50 mm-rel szélesebb támasztógörgővel pedig külső kapcsolódású dörzskerékpárt alkot. A támasztógörgők ~60°-os középponti szögel vannak elhelyezve a futógyűrűhöz képest. A II. számú görgőállomáson, a két kapcsolatban a súlyterhelésből egyenként akár 5000 kN támaszerő is adódhat, ha a

legkedvezőtlenebb esetet, az áramló közeg boltozódását is figyelembe vesszük. A dörzshajtás elemeinek axiális helyzete a kemence hőtágulása következtében változik. Ezt a problémát némiképpen orvosolja a szélesebb támasztógörgő, ugyanakkor az üzemi hőmérsékletnek megfelelő legvalószínűbb axiális helyzetben a támasztógörgő felületének lépcsős vagy homorú kopása csak a kemence „axiális járatásával” kerülhető el. A 11. ábrán bemutatott elv szerint a kemence tengelyéhez képest ferdén elállított görgők okozzák a futókeréknek, és rajta keresztül a kemencének a lejtéssel ellentétes irányú axiális mozgását. A legnagyobb súlyterhet viselő II. és III. görgőállomás görgőinek ferde elállítása más szempontból is előnyös. Ezáltal nem az alsó határoló görgőnek kell viselnie a teljes axiális terhelést az üzemidő egészében.



10. ábra A II. számú görgőállomás

4.2 Radiális csapágyak kenélméleti vizsgálata. Forgókemence meghibásodása kapcsán a radiális csapágyak kenélméleti vizsgálata vált szükségessé [7]. A támasztógörgők csapágyait terhelő erők számszerű értékeinek meghatározásához a görgőállomásra ható súlyterhelést és a támasztógörgő ferde beállításából következően a futógyűrű és a támasztógörgő érintkezési felületén fellépő csúszási súrlódási erőt kell figyelembe venni. A támasztógörgő ferde beállításánál – az érintkező felületi pontok sebességábrája szerint (11. ábra) – a felületek relatív csúszási sebessége irányában csúszási súrlódási erő keletkezik. A fajlagos csapágyterhelés 6,27 MPa, a terhelési szám (Sommerfeld szám) 620 volt a kérdéses csapágynál.



11. ábra A támasztógörgő ferde állításának következménye

A VOGELPOHL [6] által meghatározott $(1-\epsilon)\phi$ jellemzőszám értéke 1,1, amelyből a legkisebb résméret 2,13 μm . A számított legkisebb résméret értéke alapján megállapítható, hogy a támasztógörgők radiális csapágyai vegyesúrlódási állapotban működnek. Az alkalmazott erősen adalékolt kenőolajra hárul a feladat, hogy az érintkező érdességi csúcsok felületén erősen kötődő határréteget képezzen, megakadályozva az érdességi csúcsok túlmelegedését, összehégedését azaz a felületek berágódását. A folyadéksúrlódási állapottal jellemzett kenés e helyen az adott fajlagos terhelés és üzemi fordulatszám mellett nem érhető el, ezért az ún. határréteg kenéssel és jó

hűtéssel kell biztosítani egy elfogadható kopási élettartamú üzemet.

4.3. A görgőállítás veszélye. A kemencét a köpenyre helyezett futókeréken keresztül támasztják a görgők, melyeket két-két merev perselyes hidrodinamikus hordozócsapágy támaszt. A görgők ferde helyzetbe állítását hidraulikus hengerekkel végzik, majd a kívánt helyzetet finom métermenetes kapcsolattal rögzítik. A nem eléggé kíméletes állítás a csapágyak meghibásodásához vezethet. A tengely nagymértékű elállítása életterhelést okoz. A nagy fajlagos csapágyterhelés miatt a tengellyel érintkező csapágypersely anyaga (szemben a turbinák csapágyaival) alumínium ötvözet, mely merevsége, rosszabb bejáródási tulajdonságai miatt hajlamosabb a berágódásra. Ráadásul a technológiai folyamat sem engedi meg, hogy a hiba észlelésekor azonnal leállítsák a berendezést.

4.4 Megoldás az újabb berendezéseknél. Az újabb klinkerkemencék görgőit baálló görgőcsapágyakkal támasztják, elkerülve ezzel a figyelmen kívül hagyott görgőállítás okozta csapágy tönkremenetelt.

5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

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

6. IRODALOM

- [1] Ötvös P., Tiszavíz Vízerőmű Kft., (Tanulmány a tiszalöki és kiskörei vízerőmű 1956-2010 közötti történetéről) 31p., 2010.
- [2] Lakatos K., A Tiszalöki Vízerőmű 1. blokkjának turbina főcsapágy részvízterében észlelt meghibásodások okáról, javításáról, egy jövőbeni hasonló eset megelőzéséről, Szakértői tanulmány, Kézirat, Miskolc, 2011. március 31. 19p.
- [3] Jacobson, B., The Stribeck memorial lecture, Tribology International 36, p781-789, 2003.
- [4] Szota György, Siklócsapágyak tervezése, Műszaki könyvkiadó, Budapest, 1974., 258 p. (p115-125).
- [5] Elwell, R.C., Hydrostatic Lubrication in E. R. Booser (ed), CRC Handbook of Lubrication, Vol. II., CRC Press, New York, 1983, 661p.,(p116-120.)
- [6] Vogelpohl, G., Betriebssichere Gleitlager – Berechnungsverfahren für Konstruktion und Betrieb, Springer-Verlag, Berlin, etc., 1958. p.90-91.
- [7] Szota Gy., Németh G., HCM Rt. II. Klinkerkemence II. futógyűrű – futógörgő állomása meghibásodásának vizsgálata (hidrodinamikus siklócsapágy vizsgálata), Kutatási zárójelentés a HCM Rt. megbízása alapján, Témaszám 4990468, Miskolci Egyetem Gépelemek Tanszéke, Miskolc, 1999. április 30., 19p.

ELHUNYT PROF. DR. KULCSÁR BÉLA EGYETEMI TANÁR ÚR

Az elhunyt professzor örök nyugalomra helyezése előtt a BME Közlekedésmérnöki és Járműmérnöki Kara és az MTA Gépszerkezettani Tudományos Bizottsága részéről Prof. Dr. Zobory István egyetemi tanár tartott búcsúbeszédet



Tisztelt gyászoló család, tisztelt gyászoló barátok!

A végső búcsú perceiben, egy *kiváló ember és szakember, egy igaz barát* végső távozása okozta **szomorúság és megrendülés** lelki állapotában szeretném tolmácsolni a Műegyetem, a Közlekedésmérnöki és Járműmérnöki Kar munkatársai, a volt tanítványok és barátok együttérzését Kulcsár Béla professzor úr, Karunk volt dékánja, kollégánk és szeretett kedves barátunk ravatalánál.

Nehéz beletörődnünk, hogy eltávozott körünkől és a sok éves együttes munkánk megváltoztathatatlanul a végéhez ért...

Emlékezetünkben mindig jelen marad, mint az anyagmozgató gépek és a logisztikai folyamatok kiváló tanára. Nem felejtjük professzorként végzett kiemelkedő oktató és nevelő munkáját, a tanszékvezetőként végzett sikeres tanszékfejlesztési tevékenységét.

Emlékezni fogunk az Építőgépek, Anyagmozgató gépek és Üzemi Logisztika tanszékvezető professzoraként, valamint a Közlekedésmérnöki és Járműmérnöki Kar kari vezetésében több poszton megvalósult kiváló és eredményes munkájára.

Karunk tudományos dékánhelyetteseként sokoldalú tevékenységet folytatott, amelyben kiemelkedő súllyal szerepelt a posztgraduális képzés irányítása, a Doktori Iskolák kialakítása és a Tudományos Diákkörök segítése. Az Országos Tudományos Diákköri Konferenciák szervezésében is mindig nagy örömmel vette ki részét.

Vezetői talentuma a Karunkon két ciklusban, hét évén keresztül folytatott dékáni működésében teljesedett ki. Az oktatásfejlesztés, a járműmérnöki és a logisztikai mérnöki alapképzések tanterveinek kialakítása és bevezetése, a Karunkon folyó három szakos mesterképzés megvalósítása dicséri kiváló irányító- és szervező munkáját.

Kulcsár Béla professzor úr korábbi életútjának lényeges állomásán a Kecskeméti Gépipari és Automatizálási Műszaki Főiskola főigazgatójaként szerzett sokoldalú vezetői tapasztalata alapján dékánként biztos kézzel vezette Karunk hajóját, amelynek során mindig előtérbe állította a magas színvonalú mérnökképzés és az eredményes tudományos kutatás érdekeit. Nagy figyelmet fordított arra, hogy a pillanatnyi hatásoknak ne engedjen a szűkös gazdasági helyzetben, és a közlekedés valamint a járműipar hosszútávú nemzeti érdekeit tartsa szem előtt!

Ez a szemlélete tette lehetővé, hogy az új, innovatív képzési szakok beindítása mellett a kisebb létszámú, de az országunknak a mérnök utánpótlás szempontjából *fontos* vasútgépész, hajóépítő, anyagmozgató gépész és építőgépész szakirányok képzése is zavartalanul folyjék Karunkon.

Kulcsár Béla professzor úr mérnökképzési „ars poeticájában” a színvonalas elméleti képzés igénye mellett mindig kiemelt hangsúlyt szentelt a laboratóriumi gyakorlati képzés szorgalmazására. Ezért a tanszékek laboratóriumainak fejlesztését a gyakorlati képzés és a kutatómunka biztosítása érdekében mindenkor prioritással kezelte, kiemelten, ha azok a korszerű automatizált mérő és irányító rendszerek alkalmazásba vételével társultak.

Nevéhez fűződik az új járműgépész alapszak képzéséhez elektronikus tananyagok kidolgozására vonatkozó pályázat kezdeményezése, és a pályázat elnyerése után az egységes elektronikus tananyagok kidolgozásának irányítása és a pályázat sikeres befejezése.

Kulcsár Béla professzor úr tudományos munkájában a témafelvetés szinte mindig ipari fejlesztések gépészeti és logisztikai problémáihoz kapcsolódott. A sok éven át az anyagmozgató gépcsoportjaival kapcsolatos dinamikai és automatizálási kérdésekre irányuló kutatásainak elismerését jelentette meghívása az MTA Gépszerkezettani Tudományos Bizottságába, ahol sokéves eredményes tevékenységet fejtett ki a Géprenszerkek Albizottság vezetőjeként.

Szakmai tevékenységében mindig is jelen volt a logisztika tudományos igényű, kvantitatív vonatkozásokat előtérbe helyező művelése. Ezen munkájának elismeréseképp előbb az MTA Közlekedéstudományi Bizottságában a Logisztikai Albizottság elnöki tisztét nyerte el, majd az MTA megalakult Logisztikai Osztályközi Állandó Bizottsága alelnöki tisztét töltötte be.

Éppen a logisztika területén végzett kiemelkedő kutató-fejlesztő munkája és a logisztikai mérnökképzés hazai beindításában betöltött meghatározó tevékenysége alapján az MTA felterjesztésére, 2013. március 15-i nemzeti ünnepünk alkalmából Kulcsár Béla professzor urat a köztársasági elnök úr a **Magyar Érdemrend Lovagkeresztjével** tüntette ki.

Mint a Miskolci Műszaki Egyetem egykori absolvensze, később tanáregédje, Kulcsár Béla professzor úr mindig szoros kapcsolatot tartott fenn az egykori Alma Máterrel. Nagy örömmel vette, amikor a Miskolci Egyetem tiszteletbeli professzorává választotta.

Számos további testület, így a Magyar Mérnök Akadémia, a Műszaki Igazságügyi Szakértői Testület, a Magyar Mérnöki Kamara tiszteletbeli tagjaként és az Európai Német Nyelvű Anyagmozgató Professzori Konferencia tagjaként végzett eredményes munkát.

Kulcsár Béla professzor úr sokoldalú oktatómunkája és a 140-et meghaladó számú tudományos publikációjában formát öltő kutatómunkája mellett több mint 28 egyetemi tansegédlet, jegyzet, tankönyv és szakkönyv szerzője is volt. A *Robottechnika* és az *Ipari logisztika* című kiváló szakkönyveit a hallgatóság még sok évig fogja tankönyvként és a szakma kézikönyvként használni.

Itt kell kiemelni, hogy a logisztikai szakterület vezető németnyelvű folyóiratának a *Logistik Journal*-nak és a hazai gépészmérnöki tudomány GÉP című folyóiratának szerkesztő bizottsága sok éve tagjává választotta. Ezen megbízatásainak keretében mindig támogatta a tehetséges fiatal szakembereket a doktori fokozatuk megszerzéséhez szükséges publikálásban.

A szó menne tovább az érdemek felsorolásában, de meg kell állni! Most szomorúsággalelve végső búcsút venni jöttünk...

Kedves Béla, kedves kollégánk, nagyra becsült és szeretett barátunk!

Életutadon halálad napjaid *becsülettel és kiemelkedő eredménnyel* teljesítetted a Teremtő által rád szabott feladatokat...

Nehéz beletörődnünk, hogy ilyen hirtelen egyedül maradtunk, nem hallhatjuk többet a megszokott baráti hangodat, lényeglátó szakmai érveléseidet, és az emberi problémákat is mélyen megértő bölcs véleményed. Véleményalkotásodból mindig sugárzott a magyar műszaki felsőoktatás, ezen belül a Karunkon folyó mérnökképzés elméleti és gyakorlati színvonalának emelése iránti lelkes elkötelezettséged.

Csak ismételni lehet köszönetünket a Műegyetem, és Karunk oktatói és hallgatói nevében kiemelkedő tanári, tudományos és szervező munkáért, az együtt munkálkodásért, barátságodért...

Szomorú szívvel búcsúzom Tőled a Műegyetem tanári kara, munkatársi közössége és hallgatósága és az MTA Gépszerkezettani Tudományos Bizottsága nevében!

Felejthetetlen emlékedet szeretettel megőrizzük! Kedves Professzor Úr, Kedves Béla!

Isten Veled, nyugodj békében!

CONTENTS

<i>1. Bider Zsolt</i> DIE TOLERANZEN VON GEWINDEVER- BINDUNGEN AUSWIRKUNGEN AUF DIE VORGESPANNTEN SCHRAU- BEVERBINDUNGEN	<i>11. Horváth Péter PhD</i> MODELING HAPTIC FEATURES OF PIANO ACTION.....
<i>2. Vadászné Bognár Gabriella, Dr. habil.</i> DETERMINATION OF THE DRAG COEFFICIENT IN NON-NEWTONIAN MEDIA.....	<i>12. Horváth Richárd, Pálincás Tibor, Mátyási Gyula</i> DESIGNING, MAKING AND ADAPTING A DYNAMOMETER SYSTEM TO MEASURE SMALL FORCES FORMING DURING FINE TURNING.....
<i>3. Czifra Árpád, Horváth Sándor</i> CONNECTION BETWEEN SURFACE ROUGHNESS PARAMETERS OF M-SYSTEM AND MOTIF	<i>13. Juhász Gábor, Eleőd András</i> STRUCTURAL CHANGES OF THE NEAR- SURFACE LAYER DURING SLIDING AND ROLLING FRICTION.....
<i>4. Csortán Beáta PhD, Dr. Horák Péter</i> ROLE OF PRODUCT-SERVICE SYSTEMS IN PRODUCT DESIGN	<i>14. Dr. Kátai László Ph.D, Dr. Szabó István Ph.D., Gárdonyi Péter</i> EXAMINATION OF V-BELT TEMPERATURE CONDITIONS.....
<i>5. Dömötör Csaba</i> HUMOROUS ANALOGIES.....	<i>15. Kelemen László PhD, Dr. Szente József PhD</i> DETERMINATION OF CURVATURES FOR CROWNED TOOTH SURFACE GENERATED BY ENVELOPING.....
<i>6. Drágár Zsuzsa, Dr. Kamondi László PhD</i> TOOTH ROOT STRESS CALCULATION FOR NON-SYMMETRIC TOOTH SHAPE.....	<i>16. Lénárt József</i> DEVELOPMENT OF OPTICAL VIBRATION MEASUREMENT DEVICE.....
<i>7. Forberger Árpád, Dr. Lovas László</i> FINITE ELEMENT ANALYSIS OF CURVED- TOOTH GEAR CONNECTION.....	<i>17. Nagy Lajos</i> MECHATRONIC DESIGN OF SERVO MECHA- NISMS.....
<i>8. Göncfalvi Balázs, Dr. Krisch Róbert</i> INVESTIGATION OF THE BASIC PARTS OF A FLAT WHEEL HARMONIC DRIVE	<i>18. Dr. Németh Gábor, Kovács Péter Ph.D, Dr. Varga Dénes</i> CONSTRUCTION OF CONCENTRATING SOLAR COLLECTOR.....
<i>9. Dr. Hány András, Illés Tamás, Sághegyi Ramóna</i> EXPERIENCES OF A TEST EQUIPMENTUSED FOR EXAMINATION OF COATED FASTENERS	<i>19. Németh Géza MSc, Dr. Péter József PhD, Dr. Fáy Árpád CSc, Bereczkei Sándor MSc</i> CHECKING THE SAFE SEPARATION OF FRICTIONAL PAIRS OF SURFACES AT OCCASSIONALLY LARGE DEFOR- MATIONS.....
<i>10. Hegedűs György, Takács György</i> GENERATION OF TOOL PROFILES BY SURFACE INTERSECTION METHOD.....	

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. Rittinger János

Dr. Szabó István

Dr. Szántó Jenő

Dr. Szűcs Edit

Dr. Tímár Imre

Dr. Tóth László

Cooperation in the editing:

Dr. Péter József

Dear Reader,

Forty years ago, on 22-24th August 1973 there were a discussion on the industrial design and its organisation, between 234 engineers, mainly top designer members of 110 firms and institutes. The idea of the conference was born in the summer of 1972 during the national secretariat meeting of the Scientific Society for Mechanical Engineering (GTE), and it was arranged by the GTE committee of Miskolc and the University, by the cooperation of Professor Dr. Zénó Terplán, Dr. József Magyar, Dr. Rezső Száday together with the many members made a lot of tiny work. 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*. He emphasized the importance of *dealing with the assessment of design* because many, mainly West German papers *dealing with the methodology of design process* had been published in recent years. The authors of all the 15 papers of the conference proceedings argued for a design work that framed into a consolidated system, fruitful and effective. After the event of the Discussion of Chief Designers in 1975 the conference title was transformed into Conference of Machine Designers in 1977.

At the years preceding the 1990s changes, the last event that recalled the atmosphere of the previous conferences, was the 6th Conference of Machine Designers in 1985, held in Miskolc-Tapolca. The 43 presentations that were published in conference proceedings, too, were followed by the 210 participants, arrived partly from the industry, the research institutes and the higher education. In the opening ceremony Professor Dr. József Drobni spoke about the *designing of energy saving, reliable and aesthetic machines which are competitive not only abroad but also in home terrain*, detecting and suggesting the expected challenges. The bankruptcy of the state enterprises affected the 7th Conference of Machine Designers. The conference was arranged at the University of Miskolc, and the 30 presentations were held by university professors, lecturers and researchers, with unchanged strength, for their university workmates and a small number of industrial experts.

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". The designers took notice that the product is everything for which there is interest (e.g. the Conference of Machine Designers) or for which the interest can be made (e.g. the Conference of Machine Designers and Product Developers). The organizers of the conference have understood that the beginning designers also *eager to participate in a regular professional gathering and welcomes the opportunity of publication in a reliable professional journal that has been supported persistently by the Scientific Society for Mechanical Engineering*.

The change is perceptible in the theme of the presentations, too. *The horizon of the designers is wider today; besides the results of the mathematics, the mechanics, the material and manufacturing sciences they integrate the outcomes of the information technology, the ergonomics, the biology, the medical sciences, the psychology, etc.* One of the areas of the product design is the search and application of the analogies of nature, the evolution is included in the examined fields by this research area. Do allow me the Honorable Reader that the evolution not to be associated with the word "stronger", but with the creative adapting and growth that are the answer of the machine designers and product developers for the challenges.

Dr. József Péter
organizing secretary of the Conference

Managing Editor: Vesza József. Editor's address: 3534 Miskolc, Szervezet utca 67.
Postage-address: 3501. Pf. 55. Phone/fax: (+36-46) 379-530, (+36-30) 9-450-270 • e-mail: mail@gepujsag.hu

Published by the Scientific Society of Mechanical Engineering, 1027 Budapest, Fő u. 68.
Postage-address: 1371, Bp, Pf. 433
Phone: 202-0656, Fax: 202-0252, E-mail: a.gaby@gteportal.eu, Internet: www.gte.mtesz.hu
Responsible Publisher: Dr. Igaz Jenő Managing Director

<http://www.gepujsag.hu>
Printed by Gazdász Nyomda Kft. 3534 Miskolc, Szervezet u. 67.
Price per month: 1260 Ft.
Distribution in foreign countries by Kultúra Könyv és Hírlap Külkereskedelmi Vállalat H-1389
Budapest, Pf. 149. and Magyar Média H-1392 Budapest, Pf. 272.

INDEX: 25 343 ISSN 0016-8572

All articles are peer reviewed.

- 15.00-15.15 Csitári Csaba PhD hallgató, Dr. Varga Mihály CSc, egyetemi tanár Nyugat-magyarországi Egyetem, Gépészeti és Mechatronikai Intézet: Faelgázosításon alapuló kogenérációs rendszer fejlesztése
- 15.15-15.30 Forberger Árpád PhD hallgató, Dr. Lovas László PhD, egyetemi docens, BME Járműelemek és Járműszerkezetanalízis Tanszék: Ívelt fogú fogaskerék kapcsolat végeelemes vizsgálata
- 15.30-15.45 Héra Bálint PhD hallgató, Zalavári József DLA., egyetemi docens Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gép- és Terméktervezés Tanszék: Tudományos eszközök alkalmazása munkaszék tervezés során – az optimális ülő testhelyzet keresése
- 15.45-16.00 Juhász Gábor PhD hallgató, Dr. Eleőd András DSc., egyetemi tanár Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Járműelemek és Járműszerkezetanalízis Tanszék: A felületközi réteg szerkezeti változásai csúszó- és gördülő súrlódás esetén
- 16.00-16.15 Patai Patrik PhD hallgató, Dr. Eleőd András DSc., egyetemi tanár Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Járműelemek és Járműszerkezetanalízis Tanszék, Dr. Lelkes Márk PhD, fejlesztési intézet vezető Rába Futómű Kft.: Ívelt fogazatú fogaskerekek fogazatgeometriájának szimulációja különböző módszerekkel
- 16.15-16.30 Vidovics Balázs doktorjelölt Nyugat-magyarországi Egyetem Faalapu Termékek és Technológiák Intézet: Az innováció értékelésének lehetőségei a korai tervezési fázisokban
- 16.30-16.45 Vidovics Balázs doktorjelölt Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gép- és Terméktervezés Tanszék: Az innováció és a kreativitás fogalmainak viszonya az újtermék-tervezésben
- 16.45-17.00 Szalai Judit PhD hallgató, Bendefy András PhD hallgató, Dr. Váradi Károly DSc., egyetemi tanár, Dr. Piros Attila egyetemi adjunktus Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gép- és Terméktervezés Tanszék: Fúziós erőmű diagnosztikai kábelezésének konstrukciós továbbfejlesztése és termomechanikai szimulációja
- 17.00-17.15 Tóth Gábor MSc. hallgató, Dr. Szabó Tamás PhD, tanszékvezető egyetemi docens Miskolci Egyetem Robert Bosch Mechatronikai Tanszék: Kawasaki robot szimulációja és megfogójának rezgésvizsgálata
- 9.00 - 9.15 Vadászné Dr. Bognár Gabriella CSc., habil. tanszékvezető egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék: Az ellenállástényező meghatározása nem-newtoni közegben
- 9.15 - 9.30 Nagy József gyártmányfejlesztési igazgató, Electrolux Lehet Kft: Kompresszor számítási modell hűtőkör szimulációhoz
- 9.30 - 9.45 Dr. Sente József PhD., egyetemi docens, Kelemen László PhD hallgató Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék: Burkolással előállított domborított fogfelület görbületeinek meghatározása
- 9.45-10.00 Dr. Hegedűs György PhD., egyetemi docens, Dr. Takács György PhD, tanszékvezető egyetemi docens Miskolci Egyetem Szerszám-gépek Tanszék: Szerszámprofilok előállítás felületmetsző módszerrel
- 10.00-10.15 Jálcs Károly főiskolai docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék: 100 éve halt meg Rudolf Diesel
- 10.15-10.30 Németh Géza adjunktus, Dr. Péter József CSc., egyetemi docens Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék, Dr. Fáy Árpád CSc ny. egyetemi docens, Bereczkei Sándor MSc erőművezető-helyettes Tiszavíz Vízerőmű Kft. Tiszalök: Sűrűlő felületpárok biztonságos elválasztásának ellenőrzése nagy alakváltozások esetén
- 10.30-10.45 Dömötör Csaba adjunktus Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Tanszék: Humoros analógiák
- 10.45-11.00 Lénárt József tanársegéd, Miskolci Egyetem, Robert Bosch Mechatronikai Tanszék: Optikai elven működő rezgésmérő berendezés fejlesztése
- 11.00-11.15 Nagy Lajos tanársegéd, Miskolci Egyetem, Robert Bosch Mechatronikai Tanszék: Szervo mechanizmus mechatronikai tervezése
- 11.15-11.30 Drágár Zsuzsa tanársegéd, Dr. Kamondi László PhD. egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Tanszék: A főtűfeszültség számításának lehetősége nem szimmetrikus fogalak esetén
- 11.30-11.15 Kiss Dániel PhD. hallgató, Dr. Csáki Tibor egyetemi docens, műszaki tudomány kandidátusa Miskolci Egyetem Szerszám-gépek Tanszék: Korszerű mellék-hajtás vizsgálóberendezés tervezése
- 11.15-11.30 Szabados Anna Réka PhD. hallgató, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék: Gumiabroncsok kialakulásának története
- 11.30-11.45 Dobos Zsolt PhD. hallgató, Dr. Palotás Árpád tanszékvezető egyetemi docens, Miskolci Egyetem Tüzeléstechnikai Tanszék: Állandó mágnes segítségével befollyásolt gázmérők vizsgálata az utólagos kimutathatóság szempontjából
- 11.45-12.00 Juhász Judit MSc. hallgató, Miskolci Egyetem: Katolikus templomok római romokon
- 12.00-12.15 Dr. Péter József CSc., egyetemi docens, Németh Géza adjunktus Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék Miskolci Egyetem: A fogaskerék hullámhajtómű konstrukciós lehetőségei
- 12.15 Dr. Péter József CSc., egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék: A Gép-tervezők és Termékfejlesztők XXIX. Szemináriumának bezárása

**II. szekció. I. emelet, Deák terem
2013. november 8.
(péntek) délelőtt, 9.00-tól 12.30-ig**

ELNÖK: Dr. Kamondi László Phd., egyetemi docens, Bihari Zoltán adjunktus, Dömötör Csaba adjunktus, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék.

**A JÖVŐ MÉRNÖKEINEK
PREZENTÁCIÓI**

- Takács Krisztina:* Kombinált játszótéri elem fejlesztése
- Balogh Nóra:* Kistélepülés közterületi arcu-lattervezése
- Fekete Krisztina:* Kandalló tervezése
- Gál Viktor:* Átalakítható kerékpár fejlesztése
- Szarka Dániel:* Multifunkciós bicika fejlesztése
- Tóth Fruzsina:* Multifunkcionális térelválasztó rendszer fejlesztése
- Veres Ádám:* Orvosi szívmonitorozó rendszerrel ellátott mobiltelefon tervezése
- Kovács Kitti:* Tengelyek csapágyazásának optimálási lehetőségei
- Bacsó Ádám:* Elemekből összeszerelt hobby autó
- Baló Tamás:* Szíjas variátor kerékpárhoz
- Bene Máté:* Fűkasza tervezése
- Dobos Richárd:* Hajtómű tervezése
- Göndör Dávid:* Napelem forgató berendezés tervezése
- Majoros Dávid:* Alternatív energiát termelő járólappal tervezése és korszerűsítése
- Molnár Péter:* Lánchajtás tervezése
- Szűlősi Ákos:* Agyaggyúró gép tervezése
- Tamás Gábor:* Mézpergető tervezése
- Tenké Gergely:* Faeszterga tervezése
- Tuzsa Ákos:* Cellás adagoló tervezése
- Varsányi Norbert:* Mechanikus hajtású fűnyíró gép tervezése
- Debreczeni Dániel:* Egyenes fogú hengeres külsőfogazatú fogaskerék fogprofiljának meghatározása
- Kertész Tamás:* Ipari léghűtő végeelemes vizsgálata
- Jónás Szabolcs:* Láncok kopási mechanizmusának vizsgálata
- Csáti Zoltán:* Áramlási jellemzők vizsgálata nyugvó közegben mozgó felületen

**I. szekció, Nagyterem, I. emelet
2013. november 8.
(péntek) délelőtt**

SZEKCIÓVEZETŐ: Vadászné Dr. Bognár Gabriella CSc., habil. tanszékvezető egyetemi docens, Dr. Péter József CSc., egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék

A GÉPTERVEZŐK ÉS TERMÉKFEJLESZTŐK XXIX. SZEMINÁRIUMÁNAK SZERVEZŐI:

Dr. habil. Döbröczöni Ádám *egyetemi tanár*
Dr. Péter József *egyetemi docens, a szeminárium titkára*
Dr. Siposs István *egyetemi docens*
Németh Géza *egyetemi adjunktus*
Gere Aranka *gazdasági ügyintéző*

KORÁBBI RENDEZVÉNYEINK:

- Vezető Konstruktorok Tanácskozása, Miskolc, 1973. augusztus 23 - 24.
Vezető Konstruktorok Tanácskozása, Miskolc, 1975. július 23 - 24.
Géptervezők III. Országos Szemináriuma, Miskolc, 1977. augusztus 30 - szeptember 1.
Géptervezők IV. Országos Szemináriuma, Miskolc, 1980. augusztus 26 - 27.
Géptervezők V. Országos Szemináriuma, Miskolc, 1982. augusztus 25 - 26.
Géptervezők VI. Országos Szemináriuma, Miskolc, 1985. április 11 - 12.
Géptervezők VII. Országos Szemináriuma, Miskolc, 1989. május 29 - 31.
Géptervezők VIII. Országos Szemináriuma, Miskolc, 1991. május 29 - 30.
Géptervezők IX. Országos Szemináriuma, Miskolc, 1993. szeptember 30 - október 1.
Géptervezés '94 (Géptervezők X. Országos Szemináriuma) Miskolc, 1994. május 20.
Géptervezők XI. Országos Szemináriuma, Miskolc, 1995. május 29 - 30.
Géptervezés-termékfejlesztés '96 (Géptervezők és Termékfejlesztők XII. Országos Szemináriuma)
Miskolc, 1996. május 24 - 25.
Géptervezők és Termékfejlesztők XIII. Országos Szemináriuma
Miskolc, 1997. november 28.
Géptervezők és Termékfejlesztők XIV. Országos Szemináriuma
Miskolc, 1998. december 15.
Géptervezők és Termékfejlesztők XV. Országos Szemináriuma
Miskolc, 1999. szeptember 30 - október 1.
Géptervezők és Termékfejlesztők XVI. Országos Szemináriuma
Miskolc, 2000. november 15 - 16.
Géptervezők és Termékfejlesztők XVII. Országos Szemináriuma
Miskolc, 2001. november 8 - 9.
Géptervezők és Termékfejlesztők XVIII. Országos Szemináriuma
Miskolc, 2002. november 7 - 8.
Géptervezők és Termékfejlesztők XIX. Országos Szemináriuma
Miskolc, 2003. november 6 - 7.
Géptervezők és Termékfejlesztők XX. Országos Szemináriuma
Miskolc, 2004. november 11 - 12.
Géptervezők és Termékfejlesztők XXI. Országos Szemináriuma
Miskolc, 2005. november 10 - 11.
Géptervezők és Termékfejlesztők XXII. Országos Szemináriuma
2006. november 9 - 10.
Géptervezők és Termékfejlesztők XXIII. Országos Szemináriuma
2007. november 15 - 16.
Géptervezők és Termékfejlesztők XXIV. Országos Szemináriuma
2008. november 13 - 14.
Géptervezők és Termékfejlesztők XXV. Országos Szemináriuma
2009. november 5 - 6.
Géptervezők és Termékfejlesztők XXVI. Országos Szemináriuma
2010. november 11 - 12.
Géptervezők és Termékfejlesztők XXVII. Országos Szemináriuma
2011. november 10 - 11.
Géptervezők és Termékfejlesztők XXVIII. Országos Szemináriuma
2012. november 8 - 9.